



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

Institut für Reaktorentwicklung

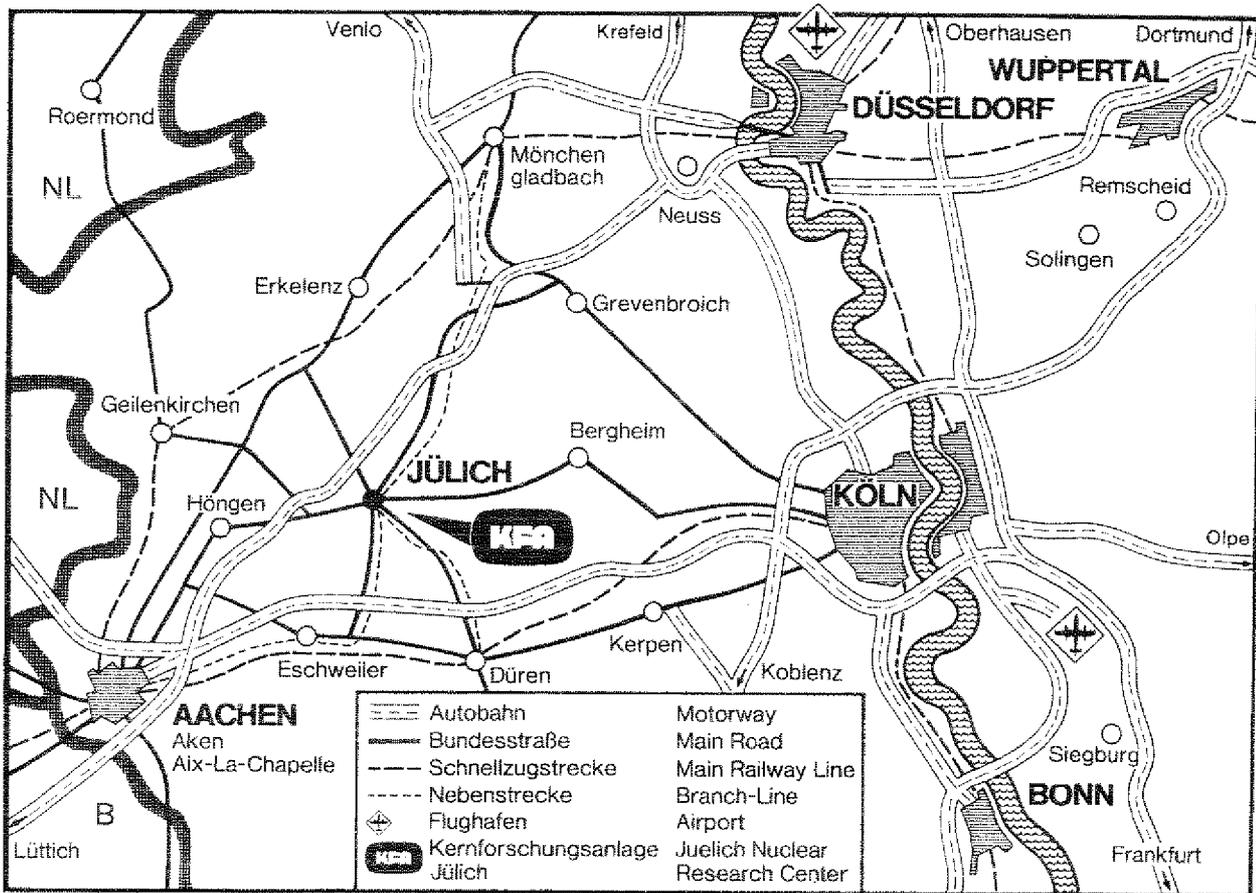
**Thermodynamische Berechnungen und
konstruktive Auslegung einer Behälter-
kühlung für einen aus vorgespannten
Stahlgussegmenten aufgebauten HTR
mit einer thermischen Leistung
von 3000 MW_{th}**

von

J. Scheler

**JüI - 1441
Juli 1977**

Als Manuskript gedruckt
ISSN 0366-0885



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1441

Institut für Reaktorentwicklung Jül - 1441

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Thermodynamische Berechnungen und
konstruktive Auslegung einer Behälter-
kühlung für einen aus vorgespannten
Stahlgusselementen aufgebauten HTR
mit einer thermischen Leistung
von 3000 MW_{th}**

von

J. Scheler

D 82 (Diss. T. H. Aachen)

THERMODYNAMICAL CALCULATIONS AND DESIGN
FOR A VESSEL-COOLING OF A H T R
CONSTRUCTED OF PRESTRESSED CAST-STEEL SEGMENTS
WITH A THERMAL POWER OF 3000 MW(th)

by

Jörg Scheler

ABSTRACT

The fulfilling of the safety requirements for a vessel-cooling-system of a HTR cast-steel vessel leads to the application of an even-even-plate-type of cooling-system, which is block-independent and therewith, in principle, exchangeable. From the consideration of thermal accidents, the results obtained show that due to the fall-out of a cooling-disk, no damages are to be expected to the vessel, because of increased temperatures. For larger breakdowns, the time interval is sufficient for countermeasures to be taken. The dimensions of the cooling system of the control rods are such that for a fall-out of the top-cooling, too, a safe reactor operation, and therefore also the starting-up of the reactor, remains possible at any time.

THERMODYNAMISCHE BERECHNUNGEN UND KONSTRUKTIVE AUSLEGUNG
EINER BEHÄLTERKÜHLUNG FÜR EINEN AUS
VORGESpanNTEN STAHLGUSSESEGMENTEN AUFGEBAUTEN H T R
MIT EINER THERMISCHEN LEISTUNG VON 3000 MW_{th}

von

Jörg Scheler

KURZFASSUNG

Die Erfüllung der Sicherheitsanforderungen an ein Behälterkühl-
system für einen HTR-Stahlgußbehälter führt zum Einsatz eines GG-
Plattenkühlsystems, das blockunabhängig und damit prinzipiell
austauschbar ist. Die Betrachtung von thermischen Störfällen
führt zu dem Ergebnis, daß bei Ausfall einer Kühlplatte keine
Schädigung des Behälters aufgrund von erhöhten Temperaturen zu
erwarten ist; für Ausfälle größeren Ausmaßes bleibt die Zeitspan-
ne für Gegenmaßnahmen ausreichend groß. Das Kühlsystem der Regel-
stäbe ist so dimensioniert, daß auch bei Ausfall der Deckenküh-
lung ein ungefährdeter Betrieb und somit das Abfahren des Reak-
tors jederzeit möglich bleibt.



INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
1. EINLEITUNG	1
2. REAKTORDRUCKBEHÄLTER-KONZEPTE	3
2.1 Darstellung möglicher Ausführungsformen	3
2.1.1 Spannbetonbehälter	3
2.1.2 Vorgespannter Grauguß-Druckbehälter	4
2.1.3 Vorgespannter Stahlguß-Druckbehälter	6
2.2 Vergleichende Zusammenstellung SBB - VGD - VStD	7
2.3 Beschreibung des vorgespannten Stahlguß- Druckbehälters	9
3. ERMITTLUNG DES WÄRMEFLUSSES IM THERMISCHEN SCHILD	17
3.1 Rechenmodelle	17
3.2 Abschätzung der geometrischen Daten des thermischen Schildes und der thermischen Daten des Kaltgases	21
3.3 Temperaturverläufe im thermischen Schild	23
4. KÜHLUNG DES BEHÄLTERZYLINDERS	25
4.1 GG-Plattenkühler für den zylindrischen Behälterteil	31
4.1.1 Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung	31
4.1.2 Ermittlung der thermodynamischen Kühldaten	43
4.1.3 Isothermenverlauf und Temperaturprofil im GG-Plattenkühler	45
4.1.4 Thermische Störfälle	50
4.1.5 Zusammenfassung und Wertung	55
4.2 Helium-Kabelkühlung	57
4.2.1 Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung	57
4.2.2 Ermittlung der thermodynamischen Kühldaten	58
4.2.3 Thermische Störfälle	63
4.2.4 Zusammenfassung und Wertung	64
4.3 Wasser-Kabelkühlung	66

	Seite	
4.4	Blockintegrierte Kühlsysteme	68
4.4.1	Blockkühlung mit Galeriebohrungen	68
4.4.2	Blockkühlung mit schweißplattierten Halbrohrschlangen	69
5.	KÜHLUNG DER BEHÄLTERDECKE	72
5.1	Hohlblockkühlung	72
5.2	GG-Plattenkühler für die Behälterdecke	74
5.2.1	Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung	74
5.2.2	Thermodynamische Berechnungen	79
5.3	Kühlung der Regelstäbe	81
5.4	Zusammenfassung und Wertung	84
6.	KÜHLUNG DES BEHÄLTERBODENS	85
6.1	GG-Plattenkühler für den Behälterboden	85
6.1.1	Thermodynamische Berechnungen	90
6.2	Kühlung der Kugelabzüge	92
7.	WÄRMETAUSCHER-KÜHLUNG	95
7.1	Kühlung der Koaxialleitungen	95
7.2	Kühlung der Loops	96
8.	ENERGIE- UND MASSENSTROMBILANZ	98
9.	KÜHLWASSERVERSORGUNGSSYSTEM	99
9.1	Aufbau und Auslegung des Versorgungssystems	99
9.1.1	Kühlkreislauf der Behälterkühlung	100
9.1.2	Kühlkreislauf der Gebläse	101
9.1.3	Kühlkreislauf der aktiven Reaktorhilfsanlagen	102
9.1.4	Kühlkreislauf der nichtaktiven Reaktorhilfsanlagen	102
9.2	Abschätzung der Druckverluste und der Pumpenleistung	103
10.	ZUSAMMENFASSUNG	106
11.	LITERATURVERZEICHNIS	108

VERZEICHNIS DER ABBILDUNGEN

	Seite	
Abb. 1:	Lineranordnung beim Spannbetonbehälter	4
Abb. 2:	Lineranordnung beim Graugußbehälter	5
Abb. 3:	Vorgespannter Stahlguß-Druckbehälter, Datenliste	11/12
Abb. 4:	Vollgußblock im Behältermantel	9
Abb. 5:	Stahlgußsegment in der Behälterdecke	13
Abb. 6:	Zentralstein in der Decke	14
Abb. 7:	Spannanker System BBRV-SUSPA	14
Abb. 8:	Anordnung der Dichtbleche	15
Abb. 9:	Verlauf der Gastemperatur über der Coreachse	17
Abb. 10:	Rechenmodell für geschichtete Wände	18
Abb. 11:	Rechenmodell und Temperaturverläufe im thermischen Schild	24
Abb. 12:	Kühlvarianten für den zylindrischen Behälterteil	26
Abb. 12f:	Kühlvarianten für den zylindrischen Behälterteil Fortsetzung	27
Abb. 13:	Geometrische Anordnung der GG-Platten	32
Abb. 14:	Ermittlung der Blockabmessungen	33
Abb. 15:	Ermittlung der GG-Plattenabmessungen	33
Abb. 16:	Biegeradius für Rohre	34
Abb. 17:	Ermittlung der Kühlrohrabstände	35
Abb. 18:	Ermittlung der Rohrlängen	37
Abb. 19:	Anordnung der Befestigungselemente	38
Abb. 20:	Wärmeleitfähigkeit von Isolierstoffen	40
Abb. 21:	Konstruktive Gestaltung des GG-Plattenkühlers Zylinder	42
Abb. 22a:	Rechenmodell und Temperaturverläufe GG-Plattenkühler beide Systeme	46
Abb. 22b:	Rechenmodell und Temperaturverläufe GG-Plattenkühler inneres System	47
Abb. 22c:	Rechenmodell und Temperaturverläufe GG-Plattenkühler äußeres System	48

	Seite	
Abb. 23:	Rechenmodell und Isothermenverläufe im Zylinder	51
Abb. 24:	Instationäre Temperaturverläufe	52
Abb. 25:	Instationärer Verlauf der Gastem- peratur über der Coreachse	54
Abb. 26:	Instationärer Verlauf der Gastem- peratur	54
Abb. 27:	Helium-Kabelkühlung	59
Abb. 28:	Rechenmodell und Temperaturverlauf der Gas-Kabelkühlung	61
Abb. 28-1:	Rechenmodell für instationären Temperaturverlauf	63
Abb. 29:	Wasserkabelkühlung	67
Abb. 30:	Deckensegment I	75
Abb. 31:	Deckensegment II	76
Abb. 32:	Deckensegment III	77
Abb. 33:	Anordnung der GG-Plattenkühler in der Decke	78
Abb. 34:	Rechenmodell und Temperaturverlauf in der Decke und am Abschaltstab	83
Abb. 35:	Bodensegment I	86
Abb. 36:	Bodensegment II	87
Abb. 37:	Bodensegment III	88
Abb. 38:	Anordnung der GG-Plattenkühler im Boden	89
Abb. 39:	Rechenmodell und Temperaturverlauf im Boden und am Kugelabzug	94
Abb. 40:	Koaxialleitungskühlung	95
Abb. 41:	Kühlung der Loopbehälter	96
Abb. 42:	Kühlwasser-Versorgungssystem	104

VERZEICHNIS DER TABELLEN

	Seite
Tab. 1: Werkstoffdaten	7
Tab. 2: Vergleich SBB - VGD - VStD	8
Tab. 3: Problemstellung und Lösungsvorschläge für vorgespannten Stahlguß-Druckbehälter	10
Tab. 4: Zusammenstellung der geometrischen Daten des thermischen Schildes	21
Tab. 5: Wärmeübergangskoeffizient a_{He}	22
Tab. 6: Kennzeichnende Daten für den Wärmeübergang thermischer Schild	23
Tab. 7: Zusammenstellung der thermischen Daten des Kaltgases	23
Tab. 8: Wärmeleitfähigkeit von Isolierstoffen, $t < 100$ °C	40
Tab. 9: Zusammenstellung der Abmessungen des GG-Plattenkühlers für den zylindrischen Behälter	41
Tab. 10: Stoffwerte von H_2O_{30} °C, 5b	44
Tab. 11: Wärmeübergangskoeffizient Luft, 25 °C	44
Tab. 12: Geometrie der Schichtung im Zylinder	44
Tab. 13: Thermodynamische Daten des GG-Plattenkühlers	45
Tab. 14: Abzuführende Wärmemengen der Mantelkühlung	49
Tab. 15: Stoffwerte von He_{300C} , 40b	60
Tab. 16: Geometrie der Schichtung und wärmetechnische Daten He-Kabelkühlung	60
Tab. 17: Thermodynamische Daten der He-Kabelkühlung	62
Tab. 18: Abzuführende Wärmemengen der He-Gaskühlung	62
Tab. 19: Störfall-Temperaturen	63
Tab. 20: Thermodynamische Daten der Halbrrohrkühlung	71
Tab. 21: Geometrische Daten der GG-Plattenkühler	78
Tab. 22: Geometrie der Schichtung in der Decke	79

	Seite
Tab. 23: Thermodynamische Daten der GG-Decken- kühlung	80
Tab. 24: Schichtung und wärmetechnische Daten der Regelstabskühlung	82
Tab. 25: Thermodynamische Auslegungskriterien der Regelstabskühlung	82
Tab. 26: Geometrische Daten der GG-Platten- kühler - Boden	89
Tab. 27: Geometrie der Schichtung im Boden	90
Tab. 28: Thermodynamische Daten der GG-Boden- kühlung	91/92
Tab. 29: Schichtung und wärmetechnische Daten der Kühlung des Kugelabzugs	93
Tab. 30: Thermodynamische Auslegungskriterien der Kühlung des Kugelabzugs	93
Tab. 31: Schichtung und wärmetechnische Daten der Kühlung der Koaxialleitung	95
Tab. 32: Thermodynamische Auslegungskriterien der Kühlung der Koaxialleitung	96
Tab. 33: Schichtung und wärmetechnische Daten der Wärmetauscherkühlung	97
Tab. 34: Thermodynamische Auslegungskriterien der Wärmetauscherkühlung	97
Tab. 35: Energie- und Massenstrombilanz	98
Tab. 36: Druckverluste der einzelnen Behälter- systeme	105

1. EINLEITUNG

Am Anfang der Hochtemperatur-Baulinie stand das AVR-Versuchskraftwerk, das in inzwischen zehnjährigem Betrieb die Funktionsfähigkeit des HTR bestätigt hat. Der in Bau befindliche THTR-Prototyp ist der nächste Schritt zum HTR-Kraftwerk großer Leistung.

Im Institut für Reaktorentwicklung der Kernforschungsanlage Jülich wird an der Projektierung eines Kugelhaufenreaktors mit einer Leistung von 3000 MW_{th} gearbeitet, der zur Stromerzeugung und für nukleare Prozeßwärme eingesetzt werden kann.

Als Teilgebiet dieses Projekts sind die Arbeiten für einen Reaktortyp zu sehen, dessen Druckbehälter statt aus Spannbeton aus vorgespannten Stahlgußsegmenten aufgebaut ist.

Der vorgespannte Stahlguß-Druckbehälter (VStD) unterscheidet sich gegenüber dem Spannbetonbehälter (SBB) neben der grundsätzlichen Verschiedenartigkeit der Behälterwerkstoffe durch den Verzicht auf einen Liner; die Gasdichtigkeit wird durch ein Verschweißen der Segmentfugen gewährleistet.

Diese Verlegung der Funktionselemente für Druckhaltung und Gasabdichtung nach außen bietet aufgrund der freien Zugänglichkeit aller Schweißstellen große Vorteile in Bezug auf die Wiederholungsprüfbarkeit und Reparierbarkeit. Weiter können im Vergleich zum SBB Vorteile auf den Gebieten Bauzeit (Montage), Baukosten, Demontage u.a. erwartet werden.

Im Rahmen der Entwicklungsarbeiten für den VStD stellte sich die Aufgabe, ein leistungsfähiges Behälterkühlsystem zu entwickeln, wobei die besonderen Eigenschaften des Gußbehälters bzw. des Behälterwerkstoffs Stahl zu berücksichtigen waren.

Den Anforderungen betreffend redundanter Auslegung sowohl des Kühlsystems als auch der einzelnen Kühlkomponenten und Anlagenteile sollte entsprochen werden; gleichzeitig war das Sicherheitspotential und besonders das Störfallverhalten der Kühlung zu untersuchen und in Zusammenhang damit die zu erwartenden thermischen Belastungen des Behälters zu klären. Die Aspekte einer technischen Realisierbarkeit waren zu beachten.

Abschließend war eine Abschätzung der abzuführenden Wärmemengen durchzuführen und ein geeignetes Kühlwasserversorgungssystem zu entwerfen.

Bei der Bearbeitung der Problemstellung sollte so vorgegangen werden, daß zunächst alternative Lösungsmöglichkeiten aufzuzeigen waren, deren Vor- und Nachteile diskutiert und gegeneinander gewichtet werden mußten. Die sich aufgrund der gegebenen Auswahlkriterien herausstellende beste Lösung sollte weiter verfolgt und in konstruktiver und thermodynamischer Hinsicht ausgelegt werden.

2. REAKTORDRUCKBEHÄLTER - KONZEPTE

2.1 Darstellung möglicher Ausführungsformen

2.1.1 Spannbetonbehälter

Seit Ende der 50er Jahre der erste Kernreaktor mit einem Druckkörper aus vorgespanntem Beton in Betrieb genommen wurde (Marcoule G-2), werden alle gasgekühlten Reaktoren mit Spannbetonbehältern (SBB) ausgerüstet.

Das Druckgefäß ist ein dickwandiger stehender Zylinder mit ebenen Decken- und Bodenplatten, der durch ein axiales und radiales Spannsystem so vorgespannt wird, daß auch bei vollem Gasdruck (40 bar) noch Druckspannungen im Behälter verbleiben. Ein System schlaffer Bewehrung sorgt für weitere Tragfähigkeit.

Die Dichtfunktion ist beim SBB eindeutig getrennt von der druckaufnehmenden Funktion; sie wird durch eine innere Stahlauskleidung, den Liner, wahrgenommen. Der Liner, der gleichzeitig als Schalung für den Betonkörper dient, ist mit diesem formschlüssig verbunden. Die kraftmäßige Verbindung zwischen Liner und Beton wird durch ein enges Raster von an der Rückseite des Stahlhemds angeschweißten Ankerbolzen hergestellt.

Aufgrund nur begrenzter zulässiger Wärmespannungen und zur Vermeidung von größeren Änderungen in den Betonstoffwerten wird linerseitig die Temperatur auf ca. 65 °C begrenzt; mehrere Schichten im Innenraum angebrachter Edelstahlfolien mit Maschendraht als Zwischenlage dienen zur Wärmeisolierung (Abb. 1). Die auf der Betonseite des Liners trotz dieser Isolierung anfallende Wärme wird in einem Rohrsystem durch Kühlwasser abgeführt, so daß die zulässige Betontemperatur nicht überstiegen wird /1/.

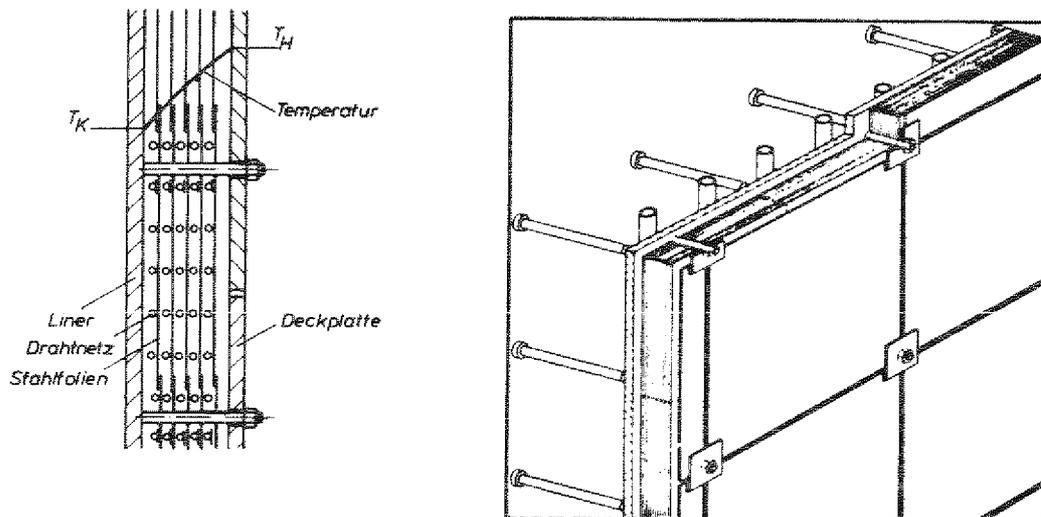


Abb. 1: Lineranordnung beim Spannbetonbehälter

2.1.2 Vorgespannter Grauguß-Druckbehälter

Als Alternative zum SBB ist das Konzept eines vorgespannten Grauguß-Druckbehälters (VGD) vorgestellt worden. Als prinzipielle Vorzüge dieses Systems werden eine geringere Temperaturempfindlichkeit des Behälterwerkstoffes, kleinere Abmessungen und geringeres Gewicht als Folge höherer Werkstofffestigkeiten, Verkürzung der Gesamtbauzeit des Kraftwerks durch schnellere Montage der vorgefertigten Gußblöcke und eine bedingte Austauschbarkeit von Komponenten genannt.

Beim VGD werden die einzelnen Funktionen in ähnlicher Weise wie beim SBB von seinen einzelnen Komponenten getrennt wahrgenommen: die Tragfunktion durch den Druckkörper - die Dichtfunktion durch den Liner - die Aufnahme der Zugspannungen durch das Spannsystem.

Der tragende Körper, unterteilt in Zylinderwand, Boden und Decke, baut sich jeweils aus einer großen Zahl einzelner Gußblöcke auf, die durch Scherkeile verbunden werden. Diese Scherleisten dienen zur Fixierung der Einzelblöcke bei den verschiedenen Belastungsfällen.

Bei teilweisem Ausfall der Horizontalverspannung wird die betroffene Ringlage von den ober- und unterhalb liegenden Lagen gehalten. Die Abmessungen und Gewichte der einzelnen Blöcke sind im wesentlichen von Bearbeitungskapazitäten und den Transportbedingungen begrenzt; das Stückgewicht eines Normalblocks wird mit ca. 50 t angegeben /2/.

Der Corebehälter ist von einem Liner, der mit T-förmigen Ankern in Nuten der Blöcke gehalten wird, gasdicht ausgekleidet. Zwischen Liner und Gußbehälter wird eine druckfeste Masse eingebracht, die Fertigungstoleranzen beider Komponenten ausgleicht. An der Innenseite ist eine Isolierung vorgesehen, an der Außenseite werden zwei unabhängige Kühlsysteme aufgebracht (Abb. 2), /3/, /4/. Neuere Untersuchungen beschäftigen sich mit der Konzeption eines heißen Liners; die höheren Temperaturen im Grauguß bedingen dann warmfeste Kabel bzw. eine Kabelisolation und -kühlung.

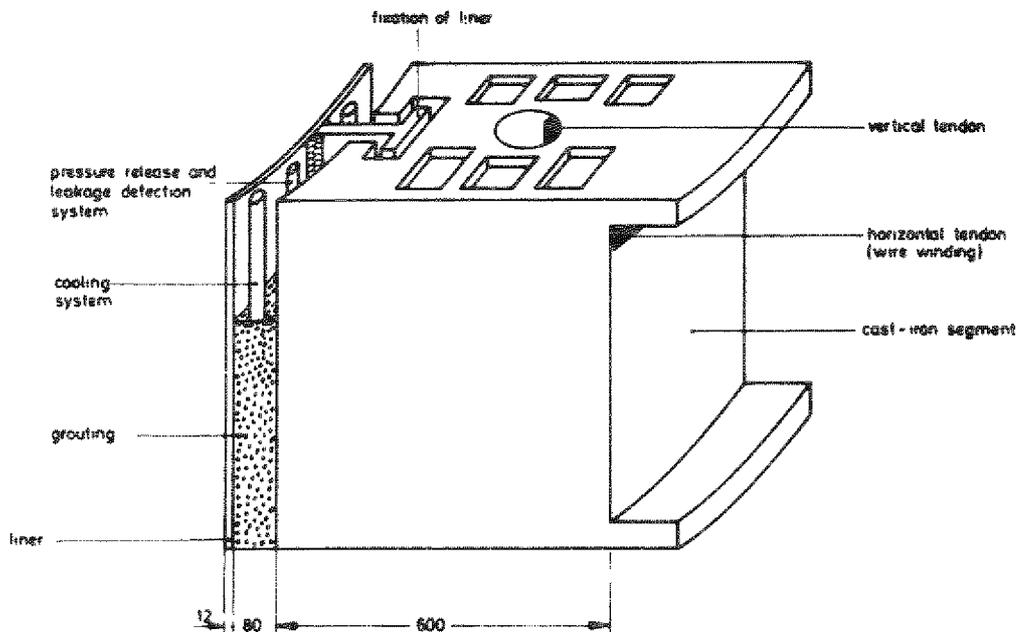


Abb. 2: Lineranordnung beim Graugußbehälter

Die axialen Spannkabel verlaufen innerhalb der zylindrischen Wände, ihre Anordnung ergibt sich aus der Kavernengeometrie und der Blockaufteilung. Die horizontalen Spannkabel werden mit einer Wickelmaschine unter Vorspannung in außenliegende Wickelkanäle eingebracht.

2.1.3 Vorgespannter Stahlguß-Druckbehälter

Eine wesentliche Verbesserung des Konzepts 'vorgespannter Druckbehälter aus Grauguß' kann dadurch erzielt werden, daß das Lining nach außen verlegt wird.

Neben der erheblich vereinfachten Fertigung wäre ein derartiger Liner wesentlich besser zu inspizieren und gegebenenfalls zu reparieren. Diese Änderung des Behälterkonzepts erfordert jedoch statt des Grauguß schweißbare Werkstoffe wie Stahlguß oder Schmiedestahl, da Druckhaltung und Gasdichtigkeit durch Verschweißen der Segmentfugen gewährleistet werden muß.

Für einen derart konzipierten vorgespannten Stahlguß-Druckbehälter (VStD) entfällt die äußerst zeit- und kostenaufwendige Montage des innenliegenden Liners (kritischer Pfad der Bauzeit) sowie Probleme der Linerverankerung und Hinterfüllung. Die Gestaltung von Decke und Boden, insbesondere im Bereich der Durchführungen für Regelstäbe, Kugelabzüge u.a., kann wesentlich einfacher erfolgen.

Weitere Vorteile des äußeren Liners können auf den Gebieten Wiederholungsprüfung und Reparatur erwartet werden. Den zunehmenden Forderungen nach Wiederholungsprüfbarkeit der einzelnen Komponenten, besonders der Prüfung der Dichtfunktion, kann aufgrund freier Zugänglichkeit der Dichtschweißungen entsprochen werden; eine gegebenenfalls notwendige Reparatur ist möglich.

Ähnlich dem VGD ist auch der vorgespannte Stahlgußbehälter aus einzelnen Segmenten aufgebaut. Die Gußblöcke im zylindrischen Teil sowie in Decke und Boden sind durch Schernasen (Nut und Feder-Prinzip) gehalten und durch axiale und radiale Spannkabel vorgespannt. - Die Vorzüge des aus Einzelsegmenten aufgebauten Behälters, betreffend Bauzeit, Bauvolumen, Austauschbarkeit von Komponenten u.a., wie sie bereits für den VGD beschrieben wurden, gelten für den VStD in erhöhtem Maße.

2.2 Vergleichende Zusammenstellung SBB - VGD - VStD

Zum Vergleich der für die verschiedenen Konzepte eingesetzten Werkstoffe werden in Tab. 1 die kennzeichnenden Materialdaten aufgeführt /5/.

Werkstoff		Dim.	GS-22Mo4	GG-26	Bn 550
Analyse:	C	%	0,18-0,23	3,2	
	Si	%	0,30-0,50	1,6	
	Mn	%	0,50-0,80	0,7	
	Pmax	%	0,035	0,2	
	Smax	%	0,025	0,08	
	Cr	%	0,00-0,30	-	
	Mo	%	0,35-0,45	-	
Zugfestigkeit	σ_z	kp/mm ²	45-60	26	0,35
Spaltzugfestigkeit	β_{SZBS}	kp/mm ²	-	-	0,32
Streckgrenze	$\sigma_{0,2}$	kp/mm ²	25	-	-
Biegefestigkeit	σ_b	kp/mm ²	-	46	-
Druckfestigkeit	σ_D	kp/mm ²	50	100 ?	6,46
Bruchdehnung ($L_0 = 5d_0$)	δ	%	22	0,5	-
Scherfestigkeit	τ	kp/mm ²	30-45	30	1
Kerbschlagzähigkeit DVM	a_K	kpm/cm ²	5	-	-
Schlagbiegezahl	a_b	kpm/cm ²	-	0,4	-
Elastizitätsmodul	E	10 ⁶ kp/cm ²	2,1	1,05	0,39
Schub-Modul	G	10 ⁶ kp/cm ²	0,81	0,41	0,17
Querdehnzahl	ν	-	0,33	0,26	0,17
Zul. Flächenpressung	p	kg/mm ²	8-15	7-8	0,9
Dichte	ρ	kg/dm ³	7,85	7,3	2,35
Temperaturdehnzahl	α_T	10 ⁻⁶ grd ⁻¹	10	10	10
Wärmeleitzahl	λ	kcal/mhgrd	42	40	1,1

Tab. 1:

Werkstoffdaten

Der Vergleich zeigt, daß die metallischen Werkstoffe insgesamt höhere Festigkeitswerte besitzen als Beton. Im Vergleich Stahlguß - Grauguß fällt die sehr hohe Druckfestigkeit von GG-26 auf; es muß jedoch angemerkt werden, daß besonders für dickwandige Gußstücke geringere Druckfestigkeitswerte angesetzt werden. Zugfestigkeit und ausgeprägte Streckgrenze für Stahlguß lassen diesen Werkstoff für Gußstücke hoher Qualitätsanforderungen am geeignetsten erscheinen.

Tab. 2 zeigt eine Gegenüberstellung Spannbetonbehälter - vorgespannter Graugußbehälter - vorgespannter Stahlgußbehälter mit vergleichender Wertung.

	SBB	VGD	VStD
Material	<p>z.T. unsichere Berechnungsmethoden, Materialverhalten nicht restlos geklärt</p> <p>Kriechen und Schwinden</p> <p>niedrige Temperaturgrenze (70 °C)</p>	<p>gut bekannter Werkstoff</p> <p>gut bekanntes Langzeitverhalten</p> <p>höhere Temperaturen können zugelassen werden (-300 °C)</p>	<p>exakt meßbare Werkstoffdaten, def. Grenzzustände; beste Materialeigenschaften</p>
Bauwerk	<p>hohe Behälterwanddicke, dadurch großes Bauvolumen (großes Containment) und hohes Gewicht (starke Fundamente)</p> <p>lange Bauzeit (Schalung, Armierung, Abbindezeit)</p>	<p>aufgrund hoher Festigkeitswerte geringere Wandstärken, dadurch kleineres Bauvolumen und geringeres Gesamtgewicht</p> <p>Vorfertigung der Einzelelemente, nur Montage auf der Baustelle</p>	
Komponenten	<p>Spannbeton mit Armierung, innenliegender Liner</p> <p>Linerbefestigung problematisch</p> <p>---</p> <p>---</p> <p>aufwendige Gestaltung der Durchführungen im Decken- und Bodenbereich</p> <p>aufwendige Kühlung und Isolation</p> <p>Aufwendiges Spannverfahren (Druckeinleitung)</p>	<p>vorgespannte GG-Segmente, innenliegender Liner</p> <p>Inspektion und Reparatur bedingt möglich</p> <p>Austausch von Komponenten bedingt möglich</p> <p>Linerkühlung und Hinterfüllung nicht zufriedenstellend gelöst</p> <p>vereinfachte Spannsysteme und Druckeinleitung</p>	<p>vorgespannte Stahlgußsegmente mit äußerer Dichtschweißung</p> <p>---</p> <p>einfache Wiederholungsprüfung und Reparatur</p> <p>---</p> <p>einfaches Kühlsystem</p>
Demontage	<p>Abbau nach Betriebsende nur bedingt möglich</p>	<p>Demontage und teilweise Wiederverwendung möglich</p>	
Kosten (Vergleich)	<p>hohe Herstellungskosten</p>	<p>niedrigere Baukosten aber noch Entwicklungskosten</p>	<p>wesentliche Kosteneinsparungen, aber noch sehr hohe Entwicklungskosten</p>

Tab. 2: Vergleich SBB - VGD - VStD

2.3 Beschreibung des vorgespannten Stahlguß-Druckbehälters

Im Folgenden wird der Aufbau eines vorgespannten, aus Stahlgußsegmenten aufgebauten HTR - 3000 MW_{th} vorgestellt, wie er gemeinsam mit einer Arbeitsgruppe des Instituts für Reaktorentwicklung innerhalb der KFA-Jülich erarbeitet wurde /6/,/7/. Die in Tab. 3 aufgeführten Realisierungsvorschläge zu den einzelnen Problemkreisen stellen das Behälterkonzept dar, wie es für die Auslegung und Berechnung der Behälterkühlung benutzt wurde.

Baulinie: Es wurde eine nicht integrierte Mehrloop-Anordnung gewählt, um Flexibilität in der Anpassung an verschiedene Prozesse zu ermöglichen. Je nach Anwendung sind nur die Wärmetauscher/Röhrenspaltöfen unterschiedlich zu gestalten, der Reaktorbehälter kann unverändert beibehalten werden. Weiter können Vorteile auf den Gebieten Inspektion, Reparatur und Austausch von Komponenten erwartet werden, so daß eine spätere Realisierung des nicht integrierten Mehrloop-Konzepts am ehesten möglich erscheint. Abb. 3 zeigt den konzipierten Stahlgußreaktor in seinen Hauptabmessungen mit Datenliste.

Gußblöcke: Zylindrischer Teil sowie Decke und Boden des Behälters sind aus einzelnen Stahlgußsegmenten zusammengesetzt. Für den Mantel wurde eine Vollgußkonstruktion gewählt (Abb. 4).

