



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH
GESELLSCHAFT MIT BESCHRÄNKTER HAFTUNG

Institut für Nukleare Sicherheitsforschung

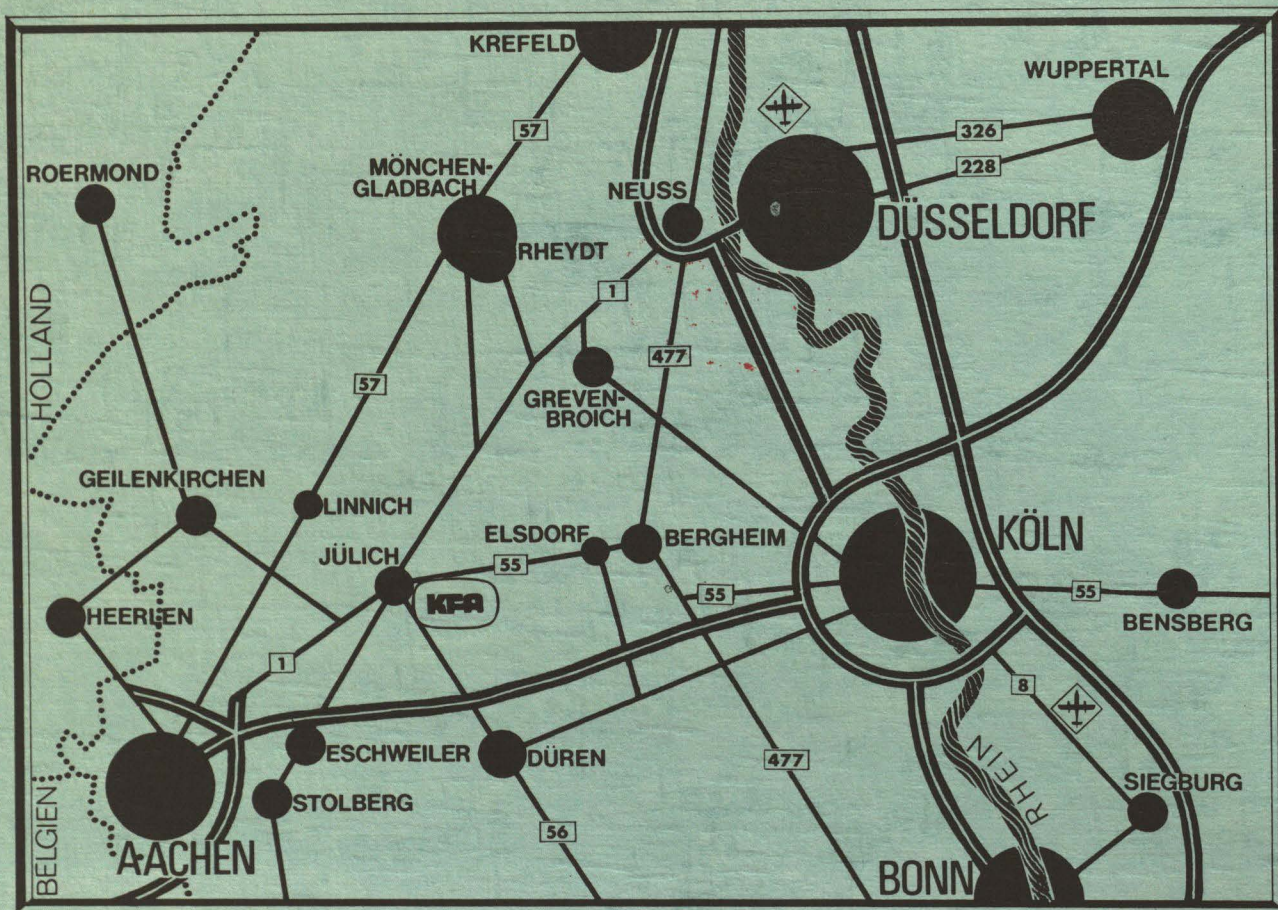
**Durchflußmessungen im Kern des
Forschungsreaktors FRJ-2 nach Einbau von
Strömungsrichtern in die Gittersitze und
Untersuchung der sicherheitstechnischen
Konsequenzen für den Reaktorbetrieb**

von

J. P. Wolters

JüI-1189
April 1975

Als Manuskript gedruckt



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich - Nr. 1189

Institut für Nukleare Sicherheitsforschung Jülich - 1189

Dok.: FRJ-2 - Flow Measurement

FRJ-2 - Operation

FRJ-2 - Safety Aspect

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

**Durchflußmessungen im Kern des
Forschungsreaktors FRJ-2 nach Einbau von
Strömungsrichtern in die Gittersitze und
Untersuchung der sicherheitstechnischen
Konsequenzen für den Reaktorbetrieb**

von

J. P. Wolters

Inhaltsverzeichnis

Seite

Verzeichnis der Tabellen und Abbildungen.....	3
Einleitung.....	7
1. Aufgabenstellung.....	9
2. Durchflußmessung.....	13
2.1 Aufbau des Meßfühlers.....	13
2.2 Instrumentierung.....	20
2.3 Zeitverhalten der Meßeinrichtung.....	22
2.4 Meßergebnis und Vergleich mit früheren.....	26
Meßwerten	
2.5 Fehlerabschätzung.....	34
2.5.1 Trägheit der Meßeinrichtung.....	35
2.5.2 Auswirkungen der begrenzten Meßzeit.....	36
2.5.3 Unsicherheit der Eichkurve des Turbinen-.....	39
durchflußzählers	
2.5.4 Unsicherheit der Druckverlustkennlinie.....	41
von Turbinen- und Brennelement	
2.5.5 Abweichungen der Druckverlustkennlinien.....	42
der Brennelemente	
2.5.6 Unsicherheit der Temperaturmessung.....	43
2.5.7 Mittlerer Gesamtfehler der Durchflußwerte.....	44
3. Bewertung der Ergebnisse und Konsequenzen.....	45
für den Reaktorbetrieb	
3.1 Thermodynamische Grenzen.....	47
3.2 Ausgangsdaten für die Sicherheitsanalyse.....	49
3.2. 1 Beheizter Brennstoffrohrumfang.....	50
3.2. 2 Beheizte Brennstoffrohrlänge.....	50
3.2. 3 Brennstoffgehalt der einzelnen Brennstoffrohre.....	50
3.2. 4 Örtliche Überhöhung des Brennstoffgehaltes.....	52
3.2. 5 Kühlspaltabmessungen.....	52
3.2. 6 Kühlwasserbeschickung der einzelnen Kühlspalte.....	53
3.2. 7 Kühlwasserdruck und Siedetemperatur.....	56
3.2. 8 Durchfluß.....	59
3.2. 9 Thermische Reaktorleistung.....	60
3.2.10 Vertikales Neutronenflußprofil.....	60
3.2.11 Horizontales Neutronenflußprofil.....	62
3.2.12 Unsicherheit der Tankeintrittstemperatur.....	62
3.2.13 Niedrigster Sicherheitsfaktor.....	62
3.3 Zulässige Leistungen bei fester Eintritts-.....	63
temperaturgrenze	
3.3.1 Festlegung der Eintrittstemperaturgrenze.....	63
3.3.2 Zulässige thermische Leistungen.....	63
3.3.3 Sicherheitsfaktoren.....	66
4. Flexible Tankeintrittstemperaturgrenze.....	69
4.1 Gründe für eine flexible Tankeintritts-.....	69
temperaturgrenze	
4.2 Verfahren zur Bestimmung der flexiblen.....	69
Tankeintrittstemperaturgrenze	

	<u>Seite</u>
4.3	Ausgangsdaten für die Berechnung des.....72 Grenzwertes
4.4	Berechnungsbeispiel.....75
4.5	Sicherheitsbetrachtung.....76
5.	Zusammenfassung.....78
6.	Literaturverzeichnis.....81
7.	Anhang.....83
7.1	Ermittlung der Zeitkonstanten des Meßfühlers.....85
7.2	Ableitung der mathematischen Gleichungen für.....88 die Analyse des Zeitverhaltens der Meßein- richtung
7.3	Gleichungen zur Bestimmung der Ausgangsdaten.....91 für die Berechnung der flexiblen Eintritts- temperaturgrenze

Verzeichnis der Tabellen und Abbildungen

Seite

Tab. 1:	Strömungstechnische Daten des ESR-.....15 Brennelementes A-151D und des Turbinelementes	
Tab. 2:	Ergebnisse der Durchflußmessungen bei.....29 drei laufenden Primärhauptpumpen	
Tab. 3:	Ergebnisse der Durchflußmessungen bei.....31 zwei laufenden Primärhauptpumpen	
Tab. 4:	Ungünstigste Kombination der Kühlpalt-.....53 weiten von Mk ⁴ - und ESR-Brennelement in bezug auf die Kühlwasserbeschickung des Kühlpaltes 4	
Tab. 5:	Einfluß der Spaltweite auf die Kühl-.....55 wassergeschwindigkeit und den Kühlwasser- durchfluß in den einzelnen Spalten eines Mk ⁴ -Brennelementes	
Tab. 6:	Ungünstigste Kombination der Kühlpalt-.....56 weite des ESR-Brennelementes und zuge- hörige Kühlwassergeschwindigkeit	
Tab. 7:	Siedetemperatur am Austritt der Kühl-.....58 spalte als Funktion des Luftdrucks	
Tab. 8:	In den einzelnen Brennelementpositionen.....65 zulässige Leistung bei einem Kern, der nur aus ESR- oder Mk ⁴ -Brennelementen besteht	
Tab. 9:	Zusammenstellung der die sichere Wärme-.....67 abfuhr aus den Brennelementen beein- flussenden Unsicherheiten und ihr Ein- fluß auf die Sicherheitsfaktoren gegen- über Strömungsinstabilität S_I und Burnout B_{min}	
Tab. 10:	Durchflußfaktor a für die verschiedenen.....73 Brennelementpositionen bei 3 laufenden Primärhauptpumpen	
Tab. 11:	Durchfluß $\dot{V}_k$ des Kerns und Brennelement-.....74 faktoren g_{ESR} bzw. g_{Mk4} in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis der Brennelement- typen ESR und Mk ⁴ bei drei laufenden Primärhauptpumpen	

	Seite
Abb. 1: Schnitt durch den Tank des Forschungs-.....	9
reaktors FRJ-2	
Abb. 2: Zerlegte Brennelementattrappe (Turbinen-....	11
element) mit Turbinendurchflußzähler	
Abb. 3: Turbinenelement.....	12
Abb. 4: Druckverlustkennlinie von Turbinen- und.....	16
ESR-Brennelement bei 20°C Wassertemperatur	
Abb. 5: Druckverlustkennlinie des ESR-Brennele-.....	16
mentes bei 20°C und 50°C Wassertemperatur	
Abb. 6: Impulsfrequenz des Turbinendurchfluß-.....	18
zählers als Funktion des Durchflusses	
Abb. 7: Blockschaltbild der Meßapparatur.....	20
Abb. 8: Zuordnung von Kanal-Nr. des Vielkanal-.....	21
analysators und Impulsfrequenz	
Abb. 9: Meßaufbau zur Bestimmung des Zeitver-.....	23
haltens der Analoginstrumentierung	
Abb. 10: Übergangsfunktion der Analoginstrumen-.....	24
tierung	
Abb. 11: Änderung der Impulsfrequenz der Turbine.....	25
als Funktion der Kreislauf-temperatur	
und daraus berechneter Durchflußabfall	
Abb. 12: Häufigkeitsverteilung des Durchflusses.....	33
in der Pos. A3 bei drei laufenden	
Hauptpumpen	
Abb. 13: Gemessener und zugehöriger tatsächlicher....	37
(berechneter) Durchflußverlauf in der	
Pos. C3	
Abb. 14: Summenhäufigkeit des Durchflusses in der....	38
Pos. C3	
Abb. 15: Schematische Darstellung des Vertrauens-....	42
bereiches der Druckverlustkennlinie	
eines Elementes	
Abb. 16: Ringspaltelement des FRJ-2	46
Abb. 17: Vertikales Profil des thermischen.....	61
Neutronenflusses in der Pos. C3 bei	
einem Grobarmwinkel von 24°	
Abb. 18: Verlauf des minimalen Burnout-Sicherheits-...	66
faktors B_{min} im ESR-Brennelement als	
Funktion des Durchflusses bei konstan-	
ter Eintrittstemperatur	
Abb. 19: Verlauf des Burnout -Sicherheitsfaktors.....	70
bei konstantem Instabilitäts-Sicherheits-	
faktor und konstanter Brennelementlei-	
stung von 1480 kW	

Abb. 20:	Schaufelgitter des Turbinendurchflußzählers.....	85
	und zugehöriges Geschwindigkeitsdreieck.	
Abb. 21:	Abmessungen des Turbinenrades und der Schau-.....	87
	feln.	
Abb. 22:	Pumpen- und Kreislaufkennlinie.....	91
Abb. 23:	Druckverlustkennlinie des ESR-Brennelementes.....	93
	und des Mk4-Brennelementes bei einer Wasser- temperatur von 20 ⁰ C	

Einleitung

Anfang Juni 1974 wurden die Gittersitze des Forschungsreaktors FRJ-2 mit sternförmigen Strömungsrichtern versehen, um die in einzelnen Positionen vorliegenden Durchflußschwankungen zu reduzieren und somit zusätzliche Sicherheitsreserven zu mobilisieren. Der Erfolg dieser Maßnahme wurde durch Durchflußmessungen in allen 25 Brennelementpositionen überprüft. Die Ergebnisse werden im vorliegenden Bericht dargestellt, ihre sicherheitstechnischen Konsequenzen untersucht und ein Vorschlag zur Einführung einer flexiblen Eintrittstemperaturgrenze unterbreitet.

1. Aufgabenstellung

Der Kern des Forschungsreaktors FRJ-2 besteht aus 25 Brennelementen, die in 5 Reihen zu 4, 6, 5, 6 und 4 Brennelementen innerhalb des geschlossenen Reaktortankes angeordnet sind. Die 25 Brennelemente ruhen mit ihren konischen Füßen in rohrstützenförmigen Sitzen der Gitterplatte und werden von unten nach oben vom Kühlwasser durchströmt. Die Gitterplatte ist mit dem Rand des gewölbten Tankbodens fest verschweißt. Der Raum zwischen Tankboden und Gitterplatte dient zur Verteilung des Kühlwassers auf die einzelnen Brennelementpositionen. Das Kühlwasser wird diesem Raum über drei symmetrisch angeordnete, in den Tankboden eingeschweißte Zulaufrohre zugeführt, verteilt sich von dort auf die einzelnen Brennelementpositionen, passiert die Brennelemente und strömt in den Reaktortank. Abb.1 zeigt die räumliche Anordnung der Brennelemente, der Zulaufrohre sowie die räumlichen Verhältnisse in dem Verteilerraum zwischen Gitterplatte und Tankboden.

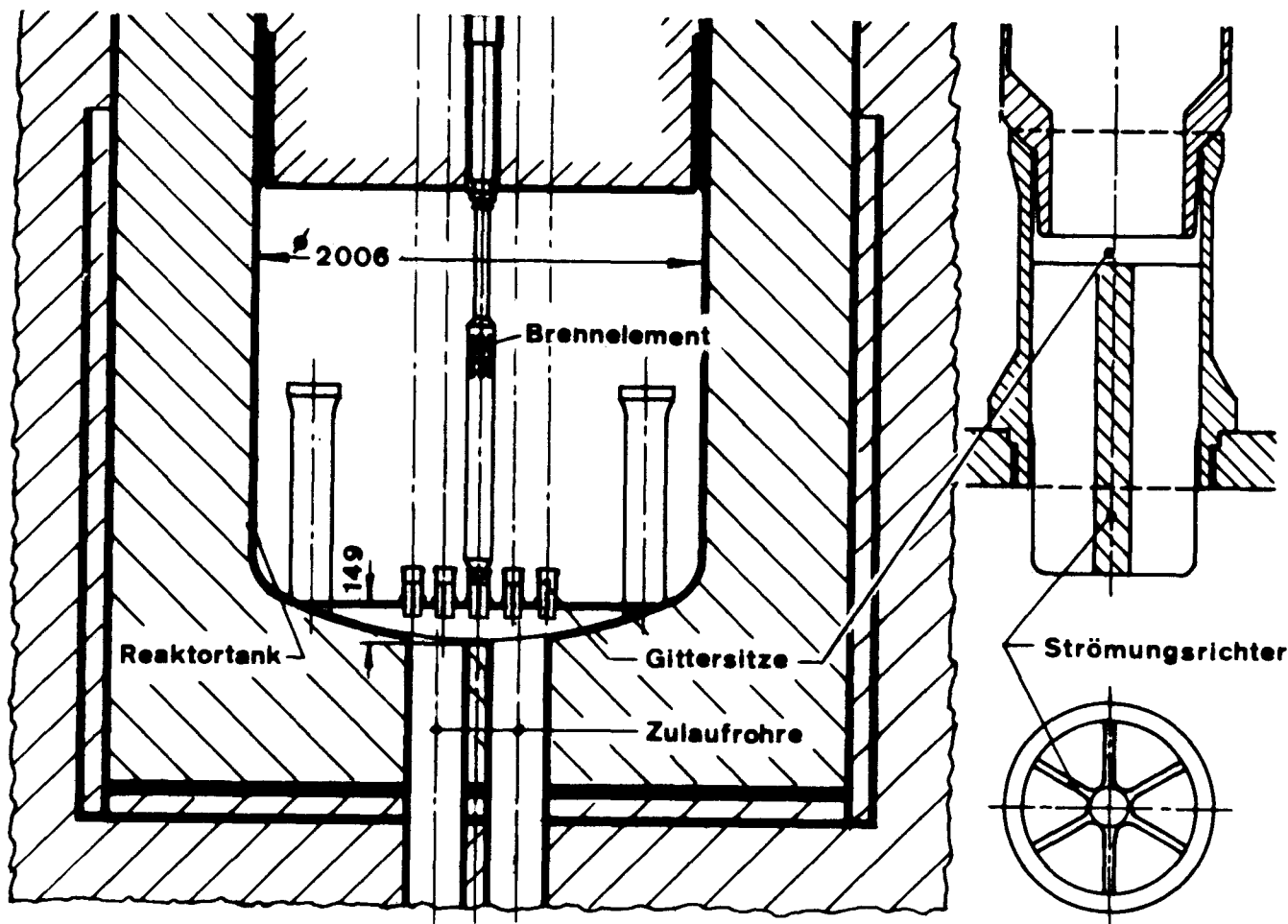


Abb.1: Schnitt durch den Tank des Forschungsreaktors FRJ-2

Die in den einzelnen Brennelementpositionen zulässigen Brennelementleistungen hängen in entscheidendem Maße vom Durchfluß der Positionen ab. Eine konsequente leistungsmäßige Auslastung der einzelnen Positionen, die aufgrund der Leistungserhöhung des Reaktors erforderlich war, setzt daher die genaue Kenntnis des Einzeldurchflusses und dessen Schwankungen voraus. Die Daten wurden vor der Leistungserhöhung des Reaktors gemessen. Dabei zeigte sich jedoch, daß in einer Reihe von Positionen erhebliche Durchflußschwankungen vorlagen [1]. Die Folge davon war eine erhebliche Reduzierung der in diesen Positionen zulässigen Brennelementleistung, da aus Sicherheitsgründen die zulässige Leistung auf den Minimalwert des Durchflusses abzustellen war. Dieser Wert lag bei einigen Positionen bis zu 20% unter dem Durchschnittswert. Der Grund für die starken Durchflußschwankungen ist in der strömungstechnisch ungünstigen Ausführung des Verteilerraumes unterhalb der Gitterplatte zu suchen. Wie Untersuchungen an anderen Reaktoren des gleichen Typs ergeben haben, bilden sich unmittelbar am Eintritt der Gittersitze der betreffenden Positionen periodische Wirbel, die die Schwankungen verursachen. Als Gegenmaßnahme wurden sternförmige Strömungsrichter in die Gittersitze eingebaut (s. Abb.1), die in den Raum unterhalb der Gitterplatte hineinragen und die Bildung dieser Wirbel verhindern. Die Strömungsrichter wurden in alle Positionen eingebaut, um eine Änderung der Kühlwasserverteilung auf die einzelnen Positionen zu vermeiden.

Der Erfolg der Maßnahme war durch eine erneute Messung des Durchflusses in den einzelnen Brennelementpositionen zu bestätigen. Die dabei verwendete Meßeinrichtung mußte in der Lage sein, nicht nur den mittleren Durchfluß, sondern auch die Schwankungen möglichst exakt zu erfassen. Das bedeutet, daß von der Instrumentierung hohe Genauigkeit und kurze Ansprechzeiten gefordert wurden. Außerdem war darauf zu achten, daß der im Reaktor verwendete Meßfühler keine Störungen des Systems verursachte. Daraus ergab sich die Forderung nach annähernd dem gleichen Strömungswiderstand und den gleichen Ein- bzw. Ausströmverhältnissen wie bei den Brennelementen.