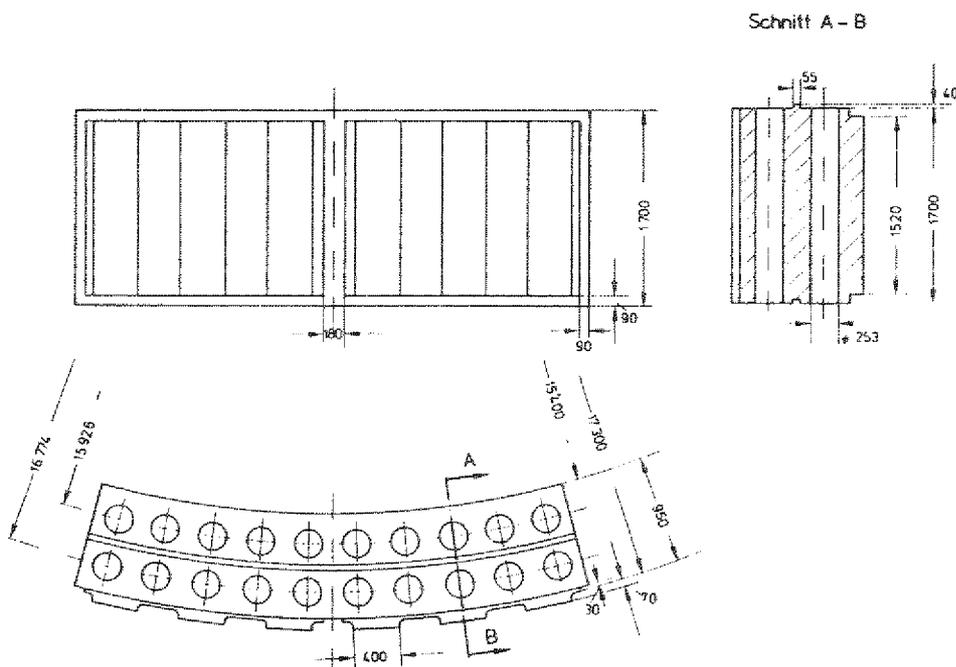
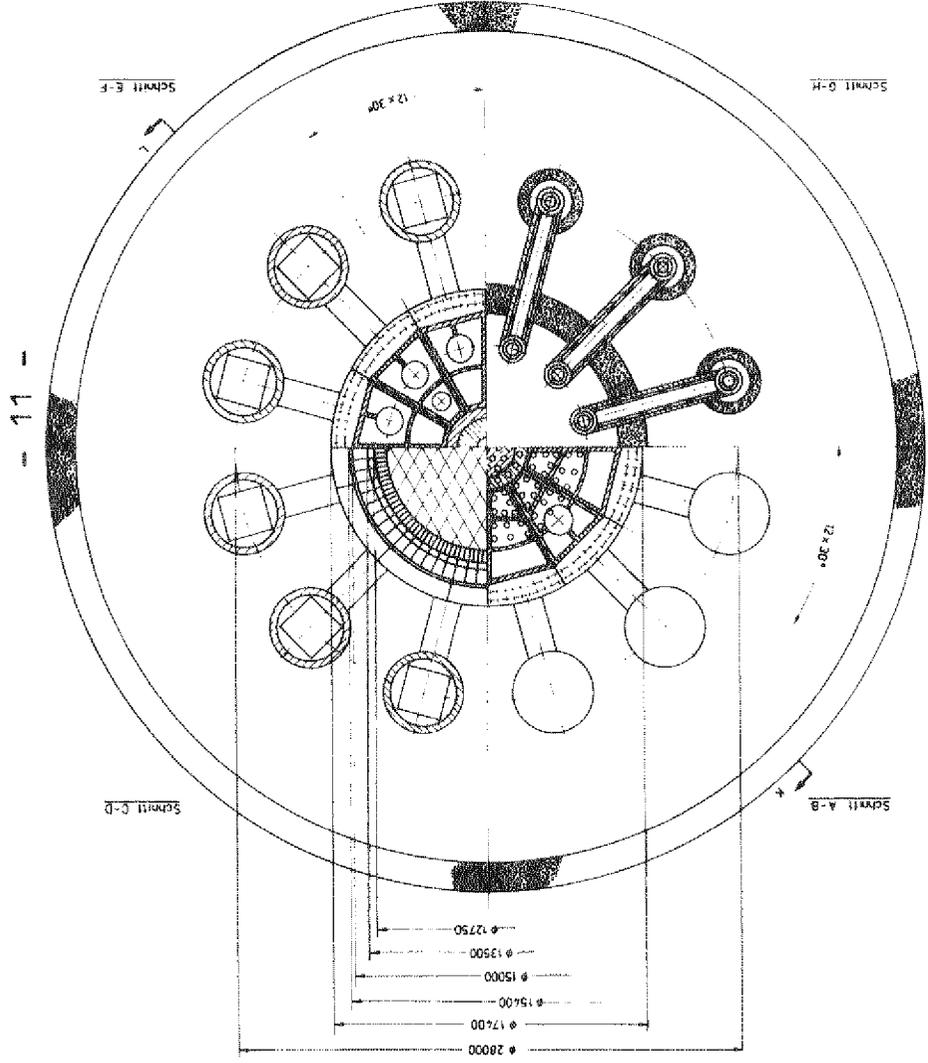
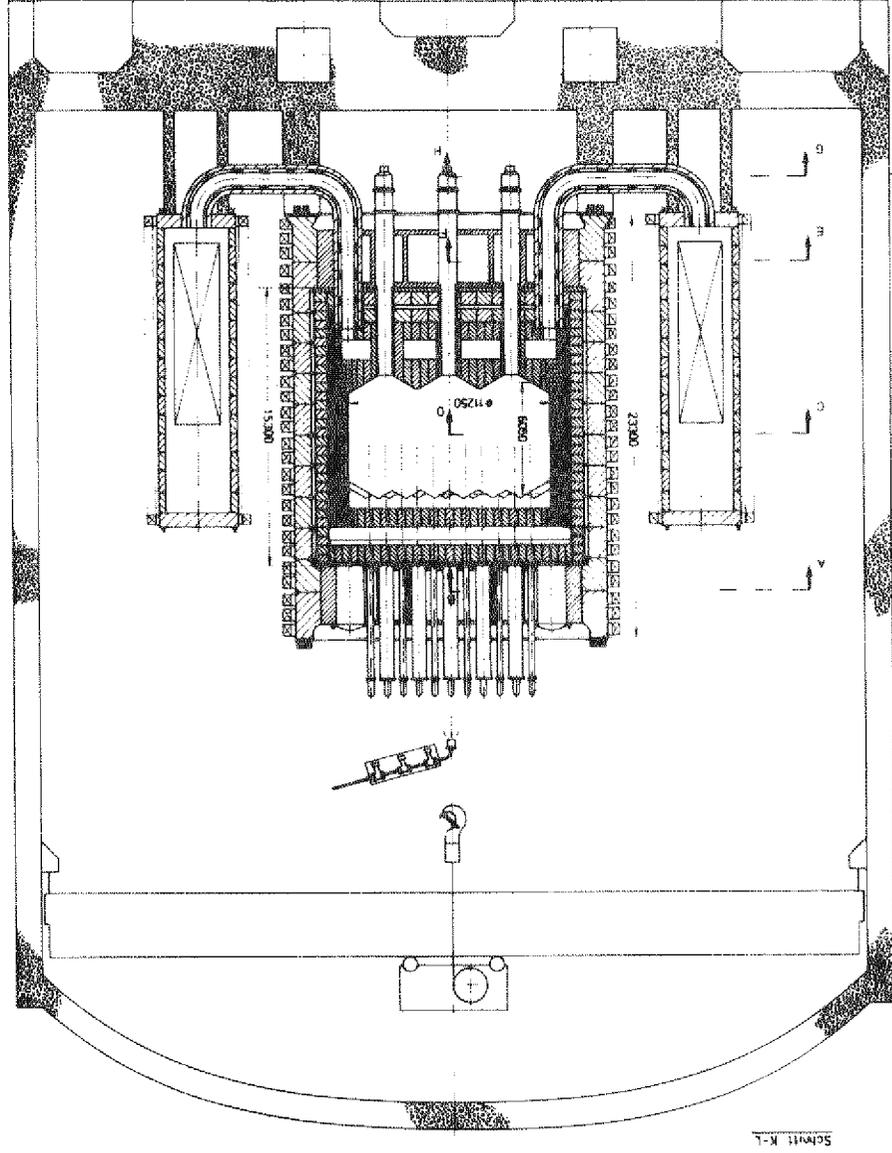


Abb. 4:
Vollgußblock
im Behälter-
mantel

Problemstellung	vorgeschlagene Ausführung
Baulinie	HTR zur Stromerzeugung, 3000 MW _{th} ; nichtintegrierte Bauweise mit U - Gasführung; Mehrloop-Ausführung
Coreaufbau	Referenzentwurf der KFA-IRE
Gußblöcke Zylinder Decke/Boden	Kreisbogensegmente in Vollguß Hohlgußkonstruktion in Plattenbauweise mit Rippen
Verspannung axial radial	Drähte \varnothing 7 mm zu Spannkabeln zusammengefasst; vollständig montierte Spannglieder; System BBRV-SUSPA Litze 3/8"; Direktbewicklung unter Vorspannung auf an die Gußblöcke angegossene Nasen
Kühlung	blockunabhängiges Kühlsystem mit GG-Plattenkühlern
Schersicherung	an den Gußblöcken ausgearbeitetes Nut und Feder-Prinzip
Druckhaltung/ Gas-Abdichtung	vorgefertigte, gebogene Dichtbleche; vorgefertigte Stöße, gegläht
Wärmetauscher	vorgespannte, auf Einzelsegmenten aufgebaute Stahlgußkonstruktion mit Kühlkanälen
Lagerung	Abstützung über Pratzen auf Ringfundamenten
Werkstoff	gut schweißbarer, warmfester Werkstoff; GS-22 Mo4

Tab. 3: Problemstellung und Lösungsvorschläge
für vorgespannten Stahlgußdruckbehälter

Abb. 3: Vorgespannter Stahlgub-Druckbehälter



<p>Abmessungen Stahlgußbehälter</p> <p>Höhe, außen</p> <p>Durchmesser, außen</p> <p>Höhe, innen</p> <p>Durchmesser, innen</p> <p>Wandstärke, Zylinder</p> <p>Wandstärke, Decke/Boden</p>	<p>$h_a = 23300 \text{ mm}$</p> <p>$d_a = 17400 \text{ mm}$</p> <p>$h_i = 15300 \text{ mm}$</p> <p>$d_i = 15400 \text{ mm}$</p> <p>$s_Z = 1000 \text{ mm}$</p> <p>$s_{D,B} = 3200 \text{ mm}$</p>
<p>Abmessungen Core</p> <p>Innenhöhe, mittel</p> <p>Innendurchmesser</p>	<p>$h_C = 6050 \text{ mm}$</p> <p>$d_C = 11250 \text{ mm}$</p>
<p>Abmessungen Isolierung</p> <p>Graphit, radial</p> <p>Kohlestein, radial</p> <p>Graphit, Decke</p> <p>Kohlestein, Decke</p> <p>Graphit, Boden</p> <p>Kohlestein, Boden</p>	<p>$s_{r,Gr} = 750 \text{ mm}$</p> <p>$s_{r,K} = 750 \text{ mm}$</p> <p>$s_{D,Gr} = 1000 \text{ mm}$</p> <p>$s_{D,K} = 1000 \text{ mm}$</p> <p>$s_{B,Gr} = 1000 \text{ mm}$</p> <p>$s_{B,K} = 1400 \text{ mm}$</p>
<p>Daten des Reaktors</p> <p>thermische Leistung</p> <p>mittlere Leistungsdichte</p> <p>Gasdruck</p> <p>Kaltgastemperatur</p> <p>Heißgastemperatur</p> <p>Anzahl der Wärmetauscher</p>	<p>$N = 3000 \text{ MW}$</p> <p>$\bar{n} = 6 \text{ MW/m}^3$</p> <p>$p = 40 \text{ bar}$</p> <p>$t_{KG} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$</p> <p>$t_{HG} = 965 \text{ }^\circ\text{C}$</p> <p>$n_W = 12$</p>

Abb. 3f: Vorgespannter Stahlguß-Druckbehälter
Datenliste

Die Kabelkanäle in den Mantelblöcken werden aus dem Vollen gebohrt. Die peripheren Decken- und Bodensteine werden wegen ihrer großen Abmessungen in Hohlguß mit versteifenden Rippen vorgeschlagen (Abb. 5).

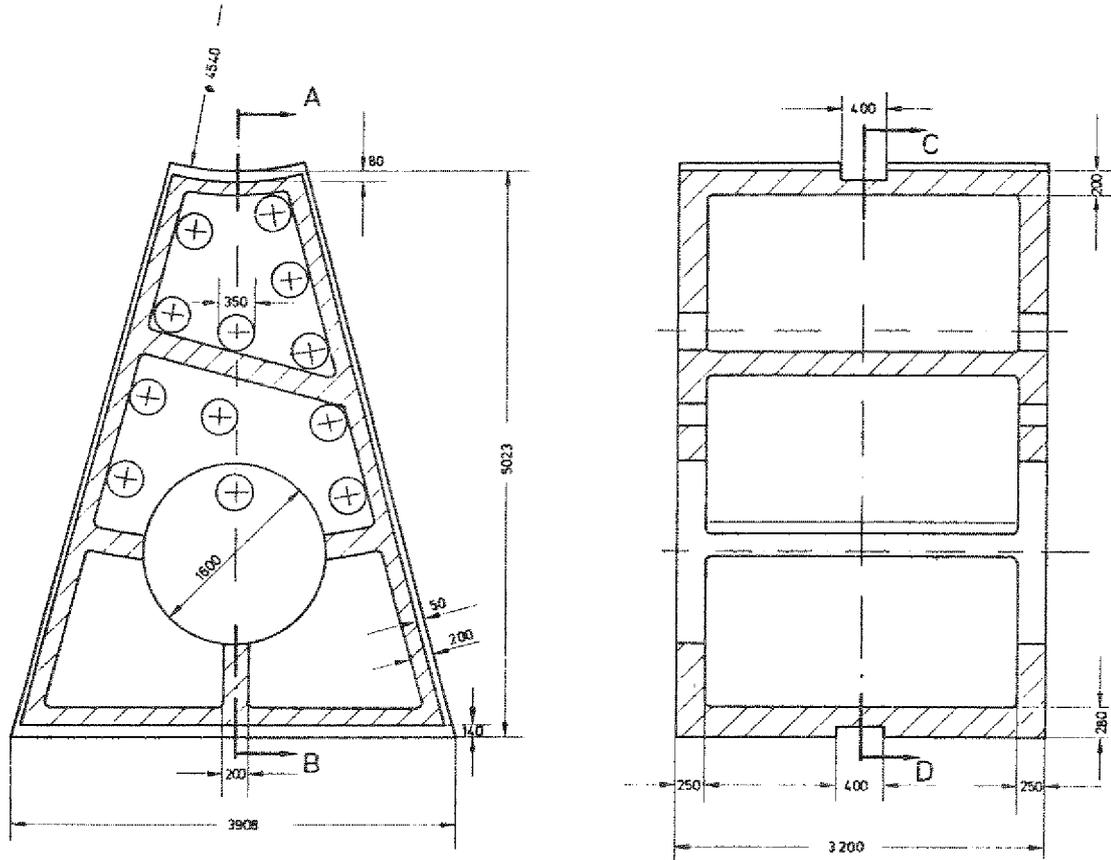


Abb. 5: Stahlgußsegment in der Behälterdecke

Zentralstein und Zentralring werden aus Vollguß gefertigt, die Durchbrüche für die Regelstäbe werden ausgebohrt (Abb. 6).

Decken- und Bodensegmente sind im Aufbau grundsätzlich gleich; Unterschiede bestehen lediglich in der Anordnung der Durchführungen (Regelstäbe, Kugelführungen / Koaxialleitungen, Kugelabzüge) /6/, /7/.

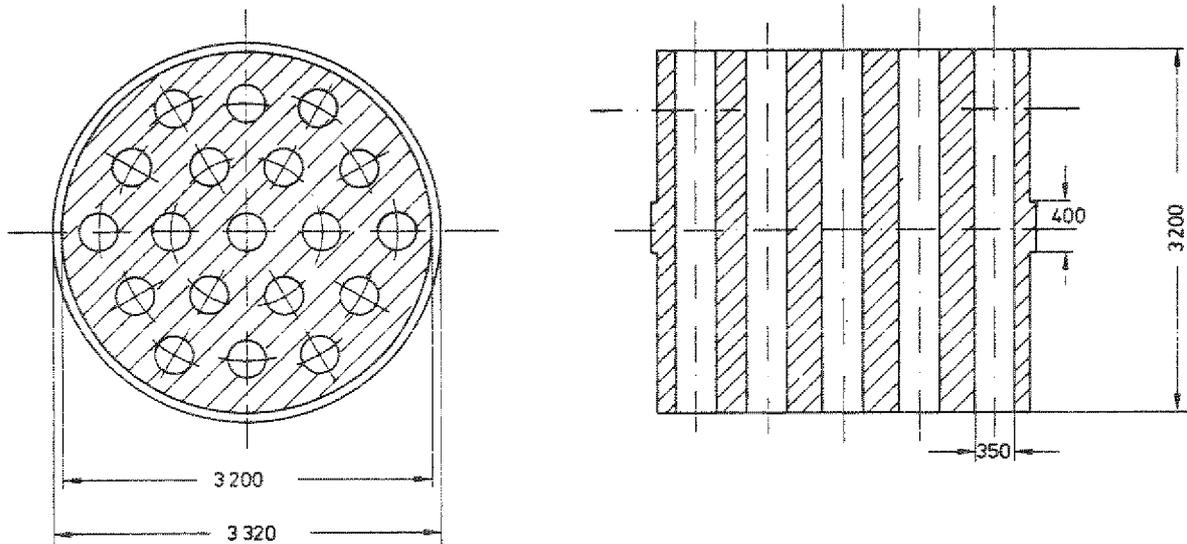


Abb. 6: Zentralstein in der Decke

Vorspannung: Zur axialen Vorspannung dienen Spannglieder nach dem System BBRV-SUSPA /8/. Es werden 240 Spannkabel mit je 187 Einzeldrähten $\varnothing 7$ mm (Vorspannkraft 800 t) mit fertig vormontierten Ankerköpfen eingezogen und hydraulisch vorgespannt. Die Sicherung der Vorspannung wird durch Stützschaalen zwischen Ankerkopf und Abschlußplatte gewährleistet (Abb. 7). - Die radiale/horizontale Verspannung des Behälters wird durch unter Spannung auf den Behälter gewickelte Litzen $\varnothing 3/8$ " erreicht; Anfangs- und Endverankerung erfolgt durch Klemmhülsen in am Behälterblock vorgesehenen Stegen. Hierfür ist jede Wickelmaschine einsetzbar, die die erforderliche Spannkraft aufzubringen vermag.

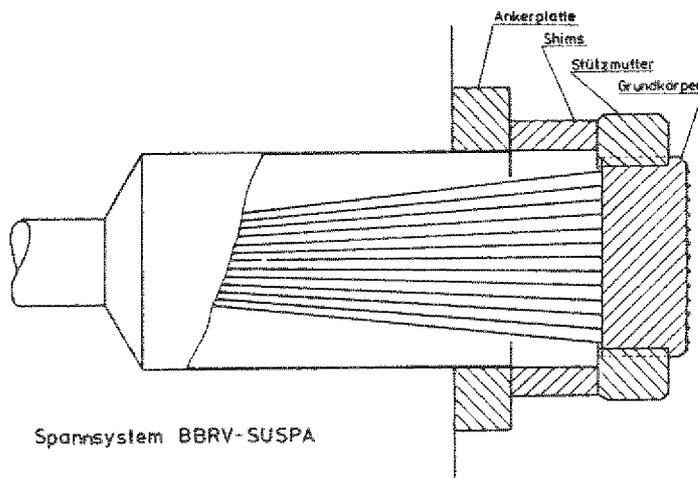


Abb. 7:
Spannanker
System BBRV-SUSPA

Kühlung: Zur Kühlung des Behälters wird sowohl für den zylindrischen Teil als auch für Decke und Boden ein blockunabhängiges Kühlsystem aus GG-Plattenkühlern (in Grauguß eingegossene Stahlrohrkühlschlangen) vorgeschlagen. Zusätzlich werden Kühlungen für Regelstäbe und Kugelabzüge vorgesehen (vgl. Kap. 4ff).

Schersicherung: Die Fixierung der Gußblöcke erfolgt durch das Nut und Feder-Prinzip; die entsprechenden Funktionselemente sind in der Blockgeometrie vorgesehen. Die Dimensionierung erfolgte in der Weise, daß bei Ausfall der Radialverspannung eines Behälterschusses ein Herausfliegen der gefährdeten Blöcke ausgeschlossen werden kann. Im Decken- und Bodenbereich dienen die Scherkeile zusätzlich als Montagehilfen; im Betriebszustand werden sie nicht belastet.

Druckhaltung/Gasabdichtung: Beim vorgespannten Stahlguß-Druckbehälter kann auf einen innenliegenden Liner verzichtet und die wesentlich einfachere inspizierbare und reparierbare Lösung des äußeren Linings gewählt werden. Druckhaltung und Gasdichtigkeit erfolgt durch Abdichtung der einzelnen Blockfugen an der Behälteraußenseite. Hierzu werden Halbschalen R 40x5 verwendet, die an den Nasen der einzelnen Segmente dichtgeschweißt werden. Für T-Stöße werden vorgefertigte und geglühte Profile eingesetzt (Abb. 8).

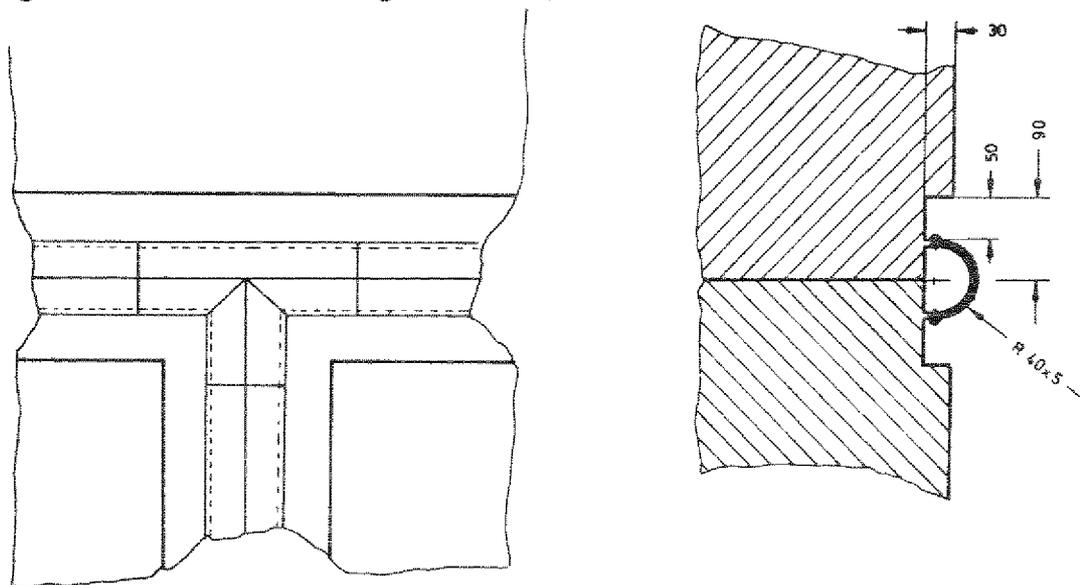


Abb. 8: Anordnung der Dichtbleche

Die Dimensionierung der Halbrohre wurde so gewählt, daß einerseits sichere Druckhaltung gewährleistet werden kann, andererseits aber genügende Elastizität vorhanden ist, um Verschiebungen der Blöcke (Setzen oder Fugenklaffen) aufzunehmen. Die geometrische Anordnung wurde so vorgenommen, daß Fertigung und Wiederholungsprüfungen einfach durchzuführen sind.

Loops: Die Wärmetauscher werden analog dem Reaktordruckbehälter aus vorgefertigten Stahlguß-Einzelsegmenten aufgebaut und axial wie radial verspannt. Abweichend ist jedoch die Verwendung von einzelnen geschlossenen Schüssen gegenüber der 12er Teilung im Hauptbehälter. Die Behälterabdichtung erfolgt wieder durch halbrunde Dichtbleche, T-Stöße entfallen. Für die Kühlung der Loops sind in die Segmente eingefräste Kühlkanäle vorgesehen (vgl. Kap.7.2).

Lagerung: Die Lagerung des Druckbehälters erfolgt durch Abstützung des Zylinders auf einem Ringfundament. Diese Abstützung wird durch an den Behälterkronensteinen angegossene Pratzen derart vorgenommen, daß unterhalb der Ankerköpfe genügend freier Raum zur Wiederholungsprüfung verbleibt. Zur Lagerung der Loops sind Ringmauern geringer Dimension vorgesehen.

Werkstoff: Als Behälterwerkstoff wird eine gut schweißbare, warmfeste Stahlgußqualität verwendet, wie etwa GS-22 Mo4.

3. ERMITTLUNG DES WÄRMEFLUSSES IM THERMISCHEN SCHILD

3.1 Rechenmodelle

Das Behälterkühlsystem wurde für einen HTR mit einer Leistung von $3000 \text{ MW}_{\text{th}}$ entworfen und berechnet. Der Kühlkonzeption liegt ein Kugelhaufenreaktor mit Einwegbeschickung zugrunde /9/. Als Kühlmittel dient Helium von 40 bar, welches den Reaktor von oben nach unten durchströmt und dabei aufgeheizt wird. Der Gastemperaturverlauf über der Coreachse ist in Abb. 9 dargestellt.

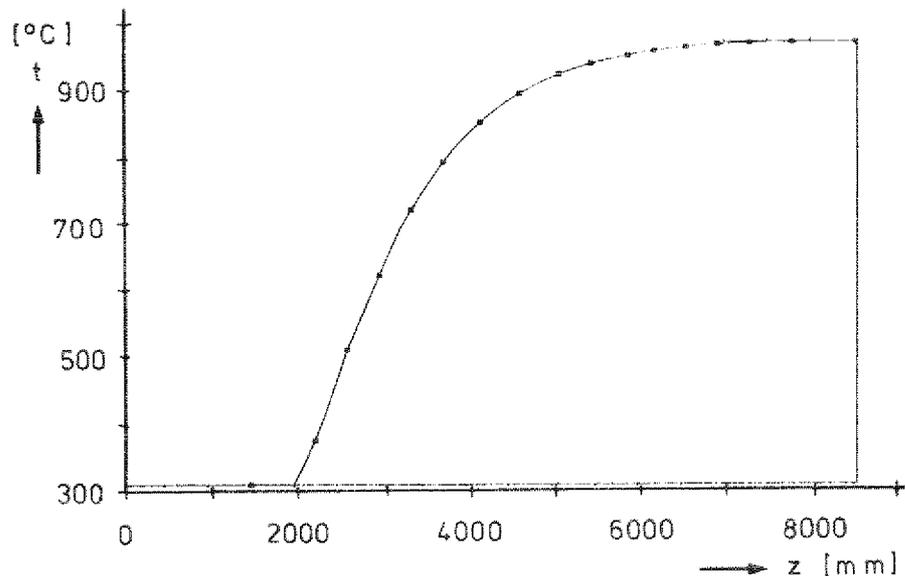
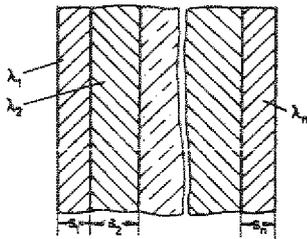


Abb. 9: Verlauf der Gastemperatur über der Coreachse

Die im unteren Coredrittel auftretenden Maximaltemperaturen wurden für die Auslegung der Kühlung zugrunde gelegt.

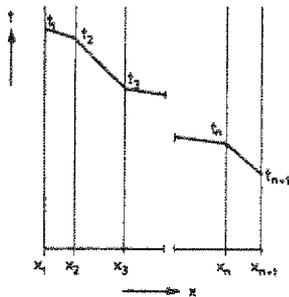
Für die thermodynamischen Berechnungen wurde das Modell einer geschichteten Wand betrachtet (Abb. 10); Grundlage für die Berechnung der stationären Temperaturverläufe in den einzelnen Schichten sind die Beziehungen 3.1-1, 3.1-2. Zur Bestimmung des Wärmedurchgangs an den Grenzflächen werden die Gleichungen 3.1-3 - 3.1-8 /10/ benutzt.

ebene Wände

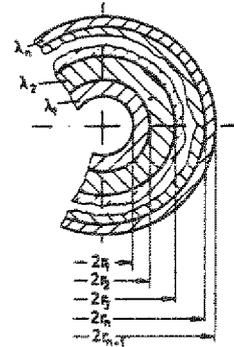


$$\dot{Q} = \frac{A \cdot \Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

(3.1-1)



Zylinder



$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot l \cdot \Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{1}{\lambda_n} \cdot \ln \frac{r_{n+1}}{r_n} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

(3.1-2)

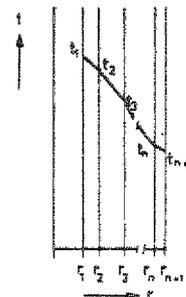


Abb. 10:

Rechenmodell für geschichtete Wände

$$a = Nu \cdot \frac{\lambda}{l}$$

(3.1-3)

a = Wärmeübergangskoeffizient

Nu = Nußeltzahl

λ = Wärmeleitfähigkeit

l = kennzeichnende Abmessung

= d_i für Kreisquerschnitte

$$Nu_o = \frac{\xi/8 \cdot (Re \cdot 10^3) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + (d_i/l)^{2/3} \right] \quad (3.1-4)$$

Nu_o = Nußeltzahl für gerade Rohre bei turbulenter Strömung

ξ = Druckverlustbeiwert

Re = Reynoldszahl

Pr = Prandtlzahl

d_i = Rohrrinnendurchmesser

l = Rohrlänge

Für den Druckverlustbeiwert ξ ist nach /11/ einzusetzen:

$$\xi = (1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (3.1-5)$$

In Rohrschlangen vergrößert sich der Wärmeübergang gegenüber geraden Rohren /12/:

$$Nu_S = Nu_o \cdot (1 + 3,54 \cdot d_i / d_S) \quad (3.1-6)$$

Nu_S = Nußeltzahl für Rohrschlangen

Nu_o = Nußeltzahl für gerade Rohre

d_i = Rohrrinnendurchmesser

d_S = Krümmungsdurchmesser der Rohrschlange

Die Gleichungen 3.1-4 - 3.1-6 sind gültig für Rohrströmungen mit $Re \geq 10^4$ und einem Durchmesser/Längenverhältnis $d_i/l < 1$

Für den Wärmeübergang bei konzentrischem Ringspalt gilt:

$$Nu_R = Nu_o \frac{0,86(d_i/d_a)^{0,84} + [1 - 0,14(d_i/d_a)]^{0,6}}{1 + (d_i/d_a)} \quad (3.1-7)$$

Nu_R = Nußeltzahl für den Ringspalt

Nu_o = Nußeltzahl für gerades Rohr

d_i = Außendurchmesser des Innenrohrs

d_a = Innendurchmesser des Außenrohrs

Für den Wärmeübergang bei Anströmung von Zylindern gilt nach /13/:

$$Nu_Z = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.1-8)$$

Nu_Z = Nußeltzahl für die Anströmung von Zylindern

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

Die auftretenden Temperaturfelder und -verteilungen wurden mit Hilfe des Rechenprogramms THERMIX-IST /14/ berechnet. Dazu wurden Rechenmodelle entworfen, die die geometrischen und thermodynamischen Gegebenheiten in einem auswählbaren Reaktorbereich programmgerecht widerspiegeln. Jede Stoffart bzw. jede geometrische Konfiguration wird durch eine sog. Region beschrieben; sie enthält eine Aussage über die Geometrie, den Wärmedurchgang, den Wärmeübergang, die Dichte, die spezifische Wärme, die Basis-Temperatur und die Aussage Fest- oder Fluidstoff.

Die in THERMIX-IST eingehenden wärmetechnischen Werte sind zum Teil nur durch aufwendige Rechenverfahren und Iterationen zu erfassen. Dies gilt besonders dann, wenn eine Optimierung des gesamten Kühlprozesses erreicht werden soll. Es wurden daher Rechenprogramme erstellt, (die teilweise eine Erweiterung von THERMIX-IST darstellen), um die Eingangswerte variieren zu können und die Abhängigkeit der einzelnen Größen untereinander darzustellen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur die Eingangsgrößen und die Endwerte, die eine Optimierung darstellen, in tabellarischer Form aufgezeigt. Auf die explizite Rechnung wurde verzichtet.

3.2 Abschätzung der geometrischen Daten des thermischen Schildes und der thermischen Daten des Kaltgases

Für die Abschätzung der maximalen Kaltgastemperatur im thermischen Schild wird ein Segment des thermischen Schildes betrachtet. Zunächst wird eine Dimensionierung des Rohrquerschnitts vorgenommen:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{He}} &= 825 \text{ kg/sec} \\ w_{\text{He}} &= 65 \text{ m/sec} \end{aligned} \quad \rho_{\text{He}, 259^\circ\text{C}, 40\text{b}} = 3,5771 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Erforderliche Querschnittsfläche} & \quad A_{\text{erf}} = 3,5482 \text{ m}^2 \\ \text{Erforderliche Anzahl der Kaltgasrohre} & \quad n_{\text{erf}} = 36 \cdot 5 = 180 \\ \text{Erforderlicher Rohrrinnendurchmesser} & \quad d_{i,\text{erf}} = 0,1584 \text{ m} \end{aligned}$$

Mit DIN 2448 wird für die Rohre der Kaltgasleitungen im thermischen Schild $\varnothing 180 \times 10 \text{ mm}$ gewählt.

In Tab. 4 sind die kennzeichnenden geometrischen Abmessungen des thermischen Schildes zusammengestellt.

Höhe	$h_{\text{tS}} = 12000 \text{ mm}$
Teilung	$t_{\text{h}} = 6$
Innendurchmesser	$d_{i,\text{tS}} = 12750 \text{ mm}$
Außendurchmesser	$d_{a,\text{tS}} = 13500 \text{ mm}$
Teilung	$t_{\text{d}} = 36$
Rohrrinnendurchmesser	$d_{\text{i}} = 160 \text{ mm}$
Rohranzahl	$n_{\text{ges}} = 180$
Rohrabstand	$a = 49,07 \text{ mm}$
Randabstand, axial	$b_1 = 24,54 \text{ mm}$
Randabstand, radial	$b_2 = 97,50 \text{ mm}$

Tab. 4: Zusammenstellung der geometrischen Daten des thermischen Schildes

Mit den gegebenen Abmessungen folgt für die Strömungsgeschwindigkeit des Kaltgases $w_{\text{He}} = 63,75 \text{ m/sec}$.

Die vom Kaltgas abführbare Wärmemenge wird bestimmt durch die Gleichungen 3.2-1 und 3.2-2

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_{\text{He}} \cdot c_{p \text{ He}} \cdot (t_0 - t_E) & (3.2-1) \\ &= \underline{211,24 \text{ kW}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_0 &= t_{\text{Core}} - \frac{\dot{Q}}{A_{tS}} \left(\frac{1}{a_{\text{He,E}}} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{a_{\text{He},1000^\circ\text{C}}} \right) & (3.2-2) \\ &= \underline{258,87^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Bei der Berechnung der maximalen Kaltgastemperatur wurde, wie auch bei allen folgenden Berechnungen, von dem für die Auslegung ungünstigsten Fall ausgegangen. Das bedeutet, daß hier von einer Coregastemperatur $t_{\text{He,Core}} = 1000^\circ\text{C}$ ausgegangen wurde; für den Wärmeübergangskoeffizienten $a_{\text{He},1000^\circ\text{C}}$ wurden $1500,00 \text{ W/m}^2\text{K}$ angenommen.

Die in Tab. 5 zusammengestellten Wärmeübergangskoeffizienten für Kaltgas-He dienen zur Berechnung des Wärmedurchgangs im Bereich des thermischen Schildes (Tab. 6).

	He _{250°C,40bar}	He _{259°C,40bar}	He _{300°C,40bar}
ρ kg/m ³	3,6460	3,5840	3,3301
η kg/m sec	$28,750 \cdot 10^{-6}$	$29,083 \cdot 10^{-6}$	$30,581 \cdot 10^{-6}$
c_p kJ/kg K	5,193	5,193	5,193
λ W/m K	$229,4 \cdot 10^{-3}$	$232,2 \cdot 10^{-3}$	$244,9 \cdot 10^{-3}$
w m/sec	63,73	63,73	63,73
d_i m	0,16	0,16	0,16
l m	10,50	10,50	10,50
Re	$1293,132 \cdot 10^3$	$1256,587 \cdot 10^3$	$1110,411 \cdot 10^3$
Pr	0,6508	0,6504	0,6484
Nu	1406,5630	1373,155	1237,740
α W/m ² K	2016,6514	1992,7921	1894,5132

Tab. 5:
Wärmeübergangs-
koeffizienten a_{He}

$\dot{m}_{\text{He}} = 825 \text{ kg/sec}$ $c_{p \text{ He}, 260^\circ\text{C}, 40b} = 5,193 \text{ kJ/kgK}$	
$t_{\text{Core}} = 1000^\circ\text{C}$ $t_{\text{He}, E} = 250^\circ\text{C}$	$a_{\text{He}, 1000^\circ\text{C}} = 1500,00 \text{ W/m}^2\text{K}$ $a_{\text{He}, E} = 2016,65 \text{ W/m}^2\text{K}$
Graphit	Schichtdicke $s_1 = 750,0 \text{ mm}$ Wärmeleitfähigkeit $\lambda_1 = 145,4 \text{ W/mK}$
Stahl	Schichtdicke $s_2 = 107,5 \text{ mm}$ Wärmeleitfähigkeit $\lambda_2 = 50,7 \text{ W/mK}$
$A'_{tS} = 0,229 \cdot 10,5 \text{ m}^2$	

Tab. 6: Kennzeichnende Daten für den Wärmeübergang thermischer Schild

$\dot{m}_{\text{He}} = 825,00 \text{ kg/sec}$ $w_{\text{He}} = 63,73 \text{ m/sec}$
$t_{\text{Ein}} = 250,00 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_{\text{Aus}} = 258,87 \text{ }^\circ\text{C}$
$a_{\text{He}} = 1992,79 \text{ W/m}^2\text{K}$

Tab. 7:

Zusammenstellung der thermischen Daten des Kaltgases

3.3 Temperaturverläufe im thermischen Schild

Für die anschließenden Temperaturberechnungen wird ein Segmentteil des thermischen Schildes betrachtet. Es werden drei Kaltgasleitungen und die Schichtung Coregas - Graphit - thermischer Schild - Kohlestein dargestellt. In Abb. 11 sind das Rechenmodell, die Beschreibung der Regionen und der Isothermenverlauf zusammengefaßt. Es ist zu erkennen, daß ein gleichmäßiger Temperaturabfall vom Core bis zum thermischen Schild stattfindet; die im Bereich der Kaltgasleitungen auftretenden Temperaturdifferenzen werden an der Grenzschicht Stahl-Kohlestein abgebaut, so daß weiter ein gleichmäßiger Wärmestrom erwartet werden kann.

Region 1: Core; $t = 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{\text{U}} = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$
 Region 2: Graphit; $\lambda = 1,454\text{ W/cm K}$, $\rho = 1,700\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,880\text{ J/g K}$
 Region 3: Therm. Schild; $\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$
 Region 4: Kaltgas; $t = 259\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,1993\text{ W/cm}^2\text{ K}$
 Region 5: Kohlestein; $t = 240\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_{\text{U}} = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$

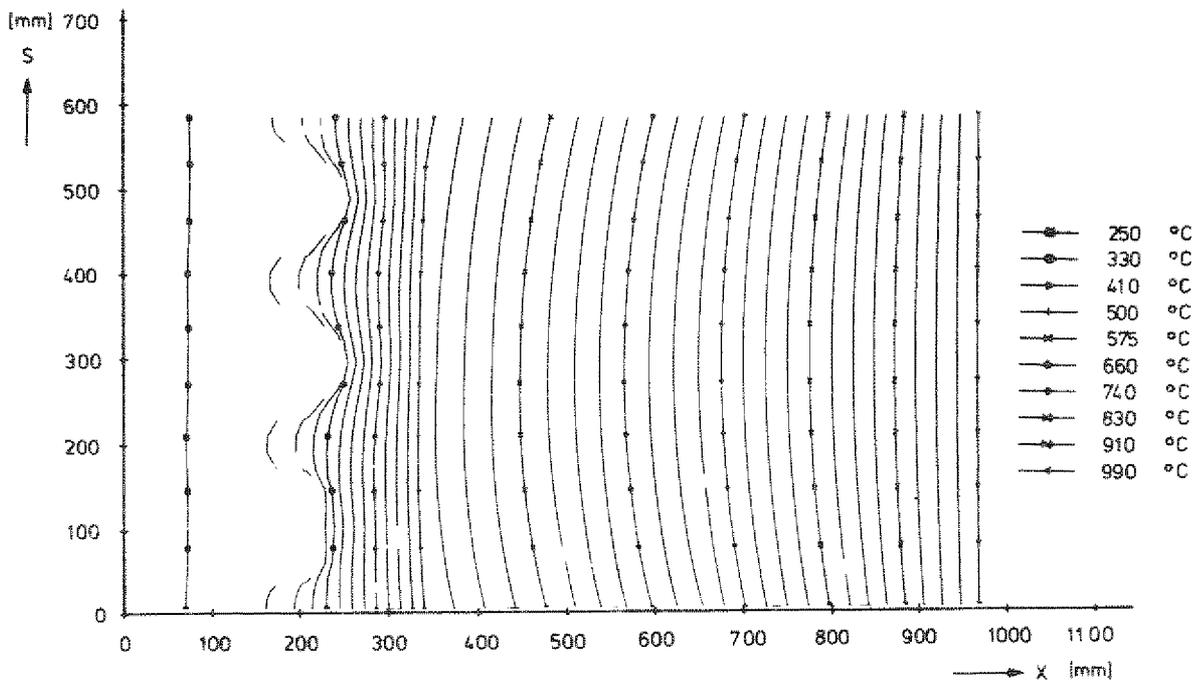
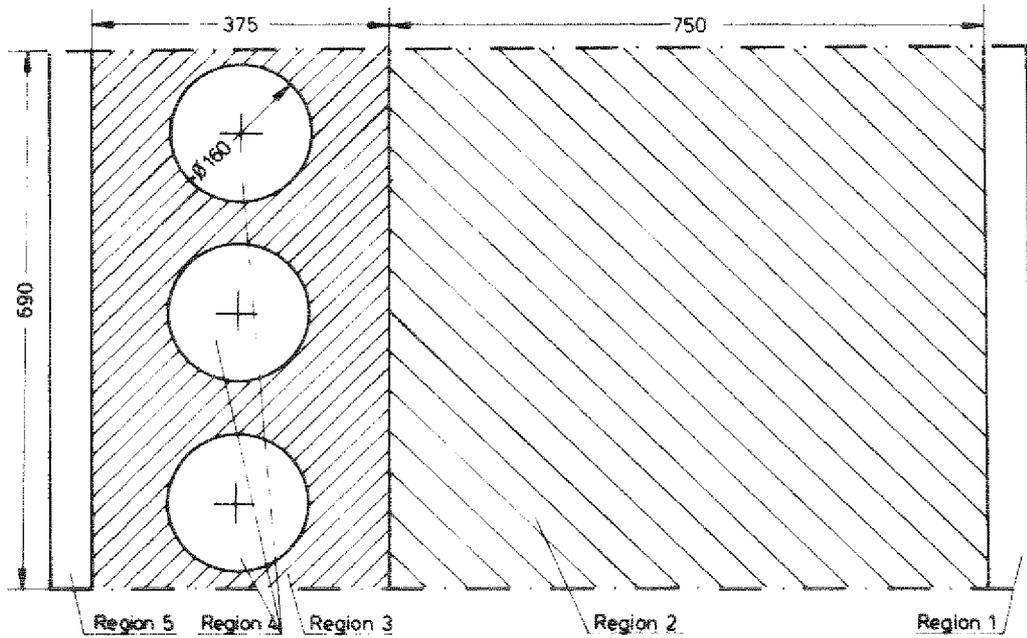


Abb. 11: Rechenmodell und Temperaturverläufe im thermischen Schild

4. KÜHLUNG DES BEHÄLTERZYLINDERS

Abb. 12 zeigt eine Auswahl der möglichen Kühlvarianten für den zylindrischen Teil eines Stahlgußbehälters.

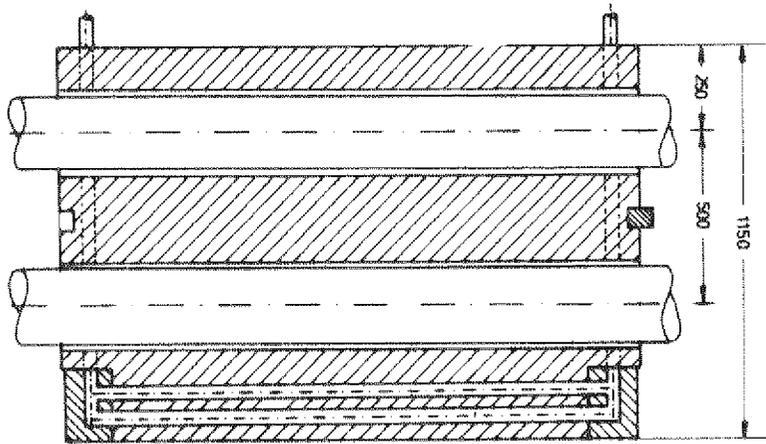
- Hohlblockkühlung
- Blockkühlung mit Galeriebohrungen
- Blockkühlung mit Halbrohrschlangen
- GG-Plattenkühler
- He-Kabelkühlung
- Wasser-Kabelkühlung
- Luft-Kabelkühlung
- Kühlung am thermischen Schild

Hohlblockkühlung: Unter Hohlblockkühlung wird ein Fluten der Kammern des in Hohlblockbauweise hergestellten Mantelblocks verstanden. Die Abdichtung gegen das Kühlmedium (Wasser) erfolgt durch Rohre, die die Kabelkanäle bilden. Sie werden an der Blockober- /unterseite dichtgeschweißt. Der Durchmesser der Hüllrohre kann klein gewählt werden (die Spannkabel werden ohne Ankerkopf eingezogen), da der tragende Querschnitt des Hohlblocks ausreichend dimensioniert ist.

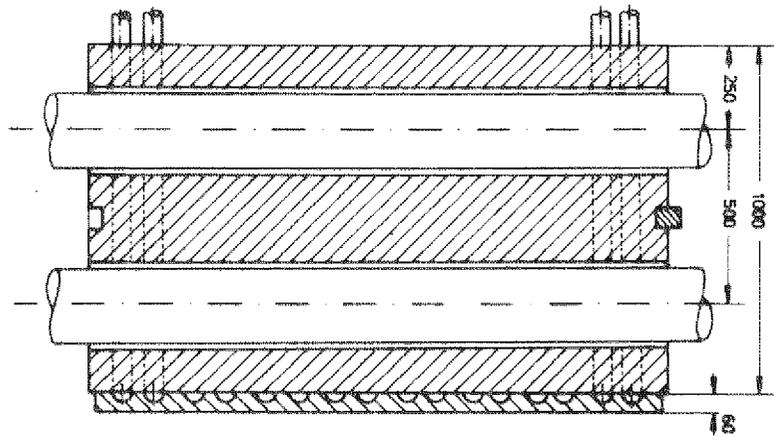
Dem Vorteil dieser Kühlvariante, durch das große Volumen des Kühlmediums (ca. $1,5 \text{ m}^3$) findet bei Ausfall der Kühlmittelumwälzung nur eine langsame Aufheizung statt, stehen die folgenden Nachteile gegenüber: Es ist kein zweites unabhängiges Kühlsystem vorhanden; Zwanglauf des Kühlmediums ist nicht gegeben, somit Kühlung der inneren Kabel nicht sicher gewährleistet; hoher Schweiß- und Prüfaufwand für die Dichtschweißung der Hüllrohre erforderlich; keine Redundanz; Hohlblockbauweise bei den gegebenen Abmessungen (ca. $1350 \times 1700 \text{ mm}$) fertigungstechnisch problematisch.

Blockkühlung mit Galeriebohrungen: Die Kühlung erfolgt durch axiale Bohrungen an der Blockinnenseite.

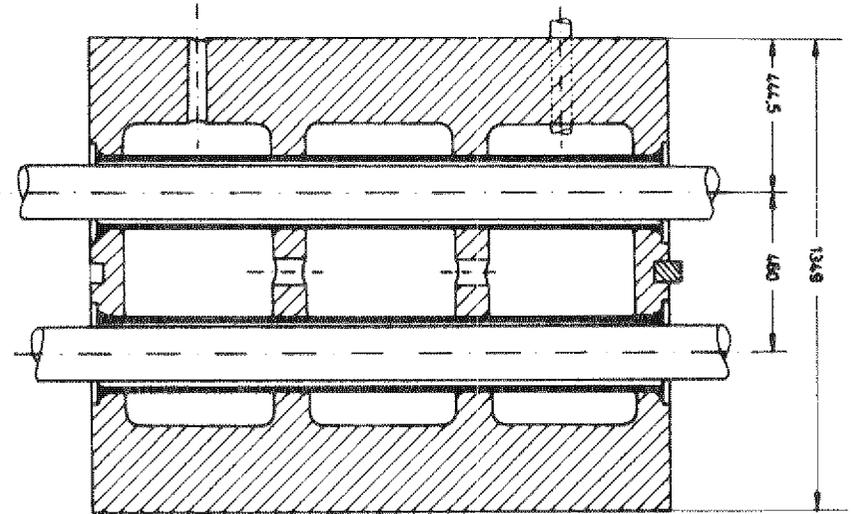
Blockkühlung mit Galeribohrungen



Blockkühlung mit Halbröhrenschlangen



Hohlblockkühlung



GG-Plattenkühler

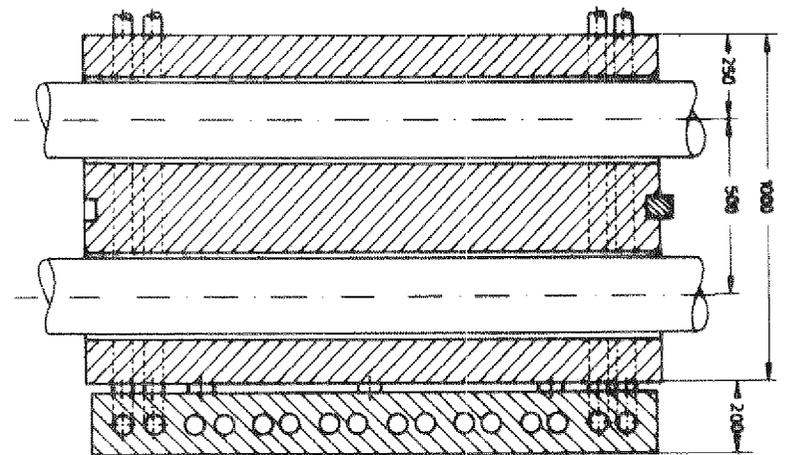
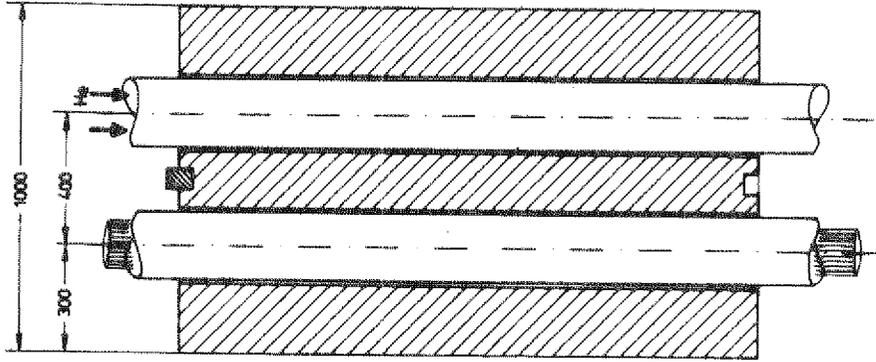
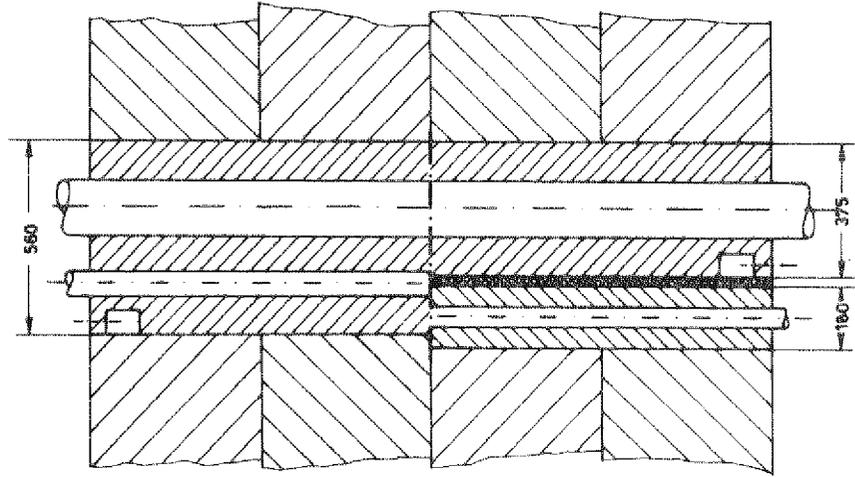


Abb. 12: Kühlvarianten für den zylindrischen Behälterteil

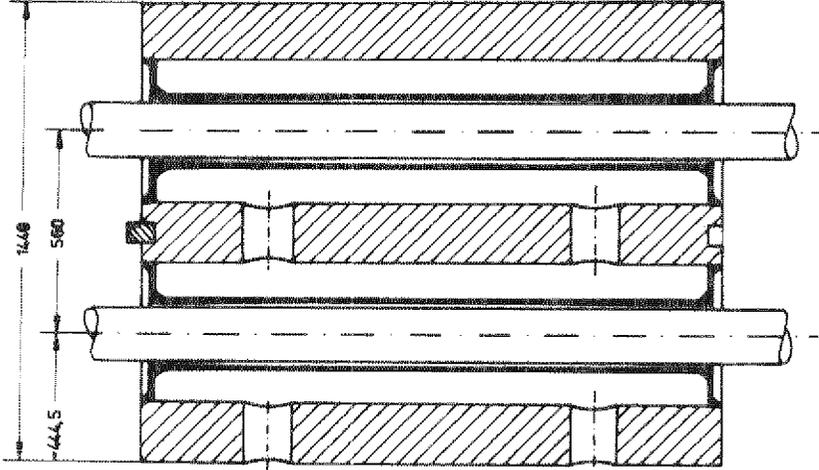
Abb. 12F: Kühlvarianten für den zylindrischen Behälterteil



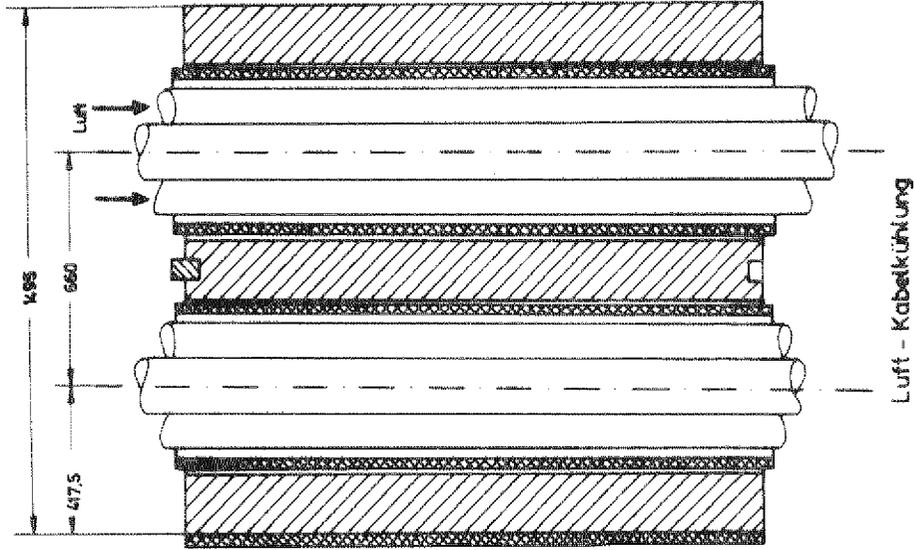
He-Kabelkühlung



Kühlung am thermischen Schild



Wasser-Kabelkühlung



Luft-Kabelkühlung

Zwei voneinander unabhängige Kühlsysteme sind vorhanden. Abmessungen des Blocks ca. 1150x1700 mm. - Großer Aufwand für die Bohrungen und das Einschweißen der Krümmer. Schweißplattierung im Bereich der Krümmer erforderlich. Beschreibung der Blockkühlung mit Galeriebohrungen im Kapitel 4.4.1

Blockkühlung mit Halbrohrschlangen und Schweißplattierung: Wärmeabfuhr durch Halbrohr-Kühlschlangen an der Blockinnen-seite, die durch eine Schweißplattierung abgedeckt sind. Zwei voneinander unabhängige Kühlsysteme sind vorhanden. Abmessungen des Blocks ca. 1000+60x1700 mm. - Halbrohrherstellung und Fertigung der Krümmer problematisch. Großer technischer Aufwand für die Schweißplattierung, sehr teuer. Hohes Sicherheitspotential. Beschreibung der Blockkühlung mit Halbrohrschlangen im Kapitel 4.4.2

GG-Plattenkühler: In Graugußplatten eingegossene Kühlschlangen bilden einen Kühlmantel vor dem Stahlbehälter, Zwischenschicht aus Isolierstoffen. Zwei Platten pro Block, zwei Systeme pro Platte. Abmessungen ca. 1000+180+20x1700 mm. - Getrennte Fertigung von Block und Kühlung. Redundanz aller Komponenten. Isolierwirkung bei Ausfall der Kühlung. Auslegung und Berechnung der GG-Plattenkühler im Kapitel 4.1

He-Kabelkühlung: Die in einem durchgehenden Hüllrohr verlaufenden Spannkabel werden von dem Kühlgas Helium direkt umspült und somit gleichzeitig gekühlt und gegen Korrosion geschützt. Da jeder Kabelkanal gleichzeitig Kühlkanal ist, eine Fülle von Einzelkühlsystemen im Mantelbereich. Abmessungen des Blocks ca. 1000x1700 mm. - Geringer Fertigungsaufwand, aber Montage auf der Baustelle. Bei Ausfall eines Systems Aufheizung des Kabelkanals. Auslegung und Berechnung der He-Kabelkühlung im Kapitel 4.2

Wasser-Kabelkühlung: In vergrößerte Kabelkanalbohrungen werden Rohre derart eingeschweißt, daß ein zylindrischer Hohlraum, die Kühlkammer, entsteht. Versorgung durch radiale Verbindungskanäle. Abmessung des Blocks ca. 1450x1700 mm.

- Großer Aufwand für Schweißung und Prüfung der Dichtschweißnähte, keine Redundanz; Versorgung der inneren Kühlkammern problematisch. Beschreibung der Wasser-Kabelkühlung im Kapitel 4.3

Luft-Kabelkühlung: Die Luft-Kabelkühlung ist im Aufbau der He-Kabelkühlung vergleichbar; hier wird sie in Verbindung mit einem warmgehenden Behälter beschrieben. In vergrößerten Kabelkanalbohrungen verlaufen durchgehende Stahlrohre, die im oberen und unteren Behältersegment dichtgeschweißt und gegen den Stahlmantel isoliert sind. Zwischen dem Spannkabelhüllrohr und dem Stahlrohr strömt Luft, die für die Kabelkühlung sorgt. Die Behälteraußenseite ist gegen die Umgebung isoliert. Abmessungen des Blocks ca. 1500x1700 mm.

- Vorteile dieser Kühlvariante sind der einfache Aufbau, Montage allerdings auf der Baustelle, und das enge Raster der einzelnen Systeme. Weiterhin ist das Kühlmedium Luft praktisch unbegrenzt vorhanden. Wärmetauscher, Kühltürme u.a. können unter bestimmten Voraussetzungen entfallen. Demgegenüber stehen die Nachteile des warmgehenden Behälters, Betriebstemperatur 250 - 300 °C. Alle Spannkabelanker und -auflagen müssen gegen den Behälter isoliert werden, die große Wärmedehnung erfordert Kompensatoren in allen Hüllrohren. Gravierend ist jedoch das Störfallverhalten: Bei Ausfall eines Kühlkanals erreicht das Kabel in einer Zeit von ca. 15 min eine Temperatur von 50 °C, der oberen Temperaturschwelle für Spannkabel, bei der noch keine bleibende Dehnung auftritt. 100 °C werden nach ca. 25 min erreicht. In dieser Empfindlichkeit gegen Temperaturerhöhung bei Ausfall der Luftumwälzung liegt der Grund für die nur begrenzte Einsatzfähigkeit dieser Kühlvariante. Eine Milderung des problematischen Störfallverhaltens kann durch warmfeste Kabel erzielt werden, deren Einsatzmöglichkeiten z.Z. aber noch beschränkt sind.

Kühlung am thermischen Schild: Bei der im thermischen Schild integrierten Kühlung werden in dem verbreiterten Segment

Kühlrohre hinter den Kaltgasleitungen angeordnet. Als Kühlmedium bietet sich Helium an. Dem Montagevorteil, thermischer Schild und Kühlung werden gleichzeitig aufgebaut, steht als Nachteil gegenüber, daß die Isolierwirkung der 750 mm breiten Kohlesteinschicht nicht genutzt werden kann; die innerhalb des thermischen Schildes auftretenden Temperaturspannungen, $\Delta t = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$, sind nur unter Schwierigkeiten beherrschbar.

Wird die Kühlung hinter dem thermischen Schild angeordnet, so kann dazwischen eine Isolierschicht eingebracht werden, die das Temperaturgefälle mindert. Es werden GG-Kühlplatten vorgeschlagen, in die jeweils 2 x 2 Rohre eingegossen sind und die eine Länge von 12 m haben.

Als Nachteil beider Anordnungen ist zu sehen, daß hohe Wärmeströme auftreten und im Falle des Versagens eine rasche Aufheizung die Folge ist.

4.1 GG-Plattenkühler für den zylindrischen Behälterteil

4.1.1 Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung

Die Behälterkühlung erfolgt mittels Kühlplatten. Die Plattenkühler werden an der Segmentinnenseite angeschraubt und bilden so einen Kühlmantel, der praktisch den gesamten zylindrischen Teil des Behälters abdeckt.

Die Plattenkühler sind ebene Graugußplatten, in die Stahlrohre als Kühlschlangen eingegossen sind ¹⁾. Die Anordnung der Kühlschlangen erfolgt in der Weise, daß die Rohre parallel zur längsten Kante der Gußplatte verlaufen, so daß ein Minimum an Umleitungen bzw. Krümmern und ein Maximum an geraden Rohrstücken erreicht wird. Jede Platte enthält zwei voneinander unabhängige Kühlschlangensysteme, die in einer Ebene ineinanderliegend angeordnet sind.

Die Zu- und Abführungen des Kühlmediums liegen im oberen bzw. unteren Bereich des Plattenkühlers bei etwa 6/7 der Plattenlänge. Sie werden nach hinten (mantelseitig) aus der GG-Platte herausgeführt und durch je zwei Rohre versorgt, die in Radialbohrungen zwischen den Spannkabelkanälen verlaufen. Alle Leitungen sind durch Hüllrohre geschützt, deren Enden in die GG-Platte eingegossen sind.

¹⁾ Stahlrohre in Grauguß einzugießen gehört zum Stand der Technik. Dabei werden die Stahlrohre zu Kühlschlangen vorgebogen und mit Abstandhaltern in die Gußform eingelegt. Dann wird die Form mit der Graugußschmelze ausgegossen. Wegen der unterschiedlichen Schmelzpunkte ($t_{GG} = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{St} = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$) und einer zusätzlichen Kühlung der Rohre während des Gußvorgangs tritt keine Gefügeänderung im Stahl auf. Plattenkühler für Hochöfen sind bereits mehrfach im Einsatz. Sie werden, wenngleich einfacher im Aufbau, nach dem gleichen Prinzip hergestellt /15/.

Jeder Mantelblock trägt zwei Plattenkühler, die zur Blockmittelkante hin spiegelsymmetrisch angeordnet sind. Die geometrische Anordnung der Plattenkühler im Mantelbereich ist aus Abb. 13 zu ersehen.

Diese Geometrie wurde gewählt, damit das Gesamtraster der Kühlschlangen den Mantelbereich ohne größere ungekühlte Stellen abdeckt. Inwieweit sich Bereiche ohne Kühlschlangen für die Behältermanteltemperatur bemerkbar machen, wird durch Rechnungen nachzuweisen sein.

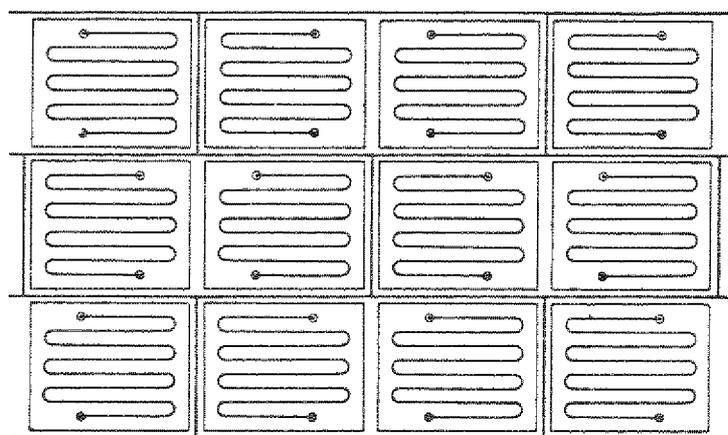


Abb. 13:
geom. Anordnung
der GG-Platten
im Mantelbereich

Der Reaktordruckbehältermantel ist im Corebereich aufgeteilt in acht Schüsse mit je zwölf Segmenten. Die Innenkontur entspricht einem 24-Eck. Somit ist jeder Block ein Zweiflächener mit einem Flächenwinkel von $\varphi=165^\circ$. Mit Abb. 14 folgt daraus der Eckenabstand $s = 2010,10 \text{ mm}$.

Für die Kühlplatte wird einschließlich der Hinterfüllung eine Dicke von $b=200 \text{ mm}$ angesetzt. Bei maximaler Plattenutzung, die Kanten der Kühlplatten stoßen aneinander, ergibt sich mit Abb. 15 eine Kantenlänge der Kühlplatte von $l = 1957,44 \text{ mm}$. Wegen der Fertigungstoleranzen (die GG-Platten werden nicht bearbeitet) und im Interesse einer leichten Montage wird ein Abstand der Plattenkühler untereinander von $a=40 \text{ mm}$ gewählt. Damit wird die Länge des GG-Plattenkühlers festgelegt zu $l = 1915,00 \text{ mm}$.

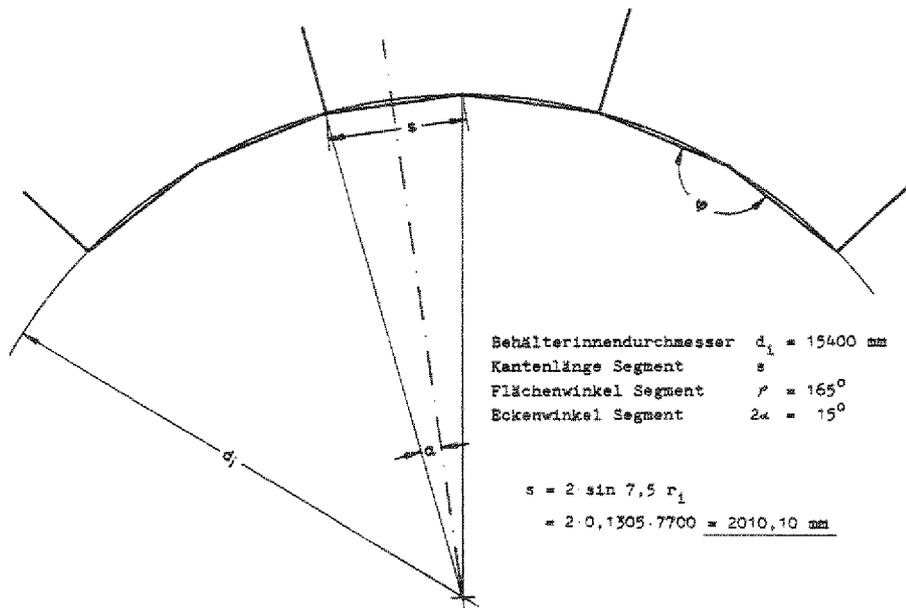


Abb. 14: Ermittlung der Blockabmessungen

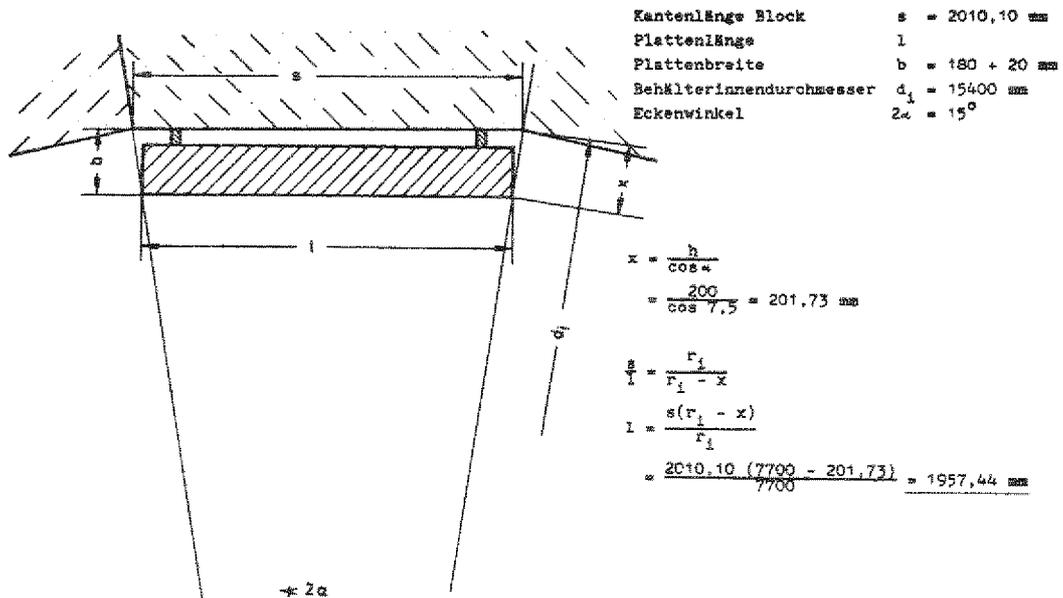


Abb. 15: Ermittlung der GG-Plattenabmessungen

Die Plattenhöhe bestimmt sich nach der Höhe der Stahlgußblöcke. Mit den gewählten Behälterabmessungen ergibt sich bei einer Teilung von $n=8$ eine Blockhöhe von $h=1700$ mm. Um Ungenauigkeiten beim Gießen der GG-Platten auszugleichen (die Plattenkühler werden nicht spanabhebend bearbeitet) und um eine leichte Montage zu gewährleisten, wird die Plattenhöhe um 40 mm geringer als die Blockhöhe gewählt. Somit ergibt sich die GG-Plattenhöhe zu $h = 1660$ mm.

Für die eingegossenen Stahlrohre wird eine lichte Weite von $d_i=37$ mm angesetzt. Die Wandstärke der Kühlrohre wird ausschließlich von gießtechnischen Parametern bestimmt; 10 mm Wandstärke sind als ausreichend anzusehen. Damit entsprechen die Stahlkühlrohre mit $\emptyset 57 \times 10$ mm DIN 2448.

Die Krümmer der eingegossenen Rohrschlangen sollen einen möglichst kleinen Krümmungsradius aufweisen, damit die Rohre in der Kühlplatte so eng wie gießtechnisch möglich angenähert werden können und lokale Hot-Spots, besonders in den Ecken der Platten, vermieden werden.

Der minimale Krümmungsradius ist abhängig vom Rohraußendurchmesser und der Wandstärke. Nach DIN 2916 beträgt r_{\min} für $d_a=57$ mm 1d. Die Biegeradien werden entsprechend Abb. 16 nach einer Kennziffer so gewählt, daß für die gegebenen geometrischen Bedingungen gilt: $r_{10}=60$ mm.

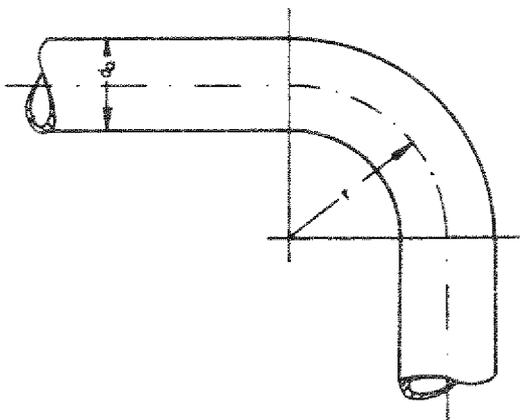
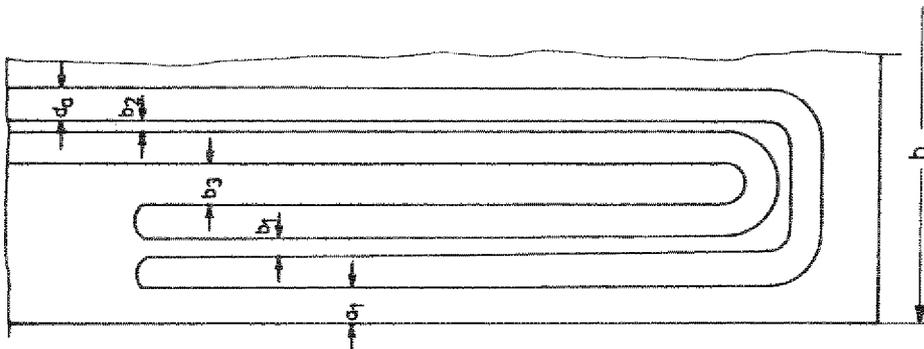


Abb. 16:
Biegeradius
für Rohre

Damit ergibt sich ein minimaler Abstand von Kühlrohren des gleichen Systems von 63 mm. Der Abstand benachbarter Rohre verschiedener Systeme darf gießtechnisch 20 mm nicht unterschreiten. Der Abstand benachbarter Rohre der äußeren Schlangen wird zu 30 mm gewählt, damit die Hüllrohre der Zu- und Ableitungen in den Grauguß eingegossen werden können. Die Anzahl der parallel liegenden Rohre, die Randabstände und die Abstände der Rohre untereinander werden so gewählt, daß eine optimale Nutzung der Plattenhöhe erreicht wird.

Dies führt zu der Anordnung nach Abb. 17



$$h = 2a_1 + 2b_1 + \left(\frac{n}{2} - 2\right)b_2 + \left(\frac{n}{2} - 1\right)b_3 + n d_a$$

h = Plattenhöhe

n = Anzahl der Rohre (im Schnitt)

d_a = Außendurchmesser des Kühlrohres

a_1 = Randabstand Ober- / Unterkante

b_1 = Abstand benachbarter Rohre am Zu- / Ablauf

b_2 = Abstand benachbarter Rohre verschiedener Systeme

b_3 = Abstand benachbarter Rohre gleicher Systeme

$$h = 2 \cdot 63,5 + 2 \cdot 30 + 6 \cdot 20 + 7 \cdot 63 + 16 \cdot 57$$
$$= \underline{\underline{1660 \text{ mm}}}$$

Abb. 17:

Ermittlung der
Kühlrohrabstände

Für die Hüllrohre der Zu- und Ableitungen wird nach DIN 2448 \emptyset 82,5 x 10 mm gewählt.

Im folgenden wurde eine Nachrechnung der Hüllrohrwandstärke durchgeführt. Die Berechnungsgrundlagen wurden den AD-Merkblättern /16/ entnommen.

$$s = \frac{d_a \cdot p}{200 \cdot K/S \cdot V+p} + c_1 + c_2 \quad (4.1.1-1)$$

s = erforderliche Wanddicke

d_a = Außendurchmesser

p = Störfalldruck

K = Festigkeitskennzahl; σ_S St45 = 26 kp/mm²

S = Sicherheitsbeiwert = 2

V = Verschwächungsbeiwert = 1

c_1 = Beiwert für Unterschreitung der Wanddicke = 0,5

c_2 = Beiwert für Korrosion und Abnutzung = 1,0

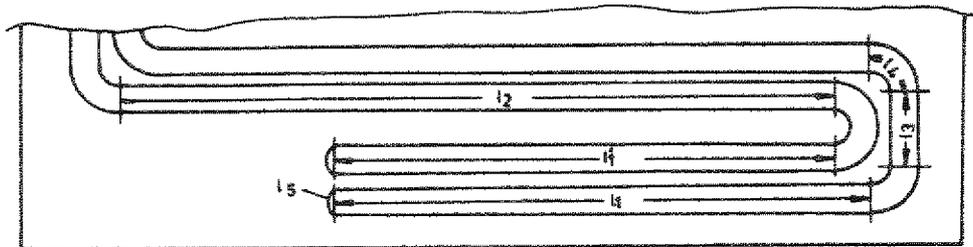
$$s = \underline{\underline{3,96 \text{ mm}}}$$

Damit $s_{\text{erf}} < s_{\text{gewählt}}$

Die Versorgungsleitungen für die Plattenkühler werden einschließlich den Hüllrohren durch radiale Bohrungen \emptyset 85 mm durch den Mantelblock nach außen geführt. Die Bohrungen liegen mittig zwischen der vierten und fünften Kabelkanalbohrung im Abstand 112 mm und 199 mm von der Ober-/ Unterkante des Mantelblocks. Diese Anordnung wurde gewählt, um genügend Raum für die Dichtschweißung der Segmentfugen zur Verfügung zu stellen.

Die Behälterabdichtung erfolgt, da Redundanz gefordert wird, durch zwei hintereinander liegende Dichtungsplatten, an denen die Hüllrohre verschweißt werden.

Weiterhin ist die Länge der einzelnen Rohre bzw. Rohrschlangen für die geometrische Auslegung und die thermodynamischen Berechnungen von Bedeutung (Abb. 18).



$$L_{ges,a} = 2L_{1,a} + 6L_2 + 2L_3 + 2L_{3,a} + 14L_4 + 2L_5$$

$$L_{ges,i} = 2L_{1,i} + 6L_2 + 3L_3 + 14L_4 + 2L_5$$

$L_{1,a}$ = Länge der Einlauf- / Auslaufstrecke äußeres System

$L_{1,i}$ = Länge der Einlauf- / Auslaufstrecke inneres System

L_2 = Länge des geraden Rohrstücks

L_3 = Länge des U-Schenkels

$L_{3,a}$ = Länge des U-Schenkels außen

L_4 = mittlere Länge eines 90°-Krümmers

L_5 = Länge des Krümmers am Ein- / Auslauf

$$\begin{aligned} L_{ges,a} &= 2 \cdot 1519,8 + 6 \cdot 1461 + 2 \cdot 211 + 2 \cdot 221 + 14 \cdot 94,25 + 2 \cdot 124,25 \\ &= \underline{14237,6 \text{ mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_{ges,i} &= 2 \cdot 1471,3 + 6 \cdot 1461 + 3 \cdot 211 + 14 \cdot 94,25 + 2 \cdot 124,25 \\ &= \underline{13909,6 \text{ mm}} \end{aligned}$$

Abb. 18: Ermittlung der Rohrlängen

Die Befestigung der Plattenkühler an den Gußblöcken erfolgt durch zehn Schrauben M30x2 der Güte 8G. Der Abstand zum Behältermantel wird durch Hülsen $\varnothing 35 \times 10$ mm sichergestellt. Die Schraubenanordnung zeigt Abb. 19

Für die Befestigungselemente wird gefordert, daß sie sowohl einer Biegebeanspruchung als auch einer Belastung durch Querkräfte, hervorgerufen durch das Plattengewicht, standhalten. Eine Dimensionierung gegen Druckkräfte, wie sie bei einer schlagartigen Druckentlastung im Core auftreten könnten, erfolgt nicht, da ein Druckaufbau hinter den Plattenkühlern durch Bohrungen im Grauguß verhindert wird.