Abb.2: Zerlegte Brennelementattrappe (Turbinenelement)
mit Turbinendurchflußzähler

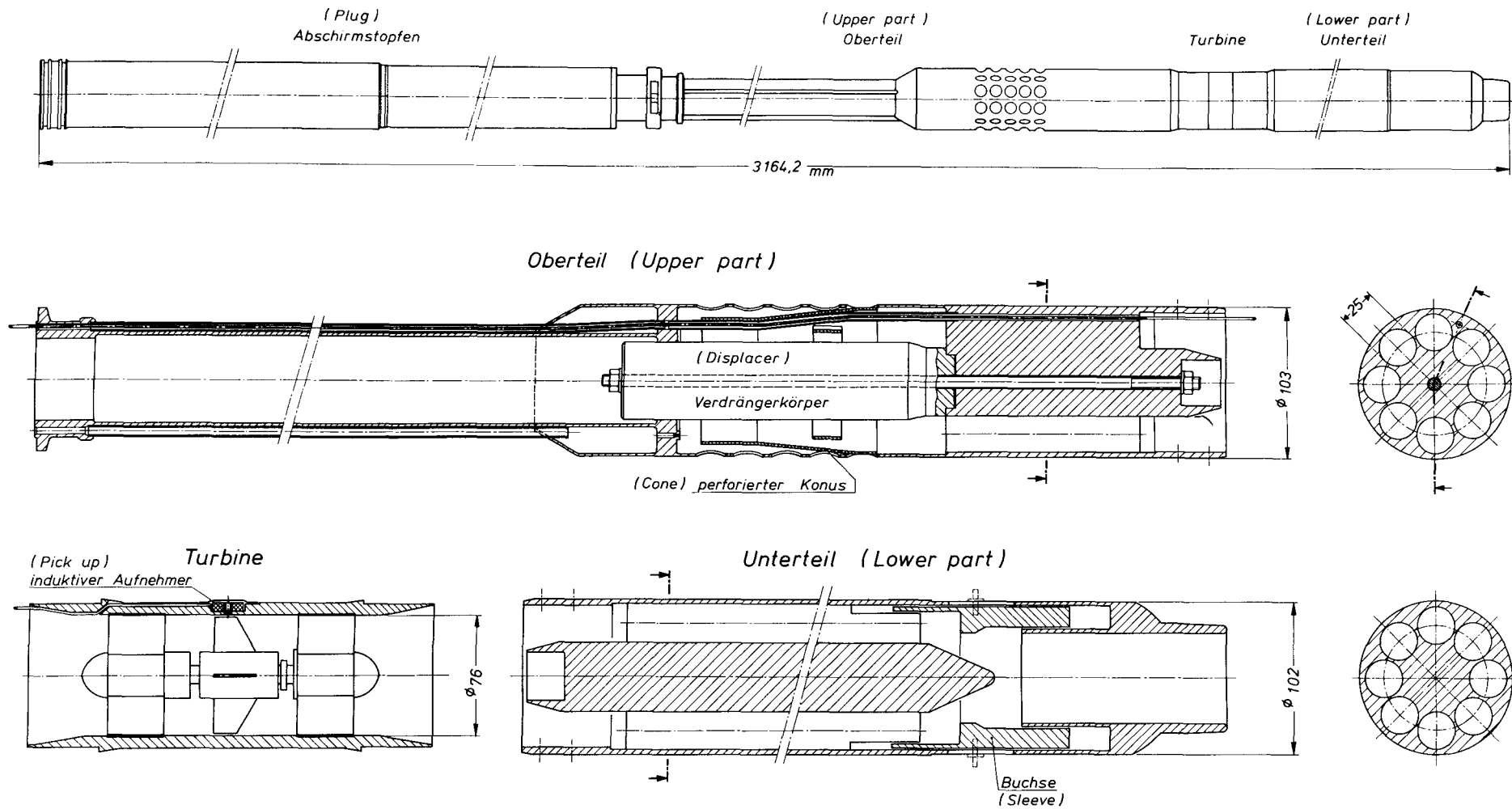


Abb. 2: Turbinenelement

2. Durchflußmessung

2.1 Aufbau des Meßfühlers

Als Meßfühler wurde eine Brennelementattrappe verwendet, die mit einem Turbinendurchflußzähler ausgerüstet war. Abb.3 zeigt den konstruktiven Aufbau der Brennelementattrappe. Sie bestand aus drei Teilen, dem Unterteil, der Turbine und dem Oberteil. Die zerlegte Attrappe ist in Abb.2 zu sehen. Das Unterteil, welches mit einem Original-Brennelementfuß versehen war, besaß eine Verstelleinrichtung zur Einstellung des Strömungswiderstandes der Attrappe auf den Strömungswiderstand der Brennelemente. Die Verstelleinrichtung bestand aus einer Buchse, die im Fußstück eingebaut war und senkrecht verschoben werden konnte. Die Verschiebung erfolgte von außen durch zwei in die Buchse eingeschraubte Gewindestifte, die in entsprechenden Langlöchern des Attrappenmantels geführt wurden. Die Buchse war in ihrer Länge so bemessen, daß sie in jeder Stellung die Langlöcher überdeckte, so daß keine nennenswerten Leckagen an den Langlöchern auftreten konnten. Durch Verschiebung der Buchse wurde der freie Strömungsquerschnitt zwischen der Buchse einerseits und der nach unten vorstehenden zentrischen Spitze bzw. den in Strömungsrichtung nachfolgenden acht Bohrungen andererseits verändert, was die erwünschte Veränderung des Strömungswiderstandes verursachte. Nach Einstellung des Strömungswiderstandes wurde die Buchse mit dem Mantel verbohrt und verschraubt. Die acht Bohrungen im Unterteil, über die das Wasser zur Turbine geführt wurde und die eine Länge vom 10-fachen des Durchmessers aufwiesen, dienten zur Richtung der Strömung. Die exakte Messung des Durchflusses mittels einer Turbine setzt nämlich eine drallfreie Strömung voraus. Die gewählte Leitvorrichtung stellt zwar in strömungstechnischer Hinsicht keine optimale Lösung dar, genügte jedoch den Anforderungen. Die vorliegende Konstruktion wurde gewählt, weil deren Anfertigung keinen großen fertigungstechnischen Aufwand erforderte.

An das Unterteil der Brennelementattrappe schloß sich das Turbinengehäuse mit der innen liegenden Turbine an. Das Gerät wurde einschließlich Gehäuse von der Firma Meterflow bezogen. Es war für einen Durchflußbereich von $5 \cdot 10^{-3}$ bis $35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ausge-

legt. Der Bohrungsdurchmesser des Turbinengehäuses betrug 76mm. Alle Teile des Gerätes bestanden aus nichtrostendem Stahl. Als Turbinenlager dienten Kugellager, die vom Wasser geschmiert wurden.

Die Turbine selbst war aus einem nichtrostenden ferromagnetischen Werkstoff hergestellt und besaß 10 Schaufeln. Die Messung der Turbinendrehzahl erfolgte auf induktivem Wege über die Turbinenschaufeln. Zu diesem Zweck waren außen auf dem Turbinengehäuse in eingefrästen Quernuten zwei Flachspulen mit im Kern befindlichen kurzen Permanentmagneten untergebracht. Die im Innern des Gehäuses vorbeirotierenden Turbinenschaufeln erzeugten in den Spulen dieser induktiven Aufnehmer Spannungsimpulse, die über Meßleitungen an die Meß- und Registriergeräte weitergeleitet wurden. Innerhalb der Attrappe diente als Meßleitung ein Mantel-Thermoelement. Die induktiven Aufnehmer wurden nach dem Anschluß der Thermoelement-Paare mit Silikon-Kautschuk vergossen. Anschließend wurde die Nut mit einer Bandage abgedeckt.

Für den Einbau des Turbinengehäuses in die Attrappe wurden die ursprünglich vorhandenen Gehäuseflansche soweit abgedreht, daß die Muffen des Ober- bzw. Unterteils auf das entsprechende Ende des Turbinengehäuses aufgesteckt werden konnten. Die Teile wurden anschließend gebohrt und durch Senkschrauben fest miteinander verbunden.

Das Oberteil der Attrappe bestand aus einem Original-Brennelement-Oberteil mit den entsprechenden Kühlwasseraustrittsbohrungen und dem innen vor diesen Bohrungen liegenden Siebkonus. Um die gleichen Ausströmverhältnisse zu erzielen wie beim Brennelement, war innen ein Verdrängerkörper angeordnet, der das bei den Brennelementen vorhandene Fingerhutrohr ersetzen sollte. Das Brennelementoberteil wurde nach unten hin durch ein Zwischenstück verlängert, das die Verbindung zum Turbinengehäuse herstellte und ebenfalls als Strömungsrichter ausgeführt war. Zur Führung der Meßleitung im Oberteil diente das sonst zur Thermoelementführung verwendete Führungsröhrchen.

Tab.1: Strömungstechnische Daten des ESR-Brennelementes A-151 D und des Turbinenelementes

Durch- fluß 10 ⁻³ m ³ /s	~ 20°C			~ 25°C			~ 30°C			~ 40°C			~ 50°C		
	Temp. °C	Druck- verl. mmFlS	Fre- quenz Hz	Temp. °C	Druck- verl. mmFlS	Fre- quenz Hz	Temp. °C	Druck- verl. mmFlS	Fre- quenz Hz	Temp. °C	Druck- verl. mmFlS	Fre- quenz Hz	Temp. °C	Druck- verl. mmFlS	Fre- quenz Hz
Turbinenelement															
8,33	20,2	1262	111,5	25,2	1262	110,8	30,2	1262	111,1	39,9	1262	111,1	49,7	1262	110,8
"	20,3	1262	110,8	24,8	1262	111,0	29,9	1262	110,8	40,1	1262	110,9	50,1	1262	110,6
11,11	20,2	2136	148,0	25,1	2184	147,3	30,0	2184	146,6	40,0	2184	146,4	49,8	2184	146,3
"	20,3	2136	147,5	24,9	2136	147,5	29,9	2184	147,0	40,1	2184	146,5	50,2	2136	146,2
13,89	20,2	3350	184,0	24,7	3398	184,1	29,8	3398	183,5	39,7	3398	183,2	49,8	3398	183,0
"	20,1	3398	184,2	24,9	3398	184,3	30,1	3398	183,7	40,0	3398	183,7	50,0	3398	183,2
16,67	20,2	4951	221,0	25,2	4951	219,7	29,9	4951	219,2	39,8	4951	218,6	50,0	4951	218,3
"	20,2	4951	219,9	25,0	4951	220,1	30,1	4951	219,4	40,0	4951	218,9	50,0	4951	218,5
19,44	20,2	6553	255,3	25,2	6505	255,0	30,0	6602	254,8	40,0	6553	254,0	50,1	6553	253,5
"	20,2	6505	255,0	25,0	6505	255,0	30,0	6553	254,5	39,9	6553	254,2	50,1	6504	253,4
Brennelement ESR/A-151 D															
8,33	19,7	1311	-	25,0	1262	-	30,2	1262	-	40,2	1214	-	50,0	1165	-
"	19,8	1311	-	25,0	1262	-	29,9	1262	-	39,9	1214	-	49,9	1165	-
11,11	19,8	2184	-	24,8	2184	-	30,1	2135	-	40,2	2087	-	50,0	2039	-
"	19,9	2233	-	24,9	2184	-	30,0	2136	-	39,9	2087	-	49,9	2039	-
13,89	20,3	3350	-	24,8	3301	-	30,0	3301	-	40,1	3204	-	49,9	3156	-
"	19,9	3350	-	25,0	3349	-	30,0	3301	-	40,0	3204	-	50,0	3107	-
16,67	20,1	4757	-	25,0	4660	-	29,9	4563	-	40,0	4466	-	49,9	4417	-
"	20,0	4757	-	25,0	4660	-	30,1	4612	-	40,0	4466	-	50,1	4369	-
19,44	20,1	6214	-	25,2	6117	-	29,7	6068	-	39,8	5922	-	49,8	5777	-
"	20,0	6165	-	25,2	6117	-	30,2	6117	-	40,1	5971	-	50,1	5825	-

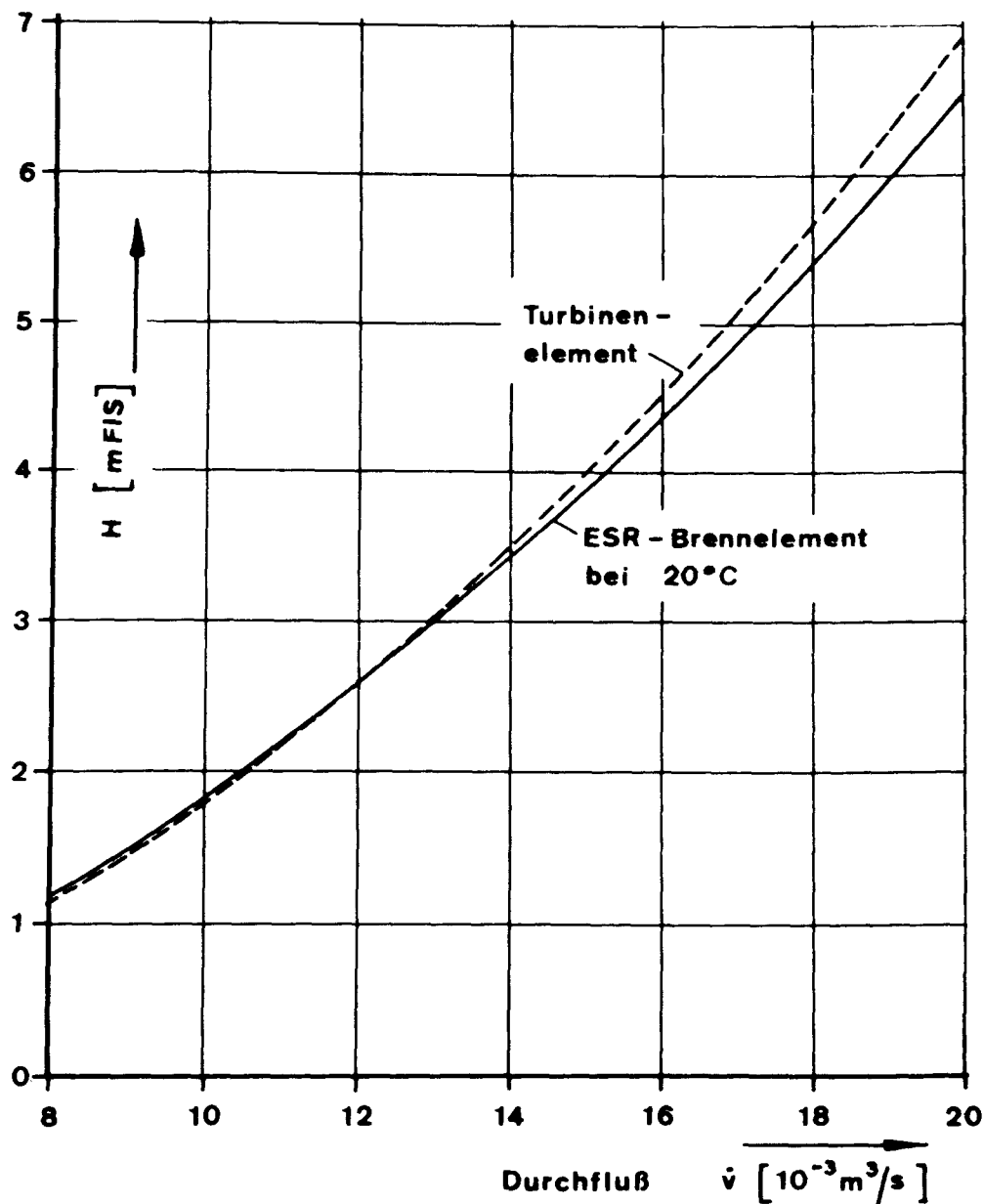


Abb.4: Druckverlustkennlinie von Turbinen- und ESR-Brennelement bei 20°C Wassertemp.

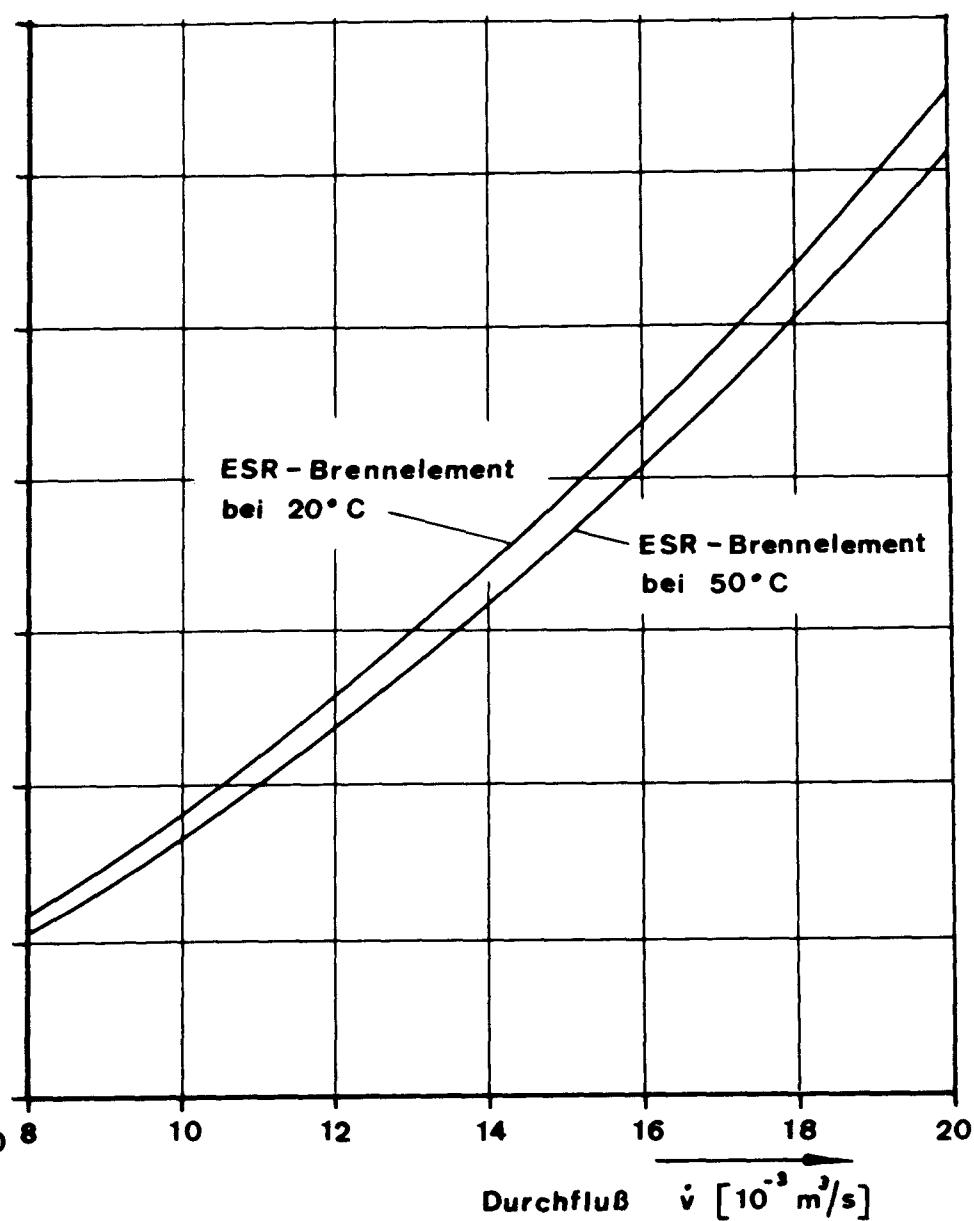


Abb.5: Druckverlustkennlinie des ESR-Brennelementes bei 20°C und 50°C Wassertemperatur

Nach dem Zusammenbau wurde der Strömungswiderstand der als Turbinenelement bezeichneten Brennelementattrappe dem Strömungswiderstand des Brennelementtyps angepaßt, mit dem der Kern zum Zeitpunkt der Durchflußmessungen bestückt war. Außerdem wurde die Turbine geeicht. Beides erfolgte im vorhandenen Brennelementversuchsstand. Als Eichnormal dienten im Kreislauf des Versuchsstandes installierte geeichte Blenden, deren maximaler Fehler mit $\pm 1\%$ zu veranschlagen ist.

Abb.4 zeigt die Druckverlustkennlinie des Turbinenelementes und des Brennelementes. Die Kurven beziehen sich auf eine Kreislauftemperatur von 20°C . Gemessen wurden die Kennlinien für einen Temperaturbereich von 20°C bis 50°C . Während beim Turbinenelement überhaupt keine Abhängigkeit zwischen Strömungswiderstand und Kreislauftemperatur festzustellen war, zeigte das Brennelement eine nicht zu vernachlässigende Änderung der Druckverlustkennlinie mit der Kreislauftemperatur. Dies ist dadurch begründet, daß der Druckverlust des Turbinenelementes im großen und ganzen durch Stoßverluste bestimmt wird, die Zähigkeits- und damit temperaturunabhängig sind, während beim Brennelement ein beträchtlicher Teil des Druckverlustes durch Reibung hervorgerufen wird, die ihrerseits von der Zähigkeit und damit von der Temperatur abhängt. Abb.5 zeigt die Druckverlustkennlinie des ESR-Brennelementes für eine Temperatur von 20°C und 50°C . Die Werte für Zwischentemperaturen sind der Tabelle 1 zu entnehmen. Die ebenfalls aufgeführten Werte des Turbinenelementes beweisen die Temperaturunabhängigkeit der Druckverlustkennlinie dieses Elementes.

Von Interesse ist in diesem Zusammenhang noch der Hinweis, daß die beim Brennelement gemessene Temperaturabhängigkeit des Druckverlustes recht genau unter Zugrundelegung der für hydraulisch glatte Rohre geltenden Reibungsgesetze [2] berechnet werden kann. Mit Hilfe der Gleichung von Blasius [2] zur Berechnung des Widerstandsbeiwertes λ wurde z.B. der Druckverlustabfall zwischen 20°C und 50°C für einen Durchfluß von $16,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ zu 330mm Flüssigkeitssäule [FLS] berechnet. Gemessen wurde ein Wert von 362 mm FLS. Übrigens wurden

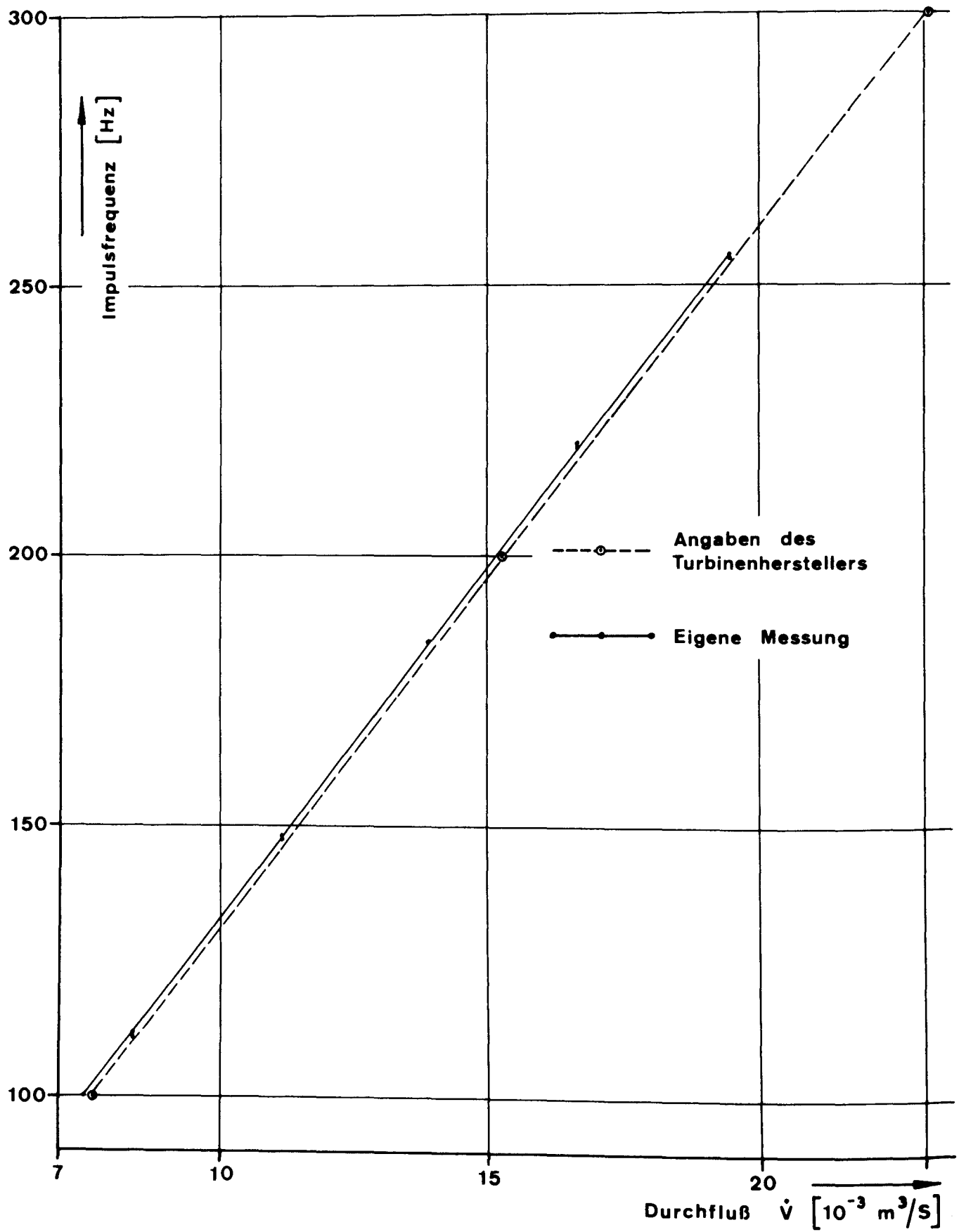


Abb.6: Impulsfrequenz des Turbinendurchflußzählers als Funktion des Durchflusses

die Druckverluste auf mm Flüssigkeitssäule bezogen, um die Dichte des Fördermediums zu eliminieren. Dies ist dann besonders praktisch, wenn man es, wie im vorliegenden Fall, mit Fördermedien unterschiedlicher Dichte zu tun hat. Der Primärkühlkreislauf des FRJ-2 enthält nämlich Schwerwasser, das bei 20°C eine Dichte von $1,1\text{g/cm}^3$ aufweist.