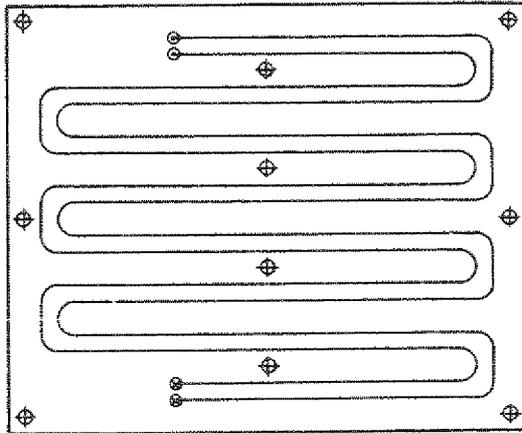


Abb. 19:
Anordnung der
Befestigungs-
elemente

Berechnung auf Schubbeanspruchung: (4.1.1-2)

$$A_K = \frac{Q_{\max}}{\tau_{\text{zul}}}$$

A_K = Kernquerschnitt der Schraube
 Q_{\max} = maximale Querkraft = Plattengewicht
 τ_{zul} = zulässige Schubbeanspruchung
 $= 0,42 \cdot \sigma_S; \sigma_{S,8G} = 64 \text{ kg/mm}^2$

$$A_K = \frac{153,27 \text{ mm}^2}{4,42 \text{ mm}}$$

Berechnung auf Querkraftbiegung: (4.1.1-3)

$$\sigma = \frac{Mb}{W} \leq \sigma_{\text{zul}}$$

$\sigma_{\text{zul}} = \sigma_B \cdot S = 26,67 \text{ kg/mm}^2$
 $Mb = N \cdot l = 4,5318 \cdot 10^5 \text{ mmkg}$
 W = Widerstandsmoment
 $W = 1,6994 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$
 $d_K = \underline{25,87 \text{ mm}}$ $d_{K,M30x2} = \underline{\underline{27,40 \text{ mm}}}$

Die durch den Mantelblock nach außen geführten Versorgungsleitungen werden an der Behälteraußenseite in Sammlern zusammengefaßt. Für jedes der beiden Systeme existiert ein Sammler für die Zulaufseite und die Ablaufseite. Für jeden Schuß sind demnach vier Sammler vorzusehen (2x2).

Der Durchmesser der Sammler wird dadurch bestimmt, daß die Strömungsgeschwindigkeit gegenüber den Werten im Kühlschlangensystem etwa beibehalten werden soll. Mit DIN 2448 wird für die Sammelrohre $\varnothing 219,1 \times 6,3$ mm gewählt.

Für die Versorgungsleitungen Pumpe-Sammler gilt entsprechendes. Es werden für Zu- und Ablauf pro System zwei Steigleitungen vorgesehen, die sich am Behälter gegenüber liegen; So erscheint eine sichere Versorgung gewährleistet. Mit DIN 2448 wird für die Versorgungsleitungen $\varnothing 406,4 \times 10$ mm gewählt.

Der Zwischenraum Plattenkühler-Mantelblock wird mit einer Wärmeisoliermasse ausgefüllt. Es bieten sich hier verschiedene Materialien an (Abb. 20). Um die Einflüsse aufgrund von Ausführung und Betriebszuständen zu berücksichtigen (Unter-, Zwischen- und Aufstrich bei Formstückisolierungen; Stützglieder und Mantel bei Stopfisolierungen; Hohlräume bei Matten- und Schnurisolierungen) wird in technischen Berechnungen ein Zuschlag zu den Werten in Abb. 20 von bis zu 15% gemacht /10/.

Damit ergeben sich für die infrage kommenden Isolierstoffe im auftretenden Temperaturbereich $< 100^{\circ}\text{C}$ die in Tabelle 8 zusammengestellten Wärmeleitwerte /2/, /17/.

Für den konkreten Fall der Hinterfüllung der Plattenkühler muß bei der Wahl des geeigneten Dämmstoffes neben der geforderten guten Isolierwirkung auch der Frage nach Wirtschaftlichkeit (Materialkosten, Montagekosten) Beachtung geschenkt werden.

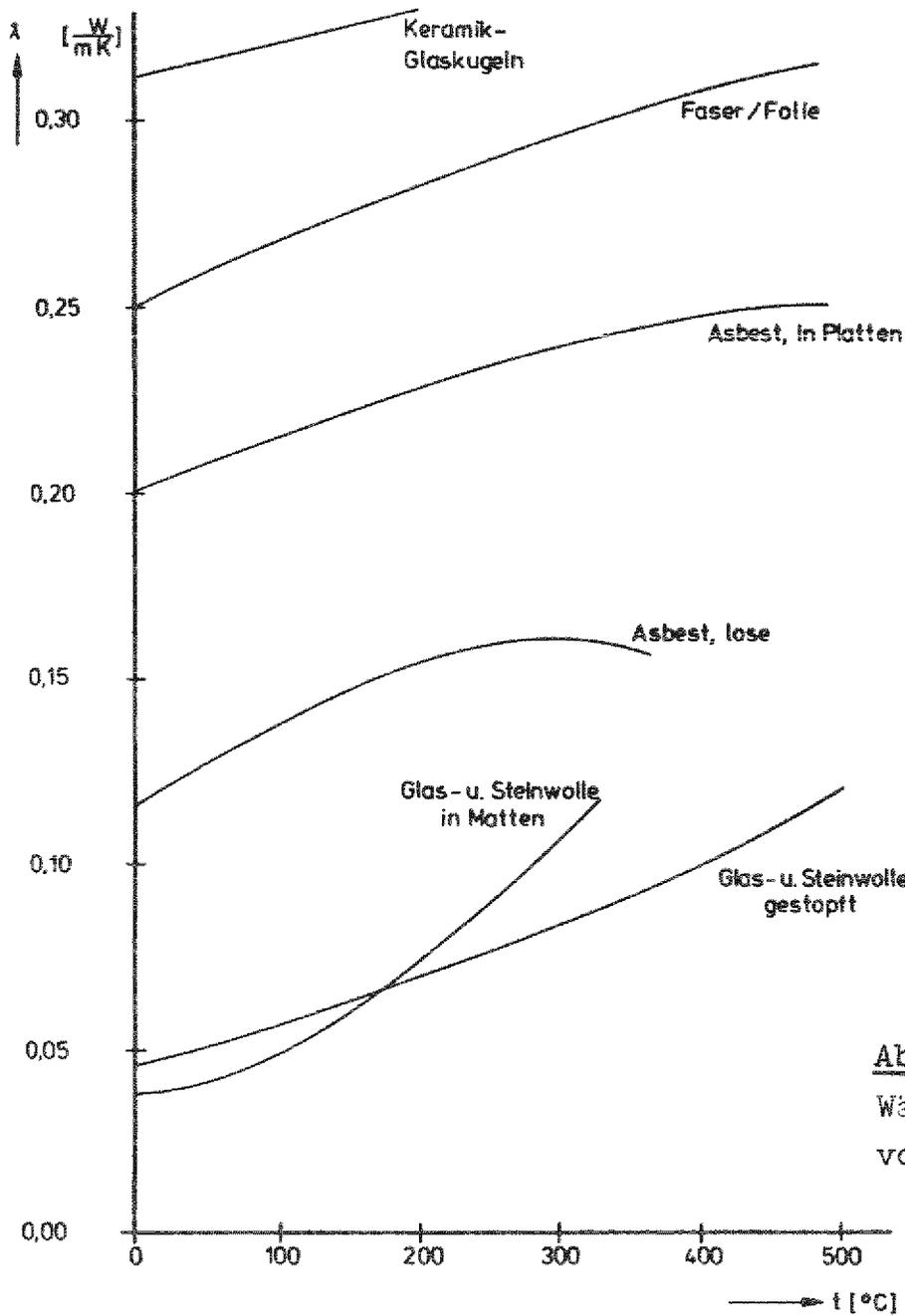


Abb. 20:
Wärmeleitfähigkeit
von Isolierstoffen

Isolierstoffe	λ W/mK
Glas- und Steinwolle, in Matten	0,040 - 0,057
Glas- und Steinwolle, gestopft	0,057 - 0,069
Asbest, lose	0,110 - 0,160
Asbest, Platten	0,200 - 0,250
Faserisolierung	0,250 - 0,330
Keramik-/Glaskugeln	0,350 - 0,450

Tab. 8: Wärmeleitfähigkeit von Isolierstoffen, $t < 100^{\circ}\text{C}$

Eine Hinterfüllung mit gestopfter Glas- und Steinwolle erscheint hier am vorteilhaftesten. Für die thermischen Berechnungen wird zu den Laborwerten ein Zuschlag von ca. 50% gemacht. Damit $\lambda_{\text{Hinterfüllung}} = 0,100 \text{ W/mK}$

In Tab. 9 sind alle interessierenden Abmessungen für den GG-Plattenkühler des zylindrischen Behälterteils zusammengestellt; Abb. 21 zeigt die konstruktive Gestaltung.

Plattenlänge	$l = 1915,00 \text{ mm}$
Plattenhöhe	$h = 1660,00 \text{ mm}$
Plattenbreite	$b = 180,00 \text{ mm}$
Rohrinnendurchmesser	$d_i = 37,00 \text{ mm}$
Rohraußendurchmesser	$d_a = 57,00 \text{ mm}$
Rohrwandstärke	$s = 10,00 \text{ mm}$
Krümmungsradius	$r = 60,00 \text{ mm}$
Rohrabstand, ver. Systeme	$b_{1,2} = 30/20 \text{ mm}$
Rohrabstand, gl. Systeme	$b_3 = 63,00 \text{ mm}$
Randabstand Ober- Unterkante	$a_1 = 63,50 \text{ mm}$
Randabstand Wange	$a_2 = 61,50 \text{ mm}$
Randabstand Stirn	$a_3 = 100,00 \text{ mm}$
Rohrschlangenlänge, inneres System	$l_{\text{ges},i} = 13909,60 \text{ mm}$
Rohrschlangenlänge, äußeres System	$l_{\text{ges},a} = 14237,60 \text{ mm}$

Tab. 9: Zusammenstellung der Abmessungen des GG-Plattenkühlers für den zylindrischen Behälter

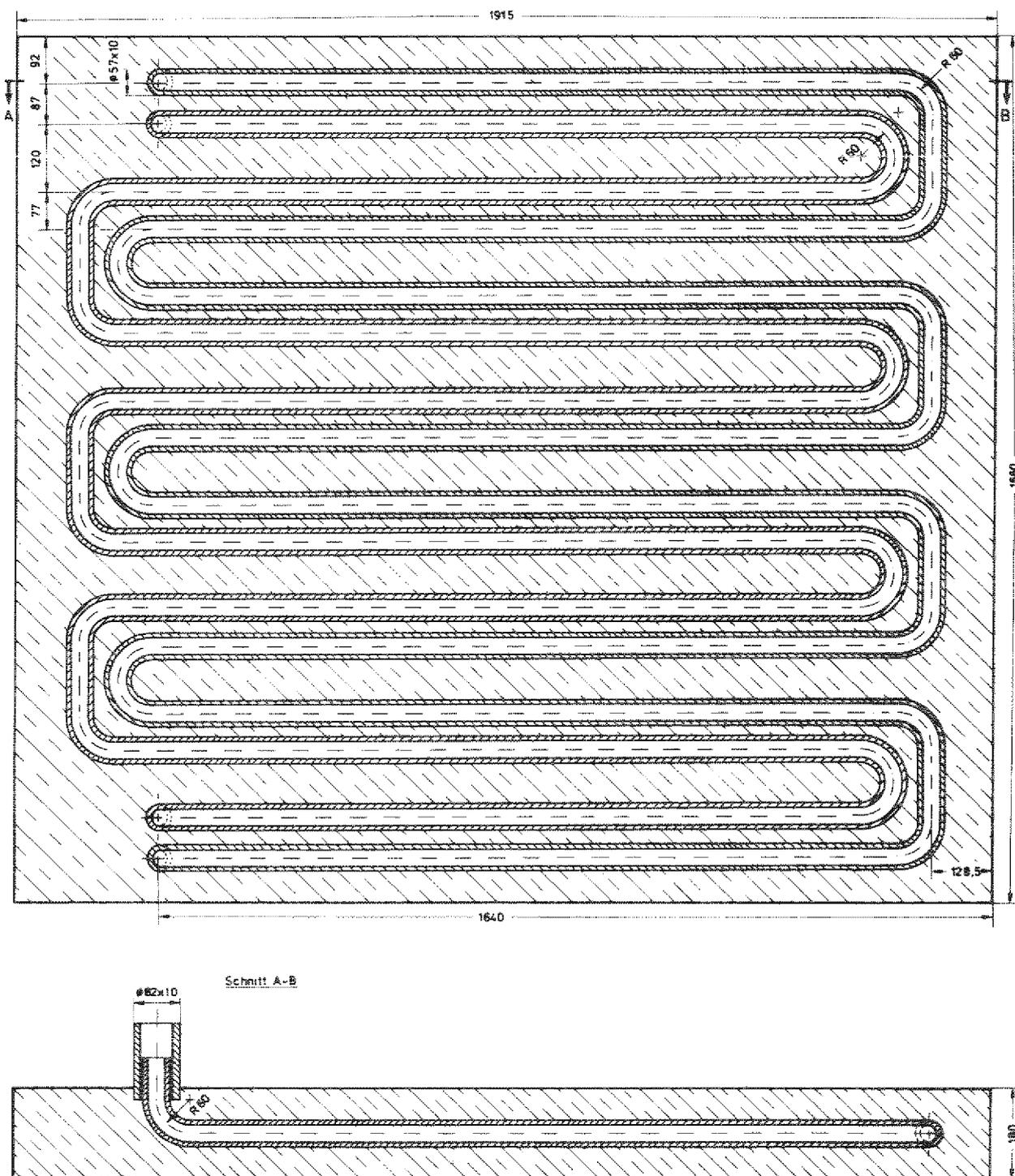


Abb. 21: Konstruktive Gestaltung des GG-Plattenkühlers Zylinder

4.1.2 Ermittlung der thermodynamischen Kühlkosten

Bei der Dimensionierung der Kühlung wird davon ausgegangen, daß auf eine Folienisolierung verzichtet werden kann. Dies erscheint bei der Anordnung Plattenkühler mit Hinterfüllung gerechtfertigt, da GG-Platten und Glas-/Steinwolle - Hinterfüllung genügende Isolierwirkung besitzen und eine befriedigende Wärmeabfuhr durch das Kühlmedium gewährleistet werden kann.

Der GG-Plattenkühler enthält, wie bereits beschrieben, zwei voneinander unabhängige Kühl-schlangensysteme. Die Dimensionierung von Rohrdurchmesser, Strömungsgeschwindigkeit, Massenstrom usw. erfolgt nun nach der Maßgabe, daß ein Kühlsystem allein die anfallende Wärmemenge aufnehmen und abführen kann. Eine Kühlwirkung durch die Umgebung /Containment - Luftumwälzung wird nicht in Anspruch genommen bzw. vorausgesetzt. Die zugelassenen Maximalwerte für Strömungsgeschwindigkeit und Aufheizspanne sollen nicht überschritten werden. Bei Verwendung von Wasser als Kühlmedium sind diese Werte vom Technischen Überwachungsverein (TÜV) festgelegt:

$$w_{\text{H}_2\text{O,max}} = 1 \text{ m/sec}$$

$$\Delta t_{\text{Aufh.}} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die Aufheizspanne Δt wird sowohl im Normalbetrieb als auch im Störfall voll genutzt; die Strömungsgeschwindigkeit bleibt in beiden Fällen unter dem zugelassenen Wert.

Die Umgebungstemperatur wird mit 25°C angesetzt; die Kaltgastemperatur wird in den folgenden Berechnungen zu $t_{\text{KG}} = 300^\circ\text{C}$ angenommen.

Als Kühlmedium dient Wasser von 30°C , 5 bar (Tab. 10). Stoffwerte und Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{Luft},25^\circ\text{C}}$ sind in Tab. 11 zusammengestellt.

ρ	=	994,9667	kg/m ³
η	=	$848,1667 \cdot 10^{-6}$	kg/m sec
λ	=	$617,1667 \cdot 10^{-3}$	W/m K
c_p	=	4,1807	kJ/kg K

Tab. 10:
Stoffwerte von
H₂O 30°C, 5b

ρ	=	1,1691	kg/m ³	Re	=	$175,6700 \cdot 10^3$
η	=	$18,1900 \cdot 10^{-6}$	kg/m sec	Pr	=	0,6940
λ	=	$26,3950 \cdot 10^{-3}$	W/m K	Nu _{lam}	=	779,1582
c_p	=	1,0070	kJ/kg K	Nu _{turb}	=	2907,1923
				Nu _Z	=	3010,0931
				α_{Luft}	=	2,90 W/m ² K

Tab. 11: Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{Luft, 25^\circ C}$

Weiter sind für die Berechnung des Wärmeflusses die geometrischen Daten der Schichtung thermischer Schild - Kohlestein - GG-Plattenkühler erforderlich (Tab. 12).

	s mm	λ W/m K
therm. Schild	107,50	50,70
Kohlestein	750,00	5,82
Grauguß	61,50	46,00
Kühlrohr	10,00	50,70

Tab. 12:
Geometrie der
Schichtung

Ausgehend von den genannten Daten werden auf der Basis der in Kap. 3 dargestellten Gleichungssysteme mit Hilfe von Rechenprogrammen die Auslegungskriterien für die Kühlung bestimmt.

Zunächst werden die Werte für den Fall berechnet, daß nur ein Kühlsystem allein in Betrieb ist und die gesamte anfallende Wärme abführt; äußeres und inneres Kühlsystem werden getrennt aufgezeigt.

Im Normalbetrieb werden beide Systeme vom Kühlmedium durchflossen; die Werte für äußeres und inneres System werden berechnet.

Da es auch denkbar erscheint, als Kühlmittel Helium zu verwenden, werden analog dem oben dargestellten Berechnungsschema die thermischen Daten für eine He-Kühlung ermittelt und zusammen mit den Daten der Wasser-Kühlung aufgezeigt (Tab. 13).

	d_i m	Re 10^3	Pr	Nu_o	Nu_s	α W/m ² K	m kg/sec	w m/sec
(H ₂ O)	System alleine		5,7455	205,2145	423,5114	7064,2478	0,7678	0,7177
	innen	0,0370						
außen		31,1533		205,1548	423,3881	7062,1904	0,7678	0,7177
	beide Systeme			111,9201	230,9752	3852,7075	0,3836	0,3586
	innen							
außen		15,5628		111,8876	230,9080	3851,5876	0,3836	0,3586
(He)	System alleine		0,6675	556,4057	1148,2820	4822,7834	0,2471	36,8180
	innen	0,0370						
außen		425,7703		556,2438	1147,9480	4821,3814	0,2471	36,8180
	beide Systeme			319,3388	659,0354	2767,9474	0,1234	18,3878
	innen							
außen		212,6395		319,2460	658,8439	2767,1434	0,1234	18,3878

Tab. 13: Thermodynamische Daten des GG-Plattenkühlers

4.1.3 Isothermenverlauf und Temperaturprofil im

GG-Plattenkühler

Zur Ermittlung der Temperaturverläufe wird ein Rechenmodell entworfen, das ein Randstück der GG-Platte mit vier Rohren (je zwei Rohre beider Systeme), den Spalt zwischen zwei benachbarten Platten und die Schichtung Luft - Stahlmantel - Hinterfüllung - GG-Platte mit Kühlrohren - Kohlestein - therm. Schild - Kaltgas zeigt (Abb. 22a,b,c).

Region 1: Luft;	$t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\lambda = 0,0003\text{ W/cm}^2\text{ K}$	
Region 2: Stahlmantel;	$\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$	
Region 3: Hinterfüllung;	$\lambda = 0,001\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,200\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,800\text{ J/g K}$	
Region 4: He - Spalt;	$\lambda = 0,002\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,006\text{ g/cm}^3$, $c_p = 5,193\text{ J/g K}$	
Region 5: GG - Platte;	$\lambda = 0,460\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,200\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,540\text{ J/g K}$	
Region 6: äußeres System;	$t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,3852\text{ W/cm}^2\text{ K}$	
Region 7: inneres System;	$t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,3853\text{ W/cm}^2\text{ K}$	
Region 8: Kohlestein;	$\lambda = 0,058\text{ W/cm K}$, $\rho = 1,550\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,710\text{ J/g K}$	
Region 9: Therm. Schild;	$\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$	
Region 10: Kaltgas;	$t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\lambda_g = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$	

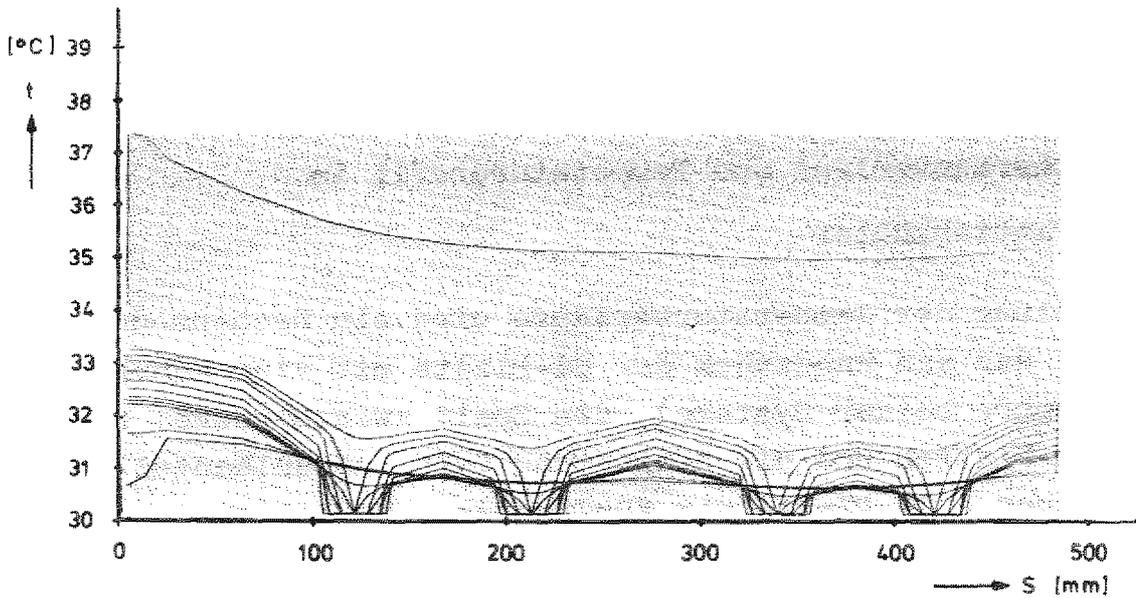
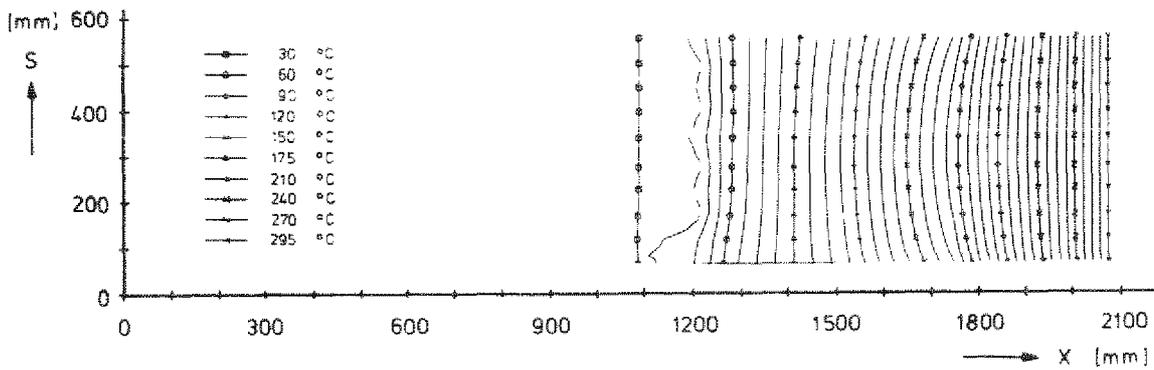
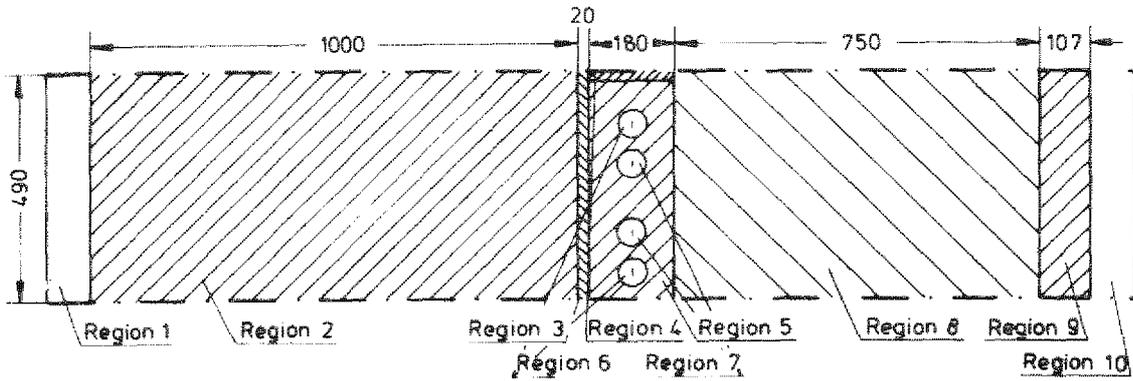


Abb. 22a: Rechenmodell und Temperaturverläufe GG-Plattenkühler beide Systeme

Region 6: äußeres System; $\lambda = 0,006 \text{ W/cm K}$, $\rho = 0,995 \text{ g/cm}^3$, $c_p = 4,181 \text{ J/g K}$
 Region 7: inneres System; $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\lambda = 0,7064 \text{ W/cm}^2 \text{ K}$

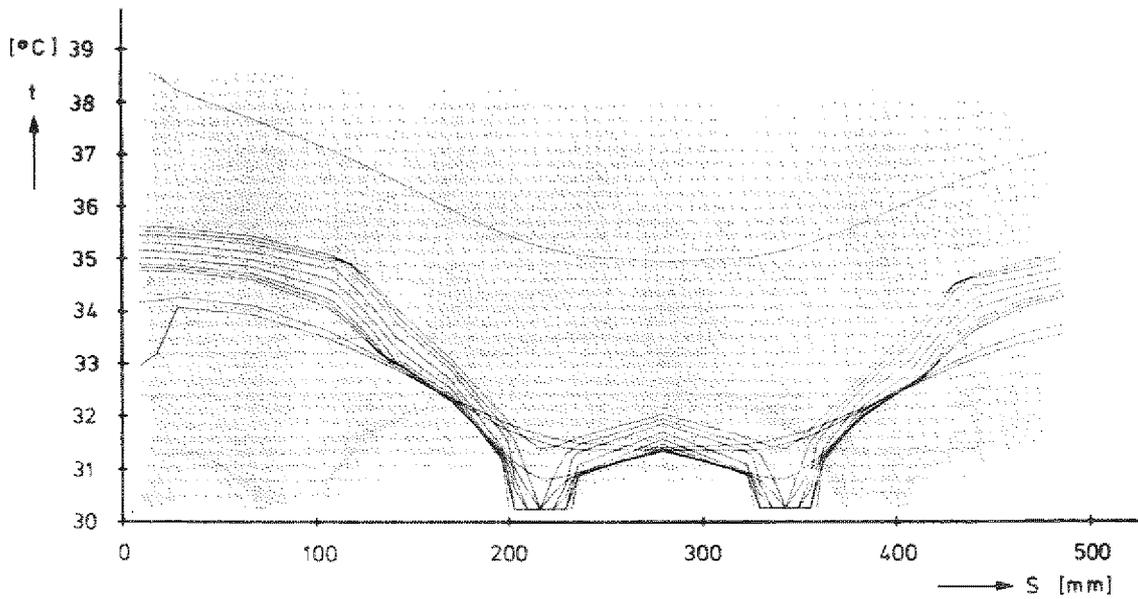
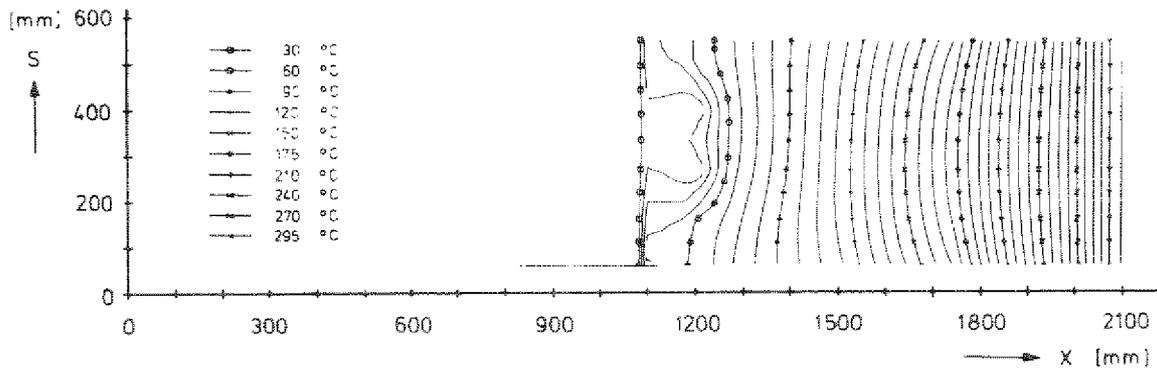
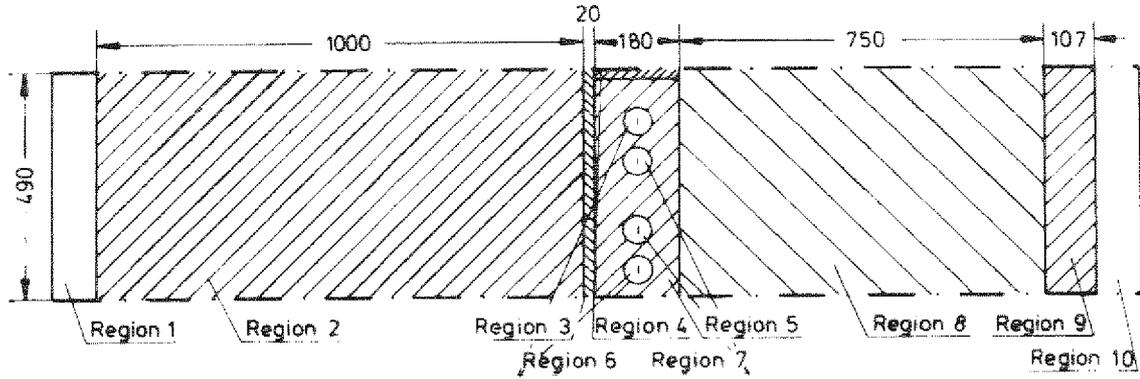


Abb. 22b: Rechenmodell und Temperaturverläufe
 GG-Plattenkühler inneres System

Region 6: äußeres System; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\lambda = 0,7062\text{ W/cm}^2\text{ K}$
 Region 7: inneres System; $\lambda = 0,006\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,995\text{ g/cm}^3$, $c_p = 4,181\text{ J/g K}$

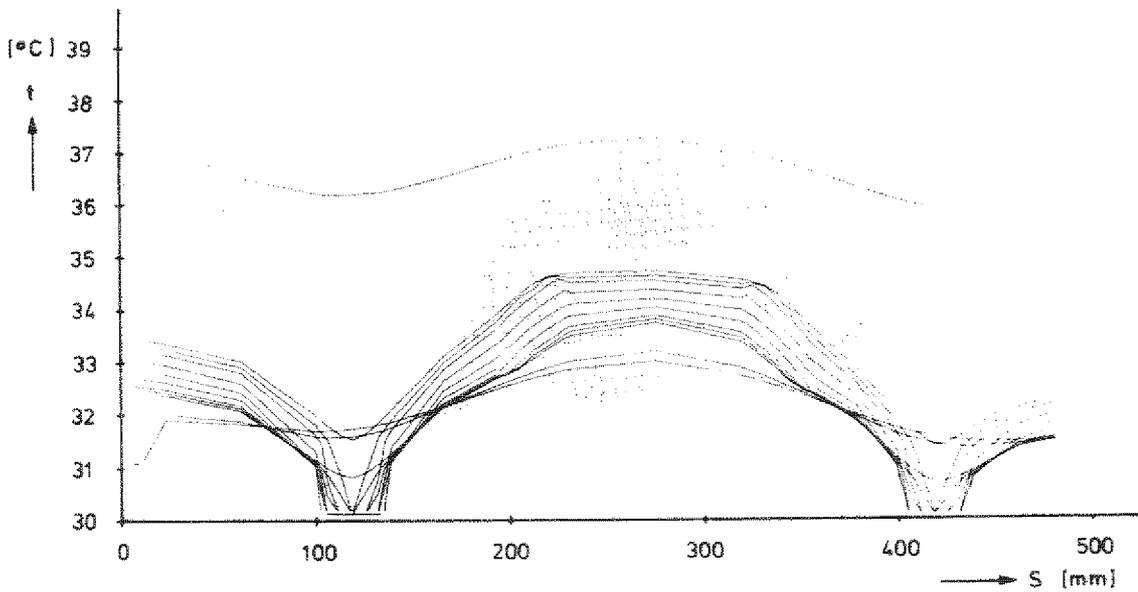
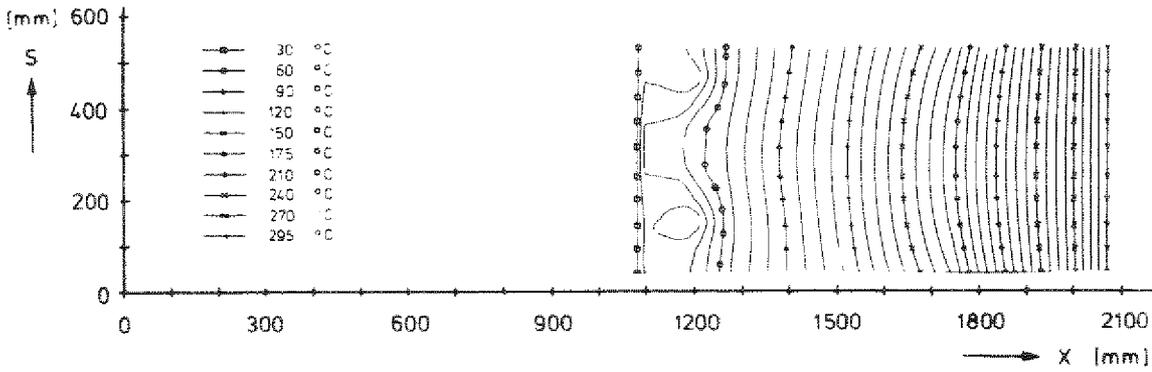
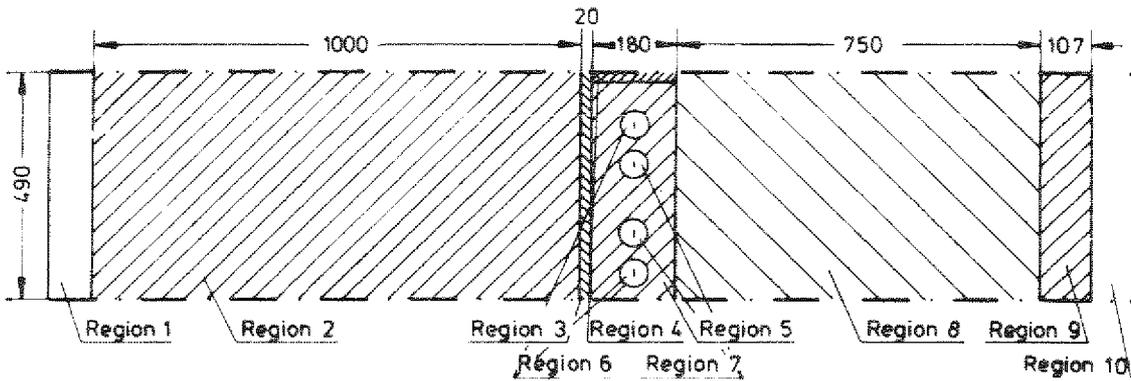


Abb. 22c: Rechenmodell und Temperaturverläufe
 GG-Plattenkühler äußeres System

Die Isothermenverteilungen und Temperaturprofile zeigen, daß im Betriebszustand (Abb. 22a), beide Kühlsysteme arbeiten, eine gleichmäßige Temperaturverteilung sowohl in der Graugußplatte als auch im Stahlmantel zu erwarten ist. Für die Fälle 'nur inneres System in Betrieb' (Abb. 22b) bzw. 'nur äußeres System in Betrieb' (Abb. 22c) muß zwar in den Bereichen zwischen den einzelnen Kühlrohren mit Temperaturerhöhungen gerechnet werden, diese werden jedoch durch die Isolierwirkung der Hinterfüllung vollständig abgebaut, so daß im Behälter vollkommen gleichmäßige Temperaturverteilungen vorliegen.

Durch Temperaturdifferenzen hervorgerufene Temperaturspannungen im Stahlgußmantel können vernachlässigt werden.

Abschließend wurde eine Bilanz der im stationären Zustand abzuführenden Wärmemengen im Behälterzylinder durchgeführt. Die Werte sind in Tab. 14 zusammengefaßt.

	\dot{q} kW/m ²	A m ²	\dot{Q} kW
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
inneres System	1,78	310,43	- 552,85
äußeres System	1,94	317,75	- 616,59
Luft	0,0036	747,22	- 2,69
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
inneres System	3,77	310,43	- 1169,32
Luft	0,0038	747,22	- 2,81
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
äußeres System	3,68	317,75	- 1169,36
Luft	0,0037	747,22	- 2,77

Tab. 14: Abzuführende Wärmemengen der Mantelkühlung

4.1.4 Thermische Störfälle

Im Folgenden werden die Auswirkungen von Störfällen und die thermische Belastbarkeit des Stahlbehälters untersucht. Es werden betrachtet:

- stationärer Zustand
- Ausfall einer Kühlplatte
- Ausfall zweier benachbarter Kühlplatten (ein Block ungekühlt)
- Ausfall der gesamten Kühlung
- Ausfall des Gebläses

Ausgehend vom stationären Zustand, beide Kühlsysteme und Kaltgasumwälzung in Betrieb, wird eine instationäre Rechnung durchgeführt, wobei zum Zeitpunkt $T=0h$ das Kühlwasser zum Stillstand kommt und sich fortan aufheizt und die Wärme weiterleitet. Es wird angenommen, daß die Wärmeabfuhr an der Behälteraußenseite im Störfall $\dot{Q}=0,1MW$ nicht übersteigt (gilt für den Gesamtbehälter, zylindrischer Teil ca. 60%).

Für die instationäre Rechnung wird ein Kreissektor des Gesamtbehälters betrachtet, dessen Spitze im Coremittelpunkt liegt und dessen Sehne zwei Mantelblöcke mit vier Kühlplatten umspannt. Die seitlichen Begrenzungen des Sektors werden als Symmetrielinien dargestellt.

Abb. 23 zeigt die Isothermenverläufe des angesprochenen Kreissektors von 60° (zwei Segmente mit vier Kühlplatten) im stationären Zustand. Es fällt die gleichmäßige Temperaturverteilung im inneren Bereich (Graphit, thermischer Schild, Kohlestein) gegenüber der Isolierung auf. Die Temperaturspitzen ($26^\circ C$ -Isotherme) sind durch die Fugen zwischen den Kühlplatten bedingt, durch die Helium eindringt.

Für die weitere Betrachtung der thermischen Störfälle werden die Temperaturen längs eines radialen Schnitts betrachtet (Abb. 24).

Region 1: Luft;	$t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\lambda = 0,0003\text{ W/cm}^2\text{ K}$
Region 2: Stahlmantel;	$\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$
Region 3: Hinterfüllung;	$\lambda = 0,001\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,200\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,800\text{ J/g K}$
Region 4: GG - Plattenkühler;	$t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,7063\text{ W/cm}^2\text{ K}$
Region 5: Kohlestein;	$\lambda = 0,058\text{ W/cm K}$, $\rho = 1,550\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,710\text{ J/g K}$
Region 6: Therm. Schild;	$t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_U = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$
Region 7: Graphit;	$\lambda = 1,454\text{ W/cm K}$, $\rho = 1,700\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,880\text{ J/g K}$
Region 8: Core;	$t = 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_U = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$

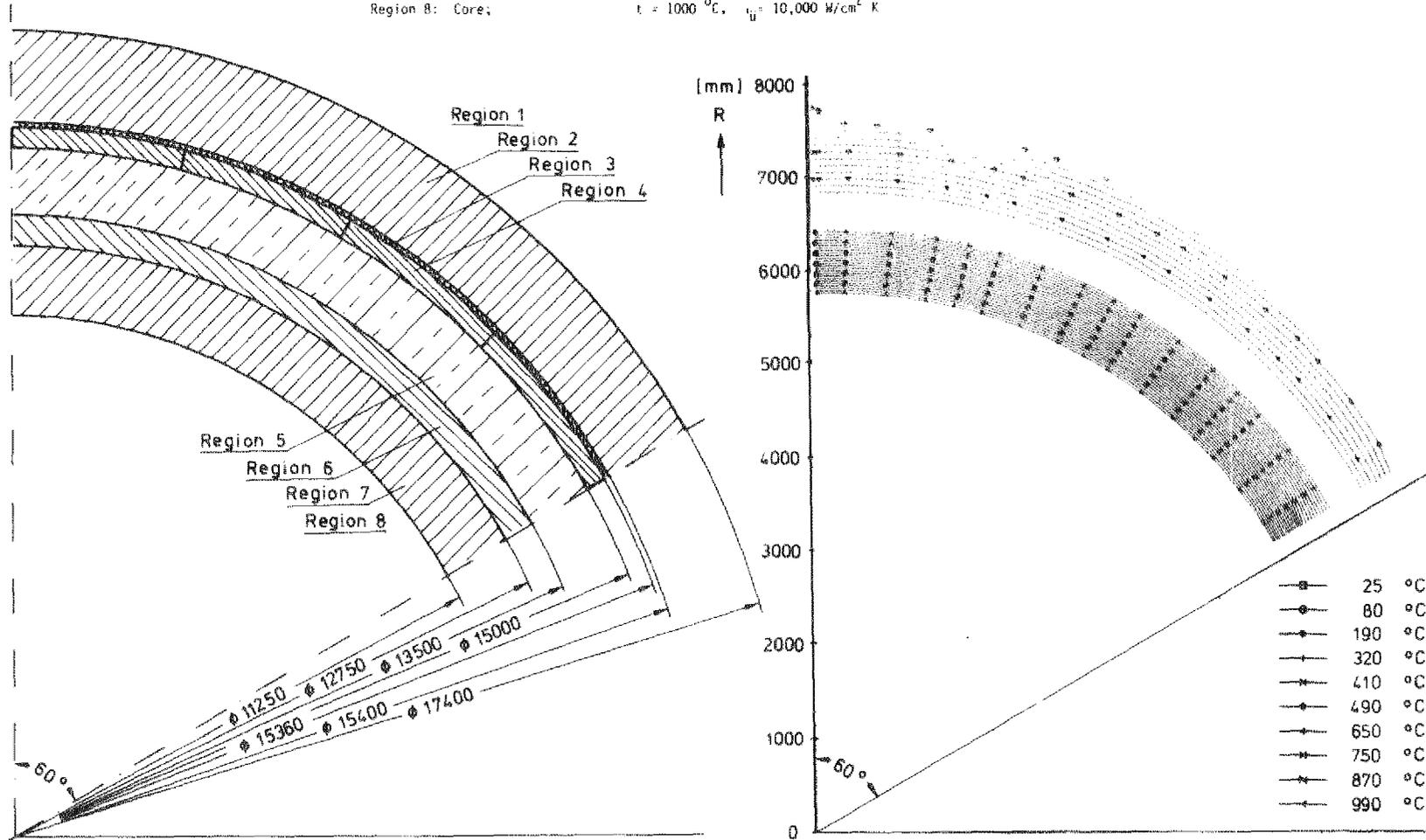
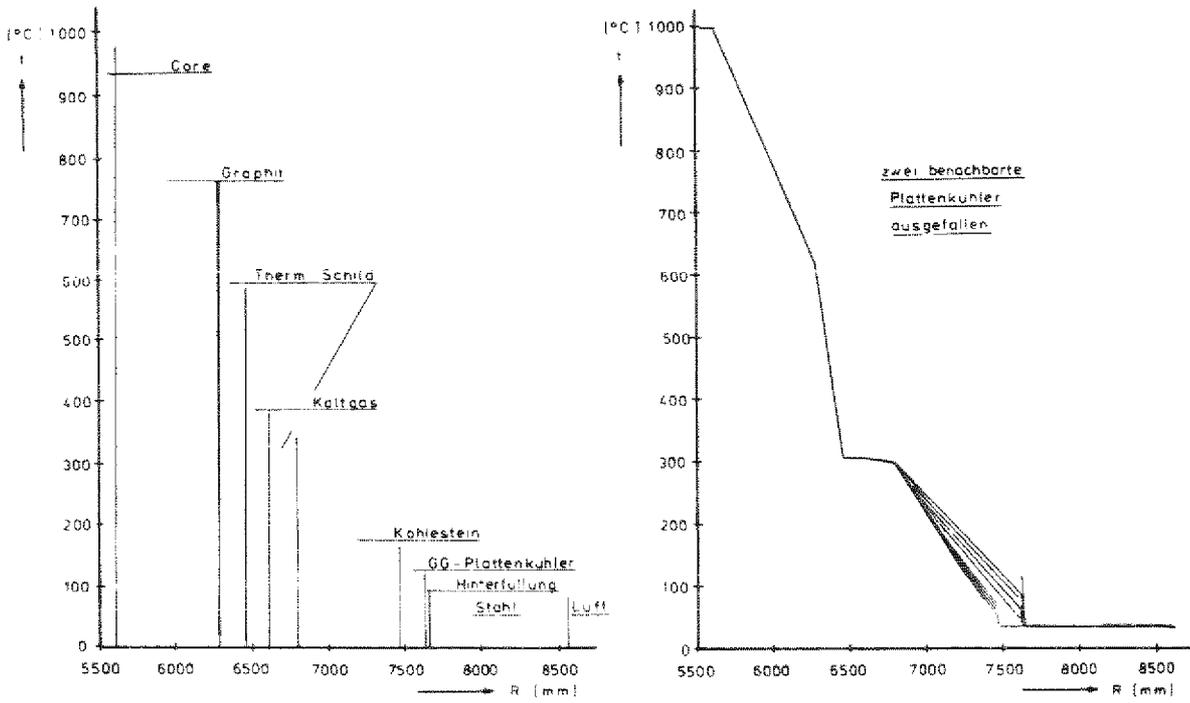


Abb. 23: Rechenmodell und Isothermenverläufe im Zylinder



Zeitsprünge stat., 1h, 2h, 3h, 4h, 5h, 10h, 24h, 48h

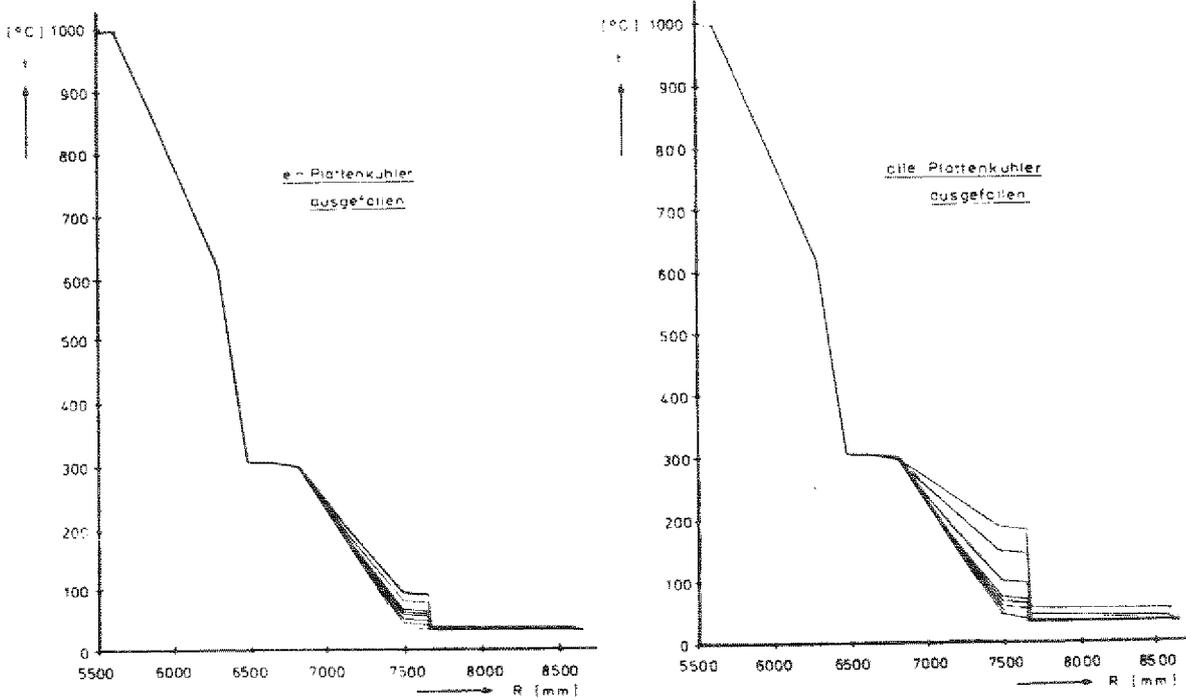


Abb. 24: Instationäre Temperaturverläufe

Ausfall einer Kühlplatte: Bei Ausfall einer Kühlplatte ist zu erwarten, daß die benachbarten Systeme eine gewisse Kühlfunktion mit übernehmen. Dies wird durch die ausgeführten Rechnungen bestätigt. Nach einer Ausfallzeit von $T=48\text{h}$ sind im Plattenkühler Temperaturen von $t=87^{\circ}\text{C}$ zu erwarten, die im Stahlbehälter eine Temperaturerhöhung auf $t=32^{\circ}\text{C}$ zur Folge haben. Dies entspricht einer Temperaturdifferenz von $\Delta t=3,5^{\circ}\text{C}$ gegenüber den gekühlten Bereichen. - Aufgrund der Kühlwirkung der benachbarten, funktionsfähigen Kühlplatten sowie der guten Isolierwirkung der Hinterfüllung sind Temperaturen im Stahlgußmantel, die zu einer Schädigung der Spannsysteme führen, auch bei längerfristigem Ausfall von einer Kühlplatte allein nicht zu erwarten.

Ausfall von zwei benachbarten Kühlplatten: Bei Ausfall der Kühlung eines Mantelblocks (zwei Kühlplatten) kann der Einfluß der funktionsfähigen benachbarten Kühlplatten sich nur auf einen Teilbereich des hinter den ausgefallenen Platten liegenden Stahlmantels erstrecken. So muß im Kabelbereich mit erhöhten Temperaturen gerechnet werden ($t=42^{\circ}\text{C}$; $T=48\text{h}$). Die 50°C -Grenze wird nach einer Ausfallzeit von ca. 76h erreicht; die weitere Temperaturerhöhung im Mantelbereich vollzieht sich sehr langsam, so daß Ausfallzeiten von $T=100\text{h}$ ohne merkliche Schäden am Spannsystem bleiben.

Ausfall aller Kühlsysteme: Bei Ausfall aller Kühlsysteme kommt der Isolierschicht aus Glas-/ Steinwolle große Bedeutung zu. Es wird erreicht, daß bis zu einer Aufheizzeit von 45h die Temperaturen im Spannkabelbereich unter $t=50^{\circ}\text{C}$ bleiben, eine Schädigung des Spannsystems also erst bei längeren Ausfallzeiten zu erwarten ist.

Ausfall der Gebläse: Abb. 25 zeigt den instationären Verlauf der Gastemperatur über der Coreachse; die Temperaturverläufe für die bezeichneten Schnitte sind in Abb. 26 dargestellt. Den Berechnungen liegt der Störfall "Gebläseauslauf ohne Schnellabschaltung" zugrunde.

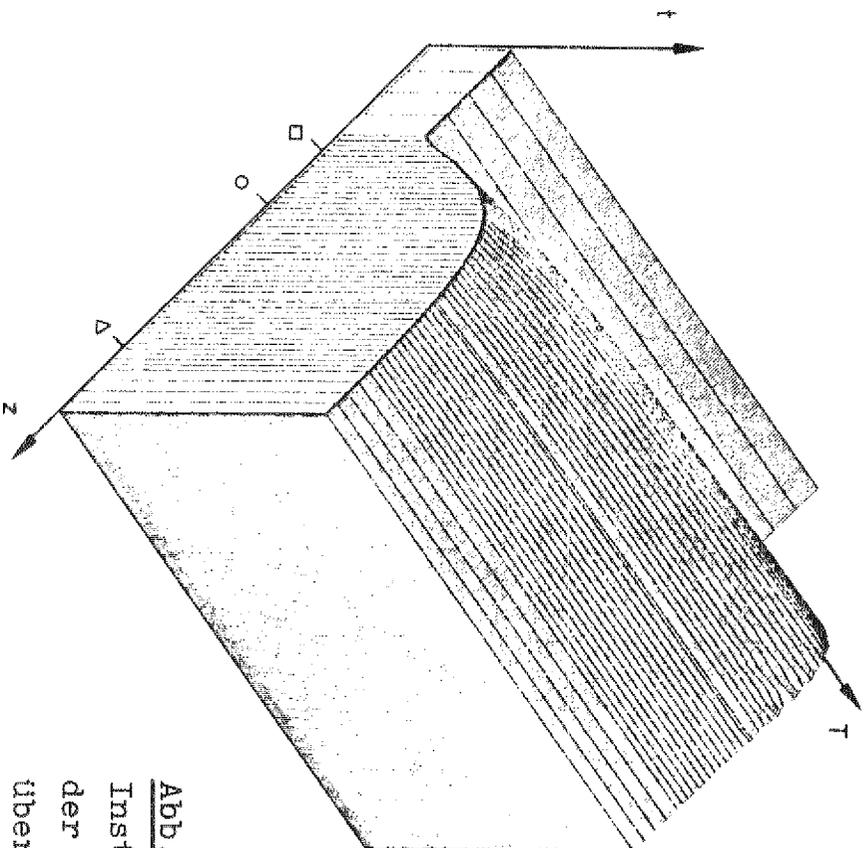


Abb. 25:
Instationärer Verlauf
der Gastemperatur
über der Coreachse

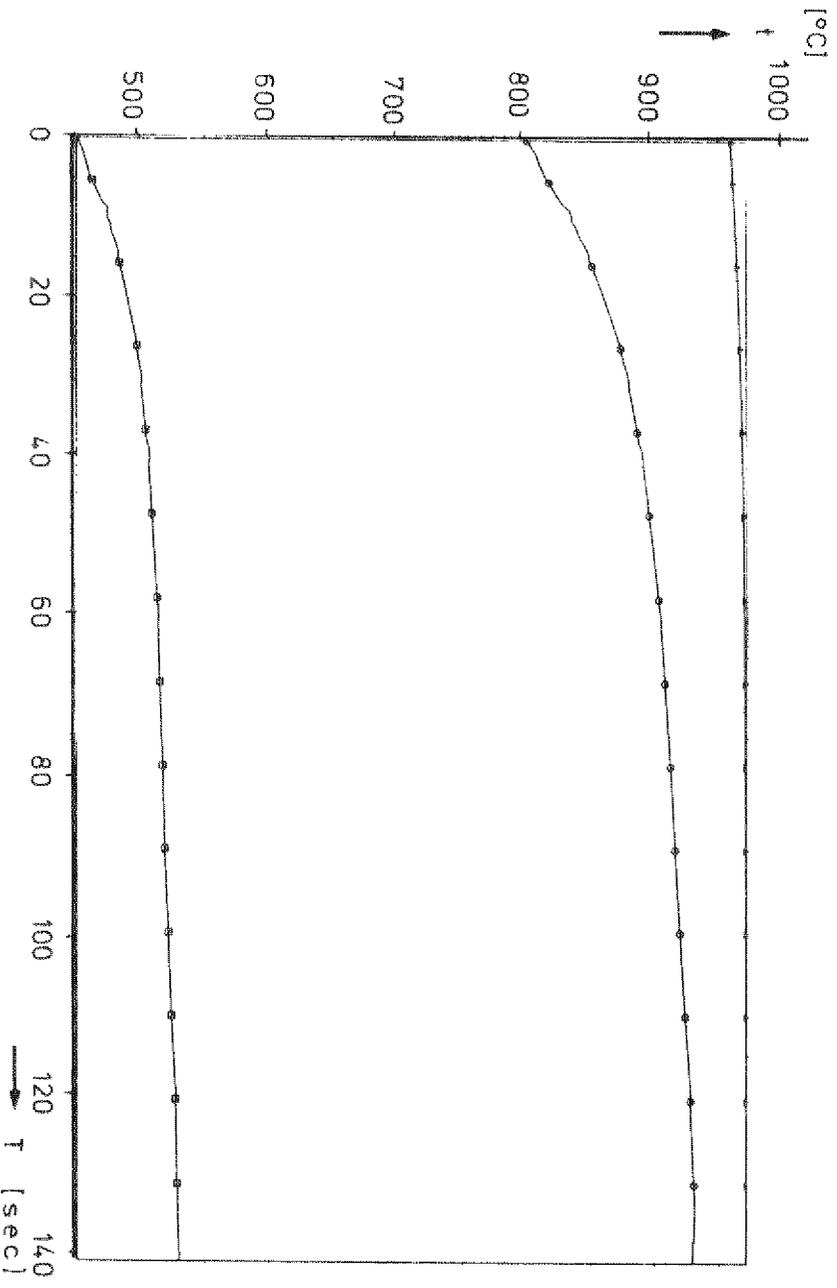


Abb. 26: Instationärer Verlauf der Gastemperatur

Wie der instationäre Temperaturverlauf im Gebiet größter Temperaturen (unteres Coredrittel) zeigt, findet hier im betrachteten Zeitraum kaum eine weitere Erhöhung statt. Für die anderen Bereiche ist zwar ein merklicher Temperaturanstieg zu beobachten, die Werte bleiben aber deutlich unter der 1000°C -Grenze.

Das im thermischen Schild zum Stillstand kommende Kaltgas wird zu Beginn des Gebläseauslaufs nur sehr langsam aufgeheizt; ausgehend von $t_{\text{KG}}=259^{\circ}\text{C}$ wurde mit Hilfe des Rechenmodells (Abb. 23) der instationäre Temperaturverlauf im Bereich des thermischen Schildes bei Ausfall der Kaltgasumwälzung abgeschätzt. Es wurde festgestellt, daß der Temperaturanstieg des Kaltgases im betrachteten Zeitraum ($T=0,5\text{h}$) unter $\Delta t=43^{\circ}\text{C}$ bleibt, eine Kaltgastemperatur von 300°C demnach kaum überschritten wird.

Für die Betrachtung des genannten Störfalls bedeutet dies, daß aufgrund der für die Auslegung der Kühlung angesetzten Core- und Kaltgastemperaturen ($t_{\text{Core}}=1000^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{KG}}=300^{\circ}\text{C}$) und der damit folgenden thermodynamischen Auslegungskriterien eine Wärmemenge abgeführt werden kann, die ausreicht, den Behälter bei einem Gebläseausfall kurzfristig vor zu hohen thermischen Belastungen zu schützen. Für Gegenmaßnahmen (Einfahren der Regelstäbe) bleibt eine ausreichende Zeitspanne.

4.1.5 Zusammenfassung und Wertung

Das Kühlsystem mit GG-Plattenkühlern ist eine Kühlvariante, die die anfallende Wärme in einem vor dem Behälter angeordneten Kühlmantel abführt. Durch je zwei Platten pro Block und je zwei Kühlsysteme pro Platte ist eine ausreichende Wärmeabfuhr garantiert, auch wenn nur ein System allein in Betrieb ist. Dabei werden die maximal zulässigen Werte für Aufheizspanne und Strömungsgeschwindigkeit nicht überschritten bzw. in Anspruch genommen.

Das Störfallverhalten zeigt, daß bei Ausfall einer Platte noch keine überhöhten Temperaturen im Stahlmantel auftreten und daß die Aufheizung bei Ausfall aller Kühlsysteme sich in einem Zeitraum vollzieht der ausreicht, entsprechende Maßnahmen einzuleiten.

Der Einsatz der Behälterkühlung als Notkühlsystem ist in gewissen Grenzen möglich.

Sicherheitstechnisch bietet der GG-Plattenkühler große Vorteile. Durch das Eingießen der Kühlrohre in Grauguß sowie den zusätzlichen Schutz der Versorgungsleitungen durch Hüllrohre, erscheint ein Kühlwassereinbruch ins Core nicht möglich. Ein Austausch einer defekten Kühlplatte zusammen mit dem Mantelblock ist denkbar.

Zusammenfassend ist zu sagen, daß der GG-Plattenkühler mit Sicht auf sein Betriebs- und Störfallverhalten sowie im sicherheitstechnischen Bereich als praktikable Lösung einer Behälterkühlung anzusehen ist.

4.2 Helium - Kabelkühlung

Gas-Kabelkühlungen sind direkte Kühlsysteme, also solche Anordnungen, die die anfallende Wärme in unmittelbarer Nähe der Spannkabel abführen.

Dieser Konzeption liegt der Gedanke zugrunde, daß die einzige thermische Schwachstelle des Stahlbehälters das Spannsystem ist, und daß bei Gewährleistung einer ausreichenden Wärmeabfuhr an den Vertikalkabeln sowie einer entsprechenden Isolierung der Auflagen der Horizontalkabel eine Aufheizung des Behälters akzeptiert werden kann.

Für Gaskabelkühlungen eignen sich als Kühlmedien besonders Inertgase, da hierbei das Kühlgas die in Hüllrohren verlaufenden axialen Spannkabel direkt umspülen und so die Funktionen Kühlung und Korrosionsschutz gleichzeitig übernehmen kann. Helium erscheint als Kühlmedium hier besonders geeignet, da es als Coregas in jedem Fall zur Verfügung gestellt werden muß.

Auf die Verwendung von Luft als Kühlgas wurde bereits eingegangen.

Gaskabelkühlungen können nicht redundant ausgeführt werden, was durch die dichte Anordnung der Kühlkanäle nur zum Teil ausgeglichen wird. Dies ist ein spezifischer Nachteil aller Kabelkühlungen.

4.2.1 Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung

Da das Kühlgas (Helium) die Spannkabel direkt umspült, ist nur ein Hüllrohr pro Spannkabelbohrung erforderlich. Dieses durchgehende, mit einem Kompensator versehene Hüllrohr wird im oberen und unteren Behältersegment dichtgeschweißt und erfüllt so die Dichtfunktion gegen das durch die Blockfugen dringende Coregas.

Die Zu- und Ableitungen des Kühlmediums verlaufen in radialen Stichkanälen einer zusätzlichen Decken- bzw. Bodenplatte, auf denen sich die Ankerkörper der Spannglieder abstützen. Gleichzeitig findet hier die Auffächerung der einzelnen Drähte statt, was durch einen gegenüber den Hüllrohren vergrößerten Bohrungsdurchmesser ermöglicht wird. Die Ankereinheiten werden mit Blechhauben abgedeckt, die an den Deckplatten dichtgeschweißt werden. Das Kühlgas kann somit auch hier die Funktion Korrosionsschutz erfüllen. Abb. 27 zeigt eine mögliche konstruktive Ausführung der He-Kabelkühlung im Deckenbereich.

Die Hüllrohre werden so dimensioniert, daß sie einem Störfalldruck von 40 bar standhalten; das Gleiche gilt für die Abdeckhauben. Die Nachrechnung der Wandstärken (Gl.(4.1.1-1) /16/) ergibt ausreichende Dimensionierung.

4.2.2 Ermittlung der thermodynamischen Kühlraten

Analog zu früheren Berechnungen wird das Modell einer geschichteten Wand betrachtet.

Die Spannkabel sind in der Behälterwand zweireihig angeordnet. Die Abmessungen der Kabelbohrungen, Abstände, Hüllrohrdurchmesser usw. liegen fest. Somit befaßt sich die Dimensionierung der Gaskabelkühlung ausschließlich mit der Abschätzung der wärmetechnischen Werte des Kühlmediums. Dies sind in erster Linie die Strömungsgeschwindigkeit und die Aufheizspanne. Daraus folgt die Bestimmung des Massenstromes.

Für die Auslegung wird gefordert, daß das Kühlsystem der äußeren Kabel die gesamte anfallende Wärme alleine abführen können soll; eine Temperaturerhöhung der innenliegenden Spannkabel wird dabei in Kauf genommen. Im Betriebszustand wird das innere System mit 70% der Gesamtwärmemenge, das äußere mit 30% beaufschlagt. Diese Verteilung wurde durch Temperaturrechnungen als realistisch bestätigt.

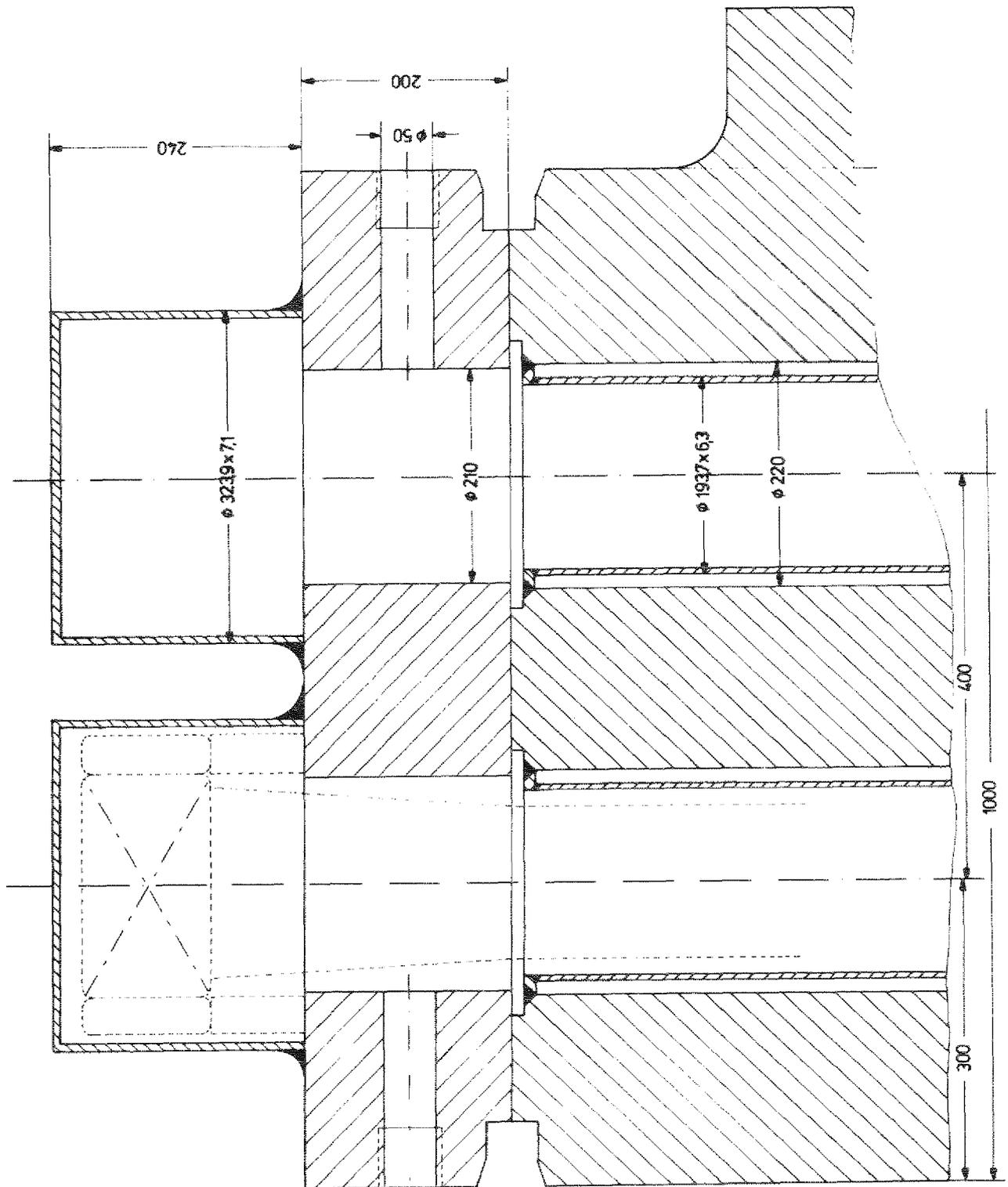


Abb. 27: Helium-Kabelkühlung

Die Stoffwerte für das Kühlmittel He_{30°C,40b} sind in Tab. 15 zusammengestellt.

ρ	=	6,2431	kg/m ³
η	=	19,9750 · 10 ⁻⁶	kg/m sec
λ	=	0,1554	W/m K
c_p	=	5,1930	kJ/kg K

Tab. 15:
Stoffwerte von
He 30°C,40b

Weiter sind für die thermodynamischen Berechnungen die folgenden geometrischen und wärmetechnischen Daten erforderlich (Tab. 16).

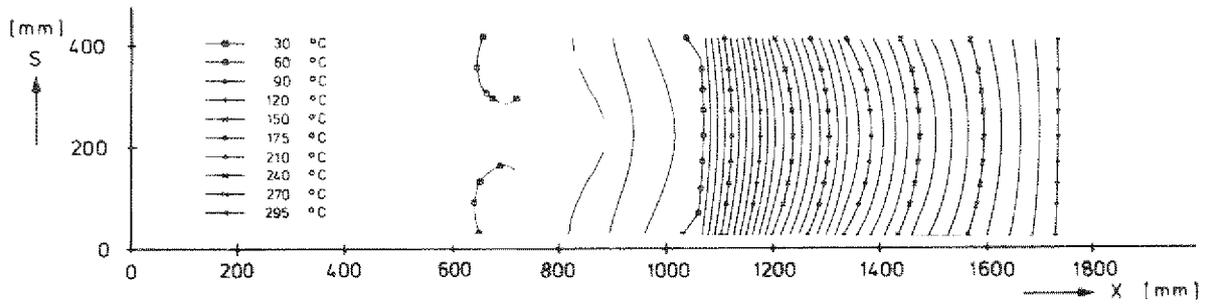
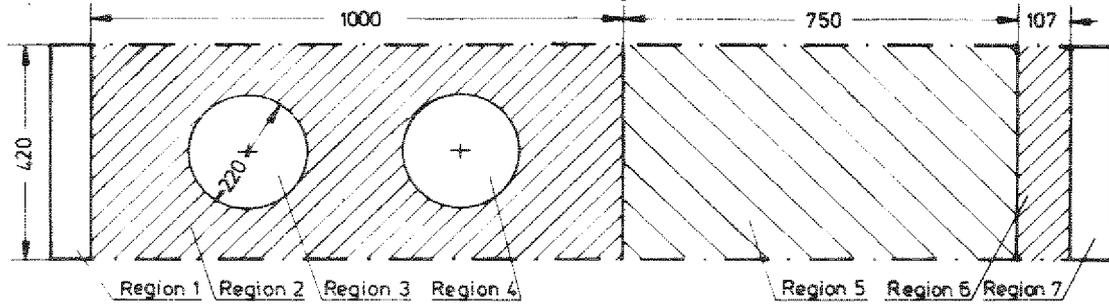
	s mm	λ W/m K
therm. Schild	107,50	50,70
Kohlestein	750,00	5,82
Stahlmantel, i	190,00	50,70
Stahlmantel, a	590,00	50,70
Spalt	13,00	0,20
Hüllrohr	6,30	50,70
	t_{KG}	= 300 °C
	Δt	= 269 °C
	Δt_A	= 5 °C

Tab. 16:
Geometrie der
Schichtung und
wärmetechn. Daten

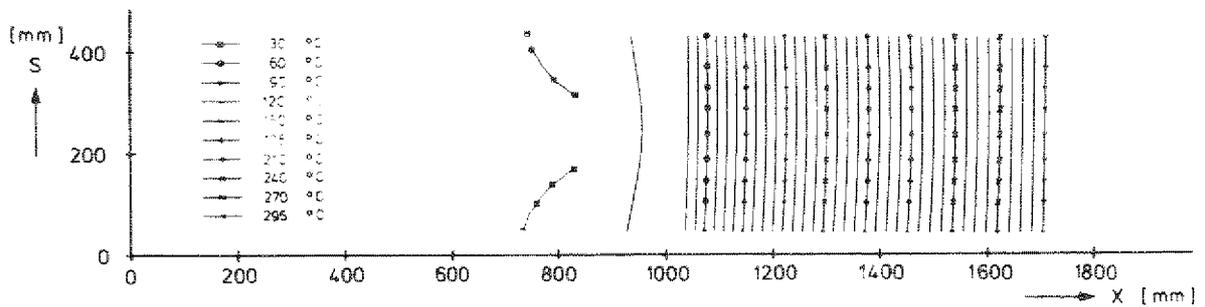
In Tab. 17 sind die berechneten thermodynamischen Werte für die He-Kabelkühlung für jeden der einzelnen Betriebszustände gesondert dargestellt.

Die nachfolgend durchgeführte Temperaturrechnung gab Aufschluß über die Temperaturverteilungen im Stahlgußmantel. Abb. 28 zeigt das zugrunde liegende Rechenmodell und die Isothermenverläufe für die angesprochenen drei Betriebszustände.

- Region 1: Luft; $t = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,0003\text{ W/cm}^2\text{ K}$
- Region 2: Stahlmantel; $\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$
- Region 3: Kühlkanal, außen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,0342\text{ W/cm}^2\text{ K}$
- Region 4: Kühlkanal, innen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,0684\text{ W/cm}^2\text{ K}$
- Region 5: Kohlestein; $\lambda = 0,058\text{ W/cm K}$, $\rho = 1,550\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,710\text{ J/g K}$
- Region 6: Therm. Schild; $\lambda = 0,507\text{ W/cm K}$, $\rho = 7,800\text{ g/cm}^3$, $c_p = 0,460\text{ J/g K}$
- Region 7: Kaltgas; $t = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha_u = 10,000\text{ W/cm}^2\text{ K}$



- Region 3: Kühlkanal, außen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,002\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,006\text{ g/cm}^3$, $c_p = 5,193\text{ J/g K}$
- Region 4: Kühlkanal, innen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,0907\text{ W/cm}^2\text{ K}$



- Region 3: Kühlkanal, außen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,0879\text{ W/cm}^2\text{ K}$
- Region 4: Kühlkanal, innen; $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 0,002\text{ W/cm K}$, $\rho = 0,006\text{ g/cm}^3$, $c_p = 5,193\text{ J/g K}$

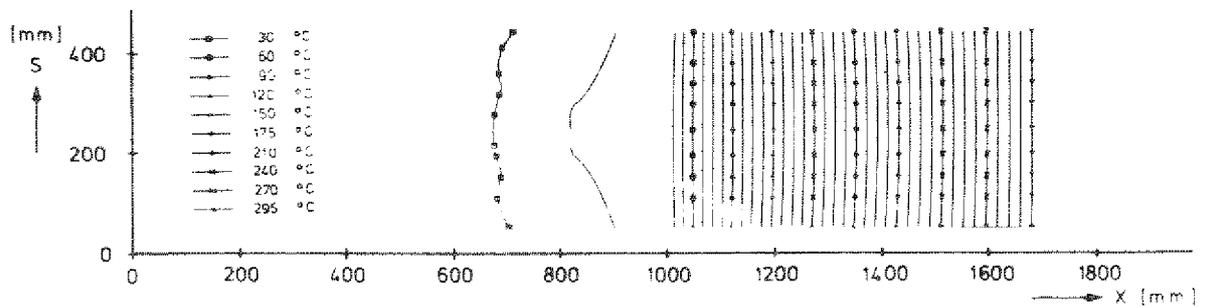


Abb. 28: Rechenmodell und Temperaturverlauf der Gas-Kabelkühlung

	d_h m	Re 10^3	Pr	Nu	α W/m^2K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
äuß. Kanal 100%	0,0610	183,3841	0,6675	345,7692	879,4196	0,1707	9,3241
äuß. Kanal 30%	0,0610	54,5397	0,6675	134,3404	341,6777	0,0508	2,7735
inn. Kanal 70%	0,0610	133,1793	0,6675	268,7866	683,6241	0,1239	6,7714
inn. Kanal 100%	0,0610	190,6026	0,6675	365,4858	906,6758	0,1774	9,6908

Tab. 17: Thermodynamische Daten der He-Kabelkühlung

Die Wärmebilanz für die He-Kabelkühlung (Tab. 18) bestätigt, daß im Betriebszustand vom inneren Kabelkanal ca. 70%, vom äußeren ca. 30% der anfallenden Wärmemenge abgeführt wird. Die im Vergleich mit dem GG-Plattenkühler auffällig höhere Wärmeabgabe an die Umgebung ist durch den lichten Abstand der Kühlkanäle zu erklären. Außerdem macht sich das Fehlen einer Isolierung nachteilig bemerkbar.

	q kW/m^2	A m^2	\dot{Q} kW
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
innerer Kanal	1,06	785,14	- 835,49
äußerer Kanal	0,42	785,14	- 326,26
Luft	0,015	695,40	- 10,35
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
innerer Kanal	1,48	785,14	- 1161,74
Luft	0,0151	695,40	- 10,29
therm. Schild	2,11	555,51	+ 1172,13
äußerer Kanal	1,48	785,14	- 1161,72
Luft	0,0151	695,40	- 10,41

Tab. 18: Abzuführende Wärmemengen der He-Gaskühlung

4.2.3 Thermische Störfälle

Für die Betrachtung der thermischen Störfälle wurde das für die stationäre Berechnung benutzte Rechenmodell beibehalten (Abb. 28-1). Für die Zeitspanne $T=0h$ bis $T=5h$ wurden in verschiedenen Zeitsprüngen die Temperaturen an interessierenden Positionen des Behälters berechnet (Tab. 19).