Abb.6 zeigt die Eichkurve des Turbinendurchflußzählers. Dargestellt ist die Frequenz der in den induktiven Aufnehmern erzeugten Spannungsimpulse als Funktion des Durchflusses. Ebenfalls eingetragen sind die dem Eichprotokoll des Turbinenherstellers entnommenen Werte, für die ein Fehler von $\pm 0,1\%$ angegeben wird. Die Übereinstimmung zwischen den Herstellerangaben und unseren Messungen ist recht gut. Die Abweichung liegt innerhalb der Fehlergrenzen der Blendenmessung. Der Auswertung der Messungen am Reaktor wurde die von uns aufgenommene Eichkurve zugrunde gelegt, da sie bei vorgegebener Impulsfrequenz die niedrigeren Durchflußwerte liefert.

2.2 Instrumentierung

Die in den induktiven Aufnehmern erzeugten Spannungsimpulse wurden in zwei getrennten Meßsträngen verarbeitet. Den Aufbau der dazu verwendeten Instrumentierung zeigt Abb.7. Zur Messung des mittleren Durchflusses diente ein Zählgerät, das die Impulse über eine vorgegebene Zeit aufsummierte. Die Integrationszeit war frei wählbar und wurde so eingestellt, daß die Endsumme unmittelbar den Durchfluß in $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ angab. Die Ausgabe dieses Wertes erfolgte nach Ablauf der Integrationszeit automatisch über einen angeschlossenen Kinze-Drucker. Ebenfalls automatisch erfolgte die Löschung des Ergebnisses und der erneute Start des Zählers.

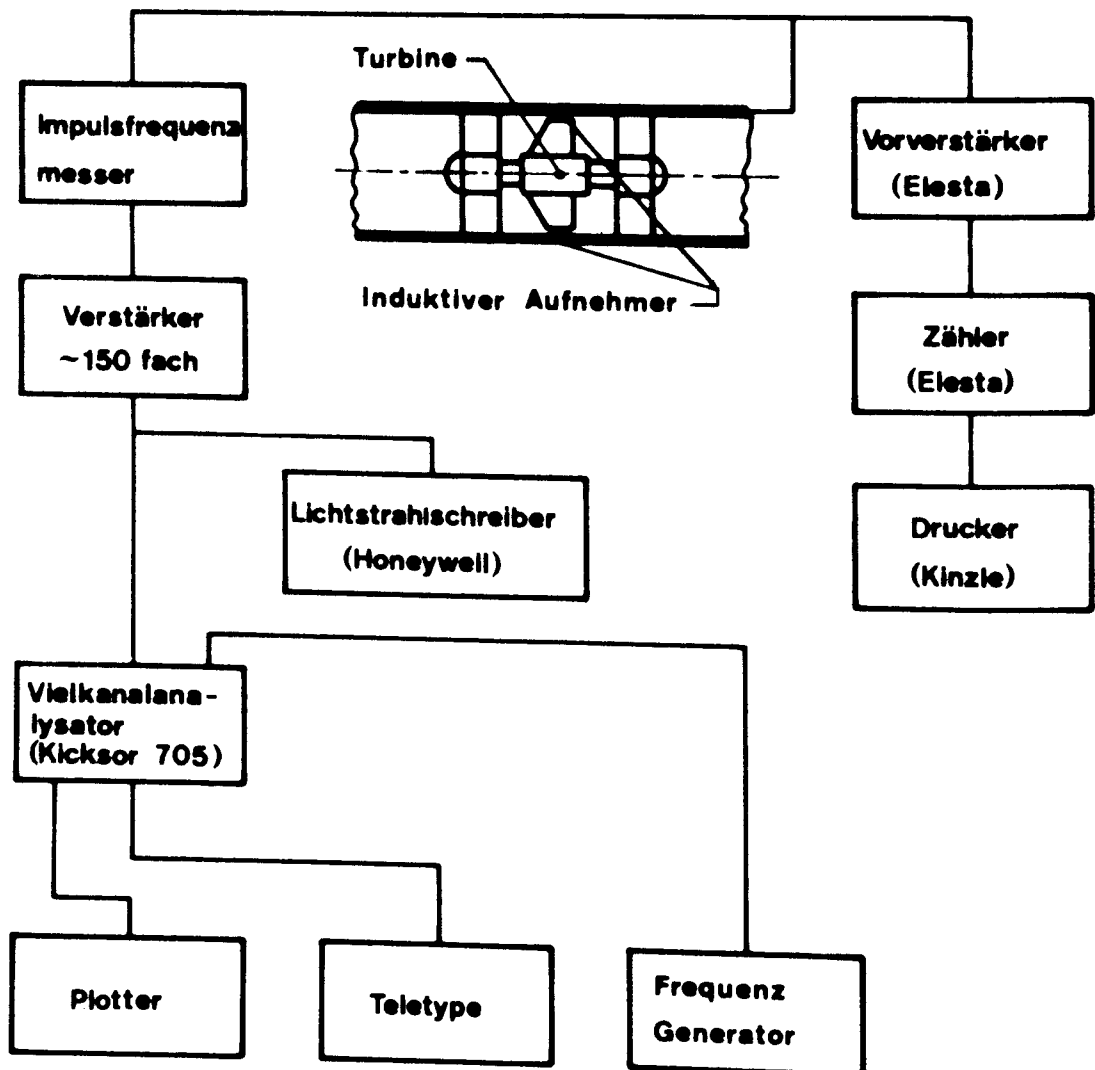


Abb.7: Blockschaltbild der Meßapparatur

Zur Bestimmung der Durchflußschwankungen wurden die Spannungsimpulse parallel zum Zähler auf einen Impulsfrequenzmesser gegeben, der die Impulse in eine der Impulsfrequenz proportionale Gleichspannung umwandelte. Die Gleichspannung wurde verstärkt und mit Hilfe eines Lichtstrahlschreibers aufgezeichnet. Parallel zum Lichtstrahlschreiber wurde ein Vielkanalanalysator der Fa. Kicksor angesteuert. Entsprechend der Höhe der Gleichspannung wurden Taktimpulse in den Kanälen des Vielkanalanalysators eingespeichert. Die Taktfrequenz konnte an einem Impulsfrequenzgenerator vorgegeben werden. Die Ausgabe der nach Ablauf der Messung in den Kanälen des Vielkanalanalysators gespeicherten Impulse erfolgte über Plotter und Teletype.

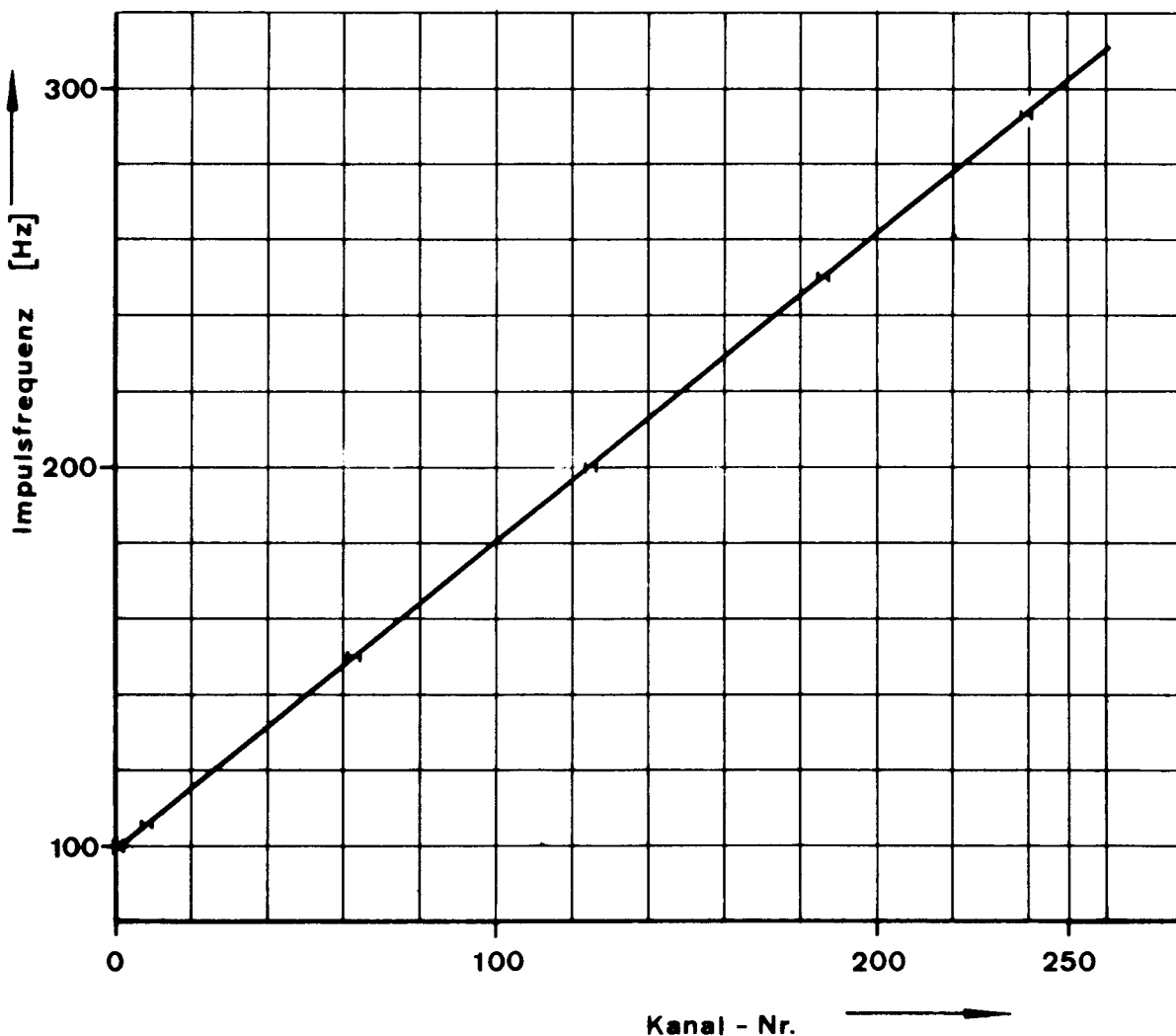


Abb.8: Zuordnung von Kanal-Nr. des Vielkanalanalysators und Impulsfrequenz

Vor Beginn der Messungen wurde die Instrumentierung kalibriert. Zur Erzeugung der Spannungsimpulse diente dabei ein elektro-nischer Impulsfrequenzgeber. Die genaue Kontrolle der jeweils eingestellten Impulsfrequenz erfolgte mit Hilfe des Zählers, der dabei auf eine Integrationszeit von 10s eingestellt war. Der Galvanometerausschlag des Lichtstrahlschreibers wurde über einen Frequenzbereich von 0-300 Hz kalibriert. Dagegen wurde die untere Diskriminatorschwelle des Vielkanalanalysators auf 100 Hz eingestellt, so daß die für die Schwankungsanalyse zur Verfügung stehenden 256 Kanäle einen Frequenzbereich von 100-300 Hz überdeckten. Abb.8 zeigt die Zuordnung von Kanalnummer und Impulsfrequenz. Die Auflösung des Vielkanalanalysators be-trug bei dieser Einstellung und der in Abb.6 gezeigten Zuord-nung von Impulsfrequenz der induktiven Aufnehmer zum Durchfluß der Turbine $0,063 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Übrigens wurden bei jeder vorgegebenen Kalibrierungsfrequenz drei Kanäle des Vielkanalanaly-sators belegt, unabhängig von der Höhe der Kalibrierungsfre-quenz. Diese Schwankungen müssen dem Impulsfrequenzmesser zu-geschrieben werden. Man kann daher davon ausgehen, daß sich diese Schwankungen bei der Messung den tatsächlichen Durch-flußschwankungen überlagerten und demzufolge eine geringfügig stärkere Schwankung vorgetäuscht wurde.

2.3. Zeitverhalten der Meßeinrichtung

Wie in Abschnitt 2 erwähnt, war ein wesentliches Ziel der Durchflußmessungen die Bestimmung der Durchflußschwankungen. Da es sich bei den Schwankungen um relativ schnell ablaufende Vorgänge handelt, spielt das Zeitverhalten der für die Er-fassung der Durchflußschwankungen bestimmten Meßkette eine entscheidende Rolle. Es galt daher das Zeitverhalten dieser Meßkette zu untersuchen, um Angaben über die Genauigkeit der registrierten Schwankungen machen zu können.

Bei der Untersuchung des Zeitverhaltens der entsprechenden Meßkette konnte der Vielkanalanalysator ausgeklammert werden, da dessen Zeitkonstanten so klein sind, daß sie im vorliegen-den Fall keine Rolle spielten. Es blieb also der Meßstrang von der Turbine über den Frequenzmesser und Vorverstärker bis

zum Schreiber. Leider war es technisch nicht möglich, das Zeitverhalten dieser geschlossenen Meßkette im Versuch zu bestimmen, etwa durch Messung der Übergangsfunktion oder des Frequenzganges. Dazu fehlte eine geeignete Versuchseinrichtung für den Turbinendurchflußzähler. Man mußte sich daher mit der meßtechnischen Bestimmung des Zeitverhaltens der Meßkette ohne Turbine begnügen. Das Zeitverhalten der Turbine wurde rechnerisch ermittelt (siehe Abschnitt 7.1) und durch ein entsprechendes mathematisches Verfahren zugeschlagen. Die dabei verwendeten Gleichungen sind in Abschnitt 7.2 abgeleitet.

Zur Bestimmung des Zeitverhaltens der Meßkette ohne Turbine wurde die Übergangsfunktion gemessen. Das heißt, es wurde das Eingangssignal sprungartig verändert und die zeitliche Änderung des Ausgangssignals registriert. Den dabei verwendeten Meßaufbau zeigt Abb.9. Zur Erzeugung der Eingangssprungfunktion diente ein Impulsfrequenzgenerator, der auf eine konstante Frequenz von 250 Hz eingestellt war. Die Signalleitung zwi-

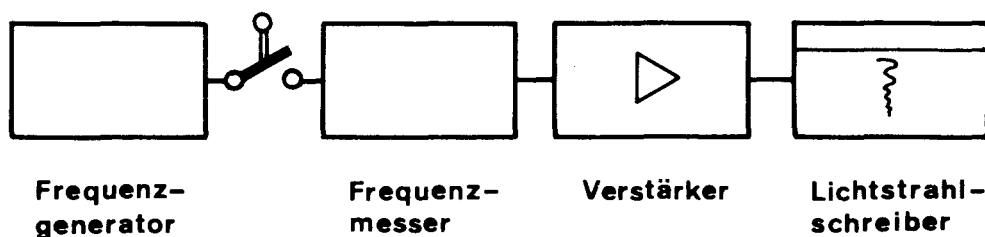


Abb.9: Meßaufbau zur Bestimmung des Zeitverhaltens der Analoginstrumentierung

schon dem Generator und dem ersten Glied der Analoginstrumentierung konnte durch einen Schalter getrennt bzw. geschlossen werden. Dadurch wurde ein Sprung von 0 auf 250 Hz bzw. von 250 Hz auf 0 Hz erzeugt. Die dabei vom Lichtstrahlschreiber aufgezeichnete Übergangsfunktion M_{oT}^* zeigt Abb.10. Diese Übergangsfunktion läßt sich mathematisch recht gut beschreiben durch die Zahlenwertgleichung:

$$M_{oT}(t) = A[1 + 5e^{-0,05t} - 6e^{-0,0417t}] \quad (2.1)$$

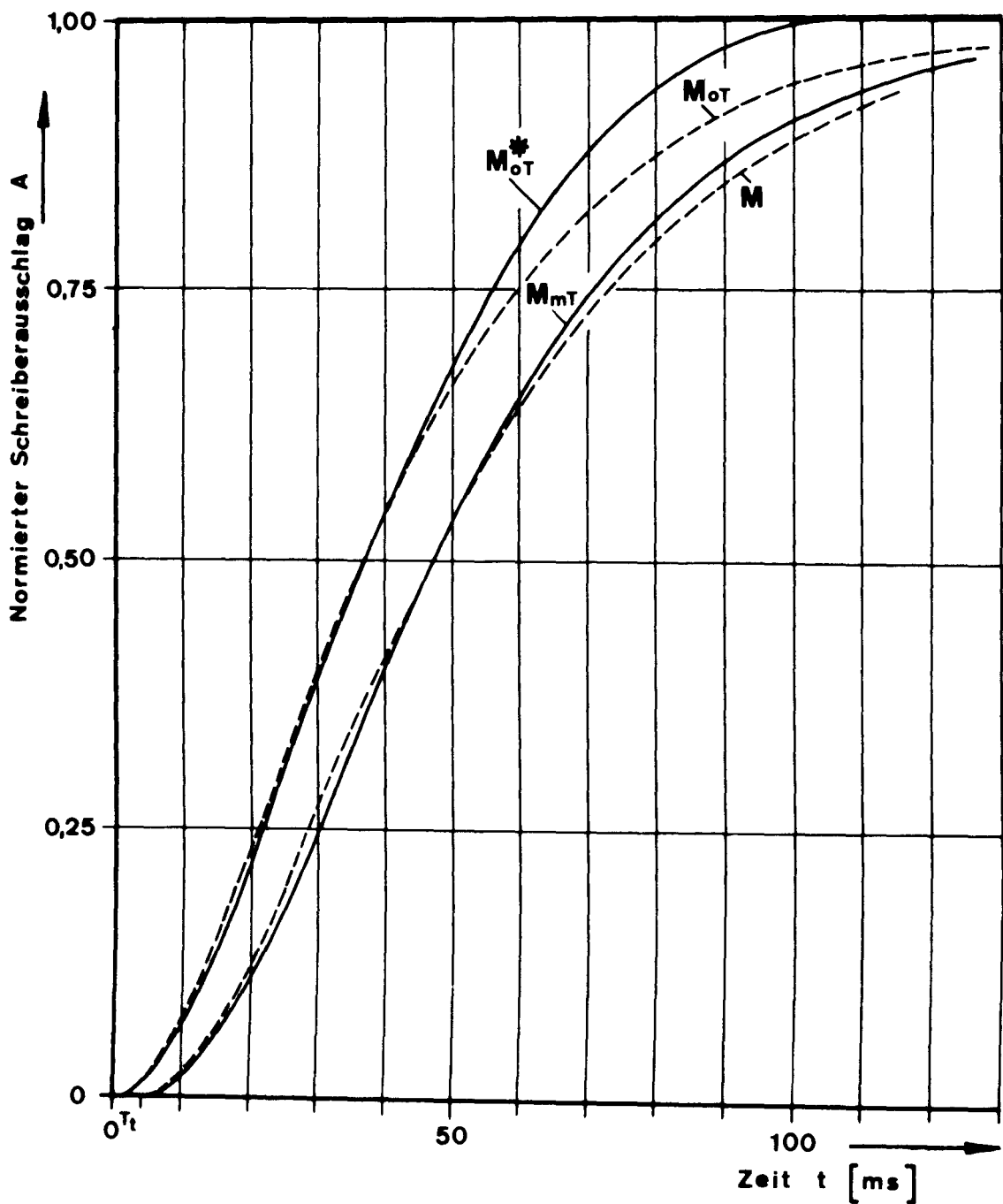


Abb.10: Übergangsfunktion der Analoginstrumentierung

wenn t in ms eingesetzt wird. A ist der Schreiberausschlag für $t=\infty$. Die obige Gleichung ergab sich aus Gleichung (7.16) des Abschnitts 7.2 mit $T_1 = 20$ ms und $T_2 = 24$ ms. Sie stellt die Lösung der Differentialgleichung:

$$480 \cdot M_{oT}''(t) + 44 \cdot M_{oT}'(t) + M_{oT}(t) = A \quad [t \text{ in ms}] \quad (2.2)$$

dar. In Abb.10 ist der Verlauf von $M_{oT}(t)$ dem gemessenen Ver-

lauf $M_{oT}^*(t)$ gegenübergestellt. Wie man sieht, liegt im unteren Bereich eine recht gut Übereinstimmung vor. Dagegen ergibt sich im oberen Bereich eine größere Abweichung, die aber für die Analyse der gemessenen Durchflußschwankungen von untergeordneter Bedeutung ist und deshalb vernachlässigt werden kann.

Zur Kontrolle wurde mit Hilfe von Gleichung (2.2) aus der gemessenen Übergangsfunktion M_{oT}^* der Sprung des Eingangssignals nachgerechnet. Es ergaben sich stark streuende Werte, die jedoch durch ein einfaches mathematisches Glättungsverfahren auf einen einheitlichen Wert reduziert werden konnten. Der Einheitswert lag geringfügig über dem Wert A. Die großen Streuungen sind eine Folge der starken Abhängigkeit des Eingangssignals von der 1. und 2. Ableitung der Übergangsfunktion, so daß sich kleine Abweichungen bei der Übergangsfunktion bereits stark auf das Eingangssignal auswirken.

Als nächstes ist zu klären, wie sich das Zeitverhalten der Turbine auf das Zeitverhalten der geschlossenen Meßkette auswirkt. Um diese Frage beantworten zu können, muß die Differentialgleichung (2.2) um ein zusätzliches Zeitglied erweitert werden, das das Zeitverhalten der Turbine berücksichtigt. Die Differentialgleichung der Übergangsfunktion der gesamten Meßkette lautet dann gemäß Abschnitt 7.2 unter Berücksichtigung der in Abschnitt 7.1 für die Turbine ermittelten Zeitkonstanten von $T_T = 10\text{ms}$

$$480 \cdot M''_{mT}(t) + 44 \cdot M'_{mT}(t) + M_{mT}(t) = A \cdot (1 - e^{-0,01 \cdot t}) \quad [\text{mm, ms}] \quad (2.3)$$

Diese Differentialgleichung wurde numerisch nach dem Verfahren von Runge-Kutta [3] integriert. Dabei ergab sich die in Abb.10 mit $M_{mT}(t)$ bezeichnete Übergangsfunktion. Der Verlauf läßt sich sehr genau beschreiben durch die Zahlenwertgleichung:

$$M(t) = A \cdot [1 + 8e^{-0,0417(t-t_T)} - 9e^{-0,037(t-t_T)}] \quad [t \text{ in ms}] \quad (2.4)$$

mit der Totzeit $t_T = 4\text{ms}$. Die Gleichung stellt wiederum die Lösung einer Differentialgleichung 2. Ordnung dar. Die Differentialgleichung lautet:

$$648 \cdot M''(t^*) + 51 \cdot M'(t^*) + M(t^*) = A \quad [\text{mm, ms}] \quad (2.5)$$

mit $t^*=t-t_T$. Durch das Zeitverhalten der Turbine erhöht sich T_1 der Gleichung (7.16) auf 24ms und T_2 auf 27ms. Allgemein kann daher die Beziehung zwischen Meßwert M und Realwert R bei der vorliegenden geschlossenen Meßkette durch die Differentialgleichung:

$$648 \cdot M''(t) + 51 \cdot M'(t) + M(t) = R(t-4) \quad (2.6)$$

beschrieben werden, wobei t in ms einzusetzen ist. Mit dieser Gleichung läßt sich bei bekanntem Verlauf von $M(t)$ der Verlauf des Realwertes nachrechnen.