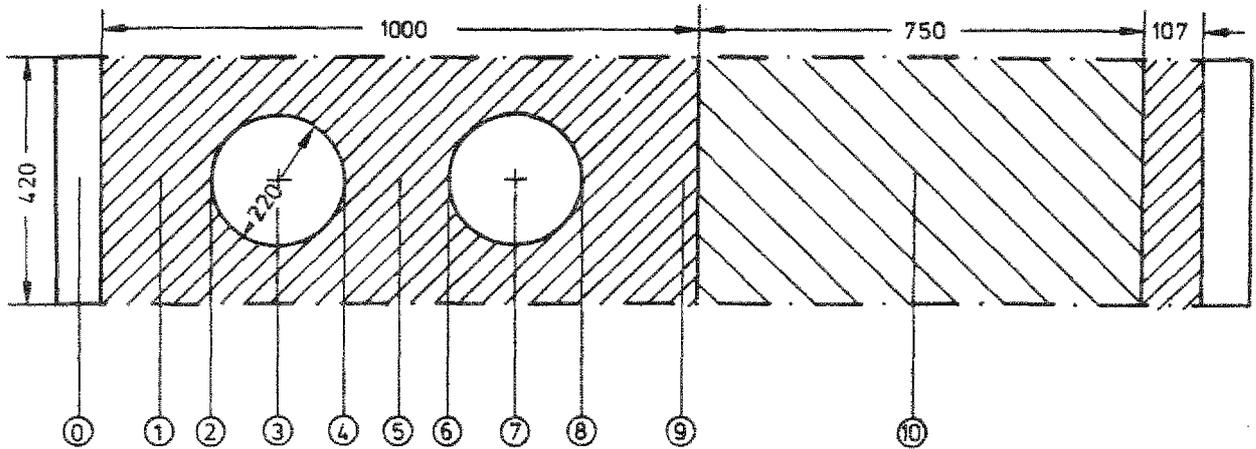


Abb. 28-1: Rechenmodell für instationären Temp.-Verlauf

Pos.	stat.	0,5 h	1 h	2 h	3 h	4 h	5 h
0	25,00	→					
1	30,00	30,20	30,40	31,30	32,80	34,50	36,30
2	30,10	30,30	30,50	31,60	33,10	34,80	36,70
3	30,00	30,80	31,40	33,00	34,90	36,80	38,80
4	30,40	31,80	32,70	35,00	37,20	39,40	41,20
5	30,40	32,00	32,90	35,10	37,40	39,60	41,80
6	30,40	32,10	33,00	35,30	37,60	39,80	42,00
7	30,00	35,20	36,50	39,40	42,00	44,40	46,70
8	34,40	39,90	41,30	44,60	47,50	50,10	52,50
9	42,40	44,20	45,60	48,90	51,80	54,50	57,10
10	170,00	170,00	170,10	170,20	171,10	171,90	173,20

Tab. 19: Störfallberechnung Temperaturen | °C |

Der Zeitpunkt, zu dem im Bereich der Spannkabel 50°C erreicht bzw. überschritten werden, also eine unzulässige thermische Belastung des Spannsystems einsetzt, liegt bei $T=4,8\text{h}$.

Hierin ist der spezifische Nachteil des He-Kühlsystems zu sehen. Wenn innerhalb von 5h nach Ausfall der Kühlmittelumwälzung keine erneute Kühlung einsetzt, sind im Spannsystem Schäden durch erhöhte Relaxation zu erwarten.

Weiterhin wurde der Störfall, daß zwar beide Kühlkanäle ausgefallen sind, die benachbarten Systeme jedoch arbeiten, betrachtet. Hier ist innerhalb des berechneten Zeitraums von $T=10\text{h}$ eine Schädigung der Spannkabel nicht zu befürchten. Bei Ausfall von drei benachbarten Systemen liegt der kritische Zeitpunkt für das mittlere System bei $7,4\text{h}$; bis zu diesem Zeitpunkt kann eine Kühlung durch die benachbarten Gaskanäle mit erfolgen. Bei längeren Ausfallzeiten steigt die Temperatur im mittleren Kabelkanal über die 50°C -Grenze.

Die parallel zu diesen Berechnungen angestellten Betrachtungen für die Störfälle 'innerer Gaskanal ausgefallen' und 'äußerer Gaskanal ausgefallen' bestätigen die in Kap.4.2.2 gemachten Annahmen: eine erhöhte Temperaturbelastung im Bereich der Spannkabel ist bei Ausfall nur eines Kühlkanals nicht zu erwarten.

4.2.4 Zusammenfassung und Wertung

Gas-Kabelkühlsysteme sind durch eine Vielzahl einzelner Kühlkanäle gekennzeichnet, welche voneinander unabhängig sind. Die Wärmeabfuhr erfolgt direkt an den Spannkabeln, dabei erfüllt das Kühlgas Helium gleichzeitig die Funktion eines Korrosionsschutzes.

Die Betrachtung der Störfälle, also das Verhalten bei Ausfall einzelner Systeme oder der gesamten Kühlung, ergibt,

daß bei alleinigem Betrieb der äußeren oder inneren Kühlkanäle eine Gefährdung der Spannkabel durch überhöhte Temperaturen nicht gegeben ist. Gleiches gilt für den Ausfall zweier Systeme, wenn die benachbarten Kühlkanäle in Betrieb sind.

Bei Eintritt des Störfalls 'gesamte Kabelkühlung ausgefallen' muß mit stark überhöhten Temperaturen am Spannsystem gerechnet werden. Bei Ausfallzeiten $T > 5h$ sind bleibende Schäden aufgrund erhöhter Relaxation zu erwarten.

Bei Abwägung der Vor- und Nachteile der He-Kabelkühlung erscheint, insbesondere wegen fehlender Redundanz, ein Einsatz als alleiniges Kühlsystem nicht unproblematisch.

4.3 Wasser - Kabelkühlung

Die Wasser-Kabelkühlung ist mit der Gas-Kabelkühlung insofern vergleichbar, als auch hier die anfallende Wärme im Bereich der Spannkabelbohrungen abgeführt wird.

Der grundsätzliche Unterschied besteht jedoch darin, daß zusätzlich zu den eng umschließenden Spannkabelhüllrohren für jeden Block pro Kabelkanal ein zweites Hüllrohr vorhanden ist, das im oberen und unteren Blockbereich so dicht geschweißt ist, daß zwischen Block und Rohr ein zylindrischer Hohlraum, die Kühlkammer, entsteht. Diese Kammer wird mit dem Kühlmedium Wasser geflutet und durch radiale Stichkanäle versorgt.

Bei zweireihig angeordneten Kabeln müssen für die Versorgung der inneren Kühlkammern Verbindungskanäle zwischen beiden Systemen vorgesehen werden, da eigene Versorgungsleitungen bei der gewählten Kabelanordnung aus Platzgründen nicht möglich sind. Daraus folgt, daß für die inneren Kammern kein Zwangslauf des Kühlmediums und somit für die thermisch höher beanspruchten innen liegenden Spannkabel keine sichere Kühlung gewährleistet werden kann.

Abhilfe kann hier nur eine Änderung der Kabelanordnung schaffen, in der Art, daß die Spannkabelbohrungen "auf Lücke" stehen und dann jede Kammer einzeln versorgt werden kann.

Fertigungstechnisch ist die Wasser-Kabelkühlung durch einen hohen Schweiß- und Prüfaufwand gekennzeichnet. Weiter muß auf redundante Auslegung verzichtet werden.

Zwei Möglichkeiten der Dichtschweißung von Hüllrohren am Stahlgußblock sind in Abb. 29 dargestellt.

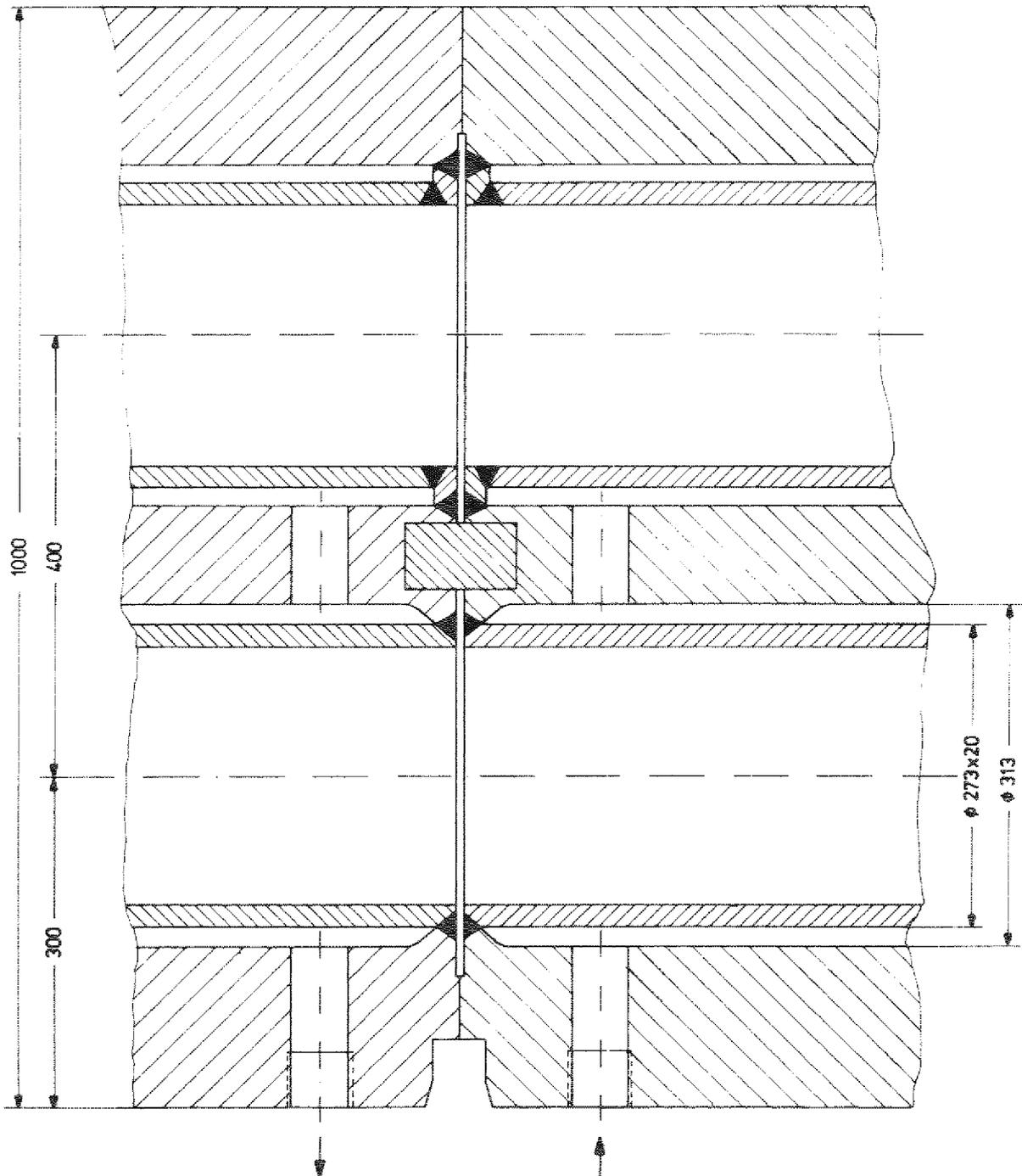


Abb. 29: Wasserkabelkühlung

4.4 Blockintegrierte Kühlsysteme

Blockintegrierte Kühlsysteme sind Anordnungen, die die anfallende Wärme unmittelbar am Mantelblock oder im Block selbst (Fluid-Kammern) abführen. Kennzeichnend für alle Varianten ist die Einheit von Block und Kühlung. Zu dieser Kühlversion gehören die Kühlung mit Galeriebohrungen und die Kühlung mit schweißplattierten Halbroherschlangen. Auf die Hohlblockkühlung und die Wasser-Kabelkühlung, die ebenfalls als blockintegrierte Kühlsysteme angesprochen werden können, wurde bereits eingegangen.

4.4.1 Blockkühlung mit Galeriebohrungen

Dieses integrierte Blockkühlsystem führt die Wärme in einer Galerie von axialen Kühlbohrungen an der Behälterinnenseite des Mantelblocks ab. Die Bohrungen der beiden vorhandenen Kühlsysteme sind über die gesamte Blocklänge verteilt und liegen auf Lücke hintereinander. Im oberen und unteren Blockbereich werden Krümmer bzw. Umlenkungen derart eingeschweißt, daß ein schlangenförmiger Kühlfluß entsteht, so daß eine optimale Wärmeabfuhr gewährleistet ist. Die Versorgung der Systeme erfolgt durch radiale Stichbohrungen für jedes System getrennt.

In thermodynamischer Hinsicht bietet das Kühlsystem mit Galeriebohrungen die Gewähr für eine optimale Wärmeabfuhr im Betriebszustand, da die Kühlbohrungen sehr dicht angeordnet werden können. Auch bei Ausfall eines Systems ist die Behälterkühlung bei entsprechender Steigerung des Kühlmitteldurchsatzes gewährleistet. Bei Ausfall beider Kühlsysteme muß jedoch mit einem raschen Temperaturanstieg im Block und damit mit lokal überhöhten Spannkabeltemperaturen gerechnet werden.

Fertigungstechnisch ist dieses Kühlsystem durch einen hohen Bohraufwand gekennzeichnet. Bedingt durch das geringe Durchmesser/Längenverhältnis der Bohrungen müssen aufwendige Verfahren angewendet werden, z.B. das Ejektor-Tiefbohrverfahren.

Das Einschweißen und Prüfen der Umlenkungen erfordert ebenfalls einen hohen fertigungstechnischen Aufwand; eine anschließende Schweißplattierung dieser Bereiche erscheint aus Sicherheitsgründen angebracht.

Die Wandstärke des Behältermantels erhöht sich bei der Blockkühlung mit Galeriebohrungen gegenüber den nicht integrierten Kühlversionen auf 1150 mm. Da der Bereich für die Kühlbohrungen nicht tragend ausgeführt werden kann, bleiben die reinen Blockabmessungen mit 1000x1700 mm erhalten.

Zusammenfassend muß festgestellt werden, daß trotz guten Kühlverhaltens im Betrieb und zufriedenstellender Erfüllung der Sicherheitsanforderungen das Störfallverhalten der Blockkühlung mit Galeriebohrungen, verglichen mit anderen Kühlvarianten, als kritisch beurteilt werden muß. Dies führt, insbesondere auch wegen der zu erwartenden hohen Fertigungskosten, zu einer nur bedingten Einsatzfähigkeit dieses Kühlsystems.

4.4.2 Blockkühlung mit schweißplattierten Halbrohrschlangen

Dem Vorschlag einer Blockkühlung mit schweißplattierten Halbrohrschlangen liegt der Gedanke zugrunde, die Vorzüge eines blockintegrierten Kühlsystems mit den wärmetechnischen Vorteilen einer Kühlschlangenordnung zu verbinden und die Sicherheitsanforderungen, Redundanz aller Komponenten und Ausschließung des Störfalls Wassereintrich ins Core, voll zu erfüllen. Die geometrische Anordnung der Rohre entspricht der bei GG-Plattenkühlern; zwei ineinander liegende Kühlschlangen mit getrennten Zu- und Ableitungen überdecken jeweils eine Mantelblockhälfte.

Charakteristisch für dieses Kühlsystem ist die Verwendung von Halbrohren/Halbschalen für die Kühlschlangen, sowie die anschließende Schweißplattierung.

Halbrohre finden Verwendung, damit bei der Schweißplattierung sichergestellt ist, daß sich das Schweißgut von der Wurzel her aufbauen kann und Hohlräume vermieden werden. Ob geschlossene Halbrohre (mit Boden) oder Halbschalen zum Einsatz kommen, ist für die thermodynamische Auslegung der Kühlung ohne Belang. Es muß jedoch beachtet werden, daß die Fertigung von Halbrohren Sonderverfahren bedingt und somit hohe Herstellungskosten zu erwarten sind; dies gilt im besonderen für die Krümmer. Halbschalen und entsprechende Krümmer können demgegenüber durch Auftrennen des Vollrohres bzw. durch Walzverformung eines passenden Blechstreifens hergestellt werden. Bei der Befestigung der Kühlschlangen auf der zuvor spanend bearbeiteten Blockinnenfläche ist zu beachten, daß für die Halbrohre ein punktweises Anheften genügt, wobei auf eine gute Auflage Block - Rohr geachtet werden muß. Halbschalen sind insgesamt dicht anzuschweißen, damit ein Eindringen der Schmelze in die Kühlkanäle während des Schweißplattiervorgangs ausgeschlossen wird.

Unter Schweißplattierung versteht man ein Unterpulver-Auftragschweißverfahren, bei dem durch Abschmelzen von Elektroden oder Metallbändern im Lichtbogen ein Aufbau des Zusatzwerkstoffes auf den Grundwerkstoff stattfindet. Das Verfahren arbeitet mit Gleichstrom bei sowohl negativer als auch positiver Bandpolung. Durch zusätzliche Magnetfelder wird ein Pendeln des Lichtbogens entlang der Bandkante erzielt, so daß geringer und gleichmäßiger Einbrand sowie gleichmäßige Auftragshöhe erreicht werden. Die z.Zt. erzielbaren Abschmelzleistungen liegen bei 13-16 kg/h.

Analog zu früheren Berechnungen werden die folgenden thermodynamischen Daten für die Halbrohrkühler ermittelt (Tab. 20).

	r_i m	d_h m	Re 10^3	Pr	Nu_o	Nu_s	α W/m ² K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
System alleine, $\Delta T = 2,0$ K									
innen	0,0185	0,0226	51,4537	5,7455	314,1459	518,3300	14149,9963	0,7749	1,9402
außen			51,4594		314,1242	518,3166	14148,0640	0,7749	1,9402
beide Systeme, $\Delta T = 2,0$ K									
innen			25,7148		172,7368	285,0222	7780,0166	0,3873	0,9696
außen			25,7184		172,7082	284,9750	7778,7312	0,3873	0,9696
System alleine, $\Delta T = 4,0$ K									
innen	0,0185	0,0226	25,7156	5,7455	172,7201	284,9821	7779,7849	0,3873	0,9696
außen			25,7184		172,7082	284,9750	7778,7312	0,3873	0,9696
beide Systeme, $\Delta T = 4,0$ K									
innen			12,8487		93,7348	154,6660	4221,7904	0,1935	0,4844
außen			12,8487		93,7195	154,6403	4221,0910	0,1935	0,4844

Tab. 20: Thermodynamische Daten der Halbrohrkühlung

Die Berechnungen zeigen, daß unter Beibehaltung der Kühl-
schlangengeometrie des GG-Plattenkühlers und einer Aufheiz-
spanne von 2^oC die Strömungsgeschwindigkeit im Störfall,
wenn nur ein System in Betrieb ist, auf $w=1,9$ m/sec ansteigt.
Im Betriebszustand, beide Systeme arbeiten, bleibt der Wert
unter 1m/sec.

Bei der abschließenden Beurteilung des Kühlsystems mit
schweißplattierten Halbrohrschlangen muß in Betracht gezo-
gen werden, daß das noch junge Verfahren der Auftrags-
schweißung besonders bei den geforderten Abschmelzvolumina
z.Zt. kaum einsetzbar ist. Bei einer späteren Realisierung
sollte dieses Kühlsystem besonders aufgrund seines hohen
Sicherheitspotentials jedoch Berücksichtigung finden. Zu
diesem Zeitpunkt sollte auch eine Änderung der Geometrie
zu größeren Rohrquerschnitten hin oder eine Vergrößerung
der Aufheizspanne und/oder der zulässigen maximalen Strö-
mungsgeschwindigkeit erfolgen.

5. KÜHLUNG DER BEHÄLTERDECKE

Im Rahmen der thermodynamischen Auslegung fällt der Kühlung der Behälterdecke große Bedeutung zu. Die für das Betriebsverhalten des Reaktors, besonders während der An- und Abfahrphase wichtigen Regelstäbe mit Antrieben und Lagern müssen vor zu hohen thermischen Belastungen geschützt werden. Gleiches gilt für eine Vielzahl von Meßinstrumentierungen, die im Deckenbereich angeordnet sind.

Für die geometrische und thermische Auslegung sowie für die Berechnung der Deckenkühlung gelten die gleichen Kriterien, wie sie bereits im Kap. 4, Kühlung des zylindrischen Behältertells, dargestellt wurden. Prinzipiell sind auch die gleichen Kühlsysteme, mit Ausnahme der Kabelkühlungen, im Deckenbereich anwendbar, jedoch treten hier systembedingte Nachteile in Erscheinung, so daß die Betrachtung der Deckenkühlsysteme sich auf die folgenden Varianten beschränkt:

- Hohlblockkühlung
- GG-Plattenkühler mit
Kühlung der Regelstäbe

5.1 Hohlblockkühlung

Die Decke des betrachteten Reaktordruckbehälters ist in ihren äußeren Segmenten ("Tortenstücke") in Hohlbauweise, bestehend aus oberer und unterer Deckplatte mit versteifenden sternförmigen Rippen, konzipiert. Hier böte sich eine Kühlung durch Fluten der entstandenen Kammern unmittelbar an.

Das Kühlmedium umspült sowohl die Panzerrohre der Abschaltstäbe und Kugelführungen als auch die Bodenplatte, wo die anfallende Wärme direkt abgeführt werden kann. Um eine gesicherte Wärmeabfuhr, besonders in den Rohrbereichen, zu gewährleisten, sollten mehrere Kühlmittelzuleitungen vorgesehen werden, deren Anordnung eine ausreichende Kühlung dieser Bereiche sicherstellt.

Da die Durchbrüche für Abschaltstäbe, Kugelzuführungen, Meßsonden u.a. sowieso gegen Core-He dichtgeschweißt werden müssen, entsteht hier kein zusätzlicher Schweißaufwand für die Wasserabdichtung. Die Zu- und Abführungen des Kühlmediums werden nach oben aus der Decke herausgeführt und in Sammlern zusammengefaßt.

Dem grundsätzlichen Vorteil der Hohlblockkühlung, bedingt durch das große Kühlvolumen findet bei Ausfall der Kühlmittelumwälzung nur eine langsame Aufheizung statt, und dem Vorteil des geringen zusätzlichen Fertigungsaufwands für die Kühlung, stehen sowohl die systemspezifischen als auch die konzeptionsbedingten Nachteile gegenüber. Wie bei der Hohlblockkühlung des zylindrischen Behälterteils so ist auch hier kein zweites unabhängiges Deckenkühlsystem vorhanden; Zwanglauf des Kühlmediums besteht nicht. Weiterhin ist Redundanz der Dichtschweißungen der Durchbrüche nicht gegeben oder nur durch wesentlich erhöhten Fertigungs- und Schweißaufwand zu erreichen. Dies muß insbesondere wegen der großen im Versagensfall ins Core ausfließenden Kühlmittelmenge als gravierender Nachteil dieses Kühlsystems gesehen werden.

Da die Zentralsteine der Decke in Vollguß ausgeführt sind, muß hier nach einer anderen Lösung für die Kühlung gesucht werden, so daß bei Hohlblockkühlung für die Außensegmente zwei unterschiedliche Kühlsysteme zum Einsatz kommen.

Dies, aber besonders die oben aufgeführten Nachteile der Hohlblockkühlung, erscheinen so schwerwiegend, daß diese Kühlvariante trotz des geringen Fertigungsaufwandes nur als beschränkt einsatzfähig betrachtet werden kann.

5.2 GG-Plattenkühler für die Behälterdecke

5.2.1 Prinzipieller Aufbau und geometrische Anordnung

Der Wunsch, sowohl die Zentralsteine als auch die Randsegmente der Decke durch das gleiche Kühlsystem zu schützen sowie das Bestreben, gleiche Systeme im Gesamtbehälter vorzusehen, führt zu der Deckenkühlung mit GG-Plattenkühlern.

Es werden drei verschiedene Deckensegmente unterschieden:

- Deckensegment I (Abb. 30) - allg. Deckenstein
- Deckensegment II (Abb. 31) - Deckenstein mit
Mannloch/Ausbauöffnung
- Deckensegment III (Abb. 32) - Zentralstein und
Zentralring

Wegen der großen Abmessungen der Deckensteine werden die entsprechenden GG-Plattenkühler mehrfach geteilt (je 4/5 Platten pro Segment). Die Vielzahl der Durchbrüche für Regelstäbe, Kugelführungen und Meßinstrumentierung erfordert besonders im radialsymmetrischen Teil eine im Vergleich zu den Plattenkühlern des zylindrischen Behälterteils kompliziertere Verlegung der Kühlschlangen. Zwei voneinander unabhängige Systeme in einer Ebene sind konstruktiv nicht zu verwirklichen. Um dennoch der Forderung nach Redundanz zu entsprechen, werden daher in diesen Bereichen zwei geometrisch gleiche Kühlsysteme übereinander angeordnet.

Bei der geometrischen Auslegung wurden die schon in Kap. 4 beschriebenen Mindestmaße für Rohrkrümmungsradien und -abstände eingehalten, weiterhin wurde auf eine möglichst symmetrische Anordnung und gute Flächenabdeckung der Kühlschlangen Wert gelegt.

Ansicht „A“

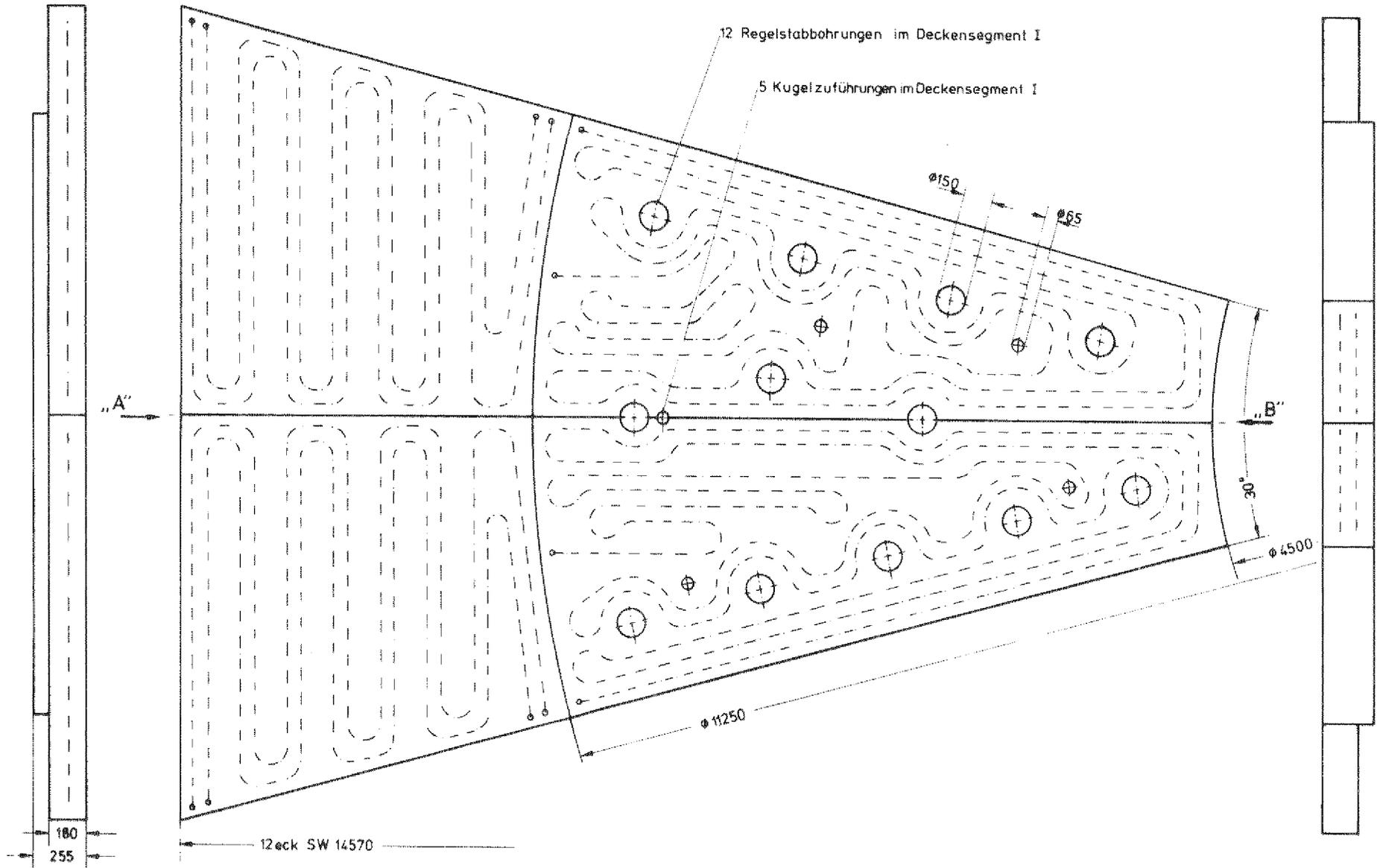


Abb. 30: Deckensegment I

Ansicht „C“

Ansicht „D“

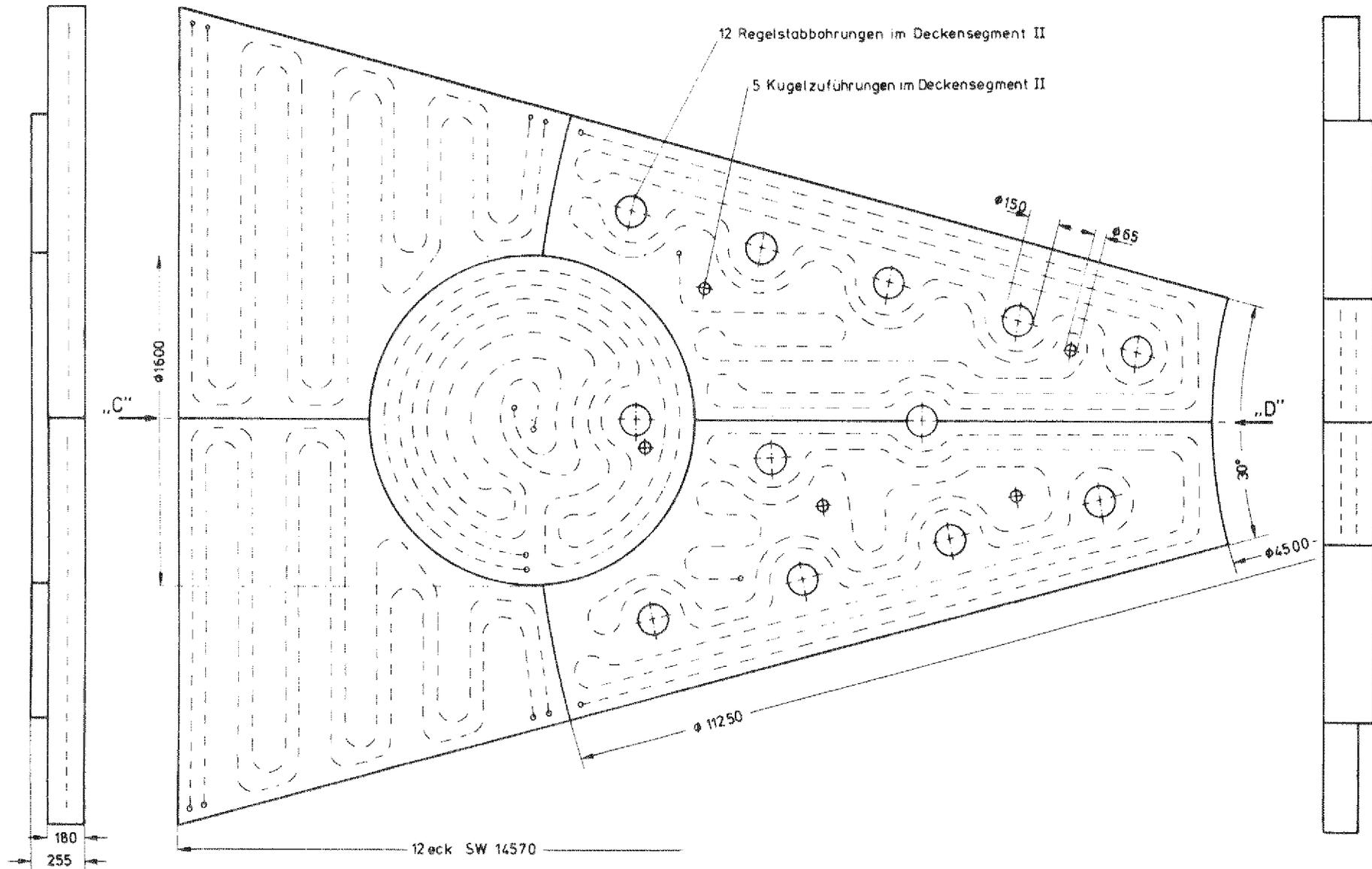


Abb. 31: Deckensegment II

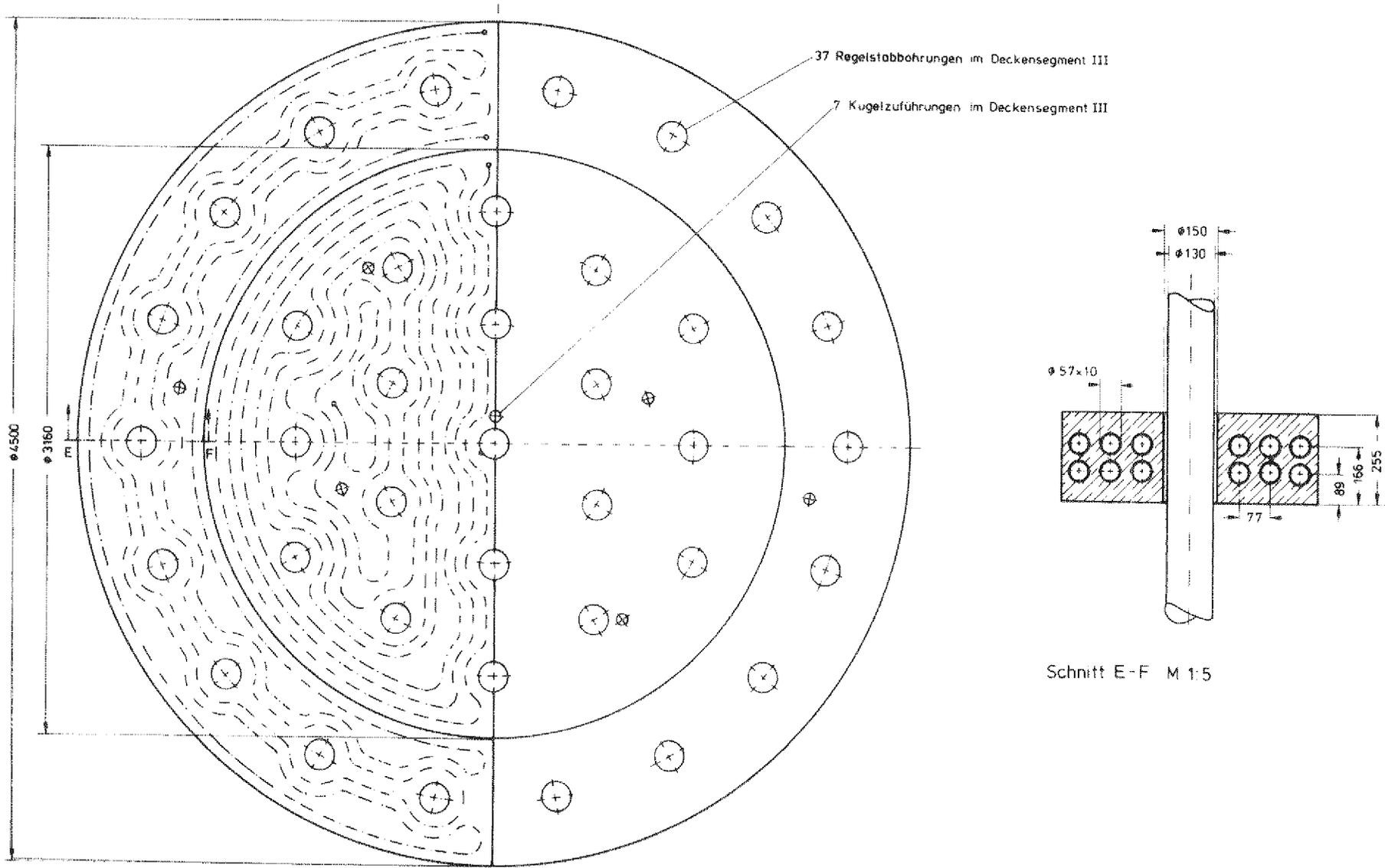


Abb. 32: Deckensegment III

Im folgenden werden zur genauen Bezeichnung der einzelnen Plattenkühler der verschiedenen Deckensegmente die folgenden Abkürzungen verwandt (Abb. 33); eine Zusammenstellung der Plattenabmessungen findet sich in Tab. 21.

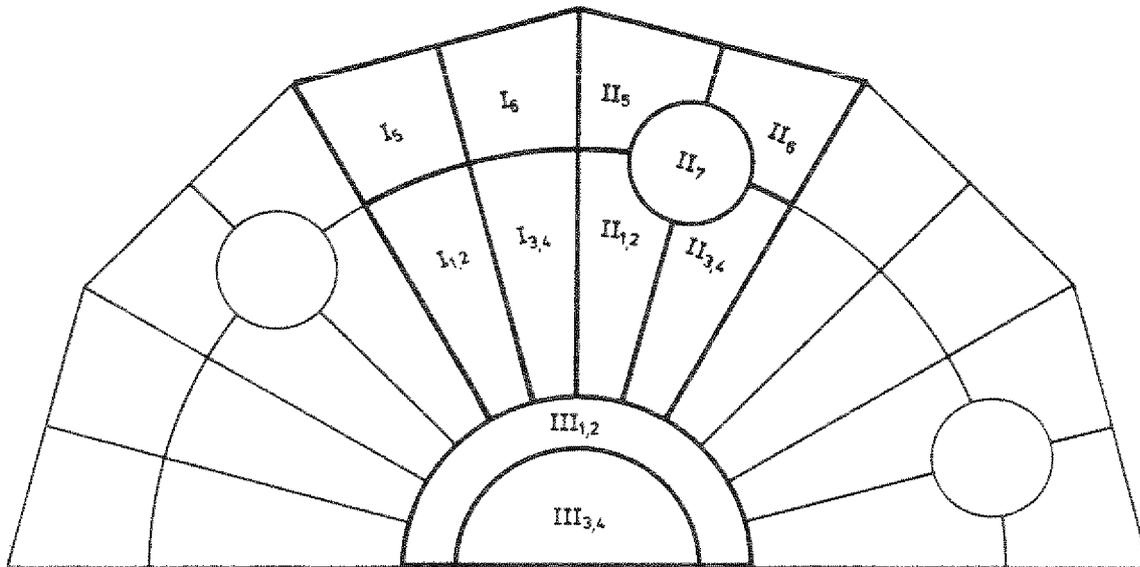


Abb. 33: Anordnung der GG-Plattenkühler in der Decke

	I _{1,2}	I _{3,4}	I _{5,1}	I _{5,a}	I _{6,1}	I _{6,a}	II _{1,2}	II _{3,4}
A m ²	3,48	3,48	2,97	2,97	2,97	2,97	2,97	2,97
l _S m	32,05	32,65	12,65	13,35	12,65	13,35	27,30	26,20
% A/l	-	-	0,95	1,06	0,95	1,06	-	-
d _S mm	180,00	→						→

	II _{5,1}	II _{5,a}	II _{6,1}	II _{6,a}	II _{7,1}	II _{7,a}	III _{1,2}	III _{3,4}
A m ²	2,47	2,47	2,47	2,47	2,01	2,01	4,03	3,92
l _S m	10,25	10,55	10,25	10,55	9,65	11,00	38,15	43,40
% A/l	0,97	1,03	0,97	1,03	0,88	1,14	-	-
d _S mm	180,00	→						→

Tab. 21: Geometrische Daten der GG-Plattenkühler - Decke

5.2.2 Thermodynamische Berechnung

Die thermischen Auslegungskriterien werden mit den Gleichungen (3.1-1) - (3.1-8) analog den thermodynamischen Berechnungen in Kap. 4 bestimmt. Es werden die Fälle 'beide Systeme in Betrieb' und 'ein System allein in Betrieb' berechnet.

Als Kühlmedium dient Wasser von 30°C, 5bar (s. Tab. 10). Die geometrischen Daten der geschichteten Wand sind in Tab. 22 zusammengestellt.

	Zwei Systeme in einer Ebene	Zwei Systeme in zwei Ebenen	
	s m	s m	λ W/mK
therm. Deckenschild	0,250	0,250	50,70
Kohlestein	1,000	1,000	5,82
Grauguß	0,0615	0,065	46,00
Kühlrohr	0,010	0,010	50,70
GG/H ₂ O		0,037	44,00
Kühlrohr		0,010	50,70
Grauguß		0,020	46,00
Kühlrohr		0,010	50,70

Tab. 22: Geometrie der Schichtung in der Decke

Die errechneten thermodynamischen Daten für jedes Kühlsegment und beide Betriebszustände werden in Tab. 23 ausgewiesen. Dabei wurde von einer Kaltgastemperatur (Temperatur in der oberen Kaltgaskammer) von $t_{KG} = 300$ °C ausgegangen. Die Aufheizspanne des Kühlmediums $\Delta t_A = 2$ °C wurde ebenfalls beibehalten.

	d_i m	Re 10^3	Pr	Nu_o	Nu_s	α W/m ² K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
System alleine								
I ₁	0,0370	25,7808	5,7455	172,7809	297,3315	4879,1043	0,6251	0,5843
I ₂	↓	25,5423	↓	171,3925	294,9421	4839,8943	0,6193	0,5789
I ₃	↓	25,7808	↓	172,8043	297,3715	4879,7607	0,6251	0,5843
I ₄	↓	25,5423	↓	171,4157	294,9821	4840,5524	0,6193	0,5790
I _{5,6_i}	↓	22,0084	↓	152,0012	261,5725	4292,3106	0,5337	0,4988
I _{5,6_a}	↓	22,0084	↓	151,8926	261,3857	4289,2462	0,5337	0,4988
II ₁	0,0370	21,9989	5,7455	150,7596	259,4357	4257,2484	0,5334	0,4986
II ₂	↓	21,7954	↓	149,5421	257,3408	4222,8709	0,5285	0,4940
II ₃	↓	21,9989	↓	150,7083	259,3476	4255,8010	0,5334	0,4986
II ₄	↓	21,7954	↓	149,4912	257,2531	4221,4318	0,5285	0,4940
II _{5,6_i}	↓	18,2915	↓	129,6613	223,1287	3661,4628	0,4435	0,4146
II _{5,6_a}	↓	18,2914	↓	129,6038	223,0298	3659,8392	0,4435	0,4146
II _{7_i}	↓	14,8868	↓	108,1786	186,1600	3054,8206	0,3610	0,3374
II _{7_a}	↓	14,8867	↓	107,9597	185,7833	3048,6371	0,3610	0,3374
III ₁	0,0370	29,8594	5,7455	196,0195	337,3217	5535,3293	0,7240	0,6768
III ₂	↓	29,5832	↓	194,4502	334,6210	5491,0126	0,7173	0,6705
III ₃	↓	29,0436	↓	191,2226	329,0668	5399,0668	0,7042	0,6583
III ₄	↓	28,7750	↓	189,6907	326,4309	5356,6136	0,6977	0,6522
beide Systeme								
I ₁	0,0370	15,4585	5,7455	110,3571	189,9090	3116,3402	0,3748	0,3504
I ₂	↓	10,2023	↓	75,8851	130,5875	2142,8940	0,2474	0,2312
I ₃	↓	15,4585	↓	110,3721	189,9348	3116,7623	0,3748	0,3504
I ₄	↓	10,2023	↓	75,8951	130,6052	2243,1848	0,2474	0,2312
I _{5,6_i}	↓	10,4412	↓	78,2564	134,6682	2209,8576	0,2532	0,2366
I _{5,6_a}	↓	11,0581	↓	82,4093	141,8184	2327,1303	0,2681	0,2506
II ₁	0,0370	13,1895	5,7455	95,9516	165,1191	2709,5451	0,3198	0,2989
II ₂	↓	8,7037	↓	65,6099	112,9053	1852,7368	0,2110	0,1973
II ₃	↓	13,1894	↓	95,9189	165,0629	2708,6228	0,3198	0,2989
II ₄	↓	8,7036	↓	65,5875	112,8668	1852,1037	0,2110	0,1973
II _{5,6_i}	↓	8,8589	↓	67,4325	116,0417	1904,2025	0,2148	0,2008
II _{5,6_a}	↓	9,4084	↓	71,2823	122,6667	2012,9170	0,2281	0,2132
II _{7_i}	↓	6,5365	↓	50,4903	86,8866	1425,7788	0,1585	0,1482
II _{7_a}	↓	7,5356	↓	57,8190	99,4983	1632,7315	0,1817	0,1708
III ₁	0,0370	17,9055	5,7455	125,5249	216,0105	3544,6554	0,4342	0,4058
III ₂	↓	11,8185	↓	86,6756	149,1565	2447,6052	0,2866	0,2679
III ₃	↓	17,4160	↓	122,3986	210,6307	3456,3744	0,4223	0,3947
III ₄	↓	11,4952	↓	84,4561	145,3369	2384,9257	0,2787	0,2605

Tab. 23: Thermodynamische Daten der GG-Deckenkühlung

5.3 Kühlung der Regelstäbe

Zusätzlich zur Deckenkühlung mit GG-Plattenkühlern wird eine gesonderte Kühlung der thermisch gefährdeten Regelstäbe vorgeschlagen, die so ausgelegt wird, daß bei Ausfall der gesamten Deckenkühlung ein ungefährdeter Betrieb der Abschaltstäbe möglich ist.

Dies kann durch die Panzerrohre umschließende Kühlkammern oder durch Kühlspiralen erfolgen.

Während bei der Kammerkühlung das Kühlmedium zwischen Hüll- und Panzerrohr frei zirkuliert, ist bei den auf das Panzerrohr aufgeschweißten Kühlspiralen Zwanglauf vorhanden; auch können hier zwei voneinander unabhängige Systeme vorgesehen werden, jedoch ist das Kühlvolumen vergleichsweise geringer, woraus ein erhöhter Massenstrom und/oder eine vergrößerte Aufheizspanne des Kühlmediums resultiert.

Um die Kühlleistung der Regelstabkühlung abschätzen zu können, wurde für den Bereich eines Regelstabes eine Temperaturrechnung durchgeführt, um Aufschluß über die zu erwartenden Temperaturen zu erhalten. Es wurde errechnet, daß durch das Regelstabkühlsystem eine Wärmemenge von $\dot{Q} = 1,2 \text{ kW}$ pro Stab abzuführen ist, wenn man voraussetzt, daß im Lagerbereich keine Temperaturen größer als 50°C auftreten sollen.

Dementsprechend wurde die Auslegung der Regelstabkühlung vorgenommen. Als Kühlmedium dient Wasser von 30°C , 5b. Mit den geometrischen Daten (Tab. 24) folgen die thermodynamischen Auslegungskriterien (Tab. 25).

Der grundsätzliche Aufbau der Decke im Bereich eines Regelstabes sowie die zu erwartenden Temperaturen in interessierenden Bereichen sind aus Abb. 34 ersichtlich (Maßstab verzerrt !). Gezeigt wird der Fall, daß GG-Plattenkühler und Regelstabkühlung in Betrieb sind.

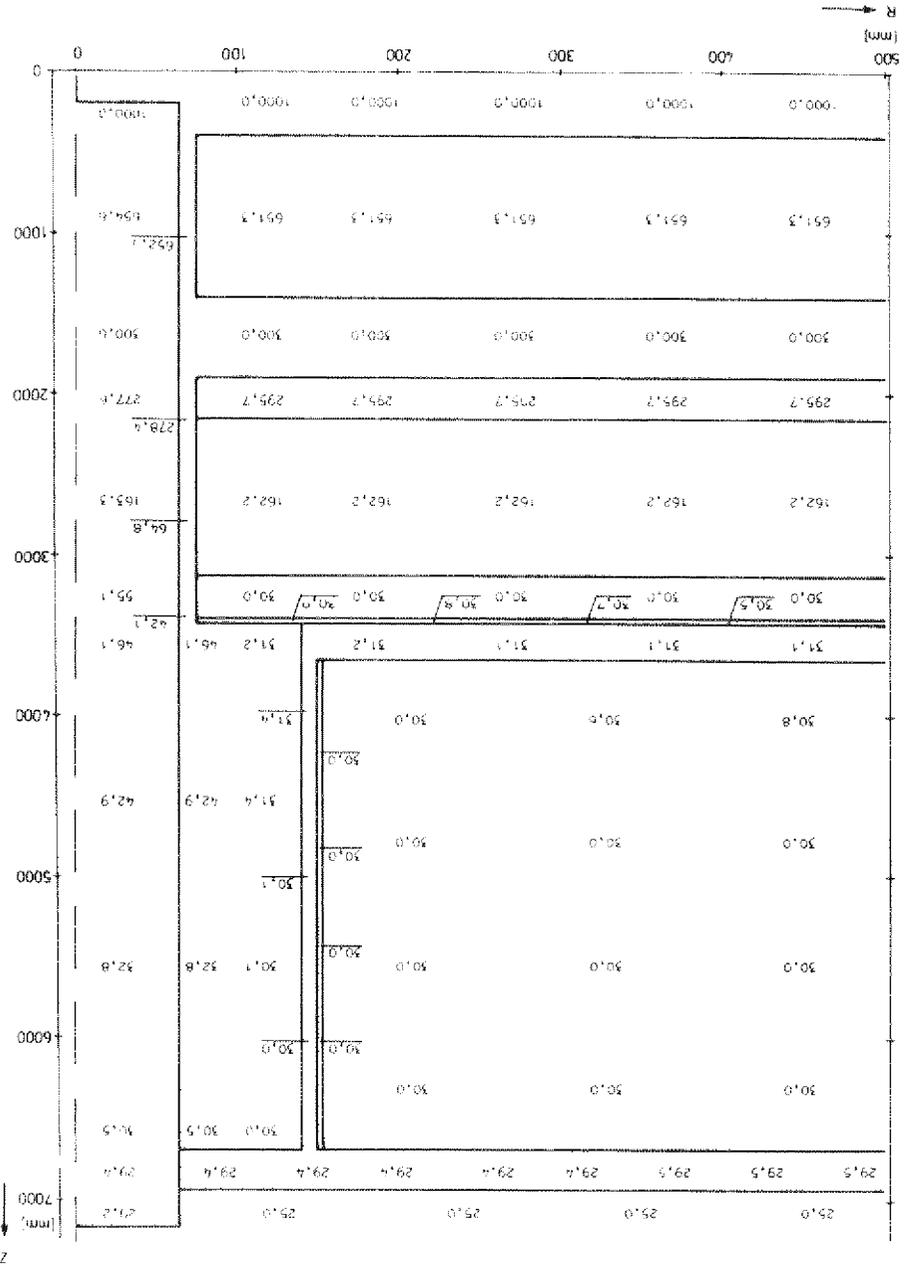
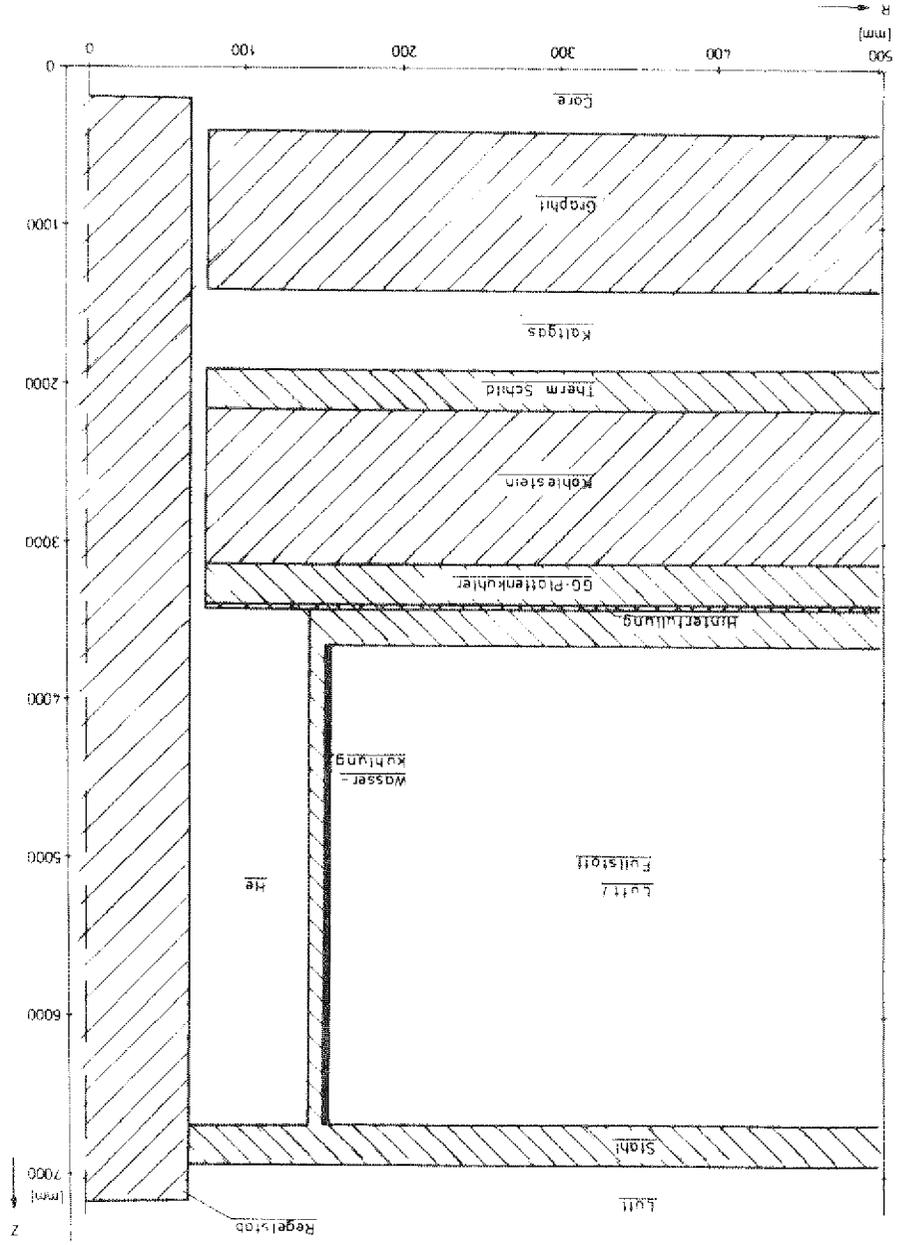
Innendurchmesser	$d_i = 0,13 \text{ m}$	
Isolierung	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 0,1 \text{ W/mK}$
Panzerrohr	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 50,7 \text{ W/mK}$
He-Spalt	$s = 0,08 \text{ m}$	$\lambda = 0,5 \text{ W/mK}$
Wärmeübergangsfläche	$A = 2,54 \text{ m}^2$	
Schlangenlänge	$l_S = 30 \text{ m}$	
	$\Delta t = 51,5^\circ\text{C}$	
	$\Delta t_A = 2^\circ\text{C}$	

Tab. 24: Schichtung und wärmetechnische Daten der Regelstabkühlung

	$d_i \text{ m }$	$Re \text{ } 10^3 \text{ }$	Pr	Nu_o	Nu_S	$\alpha \text{ W/m}^2\text{K }$	$m \text{ kg/sec }$	$w \text{ m/sec }$
System alleine	0,0310	7,1676	5,7455	54,4351	73,8412	1470,0758	0,1481	0,1971
beide Systeme	↓	3,5820	↓	26,3201	35,7031	710,7996	0,0739	0,0985

Tab. 25: Thermodynamische Auslegungskriterien der Regelstabkühlung

Abb. 34: Rechenmodell und Temperaturverlauf in der Decke und am Abschalstabs



5.4 Zusammenfassung und Wertung

Trotz eines gegenüber anderen Kühlvarianten erhöhten fertigungstechnischen Aufwands erscheint eine Deckenkühlung mit GG-Plattenkühlern, in Verbindung mit einer Regelstabskühlung, aufgrund sicherheitstechnischer Überlegungen die praktikabelste Lösung zu sein. Zwei voneinander unabhängige Kühlschlangensysteme bieten Gewähr für eine ausreichende Wärmeabfuhr, auch wenn nur ein System in Betrieb ist; gleiches gilt für die Regelstabskühlung, die ausreichende Reserven besitzt, um im Störfall (Ausfall der Deckenkühlung) den Betrieb der Regelstäbe zu garantieren.

Auf die sicherheitstechnischen Vorteile von in Grauguß eingegossenen Kühlrohren wurde bereits im Zusammenhang mit der Mantelkühlung (Kap. 4.1) eingegangen. Für die Deckenkühlung gilt dies analog.

6. KÜHLUNG DES BEHÄLTERBODENS

6.1 GG-Plattenkühler für den Behälterboden

Die Aufteilung des Behälterbodens in einen Zentralstein und -ring und zwölf periphere Segmente entspricht genau der Geometrie der Behälterdecke, so daß sich ein Bodenkühlsystem mit GG-Plattenkühlern analog dem der Decke anbietet.

Es werden drei verschiedene Bodensegmente unterschieden:

- Bodensegment I (Abb. 35) - Bodenstein mit Koaxialleitungsdurchbruch
- Bodensegment II (Abb. 36) - Bodenstein mit Koax.-Durchbruch und Kugelabzug
- Bodensegment III (Abb. 37) - Zentralstein mit Kugelabzug und Zentralring

In den mehrfach geteilten Plattenkühlern (je vier pro Segment) werden im radialsymmetrischen Teil zwei gleiche Kühlsysteme übereinander angeordnet; die äußeren Bereiche werden durch zwei in einer Ebene liegenden Systeme gekühlt.

Die geometrische Auslegung wurde so vorgenommen, daß die Mindestmaße für Rohrkrümmungsradien und -abstände nicht unterschritten wurden; auf gute Flächenabdeckung der Kühlschlangen wurde geachtet.

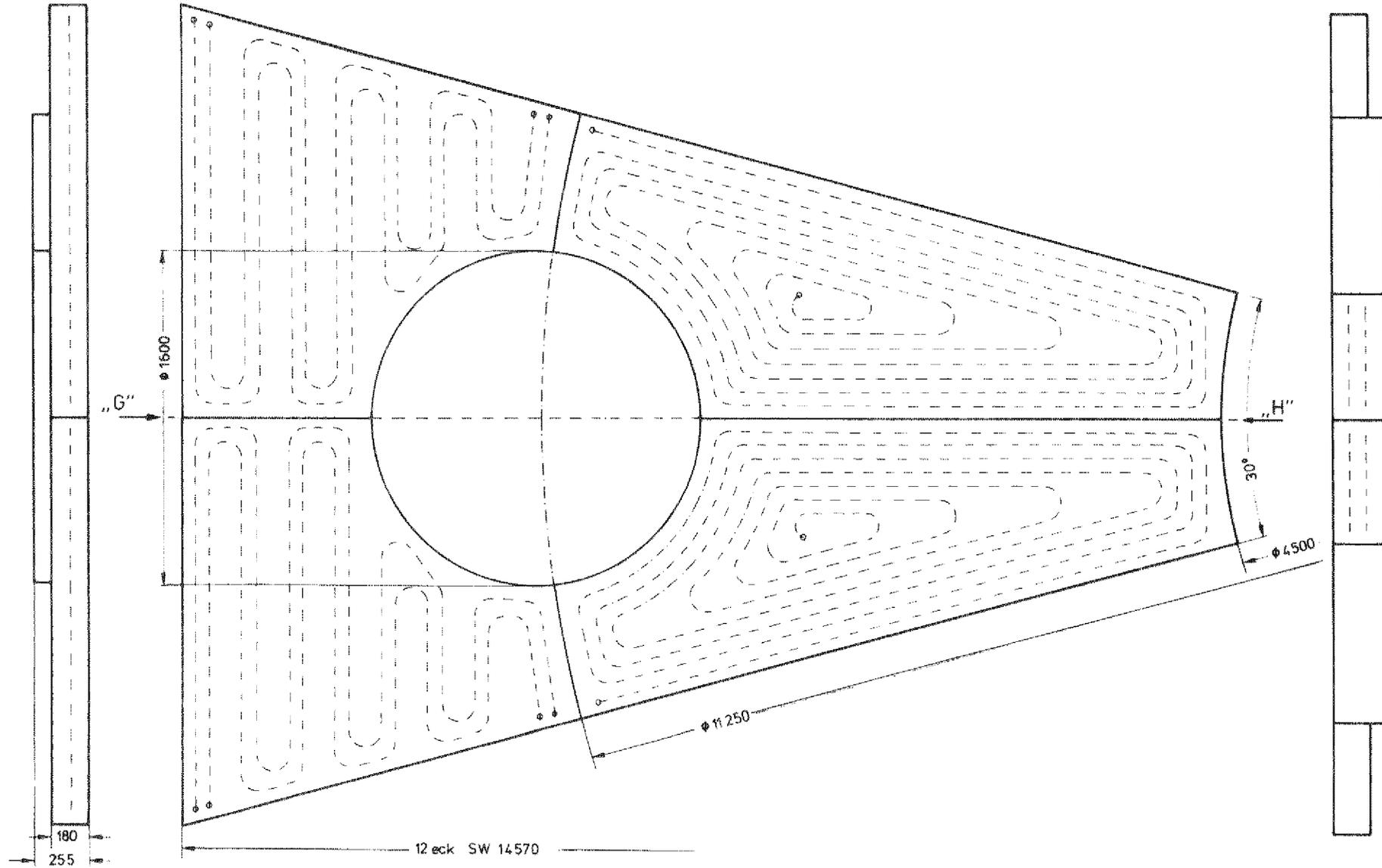
Bei der thermodynamischen Auslegung konnten bei Zugrundelegung von $t_{\text{Heißgas}} = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$ die Maximalwerte für Strömungsgeschwindigkeit und Aufheizspanne des Kühlwassers ($w_{\text{max}} = 1 \text{ m/sec}$; $\Delta t_A = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$) nicht eingehalten werden; dies gilt insbesondere für den Störfall, bei dem nur ein System in Betrieb ist.

Die nachfolgenden Berechnungen wurden derart durchgeführt, daß einmal die Aufheizspanne von $\Delta t_A = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ eingehalten wurde, was eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit über 1 m/sec zur Folge hatte. Zum anderen wurde ein $\Delta t_A > 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ zugelassen, so daß $w_{\text{max}} \leq 1 \text{ m/sec}$ eingehalten wurde.

Ansicht „G“

Ansicht „H“

Abb. 35: Bodensegment I



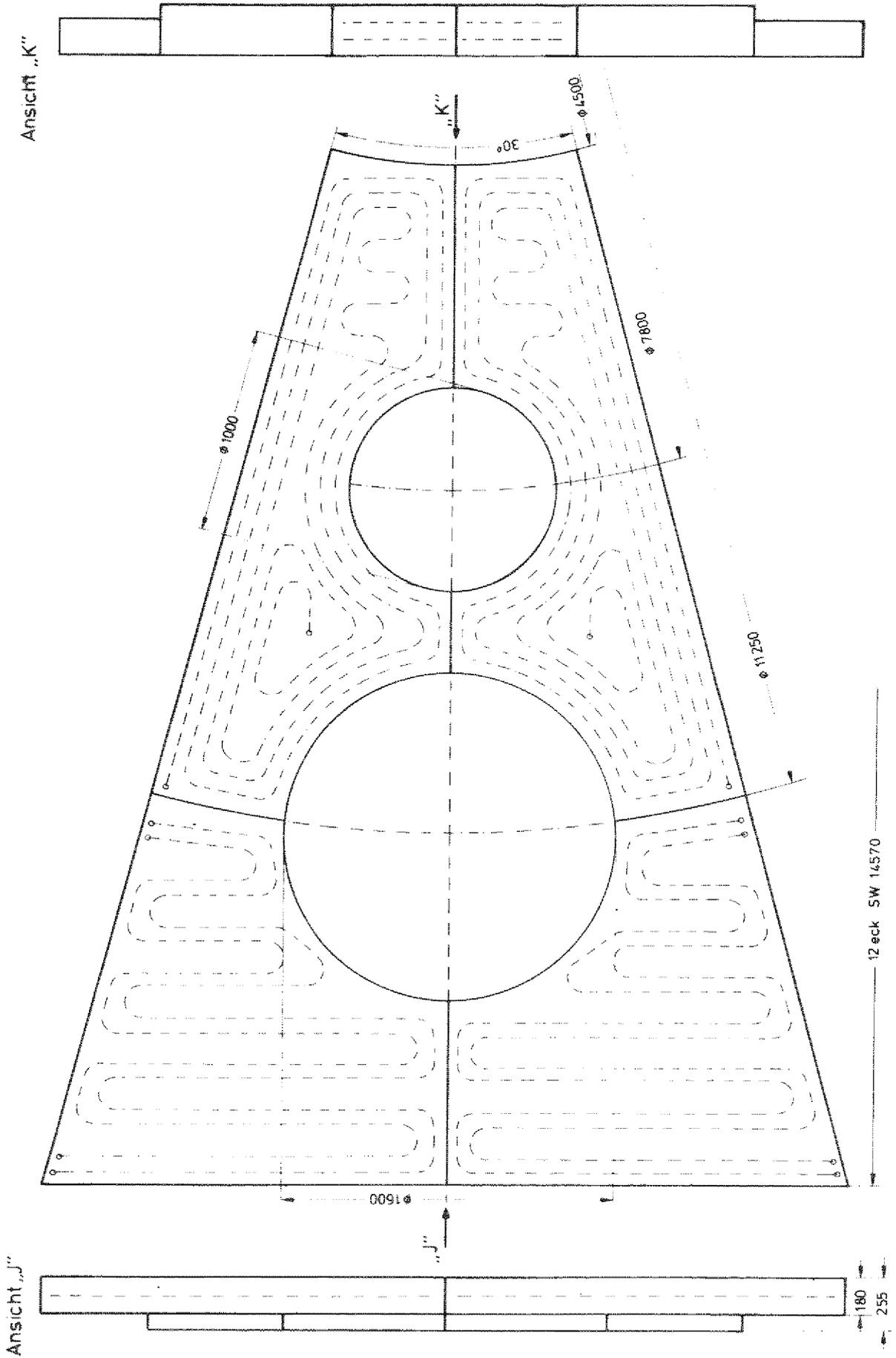


Abb. 36: Bodensegment II

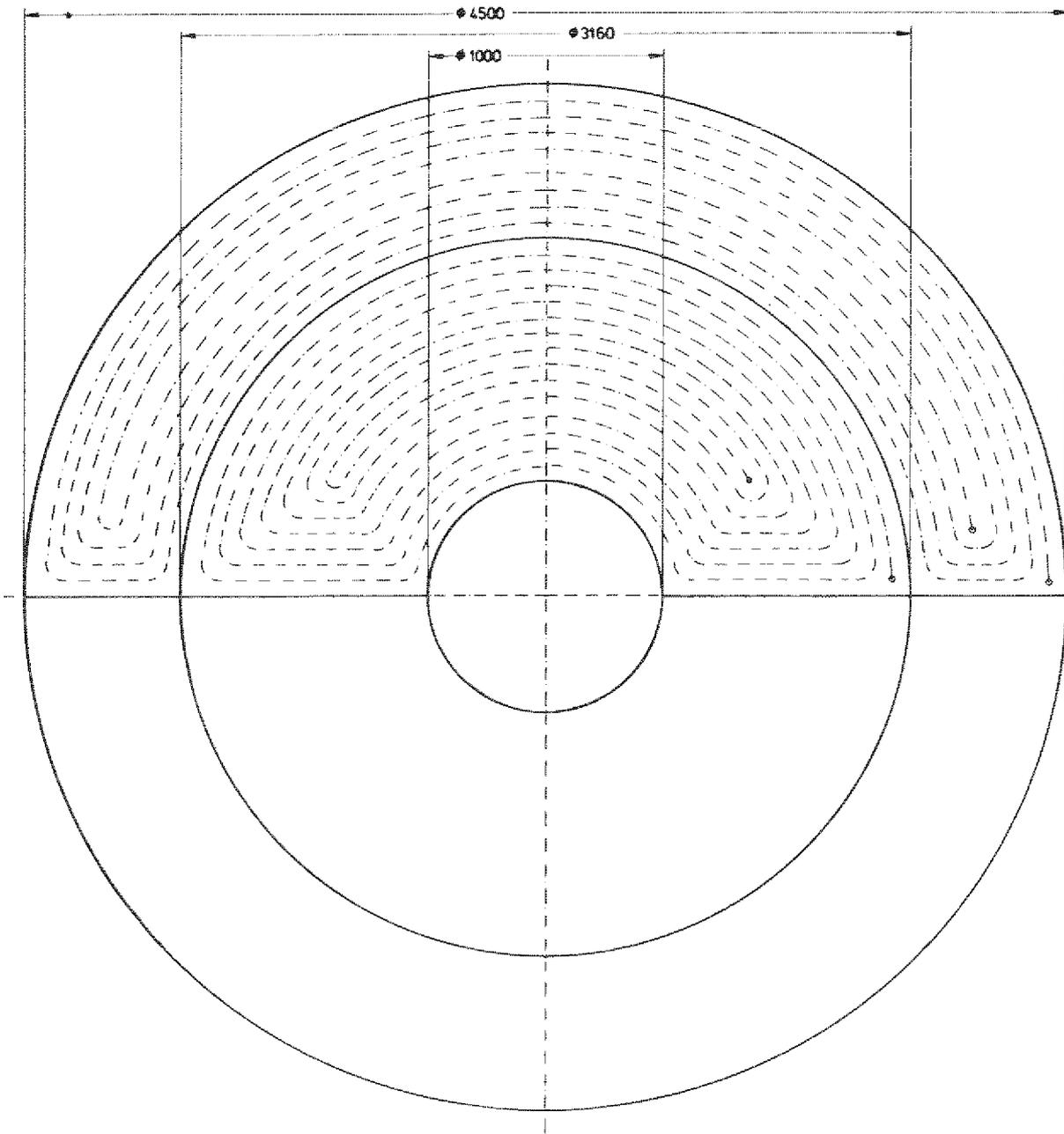


Abb. 37: Bodensegment III

Im folgenden werden zur genauen Bezeichnung der einzelnen Plattenkühler der verschiedenen Bodensegmente die folgenden Abkürzungen verwandt (Abb. 38); eine Zusammenstellung der Plattenabmessungen findet sich in Tab. 26.

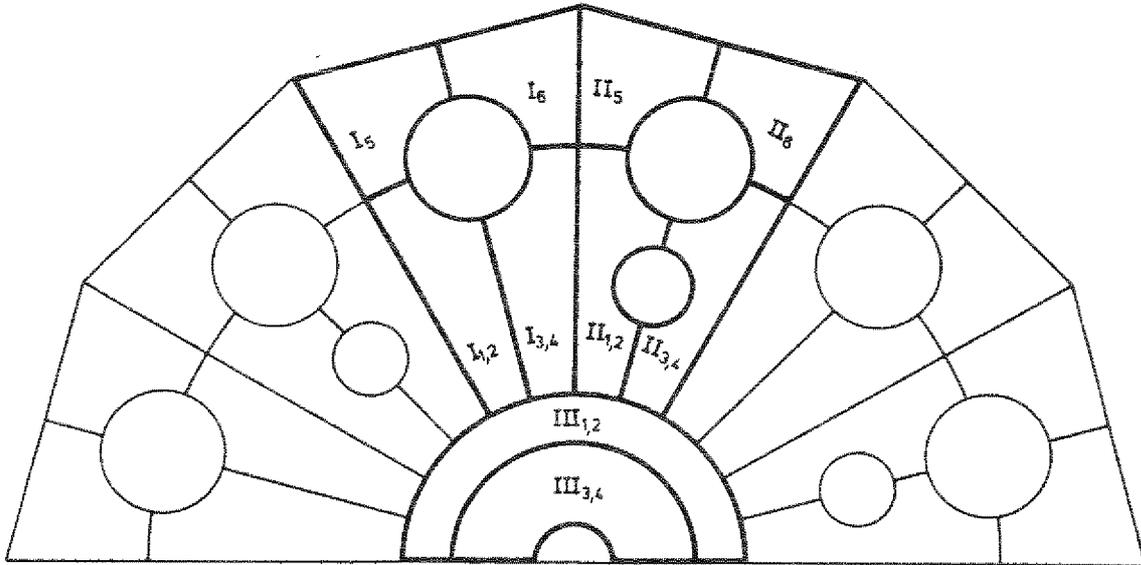


Abb. 38: Anordnung der GG-Plattenkühler im Boden

	I _{1,2}	I _{3,4}	I _{5,i}	I _{5,a}	I _{6,i}	I _{6,a}	II _{1,2}	II _{3,4}
A m ²	2,98	2,98	2,47	2,47	2,47	2,47	2,56	2,56
l _S m	34,80	34,80	10,25	10,55	10,25	10,55	26,10	26,10
% A/l	-	-	0,97	1,03	0,97	1,03	-	-
d _S mm	180,00	—						→

	II _{5,i}	II _{5,a}	II _{6,i}	II _{6,a}	III _{1,2}	III _{3,4}
A m ²	2,47	2,47	2,47	2,47	4,04	3,53
l _S m	10,25	10,55	10,25	10,55	47,60	45,90
% A/l	0,97	1,03	0,97	1,03	-	-
d _S mm	180,00	—				→

Tab. 26: Geometrische Daten der GG-Plattenkühler - Boden

6.1.1 Thermodynamische Berechnungen

Als Kühlmedium dient Wasser von 30°C, 5bar (s. Tab. 10).

$$\begin{aligned}
 t_{HG} &= 1000 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 a_{HG} &= 1500 \text{ W/m}^2\text{K} \\
 \Delta t &= 969 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \Delta t_A &= 2 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Die geometrischen Daten der geschichteten Wand sind in Tab. 27 zusammengestellt.

	Zwei Systeme in einer Ebene	Zwei Systeme in zwei Ebenen	
	s m	s m	λ W/mK
Graphit	1,000	1,000	1,45
Kohlestein	0,700	0,700	5,82
therm. Bodenschild	0,100	0,100	50,70
Kohlestein	0,700	0,700	5,82
Grauguß	0,0615	0,065	46,00
Kühlrohr	0,010	0,010	50,70
GG/H ₂ O		0,037	44,00
Kühlrohr		0,010	50,70
Grauguß		0,020	46,00
Kühlrohr		0,010	50,70

Tab. 27: Geometrie der Schichtung im Boden

Für die Fälle 'System allein in Betrieb' mit $\Delta t_A=3,5^{\circ}\text{C}$ und $\Delta t_A=2,0^{\circ}\text{C}$ sowie 'beide Systeme in Betrieb' mit $\Delta t_A=2,0^{\circ}\text{C}$ wurden die thermodynamischen Auslegungskriterien für die GG-Bodenkühlung bestimmt (Tab. 28).

	d_i m	Re 10^3	Pr	Nu_o	Nu_s	α W/m^2K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
System alleine, $\Delta T=3,5$ K								
I ₁	0,0370	32,3586	5,7455	210,2514	361,8127	5937,2171	0,7846	0,7334
I ₂	↓	32,1459	↓	209,0575	359,7583	5903,5043	0,7795	0,7286
I ₃	↓	32,3586	↓	210,2514	361,8127	5937,2173	0,7846	0,7334
I ₄	↓	32,1459	↓	209,0575	359,7583	5903,5043	0,7795	0,7286
I _{5,6_i}	↓	26,8101	↓	181,0152	311,5014	5111,6272	0,6501	0,6077
I _{5,6_a}	↓	26,8101	↓	180,9348	311,3630	5109,3555	0,6501	0,6077
II ₁	0,0370	27,7959	5,7455	184,7571	317,9406	5217,2922	0,6740	0,6300
II ₂	↓	27,6125	↓	183,7008	316,1230	5187,4664	0,6659	0,6295
II ₃	↓	27,7959	↓	184,7571	317,9406	5217,2922	0,6740	0,6300
II ₄	↓	27,6125	↓	183,7008	316,1230	5187,4664	0,6659	0,6295
II _{5,6_i}	↓	26,8101	↓	181,0152	311,5014	5111,6272	0,6501	0,6077
II _{5,6_a}	↓	26,8101	↓	180,9348	311,3630	5109,3555	0,6501	0,6077
III ₁	0,0370	43,8761	5,7455	272,7836	469,4218	7703,0455	1,0639	0,9945
III ₂	↓	43,5868	↓	271,3258	466,7583	7659,3371	1,0569	0,9879
III ₃	↓	38,3349	↓	242,9121	418,0173	6859,5149	0,9295	0,8689
III ₄	↓	38,0821	↓	241,5317	415,6418	6820,5343	0,9234	0,8631
System alleine, $\Delta T=2,0$ K								
I ₁	0,0370	56,6429	5,7455	340,3815	585,7482	9611,9194	1,3735	1,2839
I ₂	↓	56,2693	↓	338,4536	582,4306	9557,4791	1,3644	1,2754
I ₃	↓	56,6429	↓	340,3815	585,7482	9611,9194	1,3735	1,2839
I ₄	↓	56,2693	↓	338,4536	582,4306	9557,4791	1,3644	1,2754
I _{5,6_i}	↓	46,9317	↓	293,4072	504,9121	8285,4272	1,1380	1,0637
I _{5,6_a}	↓	46,9316	↓	293,2773	504,6887	8281,7613	1,1380	1,0637
II ₁	0,0370	48,6569	5,7455	299,3901	515,2077	8454,3749	1,1798	1,1028
II ₂	↓	48,3360	↓	297,6931	512,2875	8406,4555	1,1720	1,0956
II ₃	↓	48,6569	↓	299,3901	515,2077	8454,3749	1,1798	1,1028
II ₄	↓	48,3360	↓	297,6931	512,2875	8406,4555	1,1720	1,0956
II _{5,6_i}	↓	46,9317	↓	293,4072	504,9121	8285,4272	1,1380	1,0637
II _{5,6_a}	↓	46,9316	↓	293,2773	504,6887	8281,7613	1,1380	1,0637
III ₁	0,0370	76,7982	5,7455	441,1381	759,1362	12457,1548	1,8622	1,7401
III ₂	↓	76,2918	↓	438,6408	754,8386	12386,6317	1,8499	1,7292
III ₃	↓	67,1008	↓	392,9692	676,2441	11096,9249	1,6270	1,5209
III ₄	↓	66,6583	↓	390,7443	672,4155	11034,0992	1,6163	1,5109

Tab. 28: Thermodynamische Daten der GG-Bodenkühlung

	d_i m	Re [10^3]	Pr	Nu _o	Nu _s	α W/m ² K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
beide Systeme, $\Delta T=2,0$ K								
I ₁	0,0370	33,9780	5,7455	219,3037	377,3906	6192,8456	0,8239	0,7701
I ₂	↓	22,4965	↓	153,3968	263,9741	4331,7200	0,5455	0,5099
I ₃	↓	33,9780	↓	219,3037	377,3906	6192,8456	0,8239	0,7701
I ₄	↓	22,4965	↓	153,3968	263,9741	4331,7200	0,5455	0,5099
I _{5,6_i}	↓	22,7524	↓	156,9496	270,0878	4432,0457	0,5517	0,5157
I _{5,6_a}	↓	23,5270	↓	161,5224	277,9570	4561,1752	0,5705	0,5333
II ₁	0,0370	29,1865	5,7455	192,7351	331,6696	5442,5797	0,7077	0,6615
II ₂	↓	19,3234	↓	134,5972	231,6227	3800,8456	0,4685	0,4380
II ₃	↓	29,1865	↓	192,7351	331,6696	5442,5797	0,7077	0,6615
II ₄	↓	19,3234	↓	134,5972	231,6227	3800,8456	0,4685	0,4380
II _{5,6_i}	↓	22,7524	↓	156,9496	270,0878	4432,0457	0,5517	0,5157
II _{5,6_a}	↓	23,5270	↓	161,5224	277,9570	4561,1752	0,5705	0,5333
III ₁	0,0370	46,0709	5,7455	284,4748	489,5407	8033,1888	1,1171	1,0442
III ₂	↓	30,5051	↓	199,4111	343,1582	5631,1034	0,7397	0,6914
III ₃	↓	40,2526	↓	253,3390	435,9604	7153,9546	0,9760	0,9123
III ₄	↓	26,6519	↓	177,4429	305,3540	5010,7498	0,6462	0,6041

Tab. 28: Thermodynamische Daten der GG-Bodenkühlung, Forts.