Die das Zeitverhalten der Meßkette charakterisierenden Zeitkonstanten $T_1=24\text{ms}$ und $T_2=27\text{ms}$ sind, absolut gesehen, sehr klein. Im Vergleich zur Kürze der gemessenen Durchflußschwankungen (siehe nächster Abschnitt) sind sie jedoch nicht zu vernachlässigen, so daß eine genauere Analyse der Meßwerte im Hinblick auf die Bemessung der in den einzelnen Brennelementpositionen zulässigen Leistung erforderlich wurde (siehe Abschnitt 2.5).

2.4 Meßergebnisse und Vergleich mit früheren Meßwerten

Die Durchflußmessungen wurden in der folgenden Reihenfolge der Brennelementpositionen durchgeführt:

A1, A4, A2, A3, B1, B6, B2, B5, A1, B3, B4, C1, C5, C2, C4, C3, A1, D1, D2, D3, D4, D5, D6, E1, E4, E2, E3, A1.

Insgesamt 4mal wurde das Turbinenelement zur Kontrolle der Meßeinrichtung in die Anfangsposition A1 zurückgesetzt. Dabei wurden geringfügig abweichende Mittelwerte gemessen. Eine gezielte Untersuchung ergab eine nicht zu vernachlässigende Abhängigkeit der Turbinen-Impulsfrequenz von der Kreislauftemperatur. Die durchgezogene Kurve in Abb.11 zeigt den Verlauf der Impulsfrequenz als Funktion der Kreislauftemperatur, wie er in der Position A2 über einen Temperaturbereich von 15°C bis 60°C gemessen wurde. Berechnet man daraus die zugehörigen Durchflüsse, so ergibt sich die in Abb.11 gestrichelt dargestellte Kurve. Bei der Umrechnung von Impulsfrequenz in Durchfluß wurde die aus Tab.1 ersichtliche Änderung der Turbinen-

charakteristik (Impulsfrequenz über Durchfluß) mit der Kreislauf-temperatur berücksichtigt. Es stellt sich nun die Frage, worauf der gemessene Durchflußabfall im Turbinenelement zurückzuführen ist. In Abschnitt 2.1 wurde gezeigt, daß der Strömungswiderstand der Brennelemente mit steigender Kreislauf-temperatur abnimmt, während sich die Widerstandscharakteristik des Turbinenelementes nicht ändert. Also muß zwangsläufig der Durchfluß im Turbinenelement mit steigender Kreislauf-temperatur zurückgehen, damit der Widerstand dieses Elementes dem sinkenden Druckverlust der Brennelemente, die den Druckabfall über den Kern bestimmen, angepaßt wird. Wie groß dieser Rückgang ist, läßt sich mit den in Abschnitt 7.3 abgeleiteten Gleichungen recht genau vorhersagen, wenn man die für

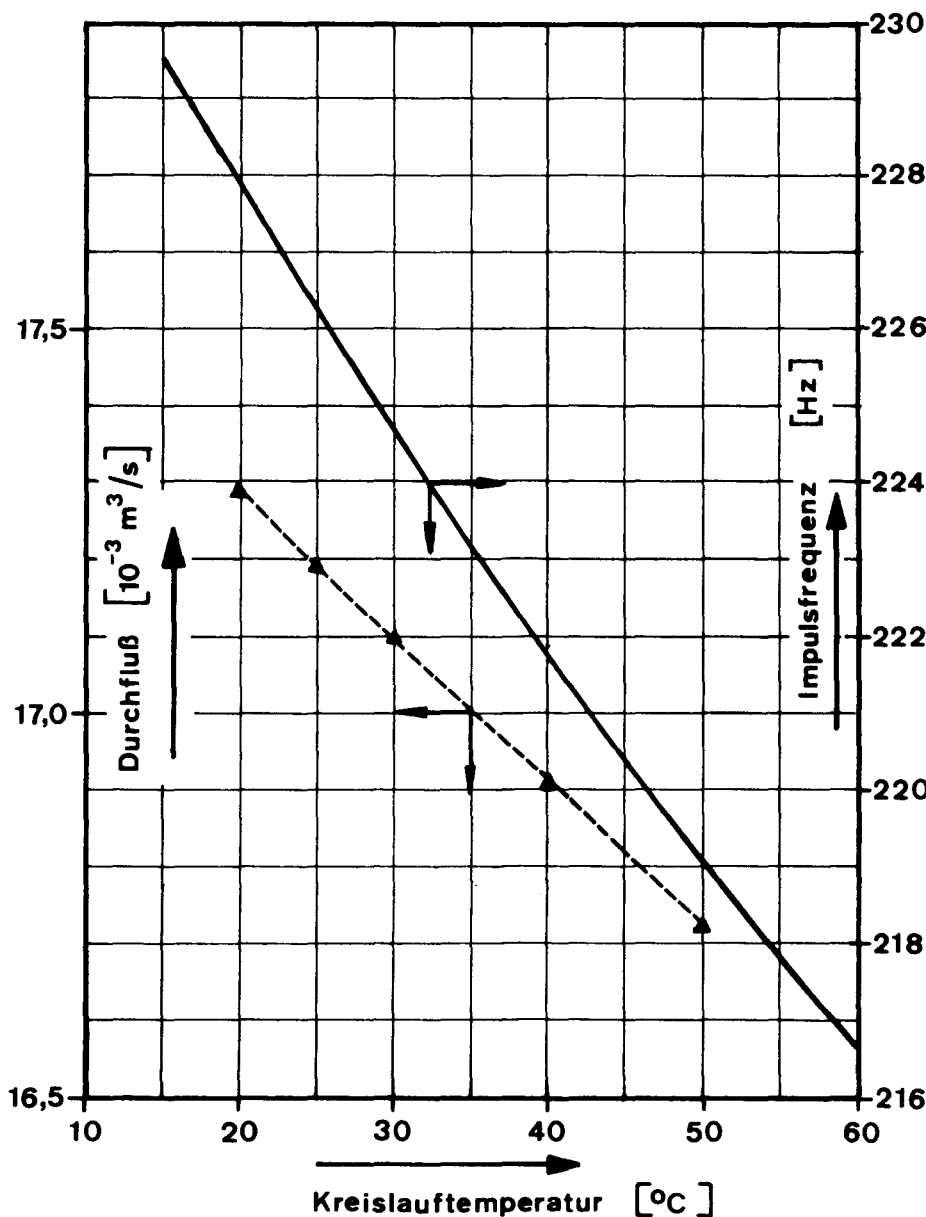


Abb. 11

Änderung der Impulsfrequenz der Turbine als Funktion der Kreislauf-temperatur und daraus berechneter Durchflußabfall. Mit ▲ markierte Punkte wurden aus der Änderung der Druckverlust-Kennlinie der Brennelemente berechnet.

die jeweilige Kreislauftemperatur gültige Druckverlustkennlinie des Brennelementes in die Rechnung eingibt. Für den vorliegenden Fall wurde die Änderung des Durchflusses im Turbinenelement als Funktion von der Kreislauftemperatur berechnet, wobei der Kreislaufdurchfluß konstant gehalten wurde. Die dreieckigen Markierungen in Abb.11 zeigen das Ergebnis. Die gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf berechtigt zu dem Schluß, daß nur die Widerstandsänderung der Brennelemente für den mit steigender Kreislauftemperatur gemessenen Rückgang des Durchflusses im Turbinenelement verantwortlich zu machen ist. Es handelt sich also um einen Effekt, der in der unterschiedlichen Druckverlustcharakteristik von Turbinen- und Brennelement begründet ist und nicht auftritt, wenn sich an Stelle des Turbinenelementes ein Brennelement in der betreffenden Position befindet.

Die Temperaturabhängigkeit des Meßwertes zwang dazu, die Durchflußwerte auf eine einheitliche Kreislauftemperatur umzurechnen. Als Bezugstemperatur wurde ein Wert von 20°C gewählt. Die Umrechnung der Einzelwerte auf die Bezugstemperatur war ohne Schwierigkeiten möglich, da für alle Positionen die gleiche Temperaturabhängigkeit des Meßwertes vorausgesetzt werden kann. Die Umrechnung wäre erspart geblieben, wenn alle Messungen bei einer einheitlichen Kreislauftemperatur hätten durchgeführt werden können. Dies war aber wegen der notwendigen Kühlung des Primärkreislaufes und der damit verbundenen Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur nicht möglich. Wichtig ist jedoch, daß während einer laufenden Messung die Kreislauftemperatur einigermaßen konstant gehalten werden konnte.

Bei der Auswertung der Meßergebnisse war ferner zu berücksichtigen, daß die Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement auch bei 20°C Kreislauftemperatur nicht ganz deckungsgleich waren. Es war deshalb notwendig, die Meßwerte auf den Strömungswiderstand der Brennelemente umzurechnen. Dazu wurde aus dem gemessenen Durchfluß mit Hilfe der Druckverlustkennlinie des Turbinenelementes der in der jeweiligen Position herrschende Differenzdruck ermittelt und daraus der

Position	Durchflußmenge $[10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}]$			Prozentuale Abweichung vom Mittel		Posit. faktor
	mittel	min	max	min	max	
A1	17,88	17,37	18,33	-2,86	+2,51	0,973
A2	17,89	17,44	18,34	-2,51	+2,52	0,973
A3	17,68	17,20	18,06	-2,70	+2,18	0,962
A4	17,84	17,32	18,29	-2,87	+2,52	0,970
B1	19,32	18,81	19,77	-2,67	+2,31	1,051
B2	20,17	19,52	20,62	-3,2	+2,25	1,097
B3	17,96	17,26	18,41	-3,94	+2,51	0,977
B4	17,86	17,09	18,38	-4,32	+2,89	0,972
B5	20,04	19,52	20,56	-2,60	+2,60	1,090
B6	19,25	18,80	19,70	-2,33	+2,34	1,047
C1	18,17	17,59	18,63	-3,20	+2,49	0,989
C2	18,17	17,52	18,55	-3,55	+2,14	0,988
C3	18,16	17,31	18,97	-4,72	+4,44	0,988
C4	18,16	17,52	18,62	-3,55	+2,49	0,988
C5	18,13	17,68	18,65	-2,50	+2,86	0,987
D1	17,76	17,19	18,15	-3,22	+2,15	0,967
D2	17,60	17,10	17,99	-2,89	+2,17	0,958
D3	19,92	19,21	20,44	-3,57	+2,60	1,084
D4	19,98	19,46	20,43	-2,60	+2,28	1,087
D5	17,41	16,83	17,92	-3,30	+2,94	0,947
D6	17,77	17,32	18,22	-2,52	+2,53	0,967
E1	17,75	17,17	18,26	-3,24	+2,89	0,966
E2	18,40	17,95	18,85	-2,44	+2,44	1,001
E3	18,41	17,88	18,80	-2,88	+2,11	1,002
E4	17,78	17,21	18,23	-3,23	+2,52	0,967
$\frac{1}{25} \sum$	18,38	- -	- -	- -	- -	1,000

Tab.2: Ergebnisse der Durchflußmessungen bei drei laufenden Primärhauptpumpen. Kreislauftemperatur: 20°C, ESR-Kern.

sich für ein Brennelement ergebende Durchfluß berechnet.

In Tab.2 und 3 ist das Ergebnis der Auswertung zusammengefaßt. Die Werte in Tab.2 beziehen sich auf den Betrieb mit 3 Primärhauptpumpen. Aufgelistet sind die mittleren, minimalen und maximalen Durchflußwerte sowie die prozentuale Abweichung der minimalen und maximalen Werte vom Mittelwert und der Positionsfaktor. Letzterer gibt an, wie sich der mittlere Durchflußwert der jeweiligen Position von dem über alle Positionen gemittelten Durchfluß unterscheidet. Der mittlere Durchfluß einer jeden Position ist das arithmetische Mittel aus 12 Einzelwerten, die vom Elesta-Zähler auf drei Stellen hinter dem Komma registriert wurden. Die Schwankungen der Einzelwerte waren sehr gering und wirkten sich ausschließlich auf die zweite Stelle hinter dem Komma aus.

Die Meßzeit für die Bestimmung der 12 Einzelwerte betrug etwa 16 Min. Während der gesamten Zeit wurde der Durchfluß mit Hilfe des Vielkanalanalysators analysiert. Die Taktfrequenz betrug dabei 153 Hz, so daß alle 6,6 ms ein Impuls entsprechend der Höhe des Durchflusses in einem der Kanäle des Analysators abgespeichert wurde. Insgesamt wurden während der Meßzeit ungefähr 150 000 "Ereignisse" gespeichert. Die einzelnen Kanalnummern wurden mit der Summe der in ihnen gespeicherten Taktimpulse bewichtet, die so bewichteten Kanalnummern addiert und durch die Gesamtzahl der gespeicherten Impulse dividiert. Das Ergebnis war die Nummer des Kanals, dem der mittlere Durchflußwert zuzuordnen ist. Aus der Abweichung des unteren und oberen mit Taktimpulsen belegten Kanals von dem so ermittelten Kanal wurde die Schwankungsbreite ermittelt und unter Zugrundelegung des mittleren Durchflußwertes die minimalen und maximalen Durchflußwerte errechnet.

Die Werte in Tabelle 3 beziehen sich auf den Betrieb mit zwei Primärhauptpumpen. Da der Reaktor ausschließlich mit drei Pumpen betrieben wird, wurde die Messung bei zwei laufenden Hauptpumpen auf eine der drei möglichen Kombinationen beschränkt. Als Kombination wurde der Betrieb von Pumpe 1 und 2 ausgewählt,

Pos. tion	Durchflußmenge [$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]			Prozent. Abweichung vom Mittel		Posit. faktor
	mittel	min	max	min	max	
A1	15,12	14,75	15,49	-2,47	+2,48	0,971
A2	15,17	14,85	15,61	-2,08	+2,92	0,974
A3	14,99	14,56	15,31	-2,92	+2,09	0,963
A4	15,11	-----	-----	- -	- -	0,970
B1	16,36	15,98	16,73	-2,28	+2,29	1,050
B2	17,09	16,65	17,54	-2,60	+2,60	1,098
B3	15,25	14,74	15,56	-3,30	+2,06	0,979
B4	15,17	14,54	15,55	-4,14	+2,49	0,974
B5	17,07	16,62	17,51	-2,61	+2,61	1,096
B6	16,35	15,98	16,73	-2,30	+2,30	1,050
C1	15,42	15,04	15,74	-2,47	+2,06	0,990
C2	15,39	14,88	15,77	-3,29	+2,47	0,988
C3	15,31	14,74	15,95	-3,71	+4,14	0,983
C4	15,36	14,73	15,74	-4,11	+2,47	0,987
C5	15,38	15,00	15,83	-2,47	+2,89	0,988
D1	15,05	14,62	15,36	-2,89	+2,06	0,966
D2	14,93	14,62	15,31	-2,09	+2,51	0,959
D3	16,78	16,15	17,16	-3,76	+2,26	1,078
D4	16,79	16,35	17,43	-2,64	+3,79	1,079
D5	14,72	14,35	15,10	-2,54	+2,55	0,945
D6	15,01	14,57	15,38	-2,92	+2,51	0,964
E1	15,02	14,46	15,46	-3,74	+2,92	0,964
E2	15,60	15,23	15,98	-2,41	+2,41	1,002
E3	15,62	15,31	16,07	-2,02	+2,84	1,003
E4	15,03	14,59	15,41	-2,91	+2,50	0,965
$\frac{1}{25} \sum$	15,56	- -	- -	- -	- -	1,000

Tab.3: Ergebnisse der Durchflußmessungen bei zwei laufenden Primärhauptpumpen. Pumpenkombination: 1 und 2, ESR-Kern, Kreislauftemperatur: 20°C

da frühere Messungen gezeigt haben, daß bei dieser Kombination die niedrigsten Durchflüsse vorliegen. Mit Ausnahme der Positionen A2, A3, C3, E1 und E4 belief sich die Meßzeit auf ca. 6,5 Minuten. Bei den angeführten Positionen wurde eine Ausnahme gemacht, um die Ergebnisse der Schwankungsanalyse unmittelbar mit denen des Drei-Pumpen-Betriebes vergleichen zu können. Bekanntlich lagen in diesen Positionen vor dem Einbau der Strömungsrichter die größten Schwankungen vor [1], wobei bei 2 laufenden Hauptpumpen in Einzelfällen sogar erheblich größere Schwankungen festgestellt wurden. Vergleicht man die jetzt bei 2 und 3 laufenden Pumpen gemessenen Schwankungen miteinander, so stellt man zwar gewisse Differenzen fest, es sind aber keine gravierenden Unterschiede mehr zu verzeichnen. Auffällig ist, daß die Positionsfaktoren bei 2 und 3 laufenden Pumpen praktisch identisch sind. Obwohl sich der Gesamtdurchfluß um ca. 16% unterscheidet, ergeben sich keine nennenswerten Unterschiede in der Kühlwasseraufteilung auf die einzelnen Positionen. Man darf daraus schließen, daß Veränderungen der Gesamtdurchflusses in dem untersuchten Durchflußbereich keinen Einfluß auf die Kühlwasserverteilung haben.

Die beiden Spalten mit den prozentualen Abweichungen lassen auf einen Blick die Höhe der noch vorhandenen Durchflußschwankungen erkennen. Die größten Schwankungen wurden in der C3-Position ermittelt. Sie betragen ca. $\pm 4,6\%$. Vor dem Einbau der Strömungsrichter wurden in dieser Position 8,4% gemessen. Noch deutlicher sind die Verbesserungen in der Position A3. Abb.12 zeigt die Häufigkeitsverteilung des Durchflusses vor und nach Einbau der Strömungsrichter. Vor Einbau der Strömungsrichter schwankte der Durchfluß in dieser Position zwischen $14,7 \cdot 10^3$ und $18,6 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$. Man sieht dies sehr deutlich an der sehr breiten und flachen Häufigkeitsverteilungskurve. Im Gegensatz dazu die sehr schmale und steile Häufigkeitsverteilungskurve nach Einbau der Strömungsrichter. Der Durchfluß schwankt nur noch zwischen $17,2 \cdot 10^3$ und $18,1 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$. Der Einbau der Strömungsrichter war somit ein voller Erfolg.

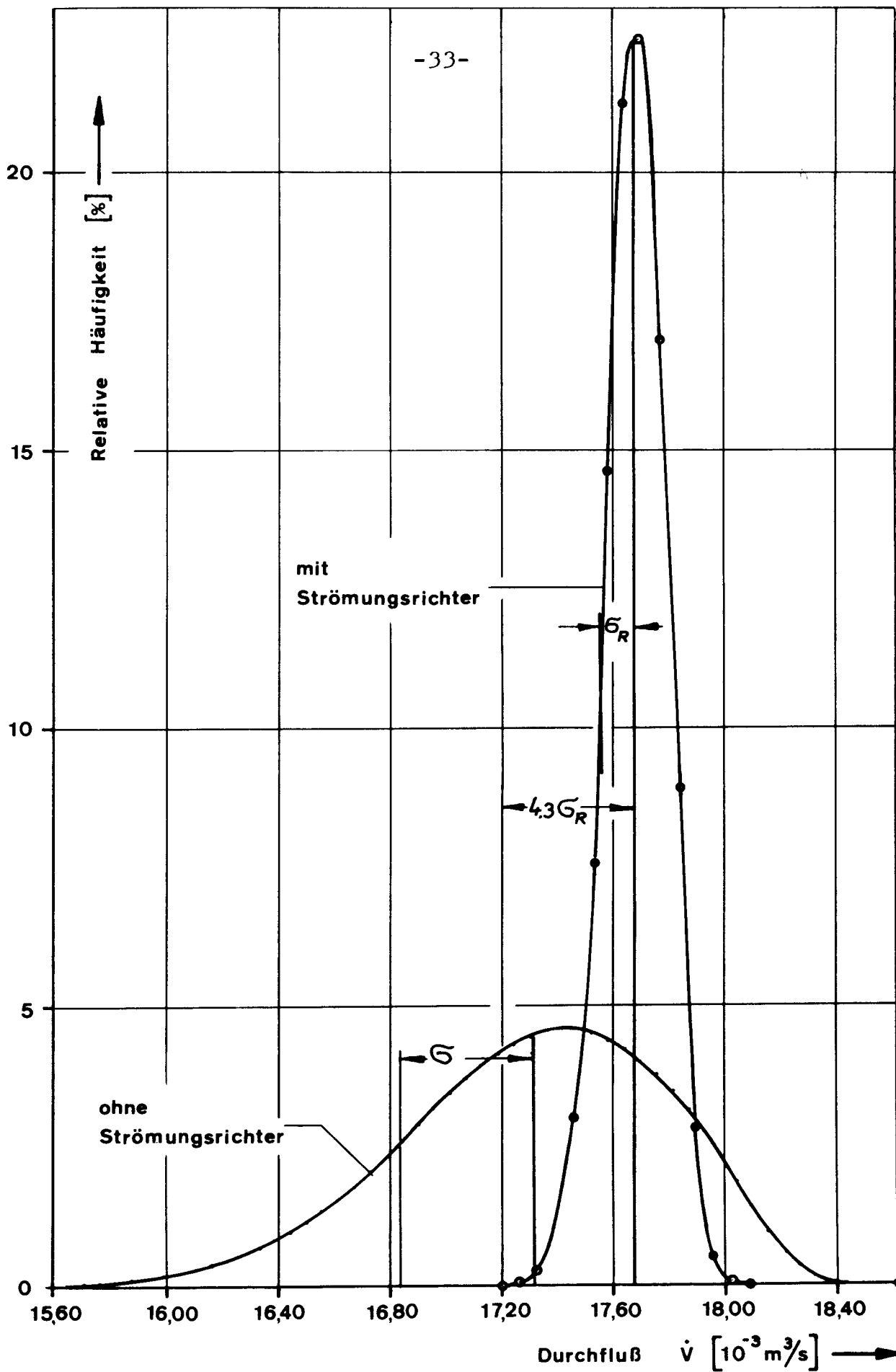


Abb.12: Häufigkeitsverteilung des Durchflusses in der Position A3 bei drei laufenden Hauptpumpen

Wie wirken sich nun die Strömungsrichter auf den Gesamtdurchfluß des Kreislaufes aus. Immerhin verursachen die Strömungsrichter eine Erhöhung des Strömungswiderstandes des Primärkreislaufes. Bei der Messung im Jahre 1972 wurde ein Gesamtdurchfluß von $0,481\text{m}^3/\text{s}$ ermittelt. Von diesem Wert sind noch 3,8% für die nicht deckungsgleiche Druckverlustkurve des damaligen Turbinenelementes und der normalen Brennelemente abzuziehen, so daß sich ein Wert von $0,465\text{m}^3/\text{s}$ ergibt. Bei den jetzigen Messungen wurde ein Wert von $0,4595\text{m}^3/\text{s}$ gemessen. Das bedeutet, daß durch den Einbau der Strömungsrichter der Durchfluß des Primärkühlkreislaufes bei 3 laufenden Hauptpumpen um 1,1% zurückgegangen ist. Wären nur in einzelne Positionen Strömungsrichter eingebaut worden, hätte man in diesen Positionen mit einem Durchflußrückgang um ca. 4% rechnen müssen, so daß auch in dieser Hinsicht der erwartete Erfolg eingetreten ist.

Übrigens haben die jetzigen Messungen bestätigt, daß auch die vorausgegangenen Durchflußmessungen [1] korrekt waren, obwohl das damals verwendete Turbinenelement am Austritt nicht den Brennelementen entsprach. Die aus Sicherheitsgründen damals vorgenommene Korrektur wäre also nicht erforderlich gewesen. Der Gesamtdurchfluß des Kreislaufs liegt um ca. 4% über dem Wert, der bisher in der Sicherheitsanalyse berücksichtigt wurde.

2.5. Fehlerabschätzung

Bei der Berechnung der thermischen Brennelementbelastungen, die aufgrund der gemessenen Durchflüsse in den einzelnen Positionen zugelassen werden dürfen, sind die Fehler zu berücksichtigen, mit denen die Durchflußmessung behaftet ist. Es gibt eine Reihe von Fehlerquellen, die das Meßergebnis verfälschen bzw. unsicher machen. Die Frage ist, wie stark wird das Meßergebnis beeinflusst und in welcher Weise sind die Fehler in der Sicherheitsbetrachtung zu berücksichtigen. Dies soll nachfolgend geklärt werden.

Die Fehlerquellen sind:

- Trägheit der Meßeinrichtung
- Begrenzte Meßzeit
- Unsicherheit der Eichkurve des Turbinendurchflußzählers
- Unsicherheit der Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Bezugsbrennelement
- Abweichungen der Druckverlustkennlinien der Brennelemente
- Unsicherheit der Temperaturmessung

2.5.1 Trägheit der Meßeinrichtung

Die Trägheit der Meßeinrichtung verursacht eine Glättung der Durchflußschwankungen. Das bedeutet, daß die Amplitude der gemessenen Schwankungen noch nicht die tatsächliche Schwankungsbreite angibt. Aus den Aufzeichnungen der Durchflußverläufe wurden daher einige besonders tiefe Durchflußeinbrüche ausgewählt und näher untersucht. Ausgehend von der in Abschnitt 2.3 ermittelten Beziehung zwischen Meßwert und Realwert wurde für die ausgewählten gemessenen Durchflußeinbrüche der tatsächliche Verlauf des Durchflusses errechnet. Das Ergebnis ist für die Position C3 in Abb.13 graphisch dargestellt. Wie man sieht, ist die Meßeinrichtung durchaus in der Lage, bei flach verlaufenden Schwankungen den tatsächlichen Verlauf wiederzugeben. In diesem Fall stimmen gemessene und tatsächliche Schwan- kungsamplitude recht genau überein. Anders ist es bei kurzzei- tigen und tiefen Durchflußeinbrüchen. In diesem Fall liegt der tatsächliche Minimalwert deutlich unter dem gemessenen. Für die sichere Wärmeabfuhr aus einem Brennelement ist jedoch nicht der jeweilige Augenblickswert des Durchflusses entscheidend, son- dern der niedrigste Wert, der sich durch Mittelung über eine Zeit ergibt, die das Kühlwasser benötigt, um den höchstbela- steten Kühlspalt eines Brennelementes zu passieren.

Dieser Wert $\bar{V}_{\min}$ berechnet sich nach folgender Formel:

$$\bar{V}_{\min} = \frac{1}{\Delta t_{\max}} \int_{\Delta t_{\max}}^{\Delta t_{\max}} \dot{V}_{(t)} \cdot dt$$

In dieser Gleichung bedeuten:

$\dot{V}_{(t)}$: Augenblickswert des tatsächlichen Durchflusses

$\Delta t_{\max}$: längste Zeit, die das Kühlwasser benötigt, um den höchstbelasteten Kühlpalt zu passieren. Allgemein gilt:

$$\int_{\Delta t} w(t) \cdot dt = 1; \text{ mit}$$

$w(t)$: Geschwindigkeit im höchstbelasteten Kühlpalt $\sim \dot{V}(t)$

l : Länge des Kühlpaltes

Abb.13 zeigt für die beiden ausgewählten Durchflußeinbrüche diesen Wert $\bar{V}_{\min}$. Wie man sieht, liegt dieser Wert über dem gemessenen minimalen Augenblickswert. Auch bei einer Reihe weiterer Durchflußeinbrüche, die ebenfalls analysiert wurden, deren Ergebnis jedoch hier nicht dargestellt ist, ergaben sich die gleichen Verhältnisse, so daß es von dieser Seite aus in jedem Fall gerechtfertigt ist, den gemessenen minimalen Augenblickswert des Durchflusses der Sicherheitsanalyse zugrunde zu legen.

Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, daß die Durchflußangaben in Abb.13 für das Turbinenelement in Pos. C3 gelten. Der mittlere Durchflußwert unterscheidet sich deshalb von dem Wert in Tab.2, weil letzterer bereits auf die Druckverlustkennlinie des ESR-Brennelementes umgerechnet ist.

2.5.2 Auswirkungen der begrenzten Meßzeit

Wie dem Abschnitt 2.4 zu entnehmen ist, wurden die Durchflußschwankungen in den einzelnen Positionen über einen Zeitraum von ca. 16min verfolgt, indem in Zeitabständen von 6,6ms der Augenblicksdurchfluß gemessen und entsprechend seiner Höhe abgespeichert wurde. Der dabei gemessene minimale Durchflußwert dürfte keineswegs der niedrigste Wert sein, der überhaupt vorkommen kann. Es stellt sich daher die Frage, ob es trotzdem gerechtfertigt ist, den gemessenen Minimalwert der Sicherheitsanalyse zugrunde zu legen. Eine Antwort auf diese Frage läßt sich mit einer Wahrscheinlichkeitsbetrachtung finden, da die aufgrund der Durchflußschwankungen möglichen Unterschreitungen des der Sicherheitsanalyse zugrunde liegenden Durchflusses nur bei zeitgleichem Auftreten mit Reaktorstörfällen Folgen für

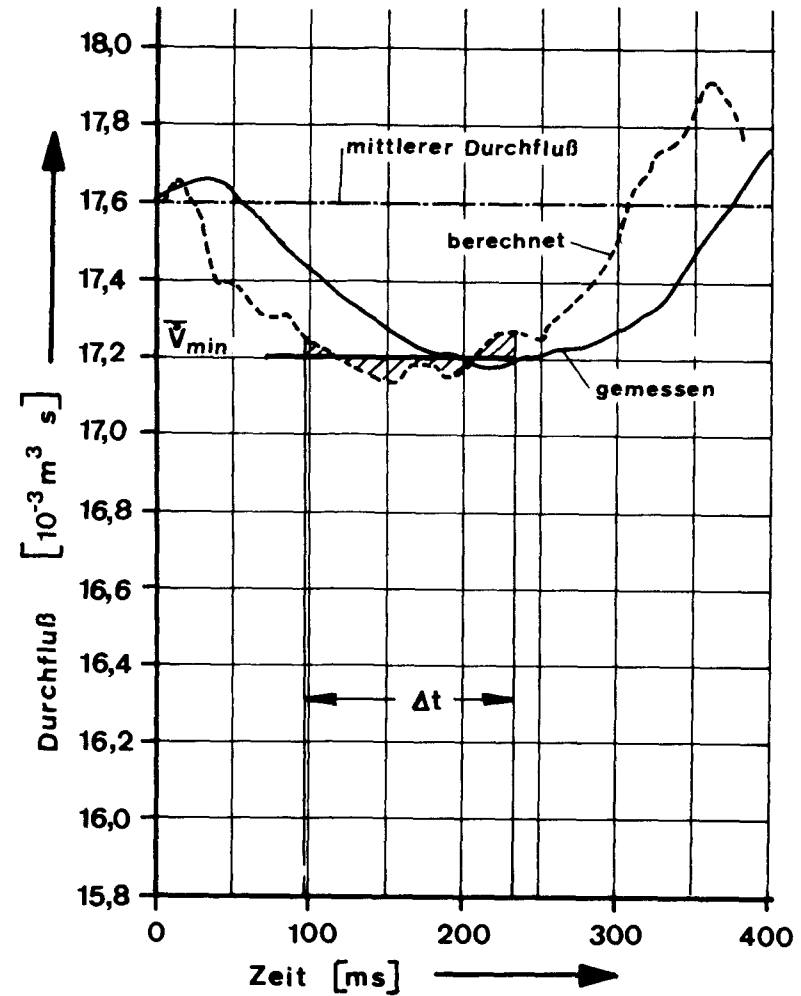
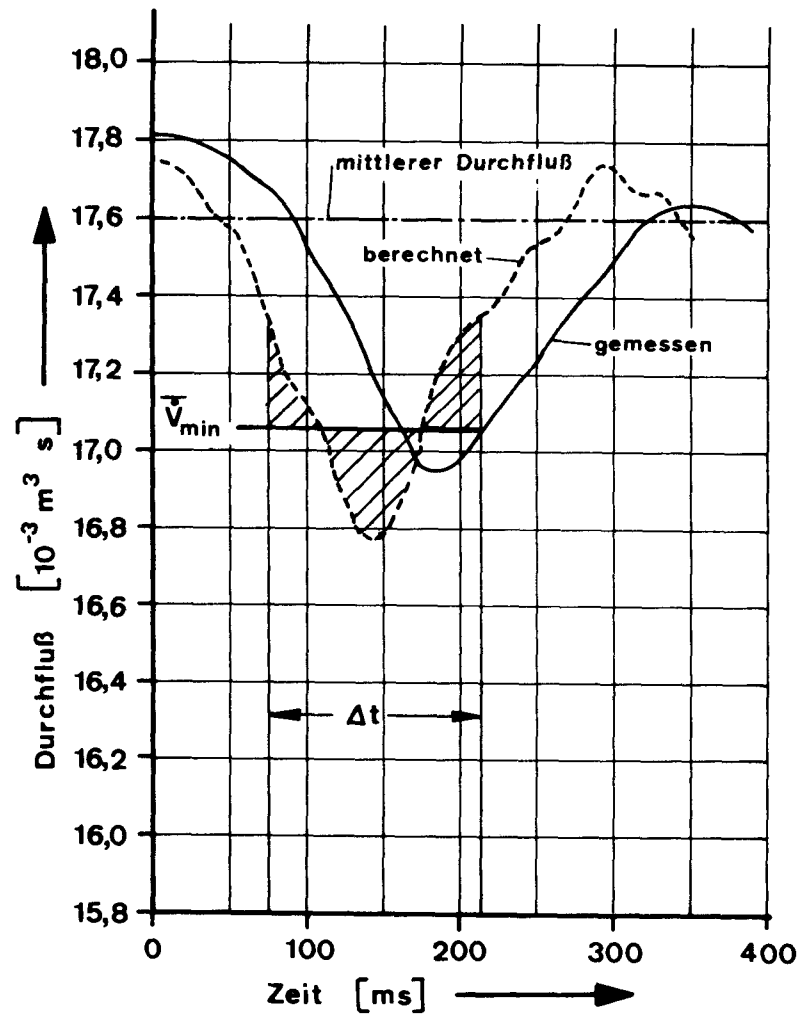


Abb.13: Gemessener und zugehöriger tatsächlicher (berechneter) Durchflußverlauf in der Position C3

die Integrität der Brennelemente haben können. Während des Normalbetriebes liegen dagegen ausreichend hohe Sicherheitsfaktoren vor, um solche Durchflußunterschreitungen sicher abzudecken. Es stellt sich somit die Frage nach der Wahrscheinlichkeit der Koinzidenz eines Reaktorstörfalls mit einer Unterschreitung des der Sicherheitsanalyse zugrunde liegenden Durchflußwertes. Beide Ereignisse sind als voneinander unabhängig anzusehen.

Zur Beantwortung der aufgeworfenen Frage wurden die für die C3-Position gemessenen Durchflußschwankungen statistisch ausgewertet. Abb.14 zeigt die Summenhäufigkeit der Durchflußverteilung in dieser Position, die bekanntlich die größten Durchflußschwankungen aufweist. Aus der Häufigkeitsverteilung des Durchflusses errechnet sich eine Standardabweichung von $s=0,215 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Für diese Standardabweichung zeigt die Normalverteilung (Gaußsche Verteilung) den in Abb.14 gestrichelt

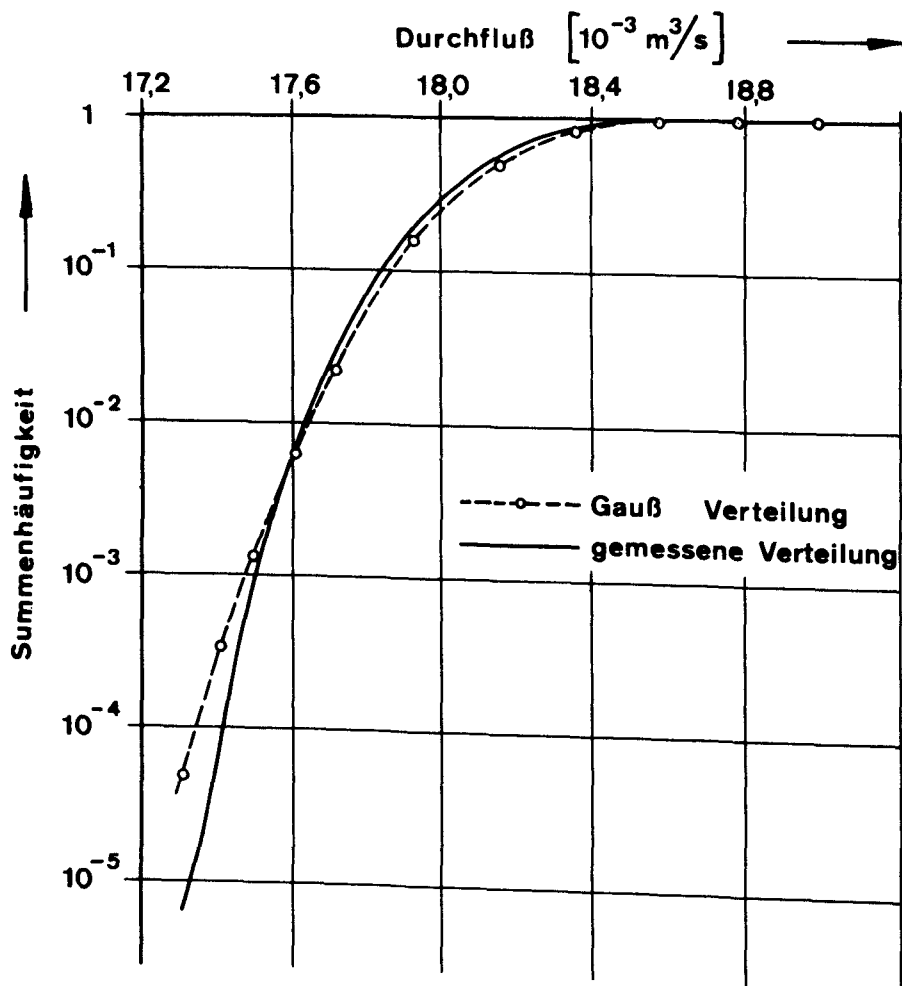


Abb.14:
Summenhäufigkeit
des Durchflusses
in der Pos. C3

eingezeichneten Verlauf der Summenhäufigkeit. Ein Kolmogoroff-Smirnow-Test [9] hat ergeben, daß die Meßwerte mit einer statistischen Sicherheit von 99% als Stichprobe aus einer normalverteilten Grundgesamtheit mit der Standardabweichung $\sigma = 0,215 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ angesehen werden können. Die Normalverteilung würde also der Häufigkeitsverteilung des Durchflusses bei unbegrenzter Meßzeit entsprechen.

Der niedrigste gemessene Durchflußwert, der im übrigen während der gesamten Meßzeit von ca 16min nur einmal auftrat, weicht -3,9% vom häufigsten Wert ab. Aus der Summenhäufigkeit der Normalverteilung ergibt sich als Wahrscheinlichkeit für eine Unterschreitung dieses Durchflusses ein Wert von $4,83 \cdot 10^{-5}$, während die Meßwerte eine Wahrscheinlichkeit von $6,8 \cdot 10^{-6}$ liefern. Für die Grundgesamtheit ist also die Wahrscheinlichkeit, daß der gemessene minimale Durchflußwert erreicht bzw. unterschritten wird, 7mal höher, als sich aus der Stichprobe ergibt, so daß im Mittel etwa alle 135s mit dem Auftreten eines solchen Ereignisses zu rechnen ist. Daraus ergibt sich eine Wahrscheinlichkeit für die Koinzidenz mit einem Reaktorstörfall von $1:270 = 3,7 \cdot 10^{-3}$, wenn man davon ausgeht, daß die Störfalldauer maximal 0,5s beträgt [10]. Berücksichtigt man ferner, daß Reaktorstörfälle ebenfalls nur eine sehr geringe Eintrittswahrscheinlichkeit haben, so kommt man zu dem Schluß, daß die Einsetzung des gemessenen minimalen Durchflußwertes in die Sicherheitsanalyse bereits als sehr konservativ anzusehen ist.

2.5.3 Unsicherheit der Eichkurve des Turbinendurchflußzählers

Die Eichung des Turbinendurchflußzählers im Brennelementversuchsstand erfolgte mit Hilfe von geeichten Normblenden, für die eine Fehlergrenze von $\pm 1\%$ angegeben wird. Neben diesem systematischen Fehler umfaßt die Blendenmessung und damit die Durchflußeinstellung im Brennelementversuchsstand noch zufällige Fehler. Beide Fehlerarten machen die Eichkurve des Turbinendurchflußzählers und die Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement unsicher, wobei die von den zufälligen Fehlern herrührende Unsicherheit zunächst noch nicht bekannt ist. Sie läßt sich jedoch aus der Vielzahl der bei der Eichung des Turbinendurchflußzählers erfolgten Durchflußeinstellungen, die

ausschließlich nach dem Wirkdruck an der Meßblende vorgenommen wurden, ermitteln, wenn als Vergleichsmaß für die Reproduzierbarkeit des Durchflußwertes die Impulsfrequenz der Turbine zugrunde gelegt wird. Die Turbine bietet sich als Vergleichsgerät an, weil sie eine sehr hohe Reproduziergenauigkeit aufweist. Unterstellt man, daß zwischen Durchfluß und Impulsfrequenz der Turbine eine lineare Abhängigkeit besteht und Abweichungen der einzelnen Meßpunkte von der Ausgleichsgeraden auf zufällige Fehler der Durchflußeinstellung zurückzuführen sind, so läßt sich aus den bei der Eichung des Turbinendurchflußzählers gewonnenen Daten der Tab.1 für die einzelnen Kreislauftemperaturen die Standardabweichung der Meßwerte von der Ausgleichsgeraden berechnen. Der maximale Wert ergab sich für eine Kreislauftemperatur von 20°C und betrug $s=0,048 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Mit dieser Standardabweichung läßt sich nun nach[4] die von den zufälligen Fehlern herrührende Meßunsicherheit nach folgender Formel berechnen:

$$u_z = \frac{t}{\sqrt{n}} \cdot s$$

n ist dabei die Zahl der zu einer Meßreihe gehörenden Meßwerte, in unserem Fall 10. Der Faktor t hängt von der gewählten statistischen Sicherheit und von der Anzahl der Freiheitsgrade ab. Da zur Festlegung einer Geraden zwei Meßpunkte erforderlich sind, beträgt die Zahl der Freiheitsgrade in unserem Fall 8. Hierfür ergibt sich bei einer statistischen Sicherheit von 95% der Faktor t zu 2,30, so daß die von den zufälligen Fehlern der Durchflußmessung berrührende Meßunsicherheit den Absolutwert von $u_z=0,035 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ annimmt. Bezieht man diesen Absolutwert auf den über alle Brennelementpositionen des Reaktors gemittelten Durchfluß, so erhält man bei zwei laufenden Pumpen eine prozentuale Unsicherheit von 0,23% und bei drei laufenden Pumpen von 0,2%. Einschließlich der nicht erfaßbaren systematischen Fehler der Blendenmessung beträgt somit die gesamte Unsicherheit der Durchflußmessung im Brennelementversuchsstand $\pm 1,23\%$ bzw. $\pm 1,2\%$. Das heißt, mit einer statistischen Sicherheit von 95% ist die wahre Eichgerade des Turbinendurchflußzählers in einem Bereich zu erwarten, der um maximal $\pm 1,23\%$ bzw. $\pm 1,2\%$ von der im Versuchsstand aufgenommenen Eichgeraden

abweicht. Die Unsicherheit soll in der Sicherheitsanalyse voll berücksichtigt werden, obwohl ein Vergleich der im Versuchsstand ermittelten Eichgeraden mit den Eichwerten des Turbinenherstellers (siehe Abb.6), für die eine Unsicherheit von $\pm 0,1\%$ angegeben wird, darauf hindeutet, daß durch die nicht erfaßbaren systematischen Fehler der Blendenmessung ein zu niedriger Durchflußwert vorgetäuscht wird.

2.5.4 Unsicherheit der Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement

Die vorher behandelte Unsicherheit der Durchflußmessung im Brennelementversuchsstand wirkt sich auch auf die im Versuchsstand ermittelten Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement aus. Zusätzlich ist die Unsicherheit der Druckverlustmessung zu berücksichtigen.

Das Ergebnis der Durchflußmessungen im Kern wird jedoch nur durch Unterschiede der Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement beeinflusst. Das bedeutet, daß die von systematischen Fehlern herrührenden Unsicherheiten nicht berücksichtigt zu werden brauchen, da man davon ausgehen kann, daß diese Fehler die Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement der Höhe und dem Vorzeichen nach in gleicher Weise verfälschen. Es sind demnach nur die Unsicherheiten der Druckverlustkennlinien zu berücksichtigen, die von den zufälligen Fehlern herrühren. Diese Unsicherheit ist, was den Durchfluß angeht, aus dem vorherigen Abschnitt bekannt. Für die Druckverlustmessung läßt sie sich nach dem gleichen Verfahren aus den Meßdaten der Tab.1 ermitteln. Unterstellt man dabei, daß die Abhängigkeit zwischen Durchfluß und Druckverlust der beiden Elemente durch eine Parabel darstellbar ist und daß Abweichungen der einzelnen Meßpunkte von dieser Ausgleichsparabel alleine auf zufällige Fehler der Druckverlustmessung zurückzuführen sind, so ergibt sich beim Brennelement für eine Kreislauftemperatur von 20°C eine Standardabweichung des Druckverlustes von $s=44,6 \text{ mm FlS}$ und beim Turbinenelement von $s=67 \text{ mm FlS}$. Legt man wiederum eine statistische Sicherheit von 95% zugrunde, so erhält man für die Druckverlustmessung eine von den zufälligen Fehlern herrührende Unsicherheit von $\pm 32,5 \text{ mm FlS}$

beim Brennelement und von ± 49 mm FlS beim Turbinenelement. Damit lassen sich die Grenzen oberhalb und unterhalb der aus den Meßdaten ermittelten Druckverlustkennlinien angeben, zwischen denen bei Abwesenheit systematischer Fehler mit einer statistischen Sicherheit von 95% die wahre Kennlinie des jeweiligen Elementes zu erwarten ist. Hierbei wird pessimistischer Weise angenommen, daß der um die Unsicherheit der Druckverlustmessung höhere Druckverlust dem um die Unsicherheit der Durchflußmessung niedrigeren Durchfluß zuzuordnen ist und umgekehrt, obwohl das Gegenteil der wahrscheinlichere Fall ist. Abb.15 zeigt schematisch den sich unter diesen Voraussetzungen ergebenden Vertrauensbereich für die Druckverlustkennlinien.