6.2 Kühlung der Kugelabzüge

Für die thermisch hoch beanspruchten Kugelabzüge muß eine gesonderte Kühlung vorgesehen werden. Es bietet sich hier das System mit Kühlspiralen, die das Kugelabzugsrohr umschließen, an, da zwei voneinander unabhängige Kühlkreisläufe vorgesehen werden können.

In Tabellenform sind die Schichtung des Abzugsrohrs und die wärmetechnischen Werte für das Kühlmedium H₂O 30°C, 5b zusammengestellt (Tab. 29). Die berechneten thermodynamischen Daten für die Auslegung der Kühlung zeigt Tab. 30.

Innendurchmesser	$d_i = 0,80 \text{ m}$	
Kohlestein	$s = 0,10 \text{ m}$	$\lambda = 5,82 \text{ W/mK}$
Panzerrohr	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 50,70 \text{ W/mK}$
Isolierung	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 0,10 \text{ W/mK}$
Kühlrohr	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 50,70 \text{ W/mK}$
Wärmeübergangsfläche	$A = 10,5 \text{ m}^2$	
Schlangenlänge	$l_S = 52,3 \text{ m}$	
	$\Delta t = 350^\circ\text{C}$	
	$\Delta t_A = 2^\circ\text{C}$	

Tab. 29: Schichtung und wärmetechnische Daten der Kühlung des Kugelabzugs

	$d_i \text{ m }$	$Re \text{ } 10^3 \text{ }$	Pr	Nu_o	Nu_S	$\alpha \text{ W/m}^2\text{K }$	$\dot{m} \text{ kg/sec }$	$w \text{ m/sec }$
System alleine	0,0689	48,2672	5,7455	296,8759	361,0292	3233,8931	2,2154	0,5972
beide Systeme	↓	24,0414	↓	162,6415	197,7876	1771,6680	1,1034	0,2974

Tab. 30: Thermodynamische Auslegungskriterien der Kühlung des Kugelabzugs

Abb. 39 zeigt das Rechenmodell und die Temperaturen im Bereich des Behälterbodens und eines Kugelabzugs, wenn Behälter- und Kugelabzugskühlung in Betrieb sind.

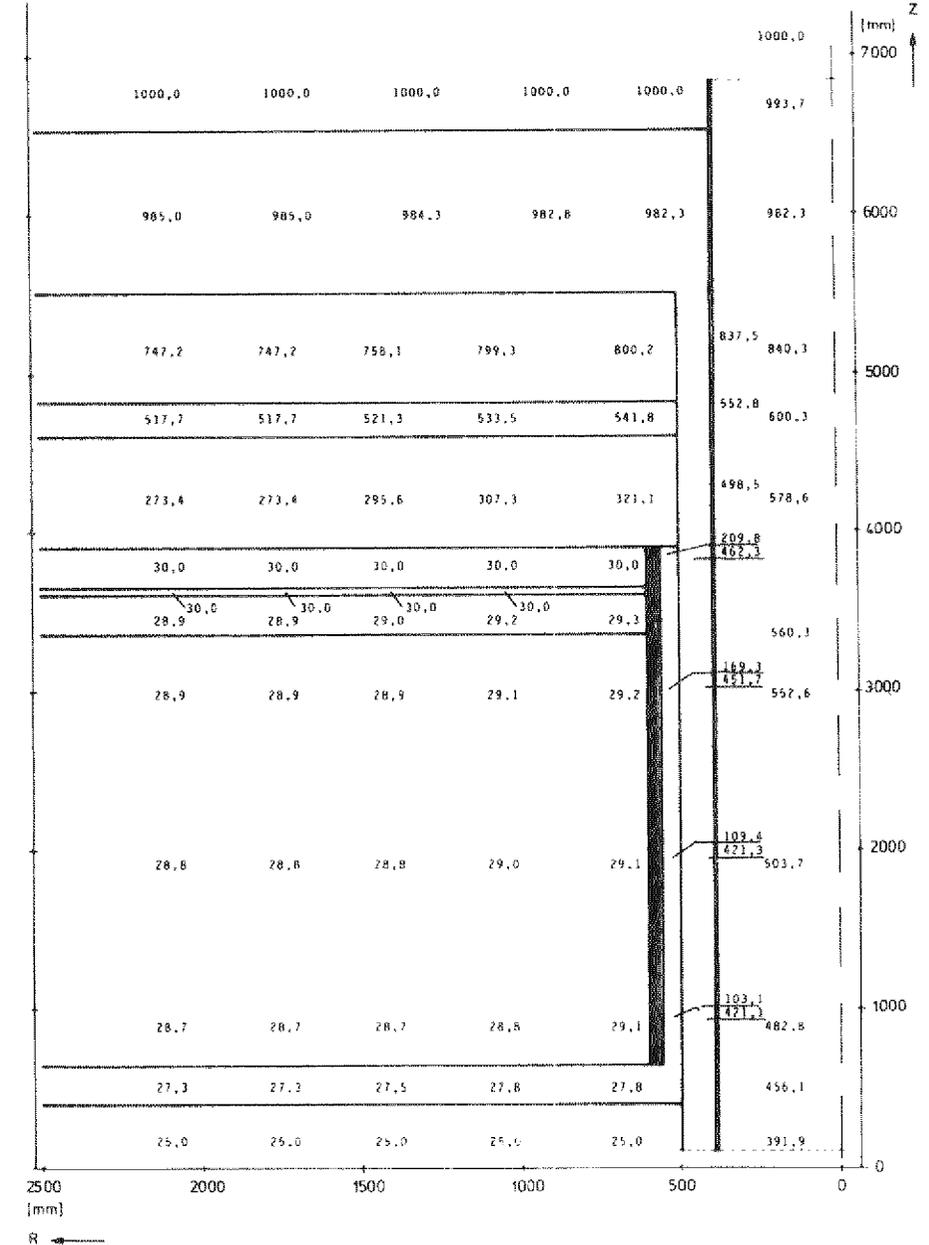
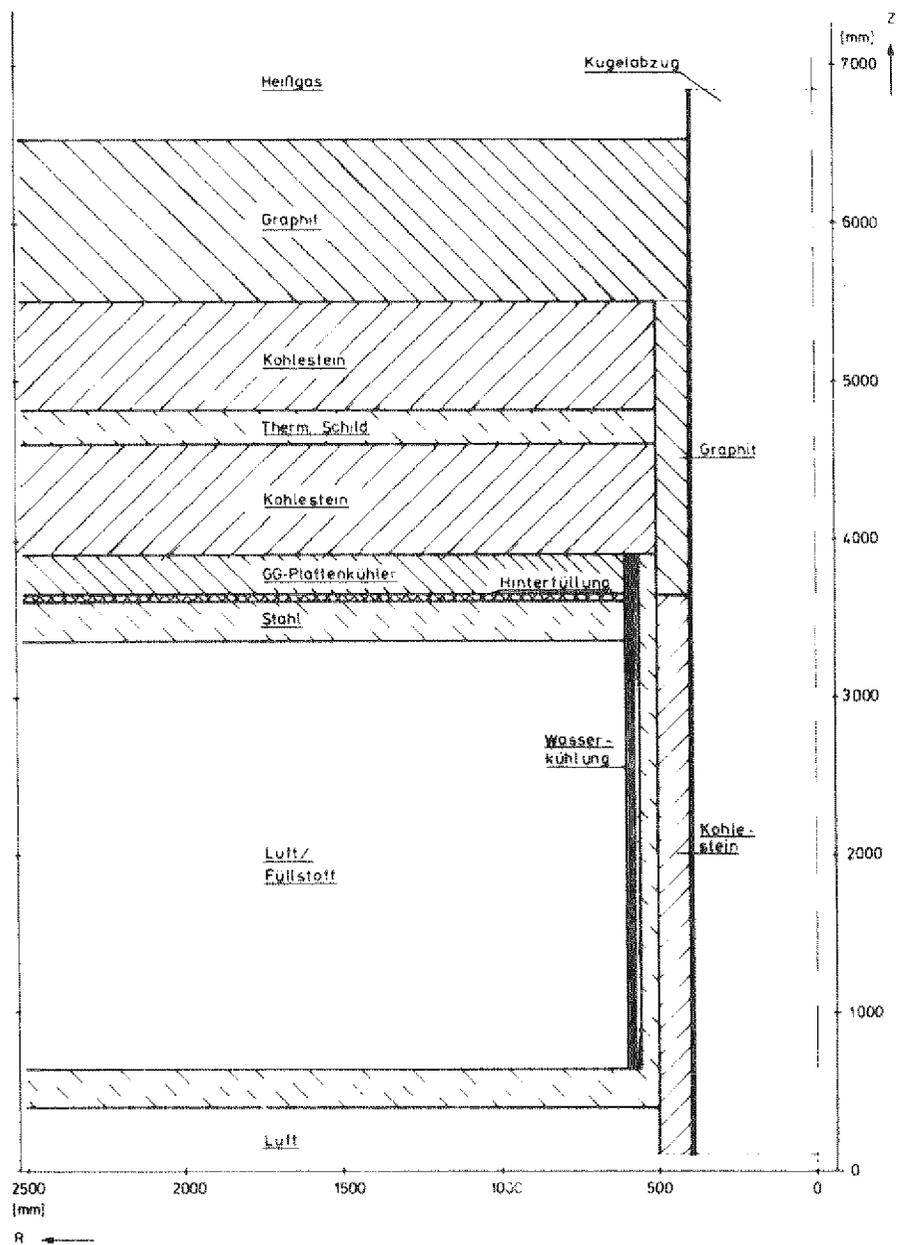


Abb. 39: Rechenmodell und Temperaturverlauf im Boden und am Kugelabzug

7. WÄRMETAUSCHER - KÜHLUNG

7.1 Kühlung der Koaxialleitungen

Für die Koaxialleitungen wird eine Kühlung derart konzipiert, daß die Kühlrohre in parallelen Strängen auf das Außenrohr geschweißt werden und so die Spannkabelaufgaben bzw. die Kabel selbst vor zu hohen Temperaturen schützen (Abb. 40).

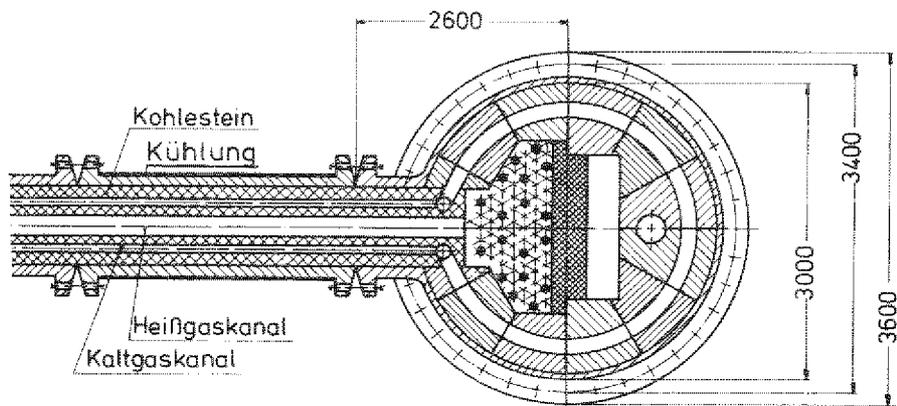


Abb. 40: Koaxialleitungskühlung

Die geometrischen Daten sind in Tab. 31, die berechneten thermodynamischen Werte in Tab. 32 dargestellt.

Innendurchmesser	$d_i = 1,34 \text{ m}$	
Isolierung	$s = 0,05 \text{ m}$	$\lambda = 0,1 \text{ W/mK}$
Außenrohr	$s = 0,08 \text{ m}$	$\lambda = 50,7 \text{ W/mK}$
Kühlrohr	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 50,7 \text{ W/mK}$
Wärmeübergangsfläche	$A = 34,10 \text{ m}^2$	
Schlangenlänge	$l_S = 167,00 \text{ m}$	
	$\Delta t = 270 \text{ }^\circ\text{C}$	
	$\Delta t_A = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	

Tab. 31: Schichtung und wärmetechnische Daten der Kühlung der Koaxialleitung

	d_i m	Re 10^3	Pr	Nu	α W/m^2K	\dot{m} kg/sec	w m/sec
System alleine	0,0816	86,3232	5,7455	486,5644	3680,0411	4,6924	0,9018
beide Systeme	↓	43,1482	↓	268,2662	2028,9521	2,3454	0,4508

Tab. 32: Thermodynamische Auslegungskriterien der Kühlung der Koaxialleitung

7.2 Kühlung der Loops

Die einzelnen Loop-Behälter sind ähnlich dem Hauptbehälter aus Stahlgußsegmenten aufgebaut, mit dem Unterschied, daß wegen der geringeren Abmessungen geschlossene Schüsse verwendet werden können. Die Kühlung erfolgt mit wasserdurchströmten Nuten, die in die Stahlsegmente eingefräst und mit Deckplatten abgedichtet sind (Abb. 41, /5/).

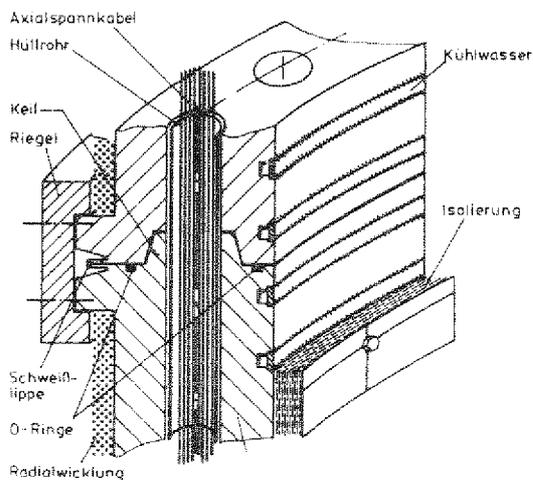


Abb. 41:
Kühlung der
Loop-Behälter

Die geometrischen Daten der Wärmetauscherkühlung sind in Tab. 33, die berechneten thermodynamischen Werte in Tab. 34 zusammengestellt.

Innendurchmesser	$d_i = 2,20 \text{ m}$	
Isolierung	$s = 0,10 \text{ m}$	$\lambda = 0,1 \text{ W/mK}$
Dichtplatte	$s = 0,01 \text{ m}$	$\lambda = 50,7 \text{ W/mK}$
Wärmeübergangsfläche	$A = 17,28 \text{ m}^2$	
Kühlkanallänge	$l = 69,12 \text{ m}$	
	$\Delta t = 220 \text{ }^\circ\text{C}$	
	$\Delta t_A = 2 \text{ }^\circ\text{C}$	

Tab. 33: Schichtung und wärmetechnische Daten der Wärmetauscherkühlung

	$d_i \text{ m}$	$Re \cdot 10^3$	Pr	Nu	$\alpha \text{ W/m}^2\text{K }$	$m \text{ kg/sec }$	$w \text{ m/sec}$
System alleine	0,050	27,8841	5,7455	191,6346	2365,4098	0,9287	0,4754
beide Systeme ↓	↓	13,9303	↓	104,2301	1286,5480	0,4640	0,2375

Tab. 34: Thermodynamische Auslegungskriterien der Wärmetauscherkühlung

8. ENERGIE- UND MASSENSTROMBILANZ

Im Anschluß an die thermodynamischen Berechnungen wurde eine Bilanz für das gesamte Kühlsystem durchgeführt, wobei zwischen den beiden Betriebszuständen 'ein System mit voller Belastung' und 'beide Systeme mit jeweils halber Belastung' unterschieden wurde (Tab. 35).

Kühlsysteme	\dot{Q}_{KW} kW	\dot{m} m ³ /h	\dot{Q}_L kW
zylindr. Teil	1169,44/ 584,72	530,70/265,35	2,69
Decke	258,99/ 129,50	117,53/ 58,77	2,03
Abschaltstäbe	212,65/ 106,32	96,50/ 48,25	
Boden	559,14/ 279,57	253,74/126,87	13,21
Kugelabzüge	123,03/ 61,52	55,83/ 27,91	
Koax.-Leitung	446,69/ 223,34	202,71/101,36	3,20
Zusatzeinrichtungen (Bypass, Instr.)	200 / 100	90,76/ 45,38	1,00
$\Sigma \Sigma$	2969,94/1484,97	1347,77/673,89	22,13

Tab. 35: Energie- und Massenstrombilanz

Die Energiebilanz der Behälterkühlung weist eine abzuführende Gesamtwärmemenge von ca. $Q_{ges} = 3$ MW aus, entsprechend ca. 0,1% der thermischen Gesamtleistung des Reaktors. Die durch die Containment-Luft abzuführende Wärmemenge konnte mit ca. 25 kW gering gehalten werden, was aufgrund der Kühlsystemauslegung und der eingebrachten Isolierung erwartet wurde.

9. KÜHLWASSERVERSORGUNGSSYSTEM

Die Aufgabe des Kühlwasserversorgungssystems besteht darin, die im Reaktorbereich (Reaktoranlagen und -hilfsanlagen) auftretenden Verlustwärmern während des Betriebes und in der Abschaltphase aufzunehmen und abzuführen. Die Auslegung des Systems erfolgt in der Weise, daß auch bei Ausfall einzelner Kühlkomponenten oder Anlageteilen die maximal zulässigen Temperaturgrenzen nicht überschritten werden und damit ein weiterer Betrieb des Reaktors gewährleistet werden kann.

9.1 Aufbau und Auslegung des Versorgungssystems

Das aus offenen und geschlossenen, nicht mit der Atmosphäre in Verbindung stehenden Kreisläufen bestehende Kühlwasserversorgungssystem ist wie folgt unterteilt:

- Kühlkreislauf der Behälterkühlung
- Kühlkreislauf der Gebläse
- Kühlkreislauf der aktiven Reaktorhilfsanlagen
- Kühlkreislauf der nichtaktiven Reaktorhilfsanlagen

Während für die Kühlung des Behälters, der Gebläse und der aktiven Reaktorhilfsanlagen geschlossene Kreisläufe notwendig sind, ist für die Kühlung der nichtaktiven Reaktorhilfsanlagen ein offener Kreislauf vorgesehen.

Geschlossene Kreisläufe erlauben für das Kühlwasser chemisch optimale Bedingungen, wie Reduzierung der Korrosionsneigung durch Hydrazinzugabe (gelöster Sauerstoff wird im Wasser gebunden) und Stickstoffzugabe (Korrosionsschutz; (eingedrungenes Kühlgas kann ausgespült werden; gefahrlose Überprüfung der Druckabsicherungen)). Außerdem können radioaktive Substanzen zurückgehalten und so eine unkontrollierte Ausbreitung verhindert werden.

Während die offenen Kreisläufe direkt rückgekühlt werden (Flußwasser, Naß- oder Trockenkühltürme) sind für die geschlossenen Kreisläufe Wärmetauscher vorhanden.

Durch einen Zusatzwasserbehälter, der an der höchsten Stelle der Kühlwasserkreisläufe angeordnet ist, werden eventuell auftretende Wasserleckagen nachgespeist.

9.1.1 Kühlkreislauf der Behälterkühlung

Der Behälterkühlkreislauf versorgt in parallelen Strängen die folgenden Kühlsysteme:

- Kühlung des zylindrischen Teils
- Deckenkühlung
- Bodenkühlung
- Kühlung der Bodendurchführungen (Kugelabzüge u.a.)
- Kühlung der Koaxialleitungen
- Kühlung der Durchführungen für Gebläse, Thermoelemente, Instrumentierung u.a.

Um die Funktionssicherheit des Behälterkreislaufs zu gewährleisten, wird der gesamte Kreislauf doppelt ausgeführt; stör anfällige Anlageteile wie Pumpen und Wärmetauscher sind umschaltbar auf beide Systeme angeordnet, so daß eine 100%ige Kühlung gesichert ist. Reserveaggregate stehen zur Verfügung.

Die Versorgung des Kühlkreislaufs erfolgt durch zwei Betriebspumpen, die dauernd im Einsatz sind und je 50% des Gesamtdurchsatzes fördern. Bei Ausfall einer Betriebspumpe übernimmt das Reserveaggregat den 50%igen Betrieb. Sollten beide ausfallen, so kann die Reservepumpe durch Steigerung der Fördermenge auf 100% die Kühlung eines auswählbaren Systems übernehmen.

Den Versorgungsleitungen Pumpe-Sammler sind Filter zur Rückhaltung von Verunreinigungen und Vermeidung von Korrosion

parallel geschaltet; durch Ventile kann ein bestimmter Massenstrom abgezweigt werden.

Es folgen die Verzweigungen für die Sammler, von denen aus die Versorgung der einzelnen Kühlsysteme erfolgt.

Rücklaufseitig strömt das erwärmte Kühlwasser durch Sammler und Fallrohre den Wärmetauschern zu, wo die Wärme an das Rückkühlsystem abgegeben wird (geschlossener Kreislauf). Es stehen drei Wärmetauscher zur Verfügung, von denen zwei ständig im Einsatz sind, einer dient als Reserve.

Über Saugleitungen zu den Pumpen wird der Kühlwasserkreislauf geschlossen.

Für jedes System ist zur Entgasung und Niveauhaltung des Kühlmediums ein Ausgleichsbehälter vorgesehen, der über dem höchsten Punkt des Leitungssystems angeordnet ist. Diese Behälter sind mit dem Zusatzwasserbehälter, der alle Anlagenkühlungen versorgt, verbunden.

Handbetätigte Ventile sowie pneumatische Schnellschlußarmaturen sind vor und hinter jedem Aggregat und jedem Verbraucher angeordnet, so daß im Störfall das entsprechende System abgeriegelt werden kann. Der Durchsatz des Kühlmediums wird durch Mengenmeß- und -regelorgane überwacht. Durch Thermoelemente wird die Temperatur im Vor- und Rücklauf gemessen. Diese Doppelüberwachung ist vorgesehen, um bei Betriebsstörungen eindeutige Aussagen treffen zu können.

Parallel zu jedem System ist eine Bypassleitung vorgesehen, die ein Anfahren des Kühlkreislaufs auch bei geschlossenen Verbrauchern ermöglicht.

9.1.2 Kühlkreislauf der Gebläse

Wegen der hohen Anforderungen an die Funktionssicherheit der Gebläsekühlung, bei Ausfall wird nicht nur der normale

Reaktorbetrieb sondern auch die Reaktornotkühlung nicht mehr gewährleistet, sind zwei unabhängige Systeme vorgesehen, die im Normalbetrieb mit je 50% Kühlwasser beaufschlagt werden. Zur Umwälzung des Kühlmittels stehen drei Pumpen zur Verfügung, von denen zwei mit je 50% Durchsatz immer im Einsatz sind, während die dritte als Reserve sowohl mit 50% als Ersatz für eine Betriebspumpe als auch mit 100% Förderleistung bei alleinigem Betrieb gefahren werden kann.

Filter zur Rückhaltung von Verunreinigungen, Schnellschlußarmaturen für Störfälle, Kühler und Ausgleichsbehälter sowie eine Vielzahl von Meß- und Dosierungseinrichtungen sind im Kühlkreislauf vorhanden; es wird darauf im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht näher eingegangen.

9.1.3 Kühlkreislauf der aktiven Reaktorhilfsanlagen

Aktive Reaktorhilfsanlagen sind u.a. die Gasreinigungsanlage, die Vakuumanlage, die Beschickungsanlage, das Dekontaminationsgebäude und die Störfallkühler. Dieser nur einfach ausgelegte Kühlkreislauf (bei Ausfall wird der Abfahrbetrieb nicht beeinträchtigt) wird von zwei Pumpen, von denen eine als Reserve zur Verfügung steht, so versorgt, daß jede der beiden Pumpen auf jeden Wärmetauscher gefahren werden kann.

Ein Ausgleichsbehälter, Filter sowie Schnellschlußarmaturen sind vorhanden.

9.1.4 Kühlkreislauf der nichtaktiven Reaktorhilfsanlagen

Alle nicht mit aktiven Medien in Berührung kommenden Anlageteile sind diesem offenen Kreislauf zugeordnet (Belüftungsanlagen, Reingaskompressoren). Die Versorgung erfolgt durch zwei Pumpen, davon eine Reservepumpe, direkt mit einem Teilstrom des Rückkühlkreislaufs der geschlossenen Systeme.

Die Verbraucher sind mit Absperrarmaturen gesichert, die Massenströme werden durch Regelventile dosiert.

9.2 Abschätzung der Druckverluste und der Pumpenleistung

Gleichzeitig mit der Berechnung der thermodynamischen Daten muß auch die Bestimmung des erforderlichen Energieaufwandes für den Durchfluß erfolgen. So sollte stets genügend hoher Druck zur Verfügung gestellt werden, damit hohe α -Werte und damit kleine Wärmeaustauschflächen erreicht werden. Dabei darf sich die Berechnung der Förderleistung im allgemeinen nicht nur auf den Druckverlust innerhalb der Rohre beschränken; Erweiterungen, Verengungen, Anschlußleitungen und besonders Schieber, Ventile und Meßarmaturen sind mit einzu beziehen.

Zur Berechnung des Druckverlustes wird die Gleichung 9.2-1 /10/ zugrunde gelegt.

$$\Delta p = \xi \cdot a \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (9.2-1)$$

Δp = Druckverlust

ξ = Widerstandsbeiwert
f (Re, Rauigkeit, Geometrie)

a = Körperfaktor = $f(l/d_i)$ für Rohre
= 1 l -Armaturen

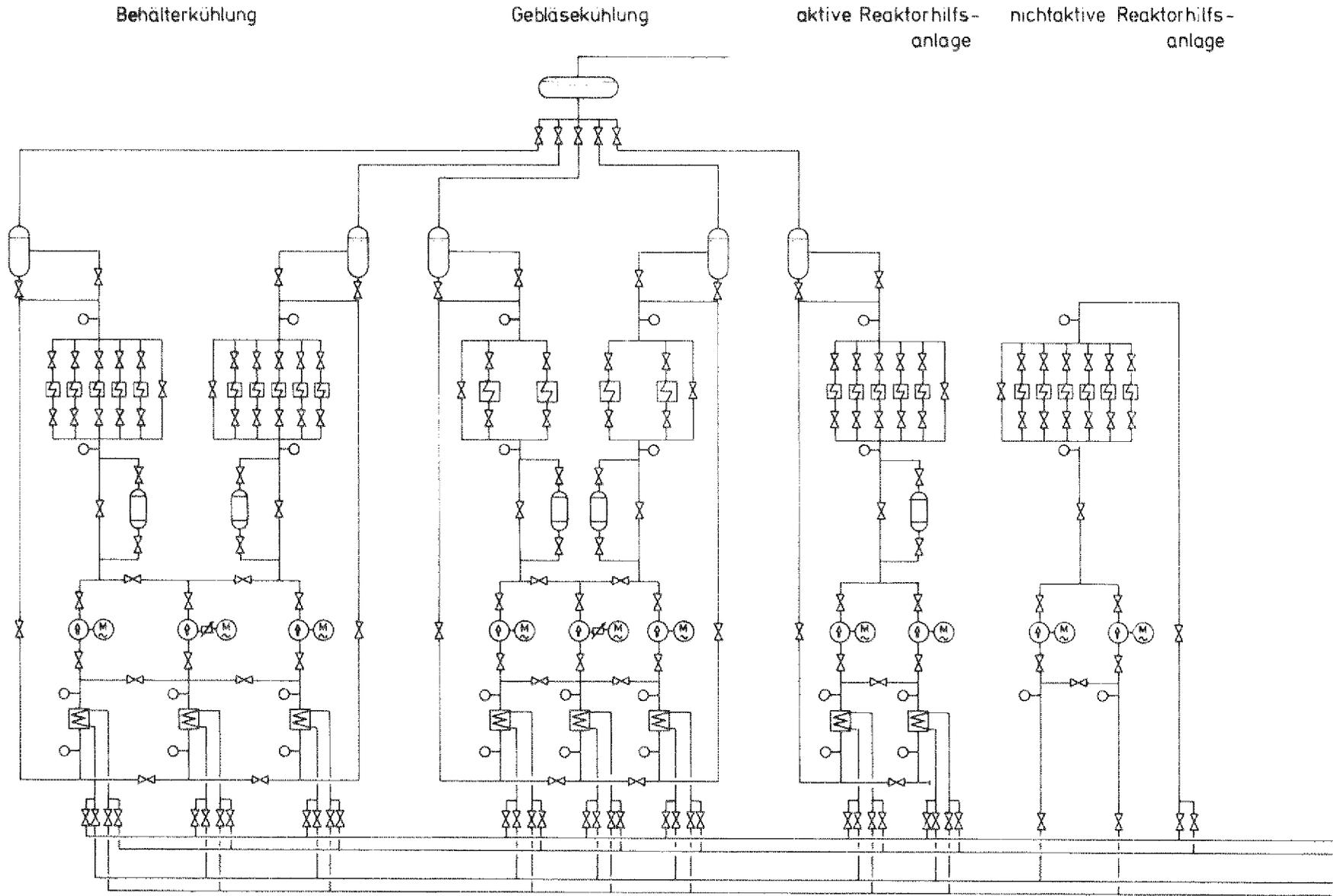
ρ = mittlere Dichte des Fluids

w = mittlere Strömungsgeschwindigkeit

In dieser Beziehung werden Dichteänderungen infolge der auftretenden Druckverluste nicht berücksichtigt. Werden sie von meßbarer Größe, so muß dies in einer schrittweisen Rechnung erfaßt werden, was für die hier gezeigte Abschätzung nicht notwendig erschien.

Für die Berechnung der Druckverluste in den einzelnen Leitungssystemen wurde das Rohrleitungsschaltbild (Abb. 42) entworfen.

Abb. 42: Kühlwasser-Versorgungssystem



Die nachfolgende Berechnung des Gesamtdruckverlustes und der Pumpenleistung bezieht sich nur auf den Kühlkreislauf der Behälterkühlung. In Tab. 36 sind die Druckverluste der einzelnen Behälterkomponenten zusammengestellt.

Zylinder	0,61 bar
Decke	0,39 bar
Boden	0,41 bar
Koax.-Leitung	0,11 bar
Versorgungsleitung	0,13 bar
Zusatzeinrichtungen	0,10 bar
Ventile	2,51 bar
$\Sigma \Sigma$	4,26 bar

Tab. 36:
Druckverluste
der einzelnen
Behältersysteme

Ein Vergleich mit den für den THTR ermittelten Werten zeigt, daß dort ein Druckverlust von $\Delta p = 6,8 \text{ b}$ angesetzt wird, bei vergleichbaren thermodynamischen Werten.

Demnach muß bei endgültiger Auslegung des Kühlwasserversorgungssystems mit einem wesentlich höheren Gesamtdruckverlust gerechnet werden, da aus anlagebau- und sicherheitstechnischen Gründen eine Vielzahl weiterer Absperr- und Meßorgane vorgesehen werden muß; für das hier vorgestellte System erscheint ein Gesamtdruckverlust von $\Delta p = 7,5 \text{ b}$ realistisch.

Damit errechnet sich die erforderliche Pumpenleistung zu:

$$\begin{aligned} N &= \frac{1}{\eta} V \Delta p && (9.2-2) \\ &= \underline{\underline{351 \text{ kW}}} \end{aligned}$$

Sowohl der Gesamtdruckverlust als auch die Pumpenleistung wurden für den Störfall berechnet, also für ein einzelnes System mit voller Leistung.

10. ZUSAMMENFASSUNG

Die Kühlung für einen aus vorgespannten Stahlgußsegmenten aufgebauten Hochtemperaturreaktors mit $3000 \text{ MW}_{\text{th}}$ hat die Aufgabe, den Behälter vor zu hohen thermischen Belastungen zu schützen und so eine Schädigung des Vorspannsystems zu verhindern. Die in dieser Arbeit beschriebenen Kühlsysteme erfüllen diese Anforderungen: im stationären Zustand wurden sowohl im zylindrischen Behälterteil als auch im Boden- und Deckenbereich keine unzulässigen Temperaturen festgestellt.

Für die Auslegung der Behälterkühlung war es zunächst notwendig, die Abmaße des thermischen Schildes und die thermodynamischen Daten des Kaltgases zu bestimmen. Zu den berechneten Werten wurde für weitere Betrachtungen, besonders im Hinblick auf nachfolgende Störfallberechnungen, ein Sicherheitszuschlag gemacht; für die Auslegung der Behälterkühlung wurde $t_{\text{KG}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ angesetzt.

Die Diskussion von Lösungsmöglichkeiten einer Kühlung für den zylindrischen Behälterteil führte zum Einsatz eines Kühlsystems aus GG-Plattenkühlern mit zwei voneinander unabhängigen Wasser-Kühlsystemen.

Die Anordnung der Plattenkühler und die Geometrie der Kühlschlangen wurde so vorgenommen, daß eine gleichmäßige Wärmeabfuhr erreicht werden konnte. Die thermodynamischen Berechnungen wurden für den Betriebszustand, wenn beide Kühlsysteme mit jeweils halber Leistung fahren und für den Störfall, nur ein System mit voller Leistung in Betrieb, durchgeführt. Dabei wurden die zugelassenen Maximalwerte für Strömungsgeschwindigkeit und Aufheizspanne nicht überschritten bzw. in Anspruch genommen.

Temperaturberechnungen für den stationären Betriebszustand zeigten, daß eine ausreichende Wärmeabfuhr in beiden Fällen garantiert werden kann.

Die Betrachtung von thermischen Störfällen führte zu dem Ergebnis, daß bei Ausfall einer Kühlplatte keine überhöhten Temperaturen im Behälter zu erwarten sind, da benachbarte Systeme eine gewisse Kühlfunktion mit übernehmen. Der Ausfall der gesamten Kühlung des zylindrischen Behältertells führt erst nach einer Zeit von 45 h zu einer Schädigung des Spannsystems.

Für die Decke und den Boden des Reaktordruckbehälters wurden nicht zuletzt aufgrund des Bestrebens, gleiche Kühlsysteme zu verwenden, ebenfalls GG-Plattenkühler entworfen.

Die Vielzahl der Durchbrüche in diesen Bereichen erforderte eine komplizierte Verlegung des Rohrschlängensystems besonders in den radialsymmetrischen Teilen, zwei Systeme in einer Ebene konnten dennoch nicht verwirklicht werden, so daß in den GG-Platten zwei übereinander liegende Kühl-schlangen angeordnet werden mußten.

Zusätzliche Kühlsysteme für die Regelstäbe und die Kugelabzüge wurden dimensioniert und berechnet.

Die stationären und instationären Temperaturberechnungen für Decke und Boden zeigten eine ausreichende Dimensionierung der Kühlungen auch bei Ausfall eines Systems.

Eine abschließende Energie- und Wärmebilanz weist für die Kühlung des Druckbehälters eine abzuführende Wärmemenge von ca. 3 MW aus.

11. LITERATURVERZEICHNIS

- /1/ Zerna, W.
Konstruktiver Ingenieurbau, Berichte
Institut für konstruktiven Ingenieurbau,
Ruhr-Universität Bochum
- /2/ Battelle-Institut e.V.
Untersuchung über die Realisierbarkeit eines
vorgespannten gußeisernen Reaktordruck-
behälters Teil I, Teil II
Frankfurt/Main 1973
- /3/ Schilling, F.E. et al.
The Prestressed Cast Iron Reactor Pressure
Vessel (PCIV)
Nuclear Engineering and Design Vol. 25
- /4/ Beine, B. et al.
Nuclear Engineering and Design Vol. 28
- /5/ Kugeler, M. et al.
Sind Konzept- und Werkstoffentscheidungen
für auf Druck vorgespannte Kernreaktorbe-
hälter schon heute möglich ?
KFA-IRE-IB 6/76
- /6/ Voigt, J.
Fertigungstechnische Auslegung und kon-
struktive Gestaltung eines vorgespannten
Stahlgußdruckbehälters für einen Hoch-
temperaturreaktor 3000 MWth
Veröffentlichung in Vorbereitung
- /7/ Grebe, H.-W.
Untersuchungen zur mechanischen und kern-
technischen Realisierbarkeit eines vorge-
spannten Stahlgußdruckbehälters für einen
HTR 3000 MWth
Veröffentlichung in Vorbereitung
- /8/ BBRV-SUSPA
Spannverfahren: Informationsschriften
und Zulassungsbescheide

- /9/ Schulden, R. et al.
The Pebble-Bed- High-Temperature Reactor
as a Source of Nuclear Process Heat
Jül - 1122 - RG 1974
- /10/ VDI-Wärmeatlas
Berechnungsblätter für den Wärmeübergang
VDI-Verlag Düsseldorf 1974
- /11/ Gnielinski, V.
Vortrag Verfahreningenieure
Berlin 1973
- /12/ Jeschke, H.
VDI-Zeitung 69
- /13/ Krischer, O.
Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trock-
nungstechnik
Berlin 1967
- /14/ Petersen, K.
Programm- und Eingabebeschreibung THERMIX-IST
Veröffentlichung in Vorbereitung
- /15/ GHH
Verdampfungskühlanlagen für Hochöfen
GHH Sterkrade, 13621
- /16/ AD-Merkblätter
BO, B11
- /17/ Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau
Springer-Verlag 1966