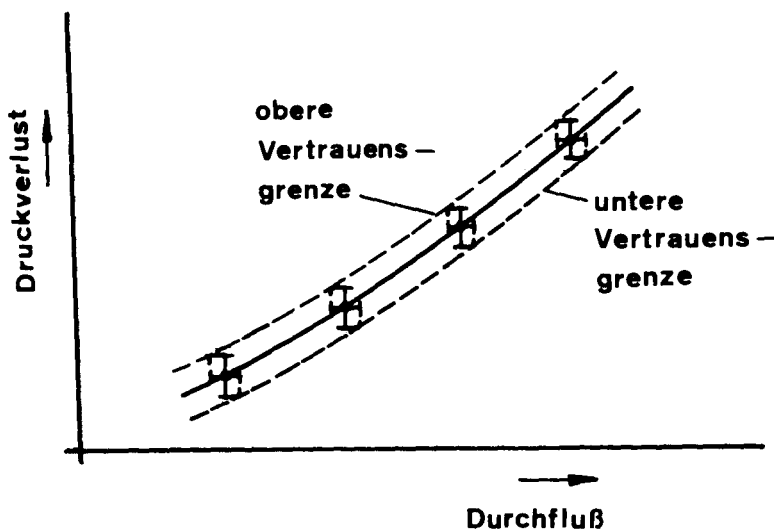


Abb.15:
Schematische Darstellung des Vertrauensbereiches der Druckverlustkennlinie eines Elementes

Unterstellt man nun, daß die Druckverlustkennlinien von Turbinen- und Brennelement jeweils an der entgegengesetzten Grenze des Vertrauensbereiches liegen, so erhält man in bezug auf das Ergebnis der Durchflußmessung im Kern eine Unsicherheit von $\pm 1,3\%$ bei zwei laufenden Pumpen und $\pm 1,0\%$ bei drei laufenden Pumpen.

2.5.5 Abweichungen der Druckverlustkennlinien der Brennelemente

Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt wurde, wirken sich Abweichungen im Strömungswiderstand der Brennelemente recht beträchtlich auf den Durchfluß der Elemente im Kern aus. Es stellt sich daher die Frage, ob die Druckverlustkennlinie des den bisherigen Betrachtungen zugrunde liegenden Bezugsbrenn-

elementes repräsentativ ist für alle Brennelemente dieses Typs. Zur Beantwortung dieser Frage wurden alle verfügbaren Daten der bisher an Brennelementen dieses Typs durchgeführten Druckverlustmessungen zusammengetragen und ausgewertet. Es handelt sich um die Daten von 6 Brennelementen. Unter Berücksichtigung aller Daten wurde für diese 6 Elemente die gemeinsame Druckverlustkennlinie berechnet. Es zeigte sich, daß diese gemeinsame Kennlinie voll in den Vertrauensbereich der Druckverlustkennlinie fällt, der für das Bezugsbrennelement ermittelt worden war. Daraus kann geschlossen werden, daß die Druckverlustkennlinie des Bezugsbrennelementes bei Berücksichtigung des dafür ermittelten Vertrauensbereiches als repräsentativ für den Strömungswiderstand des Kerns, der sich bekanntlich aus 25 Brennelementen zusammensetzt, angesehen werden darf. Das besagt jedoch noch nicht, daß nicht der Strömungswiderstand einzelner Elemente in nicht zu vernachlässigender Weise davon abweichen kann. In der Tat befand sich bei den 6 Brennelementen, die zu der vorliegenden Untersuchung herangezogen worden waren, ein Element, das eine gegenüber dem Bezugsbrennelement signifikant höhere Druckverlustkennlinie aufwies. Bei einem solchen Element im Kern ist mit einer weiteren Unsicherheit des Durchflusses in der betreffenden Position zwischen $-1,2\%$ bis $+0,5\%$ bei drei laufenden Pumpen und zwischen $-1,6\%$ bis $+0,7\%$ bei zwei laufenden Pumpen zu rechnen. Der Berechnung der angegebenen Unsicherheiten liegt wiederum die Annahme zugrunde, daß die wahren Druckverlustkennlinien des betreffenden Elementes und des Kerns jeweils an den entgegengesetzten Grenzen des Vertrauensbereiches liegen. Als Druckverlustkennlinie des Kerns wurde diesmal die für die 6 Brennelemente ermittelte gemeinsame Kennlinie verwendet.

2.5.6 Unsicherheit der Temperaturmessung

Wegen der Abhängigkeit der Druckverlustkennlinien der Brennelemente von der Kreislauftemperatur ergeben sich auch von den Fehlern der Temperaturmessung her Unsicherheiten hinsichtlich der für die einzelnen Brennelementpositionen ermittelten Durchflüsse. Die möglichen Fehler der Temperaturmessung sind jedoch gering, da das zur Temperaturmessung im Reaktorkreislauf ver-

wendete Meßgerät unmittelbar vor der Durchflußmessung geeicht worden war und im Kalibrierungskreislauf (Brennelementversuchsstand) ein Präzisionsthermometer mit $1/10^{\circ}\text{C}$ -Teilung verwendet wurde. Ein Fehler von $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ist daher schon sehr hoch veranschlagt. Für diesen Fehler erhält man, wie Abb.11 zu entnehmen ist, eine Unsicherheit hinsichtlich der in Tab.2 und 3 angegebenen Durchflußwerte von $\pm 0,13\%$.

2.5.7 Mittlerer Gesamtfehler der Durchflußwerte

Für die in Tab.2 und 3 aufgelisteten Durchflußwerte ergeben sich, wie den vorausgegangenen Abschnitten zu entnehmen ist, folgende Relativfehler, wobei sich die Klammerwerte auf den Betrieb mit zwei laufenden Pumpen beziehen.

<u>Relativfehler</u>	<u>Ursache</u>
$\pm 1,2\%$ ($\pm 1,23\%$)	Unsicherheit der Eichkurve des Turbinendurchflußzählers.
$\pm 1,0\%$ ($\pm 1,3\%$)	Unsicherheit der Druckverlustkennlinie von Turbinen- und Bezugsbrennelement.
$+0,5\%$ ($+0,7\%$) $-1,2\%$ ($-1,6\%$)	Abweichungen der Druckverlustkennlinien der Brennelemente.
$\pm 0,13\%$ ($\pm 0,13\%$)	Unsicherheit der Temperaturmessung.

Aus diesen Relativfehlern errechnet sich ein mittlerer Fehler von $+1,65\%$ bis $-1,97\%$ bei drei laufenden Pumpen und $+1,93\%$ bis $-2,4\%$ bei zwei laufenden Pumpen.

3. Bewertung der Ergebnisse und Konsequenzen für den Reaktorbetrieb

Durch den Einbau der Strömungsrichter sind die Durchflußschwankungen der einzelnen Brennelementpositionen weitestgehend eliminiert worden. Die Folge davon ist eine teilweise erhebliche Verminderung der thermischen und mechanischen Wechselbelastungen der Brennelemente. Da die heute verwendeten tubularen Brennelemente gegenüber diesen Wechselbelastungen offensichtlich nicht ganz unempfindlich sind, wie die Erfahrungen mit diesen Elementen in anderen Reaktoren des gleichen Typs gezeigt haben, bedeutet die Verminderung dieser Wechselbelastungen eine erhebliche Reduzierung der Gefahr möglicher Brennelementbeschädigungen. Der Einbau der Strömungsrichter stellt somit eine erhebliche Verbesserung der Betriebssicherheit dar. Ein weiterer Vorteil ist, daß durch die Reduzierung der Durchflußschwankungen in einer ganzen Reihe von Positionen höhere Brennelementleistungen zulässig sind. Damit können einige Restriktionen, die sich in der Vergangenheit als betriebshinderlich erwiesen haben, wie etwa die Tatsache, daß aufgrund der zulässigen Leistungen in einigen Randposit. keine Brennelemente mit einem Brennstoffgehalt von 170 g U-235 eingesetzt werden konnten, für die Zukunft aufgehoben werden.

Die erneute Durchflußmessung in den einzelnen Brennelementpositionen hat bestätigt, daß der Durchfluß durch den Reaktorkern des FRJ-2 um ca. 4% über dem Wert liegt, der den bisherigen Sicherheitsbetrachtungen zugrunde gelegt wurde. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, die zulässige Tankeintrittstemperatur um einige Grad C anzuheben. Dies ist wünschenswert, da die Erfahrungen der letzten beiden Sommer gezeigt haben, daß die derzeitige Grenze bei Vollast durchaus erreicht wird, weshalb mehrfach Leistungssenkungen erforderlich waren.

Die Bestimmung der aufgrund der neueren Durchflußdaten in den einzelnen Brennelementpositionen zulässigen Brennelementleistungen und der zulässigen Tankeintrittstemperatur macht eine erneute Sicherheitsanalyse erforderlich. Da Einzelheiten einer solchen Sicherheitsanalyse und die im einzelnen dabei zu berücksichtigenden Randbedingungen bisher nur in Aktennotizen

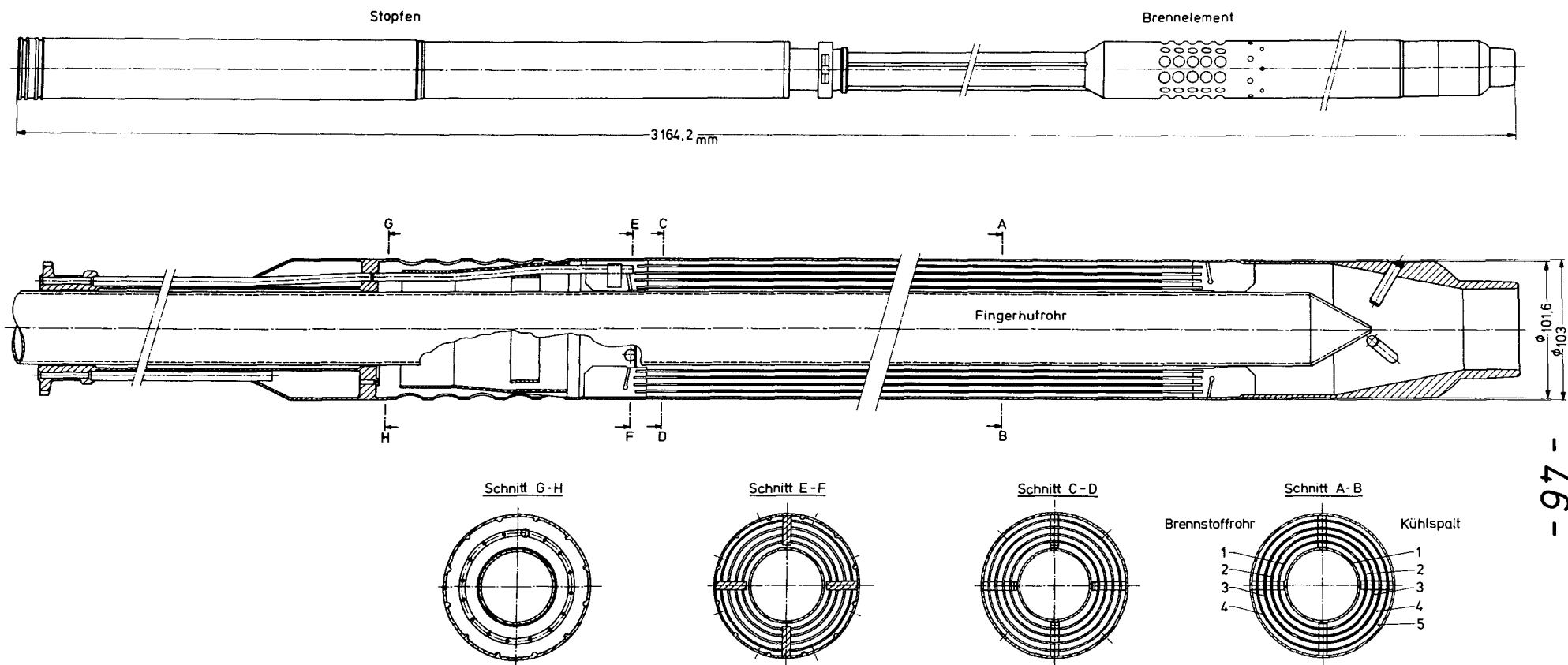


Abb. 16 Ringspaltelement des FRJ - 2

festgehalten wurden, soll die Gelegenheit wahrgenommen werden, den Gang einer solchen Sicherheitsanalyse und die einzusetzenden Daten einmal im Zusammenhang darzustellen.

3.1 Thermodynamische Grenzen

Abb.16 zeigt den konstruktiven Aufbau des im FRJ-2 verwendeten Tubularelementes. Der Brennstoff ist bei diesem Brennelement in 4 konzentrischen Brennstoffrohren untergebracht, die durch jeweils 4 kammartige Halterungen am oberen und unteren Ende im Brennelementhüllrohr befestigt sind. Im Zentrum des Elementes befindet sich ein Experimentierrohr. Das Kühlwasser strömt durch die von zwei Brennstoffrohren bzw. einem Brennstoffrohr und dem Hüllrohr oder dem Experimentierrohr gebildeten Spalte.

Bei der Bestimmung der thermischen Belastbarkeit des Brennelementes sind zwei thermodynamische Grenzen zu beachten. Zum einen darf die Heizflächenbelastung der Brennstoffrohre einen bestimmten Wert, der von der Geschwindigkeit, dem Grad der Unterkühlung und dem Druck des vorbeiströmenden Kühlwassers abhängt, nicht überschreiten. Anderenfalls bildet sich auf der Heizfläche ein zusammenhängender Dampffilm, der eine erhebliche Verschlechterung der Wärmeabfuhr zur Folge hat und dadurch innerhalb kürzester Zeit zum Schmelzen der Heizfläche (Burnout) führt. Zur Bestimmung der kritischen Heizflächenbelastung wird beim FRJ-2 eine von Mirshak et al [5] aufgestellte Zahlenwertgleichung verwendet. Sie lautet:

$$q_B = 151(1+0,1197w) \cdot (1+0,00914 \cdot \Theta_u) \cdot (1+0,1896p) \quad (3.1)$$

In dieser Gleichung bedeutet:

q_B : kritische Heizflächenbelastung in W/cm^2

w : Geschwindigkeit des Kühlwassers in m/s

Θ_u : Differenz zwischen Siedetemperatur $\mathcal{T}_S$ und mittlerer Kühlwassertemperatur $\mathcal{T}_K$, auch als Unterkühlung bezeichnet, in $^{\circ}C$

p : Druck des Kühlwassers in bar

Die obige Zahlenwertgleichung stellt die Versuchsergebnisse an beheizten Kanälen mit Kreis- und Rechteckquerschnitt mit

einem maximalen Fehler von $\pm 16\%$ dar. Dieser Fehler wird in der Sicherheitsanalyse voll berücksichtigt, in dem die rechte Seite der obigen Zahlenwertgleichung mit dem Faktor 0,86 multipliziert wird. Die Berücksichtigung weiterer Unsicherheiten ist nicht erforderlich, da mit Ausnahme des Drucks die in den FRJ-2-Brennelementen vorliegenden Verhältnisse voll in den von Mirshak untersuchten Parameterbereich fallen und der Kühlmitteldruck in dem Bereich, in dem als erstes mit dem Erreichen der kritischen Heizflächenbelastung zu rechnen ist, nur geringfügig außerhalb des untersuchten Parameterbereiches liegt [6].

Bezeichnet man die kritische Heizflächenbelastung in der Entfernung x vom Kanaleintritt mit $q_{B(x)}$ und die tatsächliche Heizflächenbelastung mit $q(x)$, so ergibt der Quotient aus kritischer und tatsächlicher Heizflächenbelastung den Sicherheitsfaktor gegenüber Burnout, also:

$$B(x) = \frac{q_{B(x)}}{q(x)} \quad (3.2)$$

$B(x)$ ist mit anderen Worten der Faktor, um den die tatsächliche Heizflächenbelastung gesteigert werden muß, damit die kritische Heizflächenbelastung erreicht wird. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, daß $q_{B(x)}$ von der Unterkühlung abhängt und diese sich ebenfalls ändert, wenn die Heizflächenbelastung um $B(x)$ angehoben wird. Die in die Gleichung für die kritische Heizflächenbelastung einzusetzende Unterkühlung ist daher nicht auf die tatsächliche sondern auf die um den Faktor $B(x)$ erhöhte Heizflächenbelastung zu beziehen. Wie dies zu erreichen ist, wird im Detail im Anhang von [7] dargelegt.

Die zweite bei der Bestimmung der thermischen Belastbarkeit der Brennelemente zu beachtende thermodynamische Grenze, die in den Sicherheitsberichten [7 und 8] als Instabilitätsgrenze bezeichnet wird, betrifft die sogenannte Ledinegg-Instabilität. Sie kommt dadurch zustande, daß die Druckverlustkennlinie eines beheizten Kanals einen Umschlagpunkt aufweist, von dem ab mit sinkender Durchflußmenge ein Anstieg des Druckverlustes zu verzeichnen ist. Dieser Anstieg des Druckverlustes mit sinkender

Durchflußmenge ist eine Folge vermehrter Dampfbildung und der damit verbundenen Beschleunigung der Kühlwasserströmung im Kanal. Wird bei einer Vielzahl parallel durchströmter Kanäle in einem Kanal der Umschlagpunkt unterschritten, so kommt es innerhalb kürzester Zeit praktisch zu einer Blockage dieses Kanals, was schließlich ebenfalls zum Schmelzen der Heizflächen führt. In diesem Fall ist jedoch das auslösende Ereignis die starke Reduzierung des Kühlwasserdurchflusses durch den Kanal.

Experimente, die speziell auf die Abmessungen und thermodynamischen Parameter der Kühlkanäle der im FRJ-2 verwendeten Brennelemente abgestellt waren, haben gezeigt, daß die Instabilitätsgrenze erreicht wird, wenn die Kühlwasseraufheizung einen bestimmten Wert überschreitet [11]. Die Experimente ergaben folgende einfache Beziehung:

$$(\vartheta_A - \vartheta_E)_{\text{Grenz}} = 0,8 \cdot (\vartheta_S - \vartheta_E)$$

mit: ϑ_A = Temperatur des Kühlwassers am Kanalaustritt

ϑ_E = Temperatur des Kühlwassers am Kanaleintritt

ϑ_S = Siedetemperatur des Kühlwassers am Kanalaustritt

Der Gleichung zufolge darf die Kühlwasseraufheizung $(\vartheta_A - \vartheta_E)$ den Wert $0,8(\vartheta_S - \vartheta_E)$ nicht überschreiten. Bildet man den Quotienten aus der tatsächlichen Kühlwasseraufheizung zur maximal zulässigen Kühlwasseraufheizung, so ergibt sich der Sicherheitsfaktor gegenüber der Strömungsinstabilität, also:

$$S_I = \frac{(\vartheta_A - \vartheta_E)_{\text{Grenz}}}{(\vartheta_A - \vartheta_E)} = \frac{0,8 (\vartheta_S - \vartheta_E)}{(\vartheta_A - \vartheta_E)} \quad (3.3)$$

3.2. Ausgangsdaten für die Sicherheitsanalyse

Als Maßnahme zur Verhinderung von Brennelementüberlastungen werden für jede neue Kernbeladung des FRJ-2 die in den einzelnen Brennelementpositionen zu erwartenden Brennelementleistungen im voraus ermittelt und mit den zulässigen Werten verglichen. Dabei wird der Berechnung der zu erwartenden Leistungen der tatsächliche Brennstoffgehalt des jeweiligen Brennelementes und der in der vorausgegangenen Betriebsperiode in den einzelnen

Positionen gemessene Neutronenfluß zugrunde gelegt, wobei noch eine Neutronenflußunsicherheit von 5% - 7% berücksichtigt wird. Dafür brauchen in der Sicherheitsanalyse, die die Ermittlung der zulässigen Leistungen zum Ziele hat, die Unsicherheiten der Neutronenflußmessung und die Toleranz des Brennstoffgehaltes der einzelnen Brennelemente nicht mehr berücksichtigt zu werden. Somit verbleiben die im folgenden behandelten Faktoren, welche teils durch die Brennelementauslegung und Brennelementfertigung, teils durch die Verhältnisse im Reaktorkern bestimmt werden. Im einzelnen sind folgende Werte zu berücksichtigen:

3.2.1 Beheizter Brennstoffrohrumfang

Die Brennstoffrohre der im FRJ-2 verwendeten Brennelemente werden aus drei entsprechend gebogenen Brennstoffplatten hergestellt, die nach dem Elektronenstrahl-Schweißverfahren miteinander verschweißt werden. Im Bereich der Längsschweißnähte befindet sich kein Brennstoff. Es wird deshalb angenommen, daß in diesem Bereich auch keine Wärme an das Kühlmittel abgeführt wird und somit der in diesem Bereich strömende Kühlwasserfaden keine Aufheizung erfährt. Das bedeutet, daß sich die Wärmeabfuhr auf ca. 90% der jeweiligen Rohrumfangsfläche beschränkt und auch nur 90% des Kühlwassers zur Wärmeabfuhr genutzt werden.

3.2.2 Beheizte Brennstoffrohrlänge

Obwohl nach der Brennelementspezifikation eine Längentoleranz von $\pm 10\text{mm} = 1,7\%$ zugelassen wird, ist es gerechtfertigt, die nominale Länge der Brennstoffzone von 603mm einzusetzen. Die mögliche Längenabweichung wird nämlich durch die in Rechnung gestellten örtlichen Abweichungen des Urangehaltes miterfaßt, auf die weiter unten näher eingegangen wird.

3.2.3 Brennstoffgehalt der einzelnen Brennstoffrohre

Bei der Aufstellung der Beladepläne wird der Ermittlung der zu erwartenden Brennelementleistungen zwar der tatsächliche Brennstoffgehalt der einzelnen Brennelemente zugrunde gelegt, es wird jedoch unterstellt, daß sich dieser Brennstoffgehalt ent-

sprechend dem Durchmesser der Brennstoffrohre auf die einzelnen Rohre verteilt. Dies ist auch nominell der Fall. Lt. Spezifikation sind jedoch bei den einzelnen Brennstoffplatten, aus denen die Rohre hergestellt werden, Abweichungen im Brennstoffgehalt von $\pm 7,5\%$ zulässig. Diese Toleranz wirkt sich voll auf die Heizflächenbelastung der einzelnen Brennstoffplatten aus. Dagegen wird die Kühlwasseraufheizung eines beidseitig beheizten Kühlspaltes nur etwa zur Hälfte von einer der beiden den Kühlspalt bildenden Brennstoffplatten bestimmt. Da der Brennelementhersteller von sich aus bestrebt ist, die Brennstoffplatten und Rohre für jedes Brennelement so auszuwählen, daß der Brennstoffgehalt eines Brennelementes max. $\pm 2\%$ vom Nominalwert abweicht, ist es unwahrscheinlich, daß sich innerhalb von zwei benachbarten Brennstoffrohren Platten befinden, deren Brennstoffgehalt an der oberen Toleranzgrenze liegt. Es stellt sich damit die Frage, welche Unsicherheit hinsichtlich der Kühlwasseraufheizung in einem beidseitig beheizten Spalt infolge der Toleranz des Brennstoffgehaltes der einzelnen Brennstoffplatten zu veranschlagen ist. Zur Klärung dieser Frage wurde die Brennstoffaufteilung auf die einzelnen Rohre an 72 gelieferten Brennelementen untersucht [6]. Dabei wurde angenommen, daß die einen Kühlspalt bildenden Brennstoffrohre so angeordnet waren, daß sich die Platten max. Brennstoffgehaltes gegenüberstanden, da die wirkliche Anordnung nicht bekannt war. Der Untersuchung ist zu entnehmen, daß der auf den jeweiligen Kühlspalt bezogene Brennstoffgehalt in der Regel nur sehr wenig vom Mittelwert abweicht. Es ergab sich eine mittlere Überhöhung von 1% und eine Standardabweichung von $0,96\%$. Selbst wenn man eine mögliche günstigere Anordnung der Brennstoffplatten außer Acht läßt, kann man von einer max. Überhöhung des auf den jeweiligen Kühlspalt bezogenen Brennstoffgehaltes von 4% ausgehen, da mit Sicherheit 99% der Brennelemente unter diesem Wert bleiben. Außerdem wird durch eine Überprüfung der Fertigungsprotokolle sichergestellt, daß dieser Wert bei Brennelementen in höchstbelasteten Positionen nicht überschritten wird.

3.2.4 Örtliche Überhöhung des Brennstoffgehaltes

Lt. Brennelementspezifikation ist eine Abweichung des örtlichen Brennstoffgehaltes vom mittleren Brennstoffgehalt einer Brennstoffplatte bzw. eines Rohres von $\pm 13\%$ zulässig. Dieser Wert berücksichtigt die örtliche Brennstoffabweichung infolge abweichender Meat-Dicke und abweichender Urankonzentration. Die angegebene Unsicherheit wirkt sich voll auf die Heizflächenbelastung und damit auf den Burnout-Sicherheitsfaktor aus. Dagegen werden die Gesamtkühlwasseraufheizung im Spalt und damit der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor davon nicht berührt.

3.2.5 Kühlspaltabmessungen

Die Kühlspaltabmessungen beeinflussen die Aufteilung des Kühlwassers auf die einzelnen Kühlspalte. Welcher Durchfluß sich in einem Kühlspalt einstellt, hängt nicht nur von dessen Abmessungen sondern auch von den Abmessungen der anderen Kühlspalte ab. Ein für alle beidseitig beheizten Kühlspalte ungünstiger Fall ergibt sich bei kleinstem Durchmesser des zentralen Fingerhutrohres und größtem Durchmesser des äußeren Hüllrohres. Dieser Fall ist der Sicherheitsanalyse zugrunde zu legen. Außerdem ist davon auszugehen, daß die Spaltweite des kritischen Kühlspaltes an der unteren Toleranzgrenze liegt. Lt. Brennelementspezifikation beträgt die min. Spaltweite beim Mk 4-Brennelement 3,12mm und beim ESR-Element 3,10mm.

Als kritischer Kühlspalt ist der Kühlspalt 4 anzusehen, wobei die Kühlspalte von innen nach außen gezählt werden. Unterstellt man, daß die Weite dieses Kühlspaltes an der unteren Toleranzgrenze liegt, so ergeben sich für die anderen Kühlspalte entsprechend größere mittlere Spaltweiten. Für die in [12] durchgeführte Untersuchung wurden die aufgrund der Brennstoffrohrabmessungen und der geometrischen Anordnung der Brennstoffrohre möglichen Kombinationen von Spaltweiten durchgespielt. Dabei ergab sich, daß die in Tabelle 4 für die beiden Brennelementtypen aufgeführte Spaltweitenkombination sich besonders ungünstig auf die Kühlwasserbeschickung des kritischen Kühlspaltes 4 und die Kühlung des kritischen Brennstoffrohres 4 auswirkt.

Spalt	1	2	3	4	5
MK 4 - Brennelement					
Spaltweite [mm]	3,49	3,43	3,48	3,124	3,43
ESR - Brennelement					
Spaltweite [mm]	3,37	3,72	3,39	3,10	3,25

Tab.4: Ungünstigste Kombination der Kühltspaltweiten von Mk4- und ESR-Brennelement in bezug auf die Kühlwasserbeschickung des Kühltspaltes 4

3.2.6 Kühlwasserbeschickung der einzelnen Kühltspalte

Der Druckabfall der Kühlwasserströmung im i-ten Kühltspalt des Brennelementes wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$p_o + \frac{\rho}{2} w_o^2 = p_{a,i} + \frac{\rho}{2} w_i^2 + \gamma l + \Delta p_{Verl}. \quad (3.4)$$

$$\text{mit } \Delta p_{Verl} = \frac{\rho}{2} w_i^2 \left[\lambda \frac{1}{d_{h,i}} + \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

In diesen Gleichungen bedeutet:

$d_{h,i}$: hydraulischer Durchmesser des i-ten Kühltspaltes

l : Kanallänge

Δp_{Verl} : Druckverlust im i-ten Kühltspalt

p_o : statischer Druck vor den Kühltspalten

$p_{a,i}$: statischer Druck am Austritt des i-ten Kühltspaltes

w_o : Geschwindigkeit vor den Kühltspalten

w_i : Geschwindigkeit im i-ten Spalt

α : Kontraktionsziffer

λ : Reibungskoeffizient, im vorliegenden Fall kann die Gleichung von Blasius [2] verwendet werden, also:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{1/4}, \quad Re = \text{Reynoldszahl} \quad (3.6)$$

ρ, γ : Dichte bzw. Wichte des Kühlwassers

Der statische Druck am Kühltspaltaustritt ist für alle Kanäle gleich. Unterstellt man, daß außerdem der Gesamtdruck

$p_o + \frac{\rho}{2} w_o^2$ vor den Kühltspalten über den gesamten Querschnitt konstant ist, also ein eckiges Strömungsprofil vorliegt, so folgt:

$$\frac{\rho}{2} w_i^2 \cdot \left[1 + \lambda \frac{1}{d_{h,i}} + \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \right] = \text{konst.} \quad (3.7)$$

Durch ein Iterationsverfahren läßt sich mit Hilfe der Gleichung (3.7) aus den Abmessungen der einzelnen Kühlspalte die Geschwindigkeit in jedem Spalt berechnen, wobei neben Gleichung (3.7) auch die Bedingung erfüllt sein muß, daß die Addition der einzelnen Spaltdurchflüsse den Gesamtdurchfluß des Brennelementes ergibt. In [12] wurden die für einen konkreten Fall berechneten Geschwindigkeiten mit gemessenen Werten verglichen. Dabei zeigte sich, daß der oben angegebene Rechenansatz für die Kühlspalte 1 und 5 etwas zu hohe und für die Spalte 2,3 und 4 etwas zu niedrige Geschwindigkeiten liefert. Die mit Gleichung (3.7) berechneten Geschwindigkeiten sind daher noch mit folgenden Korrekturfaktoren zu multiplizieren: $K_1=0,981$, $K_2=1,028$, $K_3=1,013$, $K_4=1,004$ und $K_5=0,978$.

Für die beiden im Reaktor verwendeten Brennelementtypen wurden die sich bei den in Tab.4 angegebenen Spaltweitenkombinationen einstellenden Geschwindigkeiten berechnet. Daneben wurden auch noch andere Spaltweitenkombinationen untersucht, um den Einfluß der Spaltweiten auf die Kühlwasserverteilung zu ermitteln und die daraus resultierenden Unsicherheiten hinsichtlich der Kühlwasserbeschickung des kritischen Kühlspaltes 4 aufzuzeigen. Die Ergebnisse sind in Tab.5 und 6 zusammengefaßt. Tab.5 bezieht sich auf das MK4-Element. Fall 2 betrifft dabei die Spaltweitenkombination, welche der Sicherheitsanalyse zugrunde zu legen ist. In Fall 3 ist das entgegengesetzte Extrem zu Fall 2 behandelt, während sich Fall 1 auf die Nennanordnung der Brennstoffrohre bezieht. Allen drei Fällen ist gemeinsam, daß von einem Brennelementdurchfluß von $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ausgegangen wurde (siehe Abschnitt "Durchfluß").

Wie man der Spalte mit der Abweichung des Durchflusses gegenüber der Normalanordnung entnehmen kann, wirken sich die Spaltweitenunsicherheiten recht beträchtlich auf die Kühlwasserbeschickung aus. Beim MK4-Element sind Abweichungen des Durchflusses im Spalt 4 gegenüber dem Durchfluß bei Nennanordnung von $\pm 12\%$ möglich. Für das ESR-Element ergeben sich Abweichungen von der gleichen Höhe.

Fall	Beschreibung des Falls	Bezeichnung der Größen	Dim.	Spalt				
				1	2	3	4	5
1	Alle Rohr- $\varnothing$ Nennmaß bei mittlerer Wandstärke	Spaltweite	mm	3,37	3,38	3,38	3,38	3,33
		Geschwindigkeit	m/s	4,099	4,286	4,222	4,185	4,050
2	Spalt 4 minimale Weite. Alle übrig. Spaltweiten so groß wie möglich. Wandstärke der Rohre so gering wie möglich	Spaltweite	mm	3,49	3,43	3,48	3,124	3,43
		Geschwindigkeit	m/s	4,070	4,229	4,194	3,967	4,024
		Abweichung der Geschwindigk. gegenüber 1	%	-0,70	-1,32	-0,66	-5,20	-0,64
		Abweichung des Durchflusses geg. über 1	%	0,76	0,12	2,27	-12,38	2,34
3	Spalt 4 maximale Weite. Alle übrig. Spaltweiten so kl. wie möglich, Wandstärke der Rohre so groß wie möglich	Spaltweite	mm	3,37	3,38	3,28	3,64	3,23
		Geschwindigkeit	m/s	4,138	4,327	4,206	4,355	4,034
		Abweichung der Geschwindigk. geg. über 1	%	0,95	0,95	-0,37	4,06	-0,39
		Abweichung des Durchflusses gegenüber 1	%	0,95	0,95	-3,32	+12,06	-3,38

Tab.5: Einfluß der Spaltweite auf die Kühlwassergeschwindigkeit und den Kühlwasserdurchfluß in den einzelnen Spalten eines MK4-Brennelementes.

Durchfluß: $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Spalt-Nr.	1	2	3	4	5
Spaltweite [mm]	3,37	3,72	3,39	3,10	3,25
Geschwindigkeit [m/s]	4,128	4,506	4,273	4,074	4,052

Tab.6: Ungünstigste Kombination der Kühlspaltweite des ESR-Brennelementes und zugehörige Kühlwassergeschwindigkeit
Durchfluß: $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Die in [6] durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, daß die Unsicherheiten in der Kühlwasserbeschickung nicht voll sondern zu etwa 90% in die Kühlwasseraufheizung und damit in den Instabilitäts-Sicherheitsfaktor eingehen. Der Burnout-Sicherheitsfaktor wird hingegen nur geringfügig beeinflusst. Nach [6] verändert sich der Burnoutsicherheitsfaktor bei den oben angegebenen Änderungen des Durchflusses um ca. $\pm 3\%$.

4.2.7 Kühlwasserdruck und Siedetemperatur

Zur Berechnung beider Sicherheitsfaktoren wird die Siedetemperatur ϑ_s des Kühlwassers benötigt, welche vom statischen Druck p des Kühlwassers abhängt. Für Schwerwasser gilt im Bereich der Siedetemperatur zwischen 100 und 120°C [14]:

$$\vartheta_s = 67,98 + 39,39p - 6,38p^2 \quad [^\circ\text{C}, \text{bar}] \quad (3.8)$$

Der statische Druck am Austritt eines Kühlspaltes berechnet sich nach der Gleichung:

$$p_{a,i} + \frac{\rho}{2} \cdot w_i^2 = p_o + \frac{\rho}{2} \cdot w_o^2 + \Delta p_{\text{Verl}} \quad (3.9)$$

mit

$$p_o = p_G + \gamma h_o \quad (3.10)$$

In den Gleichungen (3.9) und (3.10) bedeutet:

- h_o : Höhe des Wasserspiegels über Oberkante Brennstoffrohre
- $p_{a,i}$: statischer Druck am Spaltaustritt
- p_o : statischer Druck außerhalb der Brennelemente in Höhe der Brennstoffrohroberkante

- p_G : statischer Druck der Heliumatmosphäre über dem Wasserspiegel
 $\Delta p_{Verl,a}$: Druckverlust im Austrittsteil der Brennelemente
 w_i : Geschwindigkeit im i-ten Kühlspalt
 w_o : Geschwindigkeit in den Austrittsbohrungen der Brennelemente
 ρ, γ : Dichte bzw. Wichte des Kühlwassers.

Nach Umformung von Gleichung (3.9) folgt:

$$p_{a,i} = p_G + \gamma \cdot h_o + \Delta p_{Verl} \cdot \frac{\rho}{2} (w_i^2 - w_o^2) \quad (3.11)$$

Der Gasdruck p_G setzt sich zusammen aus dem Luftdruck p_L und dem Helium-Überdruck, welcher 145mm WS=0,0142 bar beträgt.
 h_o ist mit 735mm zu veranschlagen.

Die letzten beiden Summanden der Gleichung (3.11) sind vom Durchfluß und Brennelementtyp abhängig. Das ESR-Element hat nämlich einen etwas höheren Austrittsverlust als das Mk4-Element. Außerdem sind die Spalt- und Ausströmgeschwindigkeiten der beiden Elemente unterschiedlich. Für das ESR-Element wurde ohne Siebkonus im Austrittsteil (siehe Abb.16) bei einem Durchfluß von $16,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ein Gesamtdruckverlust von 3660 mm FlS gemessen, wovon 670mm FlS auf den Austrittsteil entfielen [13]. Nach dem Einbau des Siebkonus stieg der Gesamtdruckverlust bei gleichem Durchfluß um 1097mm FlS auf 4757 mm FlS (siehe Tab.1), so daß das heutige ESR-Element am Austritt einen Druckverlust von 1767mm FlS aufweist. Das Mk4-Element hat bei gleichem Durchfluß einen um 350mm FlS geringeren Druckverlust. Es wird angenommen, daß die Differenz voll dem geringeren Austrittsdruckverlust zuzuschreiben ist. Zwischen dem Austrittsdruckverlust und dem Durchfluß besteht in erster Näherung eine quadratische Abhängigkeit. Damit wird $(\Delta p_{Verl})_{ESR} = 6,93 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 \text{ [bar]}$ und $(\Delta p_{Verl})_{Mk4} = 5,56 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 \text{ [bar]}$, wenn $\dot{V}$ in $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ eingesetzt wird. Die Geschwindigkeit w_o ergibt sich bei einem Durchfluß von $16,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ zu 1,2m/s beim ESR-Element und 0,9m/s beim Mk4-Element.

Bleibt noch zu klären, welcher Luftdruckwert p_L einzusetzen ist. Den Einfluß des Luftdrucks auf die Siedetemperatur zeigt Tab.7. Wie man sieht, ändert sich die Siedetemperatur im Luftdruckbereich von 730mm Hg-760mm Hg um genau 1°C

Luftdruck [mm Hg]	Siedetemp. [$^\circ\text{C}$]	
	ESR	Mk4
730	105,4	104,5
740	105,7	104,8
750	106,0	105,1
760	106,4	105,5

Tab.: Siedetemperatur am Austritt der
Kühlspalte als Funktion des Luft-
druckes. Durchfluß: $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Bisher wurde in der Sicherheitsanalyse vom Normaldruck 760 mm Hg = 1,01326 bar ausgegangen. Die Begründung hierfür war, daß die der Analyse zugrunde liegende Tankeintrittstemperatur nur bei sehr heißem Sommerwetter zu erwarten ist und dabei ein Luftdruck von 760 mm Hg nicht unterschritten wird. Das ist richtig, solange man von einem völlig intakten Wärmeabfuhrsystem ausgeht. Um jedoch abnormale Betriebszustände mit einzubeziehen, die unter Umständen auch bei schlechterem Wetter und niedrigerem Luftdruck hohe Tankeintrittstemperaturen zur Folge haben, sollte sicherheitshalber von einem Luftdruck von 730 mm Hg ausgegangen werden. Ohnehin lag der bisherigen Sicherheitsanalyse eine Siedetemperatur am Spaltaustritt von 104°C , und zwar einheitlich für beide Elemente, zugrunde. Dieser Wert ist nach Tab. 7 sogar für einen Luftdruck von 730 mm Hg noch zu niedrig veranschlagt.

Der statische Druck am Spaltaustritt ergibt sich bei einem Luftdruck von 730 mm Hg zu:

$$\begin{aligned}
 (p_{a,i})_{\text{ESR}} &= 1,066 + 3,70 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 \quad [\text{bar}, 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}] \\
 (p_{a,i})_{\text{Mk4}} &= 1,066 + 2,42 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 \quad [\text{bar}, 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}]
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Zum Spalteintritt steigt der statische Druck an, und zwar um die Zunahme der geodätischen Höhe und um den Reibungsverlust, der zwischen der betrachteten Stelle x und dem Austritt entsteht. Für den statischen Druck $p_i(x)$ an der Stelle x gilt:

$$p_i(x) = p_{a,i} + \lambda \cdot \frac{(1-x)}{d_{h,i}} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot w_i^2 + \gamma \cdot (1-x) \quad (3.13)^*$$

wenn x vom Spalteintritt gezählt wird, (Nomenklatur siehe Gleichung (3.4) und (3.9)). Nach Einsetzen von Gleichung (3.6) und entsprechender Umstellung folgt:

$$p_i(x) = p_{a,i} + \gamma(1-x) \left[\frac{0,361 \cdot v^{1/4} \cdot w^{7/4}}{d_{h,i}^{5/4} \cdot 2g} + 1 \right] \quad (3.14)$$

mit v als kinematischer Zähigkeit. Für die Kühlwassertemperatur von 60°C und eine Spaltweite von $3,1 \text{ mm}$ erhält man:

$$p_i(x) = p_{a,i} + 0,10689 \cdot (0,02246 \cdot \dot{v}^{7/4} + 1) \cdot (1-x) \text{ [bar]} \quad (3.15)$$

wobei $\dot{v}$ in $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ sowie l und x in m einzusetzen sind. Bei einem Durchfluß von $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich für das ESR-Brennelement ein statischer Druck am Spalteintritt von $1,46755 \text{ bar}$ und eine Siedetemperatur von $112,0^\circ\text{C}$. Beim Mk4-Element sind die entsprechenden Werte $1,43073 \text{ bar}$ und $111,3^\circ\text{C}$.

3.2.8 Durchfluß

Es wurde bereits mehrfach darauf hingewiesen, daß im FRJ-2 zwei Brennelementtypen zum Einsatz kommen, die sich im Druckverlust geringfügig unterscheiden. Das Mk4-Element hat einen etwas geringeren Druckverlust als das ESR-Element (siehe Abschnitt 7.3). Das hat zur Folge, daß der Kerndurchfluß und der Durchfluß in den einzelnen Brennelementpositionen geringfügig davon abhängt, aus wie vielen Elementen des einen und anderen Typs der Kern aufgebaut ist und welcher Typ sich in der jeweiligen Position befindet. Ein nur aus Mk4-Elementen aufgebauter Kern weist einen um ca. $1,5\%$ höheren Durchfluß auf als ein ESR-Kern. Befindet sich ein ESR-Element im Mk4-Kern, so geht der Durchfluß in dieser Position um $6,1\%$ zurück. Umgekehrt, befindet sich ein Mk4-Element in einem ESR-Kern, so

* g : Erdbeschleunigung

steigt der Durchfluß in dieser Position um 6,0% (siehe Abschnitt 4.3). In der Sicherheitsanalyse wird zunächst von einem homogenen Kern aus ESR- bzw. Mk4-Brennelementen ausgegangen. Wie ein gemischter Kern zu behandeln ist, wird im Anschluß gezeigt.

Der Sicherheitsanalyse für den ESR-Kern sind die in Tab.2 und 3 für die jeweilige Position aufgeführten minimalen Durchflußwerte zugrunde zu legen, die zusätzlich um den in Abschnitt 2.5 ermittelten mittleren Fehler zu reduzieren sind. Das ergibt für die zentrale Position C3 zum Beispiel einen Durchfluß von $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$. Beim Mk4-Kern sind die Werte um 1,5% anzuheben, so daß sich in diesem Fall für die C3-Position ein Wert von $17,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt.

3.2.9 Thermische Reaktorleistung

Die Messung der thermischen Reaktorleistung ist mit einem mittleren Fehler von $\pm 2\%$ behaftet. In der Sicherheitsanalyse wird angenommen, daß die wahre thermische Leistung um den Meßfehler über der Nennleistung liegt. Daher ist es gestattet, den Reaktor mit Nennleistung nach der thermischen Leistungsanzeige zu betreiben. In der vorliegenden Untersuchung wird von einer Nennleistung von 23 MW ausgegangen.

3.2.10 Vertikales Neutronenflußprofil

Das vertikale Profil des thermischen Neutronenflusses hängt sehr stark von der Stellung der Absorberblätter der Grobarme ab. Untersucht man jedoch die bei verschiedenen Grobarmwinkeln gemessenen vertikalen Neutronenflußverläufe miteinander [15], so stellt man fest, daß das absolute Flußmaximum ziemlich konstant bleibt und sich lediglich mit dem Grobarmwinkel verschiebt, und zwar mit steigendem Grobarmwinkel in Richtung Kernoberkante in den zentralen Brennelementpositionen. Für diese Positionen ist daher das bei hohen Grobarmwinkeln auftretende vertikale Profil des thermischen Neutronenflusses am ungünstigsten, da sich mit steigendem Grobarmwinkel der Punkt größter Heizflächenbelastung in einen Bereich geringerer Unterkühlung und geringeren Kühlwasserdruckes verschiebt,

wo demzufolge der Abstand zur kritischen Heizflächenbelastung geringer wird. Der Sicherheitsanalyse für die zentrale Brennelementposition C3 wird deshalb das bei hohen Grobarmwinkeln gemessene Neutronenflußprofil zugrunde gelegt [7,8]. Das Profil ist in Abb. 17 graphisch dargestellt und bezieht sich auf einen Grobarmwinkel von ca. 24° . Selbst wenn in Zukunft der erlaubte Fahrbereich der Grobarme über 26° ausgedehnt wird, ist es gerechtfertigt, in der Sicherheitsanalyse von dem in Abb. 17 gezeigten Profil auszugehen, da oberhalb eines Grobarmwinkels von 26° mit keiner wesentlichen Veränderung des Neutronenflußprofils zu rechnen ist [15].

Bei den übrigen Brennelementpositionen kann in guter Näherung vom gleichen thermischen Neutronenflußprofil ausgegangen werden, da sich die Profile in den einzelnen Positionen ziemlich ähnlich sind. Der dabei verursachte Fehler ist daher einmal sehr gering und wirkt sich außerdem nur auf den Burnout-Sicherheitsfaktor aus, welcher ohnehin nur von untergeordneter sicherheitstechnischer Bedeutung ist, da er in allen Positionen deutlich über dem Instabilitäts-Sicherheitsfaktor liegt, wie weiter hinten gezeigt wird.

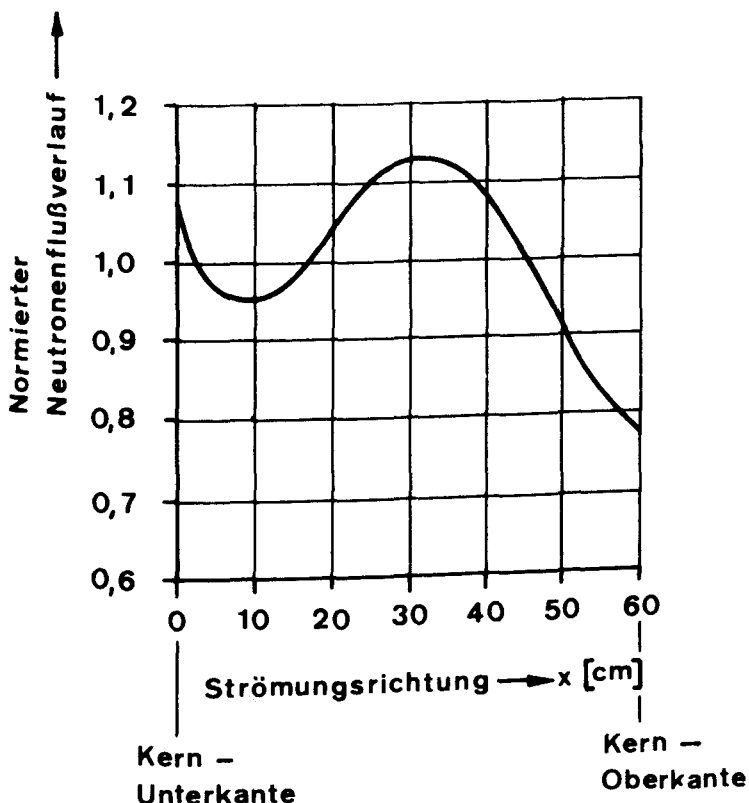


Abb.17:

Vertikales Profil des thermischen Neutronenflusses in der Pos.C3 bei einem Grobarmwinkel von ca 24°

3.2.11 Horizontales Neutronenflußprofil

In den bisherigen Sicherheitsanalysen wurde davon ausgegangen, daß sich der mittlere thermische Neutronenfluß der einzelnen Brennstoffrohre eines Elementes um folgende Faktoren vom über alle Brennstoffrohre eines Elementes gemittelten Fluß unterscheidet:

Rohr 1	0,98	(0,98)
Rohr 2	0,96	(0,97)
Rohr 3	0,98	(0,99)
Rohr 4	1,07	(1,05)

Die Werte entstammen Neutronenflußmessungen, die seinerzeit im DMTR in Dounreay durchgeführt wurden [7]. Inzwischen liegen auch Ergebnisse von Transportrechnungen mit dem Programm DTF-IV vor, die im wesentlichen die Messungen bestätigen. Die Klammerwerte der obigen Zusammenstellung entstammen diesen Rechnungen [16]. Es ist somit gerechtfertigt, das bisher verwendete horizontale Neutronenflußprofil beizubehalten. Wohlgedenkt handelt es sich dabei um die Mikrostruktur des ungestörten horizontalen Neutronenflusses in einem Brennelement. Die Makrostruktur, welche sich der Mikrostruktur überlagert und sich von Kernbeladung zu Kernbeladung ändert, findet bei der Vorausberechnung der in den einzelnen Brennelementpositionen zu erwartenden Leistungen ihre entsprechende Berücksichtigung (siehe Abschnitt 3.2).

3.2.12 Unsicherheit der Tankeintrittstemperatur

Beide Sicherheitsfaktoren hängen von der absoluten Höhe der Tankeintrittstemperatur ab. Der mittlere Fehler der Instrumentierung zur Überwachung der Tankeintrittstemperatur ist mit $\pm 1^{\circ}\text{C}$ zu veranschlagen. Dieser Fehler ist in der Sicherheitsanalyse voll zu berücksichtigen

3.2.13 Niedrigster Sicherheitsfaktor

Selbst bei Zusammentreffen aller ungünstigen Umstände soll während des Normalbetriebes ein Sicherheitsfaktor von 1,32 in keiner Brennelementposition unterschritten werden [17]. Die in den einzelnen Brennelementpositionen zulässigen Leistungen sind daher so zu bemessen, daß dieser Wert garantiert eingehalten wird.

3.3 Zulässige Leistungen bei fester Eintrittstemperaturgrenze

3.3.1 Festlegung der Eintrittstemperaturgrenze

Nachdem in Abschnitt 3.2 die Ausgangsdaten für die Sicherheitsanalyse ermittelt bzw. festgelegt worden sind, können die in den einzelnen Brennelementpositionen zulässigen Leistungen berechnet werden. Sie hängen nur noch vom Durchfluß und der Tankeintrittstemperaturgrenze ab. Letztere ist frei wählbar und sollte zweckmäßigerweise so hoch gelegt werden, daß sie auch bei ungünstigen Wetterlagen nicht erreicht wird. Nach [18] ist im Sommer mit einer maximalen Tankeintrittstemperatur von 57°C zu rechnen. Berücksichtigt man ferner den Fehler der Temperaturinstrumentierung, der mit $\pm 1^{\circ}\text{C}$ zu veranschlagen ist und zur Folge haben kann, daß bei einer wahren Eintrittstemperatur von 57°C ein Wert von 58°C gemessen wird, so ist zu fordern, daß der an der Instrumentierung einzustellende Grenzwert für die Tankeintrittstemperatur auf 58°C festzulegen ist. Bei Erreichen dieser Grenze kann die wahre Eintrittstemperatur jedoch wegen des Fehlers der Instrumentierung bereits 59°C betragen, so daß der Ermittlung der zulässigen Brennelementleistungen eine wahre Eintrittstemperatur von 59°C zugrunde zu legen ist.

3.3.2 Zulässige thermische Leistungen

Tab.8 zeigt die in den einzelnen Positionen zulässigen thermischen Brennelementleistungen. Die Werte beziehen sich auf einen homogenen Kern, der entweder nur aus Mk4- oder nur aus ESR-Brennelementen besteht, und sind direkt proportional zur Durchflußmenge, da sie durch den Instabilitäts-Sicherheitsfaktor bestimmt werden. Eine Ausnahme hiervon bilden die Positionen mit einer zulässigen Leistung von 1480 kW. Hier wird die Grenze durch die Notkühlung bestimmt [19].

Vergleicht man die jetzt zulässigen Leistungen mit denen, die vor dem Einbau der Strömungsrichter erlaubt waren [1], so stellt man fest, daß trotz Anhebung der Tankeintrittstemperatur wesentlich höhere Leistungen in den Positionen A2, A3, E1 und E4 erlaubt sind. Beim ESR-Kern sind außerdem in allen

anderen Positionen geringfügig höhere Leistungen als bisher zulässig. Beim Mk4-Kern muß dagegen aufgrund der Anhebung der Eintrittstemperatur in einer Reihe von Positionen eine geringfügige Reduzierung der zulässigen Leistungen in Kauf genommen werden. Die Einbuße ist jedoch so klein, daß sich daraus keine neuerlichen Restriktionen ergeben können. Übrigens ist die Tatsache, daß beim ESR-Kern trotz geringeren Durchflusses eine höhere thermische Leistung in den einzelnen Positionen zugelassen werden darf, auf die größere wärmeabgebende Fläche und auf den höheren Druckverlust am Austritt des ESR-Elementes zurückzuführen. Wie Abschnitt 3.2.7 zu entnehmen ist, bestimmt der Austrittsdruckverlust die Höhe des statischen Kühlwasserdrucks und damit die Höhe der Siedetemperatur am Brennstoffteilaustritt. Der Einfluß des Austrittsdruckverlustes auf die zulässige Leistung ist alleine bereits so groß, daß der mit steigendem Austrittsdruckverlust abfallende Durchfluß überkompensiert wird.

Noch zu klären ist, welche Leistungen in den einzelnen Positionen bei gemischtem Kern zugelassen werden dürfen. Bei einem gemischten Kern geht, wie bereits in Abschnitt 3.2.8 erwähnt wurde, der Durchfluß in den Positionen mit ESR-Elementen etwas zurück, während der Durchfluß in den mit Mk4-Elementen besetzten Positionen entsprechend ansteigt. Der Grad der Durchflußveränderung hängt von der Zahl der Brennelemente ab, welche sich vom jeweiligen Typ im Kern befinden. Die in Tab.8 mit g_{ESR} und g_{Mk4} für die verschiedenen Mischungsverhältnisse angegebenen Faktoren zeigen den Grad der Veränderung. Mit diesen beiden dem jeweiligen Mischungsverhältnis entsprechenden Faktoren sind die entsprechenden Leistungsspalten der Tab.8 zu multiplizieren, um die zulässigen Leistungen bei gemischtem Kern zu erhalten. Dies sei kurz an einem konkreten Beispiel erläutert. Nehmen wir an, der Kern besteht aus 10 ESR- und 15 Mk4-Elementen. Hierfür beträgt $g_{\text{ESR}}=0,963$ und $g_{\text{Mk4}}=1,025$. In einem Mk4-Element in der Position C3 wäre damit eine thermische Leistung von $1,025 \cdot 1320 = 1353$ kW und in einem ESR-Element in der Position A1 eine Leistung von $0,963 \cdot 1370 = 1319$ kW erlaubt. Bei der Besetzung einer Position mit

homogener Kern			gemischter Kern			
BE-Pos.	zul. therm. Leistung [KW]		Anzahl der Brennelem.		ϵ_{ESR}	ϵ_{Mk4}
	ESR	MK 4	ESR	Mk4		
A	1	1370	25	0	1,000	-----
	2	1376	24	1	0,998	1,060
	3	1355	23	2	0,995	1,057
	4	1365	22	3	0,993	1,054
B	1	1480*	21	4	0,989	1,052
	2	1480*	20	5	0,987	1,050
	3	1360	19	6	0,985	1,047
	4	1345*	18	7	0,983	1,044
	5	1480*	17	8	0,980	1,042
	6	1480*	16	9	0,978	1,040
C	1	1389	15	10	0,975	1,036
	2	1383	14	11	0,973	1,034
	3	1364	13	12	0,971	1,032
	4	1383	12	13	0,968	1,029
	5	1397	11	14	0,966	1,027
D	1	1354	10	15	0,963	1,025
	2	1346*	9	16	0,961	1,022
	3	1480*	8	17	0,958	1,019
	4	1480*	7	18	0,956	1,017
	5	1322	6	19	0,953	1,014
	6	1365	5	20	0,951	1,012
E	1	1352	4	21	0,948	1,010
	2	1421	3	22	0,947	1,009
	3	1415	2	23	0,945	1,005
	4	1356	1	24	0,942	1,003
			0	25	-----	1,000

Tab.8: In den einzelnen Brennelementpositionen zulässige thermische Leistung bei einem Kern, der nur aus ESR- oder Mk4-Brennelementen besteht, drei laufende Hauptpumpen, Eintrittstemperatur: 59°C (Grenzwert der Tankeintrittstemperatur-Instrumentierung: 58°C). Bei gemischtem Kern sind die ESR-Leistungswerte mit dem Faktor ϵ_{ESR} und die Mk4-Leistungswerte mit ϵ_{Mk4} zu multiplizieren.

Begrenzt durch Notkühlung

einem ESR-Element ist also der dieser Position zugeordnete Leistungswert der ESR-Leistungsspalte zu nehmen und dieser mit dem Faktor g_{ESR} zu multiplizieren, um die in dieser Position zulässige Leistung zu erhalten, und umgekehrt. Am zweckmäßigsten dürfte es sein, das zur Abbrand- und Leistungsvorausberechnung benutzte Computerprogramm so zu erweitern, daß der Rechner die Berechnung der zulässigen Leistungen und den Vergleich mit den tatsächlichen Leistungen übernimmt. Noch besser ist es, das Programm so aufzubauen, daß der Rechner die aufgrund der tatsächlichen Brennelementleistungen zulässige Eintrittstemperatur ermittelt und diese für die jeweilige Betriebsperiode vorgibt. Einzelheiten dieses Vorgehens werden in Abschnitt 4 beschrieben.

3.3.3 Sicherheitsfaktoren

Zum Abschluß dieses Kapitels soll noch kurz auf die Höhe der Sicherheitsfaktoren bei den in Tab.8 angegebenen Leistungen eingegangen werden. In allen Positionen liegt bei diesen Leistungen der minimale Burnout-Sicherheitsfaktor B_{min} über dem Instabilitäts-Sicherheitsfaktor. Je höher der Durchfluß, um so geringer wird jedoch der Abstand zwischen den beiden. Abb.18 zeigt den Verlauf des Burnout-Sicherheitsfaktors B_{min} als Funktion des Durchflusses. Wie man sieht, schmilzt der Abstand zwischen beiden Sicherheitsfaktoren in den Positionen mit hohem Durchfluß auf ca. 6% zusammen.

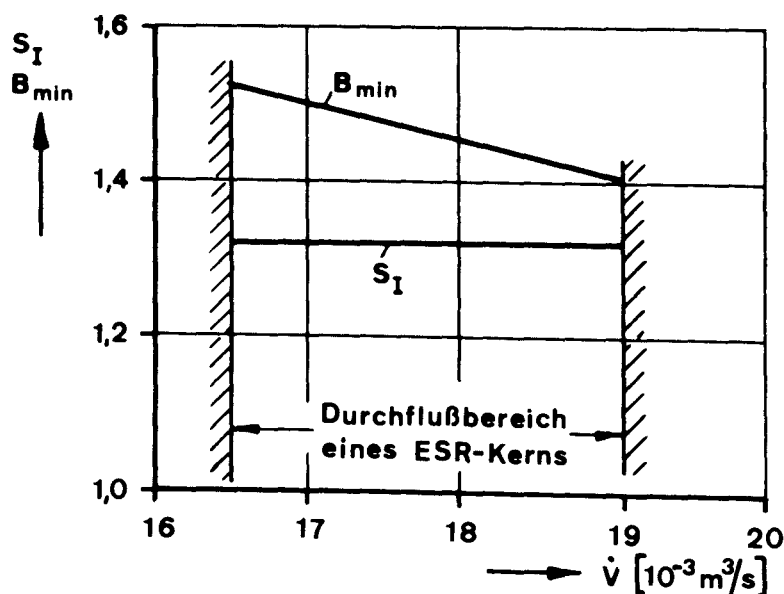


Abb.18:

Verlauf des minimalen Burnout-Sicherheitsfaktors B_{min} im ESR-Brennelement als Funktion des Durchflusses bei konstanter Eintrittstemperatur $\vartheta_E = 590^\circ\text{C}$. Die Leistung wurde so variiert, daß der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor konstant blieb.

Nochmals darauf hinzuweisen ist, daß die in Abb. 18 graphisch dargestellten Sicherheitsfaktoren sich nur dann einstellen, wenn die in Tab. 8 angegebenen Leistungen voll ausgeschöpft werden und die ungünstigsten Werte einer ganzen Reihe von Unsicherheitsfaktoren zusammentreffen. Die Wahrscheinlichkeit hierfür ist sehr gering, da die Unsicherheitsfaktoren voneinander unabhängig sind. Welche Unsicherheitsfaktoren in der Sicherheitsanalyse eine Rolle spielen und welchen Einfluß sie auf die Sicherheitsfaktoren haben, sei an Hand der nachfolgenden Zusammenstellung nochmals kurz aufgezeigt.

Unsicherheit	Schwankungs- breite	Auswirkungen auf	
		S_I	B_{min}
1. Unsicherheit der Neutronenflußmessung	$\pm 5 \%$	$\pm 5 \%$	$\pm 5 \%$
2. Unsicherheit der Uranaufteilung auf die Brennstoffrohre	$\pm 7,5 \%$	$\pm 4 \%$	$\pm 7,5 \%$
3. Unsicherheit des örtlichen Urangehaltes	$\pm 13 \%$	-	$\pm 13 \%$
4. Unsicherheit der Kühlpaltweiten der Brennelemente	$\pm 12 \%$ bezogen auf Spaltdurchfluß	$\pm 10,9 \%$	$\pm 2,9 \%$
5. Unsicherheit des Durchflusses eines Brennelementes	+ 1,65% - 1,97%	+ 1,65% - 1,97%	vernachlässigbar
6. Unsicherheit der Reaktorleistung	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$
7. Unsicherheit des Atmosphärendrucks	$\pm 30 \text{ mmHg}$	$\pm 2,1 \%$	$\pm 0,9 \%$
8. Unsicherheit der Tankeintritts-temperatur	$\pm 1^\circ \text{C}$	$\pm 2 \%$	$\pm 0,6 \%$
Summe	-	+27,6 % -27,9 %	$\pm 31,9 \%$

Tab.9: Zusammenstellung der die sichere Wärmeabfuhr aus den Brennelementen beeinflussenden Unsicherheiten und ihr Einfluß auf die Sicherheitsfaktoren gegenüber Strömungsinstabilität S_I und Burnout B_{min}

Der Zusammenstellung ist zu entnehmen, daß sich die Sicherheitsfaktoren auf $S_I = 1,83$ und $B_{min} = 2,055$ einstellen, wenn die die sichere Wärmeabfuhr beeinflussenden Faktoren Nenngröße haben und die in Tab. 8 angegebenen Leistungen voll ausgeschöpft werden.

4. Flexible Tankeintrittstemperaturgrenze

4.1 Gründe für eine flexible Tankeintrittstemperaturgrenze

Die in Abschnitt 3.3.1 festgelegte Tankeintrittstemperaturgrenze ist nur dann einzuhalten, wenn die in Abschnitt 3.3.2 ermittelten zulässigen Brennelementleistungen in einer Position voll ausgeschöpft werden. In der Regel ist dies nicht der Fall, so daß in den meisten Reaktorperioden höhere Eintrittstemperaturen zugelassen werden könnten. Aus betrieblicher Sicht wäre daher eine flexible Tankeintrittstemperaturgrenze wünschenswert, die nach den tatsächlichen Brennelementleistungen eingestellt wird. Damit wäre eine bessere Anpassung an die tatsächlichen Betriebsverhältnisse möglich. Die Brennelementleistung in den einzelnen Positionen kann nämlich nicht kontinuierlich, sondern nur stufenweise über den Urangehalt des einzusetzenden Brennelementes verändert werden, und das auch nur in sehr engen Grenzen. Die Eintrittstemperaturgrenze dagegen ist praktisch kontinuierlich veränderbar und damit besser anpaßbar als die Brennelementleistung.

Eine flexible Tankeintrittstemperaturgrenze hätte außerdem den Vorteil, daß auch höhere als in Tab. 8 angegebene Brennelementleistungen in einzelnen Positionen zugelassen werden könnten, wenn nur die Eintrittstemperaturgrenze entsprechend reduziert wird. Im überwiegenden Teil des Jahres liegen die wahren Tankeintrittstemperaturen nämlich weit unter der in Abschnitt 3.3.1 festgelegten Grenze, sodaß auch von dieser Seite her eine flexible Tankeintrittstemperaturgrenze sehr wünschenswert wäre.

4.2 Verfahren zur Bestimmung der flexiblen Tankeintrittstemperaturgrenze

In Abschnitt 3.3.2 wurde bereits darauf hingewiesen, daß in keiner Position eine Leistung von 1480 kW überschritten werden darf, weil der Nachweis der Funktionsfähigkeit der Notkühlung bisher nur bis zu dieser Leistung geführt wurde. Es wurde ferner festgestellt, daß bei einer Eintrittstemperatur von 59° C der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor in allen

Positionen die zulässige Brennelementleistung bis zu der umseitig angegebenen Höhe bestimmt. Umgekehrt stellt sich damit die Frage, ob dies auch bei niedrigerer und höherer Eintrittstemperatur zutrifft. Eine Antwort gibt Abb. 19. Dargestellt ist der Verlauf des Burnout-Sicherheitsfaktors als Funktion der Durchflußmenge bei einer konstanten Brennelementleistung von 1480 kW. Die Eintrittstemperatur wurde dabei so

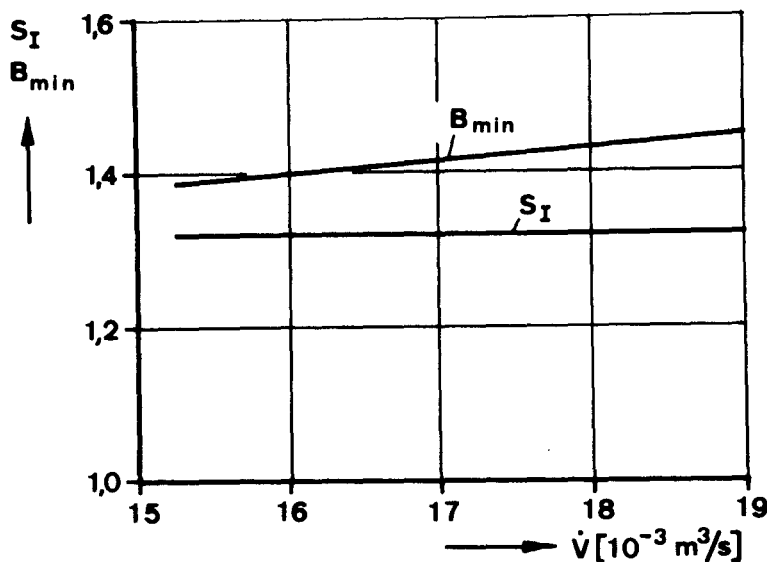


Abb.19:

Verlauf des Burnout-Sicherheitsfaktors $B_{\min}$ als Funktion des Durchflusses bei konstanter Brennelementleistung von 1480 kW. Die Eintrittstemperatur wurde so variiert, daß der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor S_I konstant blieb.

variiert, daß der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor stets einen Wert von 1,32 beibehält. Wie man sieht, liegt der Burnout-Sicherheitsfaktor im ganzen Durchflußbereich, wie er sich bei drei laufenden Pumpen ergibt, stets über dem Instabilitäts-Sicherheitsfaktor. Dies gilt erst recht bei niedrigeren Brennelementleistungen, sodaß der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor in jedem Fall die zulässige Eintrittstemperatur bestimmt.

Nach Gleichung (3.3) berechnet sich der Instabilitäts-Sicherheitsfaktor S_I nach folgender Formel:

$$S_I = \frac{0,8 (\vartheta_S - \vartheta_E)}{\vartheta_A - \vartheta_E} \quad (4.1)$$

Nomenklatur siehe Seite 49.

Die Kühlwasseraufheizung ($\vartheta_A - \vartheta_E$) ist direkt proportional dem Verhältnis $Q/\dot{V}_{\min}$, mit Q = Brennelementleistung und $\dot{V}_{\min}$ = minimalem Durchfluß. Die Proportionalität wird durch die Konstante c ausgedrückt, die vom Brennelementtyp abhängt. Somit folgt:

$$\vartheta_A - \vartheta_E = c \cdot \frac{Q}{\dot{V}_{\min}} \quad (4.2)$$

Durch Auflösung von (4.1) nach ϑ_E unter Berücksichtigung von (4.2) erhält man:

$$\vartheta_E = \vartheta_S - \frac{S_I \cdot c \cdot Q}{0,8 \cdot \dot{V}_{\min}} \quad (4.3)$$

Der Sicherheitsfaktor S_I darf einen Wert von 1,32 nicht unterschreiten. Faßt man den Ausdruck $S_I \cdot c/0,8$ zu einer neuen Konstanten A zusammen und berücksichtigt man die Abhängigkeit der Sättigungstemperatur ϑ_S vom Durchfluß entsprechend Gleichung (3.8) und (3.12), so ergibt sich folgende Gleichung zur Bestimmung der Tankeintrittstemperaturgrenze:

$$(\vartheta_E)_{Gr} = 67,98 + 39,39(1,066 + B \cdot \dot{V}_{\min}^2) - 6,38(1,066 + B \cdot \dot{V}_{\min}^2)^2 - A \cdot \frac{Q}{\dot{V}_{\min}} - 1 \quad (4.4)$$

mit:

Brennelementtyp	Mk4	ESR
A [$10^{-3} \text{ m}^3 \cdot ^\circ\text{C}/\text{kWs}$]	0,5944	0,5770
B [$\text{bar} \cdot \text{s}/10^{-3} \text{ m}^3$]	$2,4 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$

In die Beziehung (4.4) ist $\dot{V}_{\min}$ in $10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ und Q in kW einzusetzen. $(\vartheta_E)_{Gr}$ ergibt sich dann in $^\circ\text{C}$. Die 1 am Schluß der Gleichung (4.4) berücksichtigt den Fehler der Temperaturinstrumentierung ($\pm 1^\circ\text{C}$), sodaß der sich ergebende Temperaturwert bereits den an der Tankeintrittstemperatur-Instrumentierung einzustellenden Grenzwert darstellt.

Nach Gleichung (4.4) wird für jede Position unter Berücksichtigung des eingesetzten Brennelementtyps und unter Zugrundelegung der sich ergebenden Brennelementleistung dieser Grenzwert berechnet. Die Position mit dem niedrigsten Wert bestimmt schließlich den für die Fahrperiode an der Instrumentierung einzustellenden Grenzwert.

4.3 Ausgangsdaten für die Berechnung des Grenzwertes

Gleichung (4.4) zeigt, daß der Grenzwert der Tankeintrittstemperatur vom Brennelementtyp, der Brennelementleistung und dem min. Durchfluß der kritischen Position abhängt, wobei als kritische Position die Position bezeichnet wird, welche die niedrigste Tankeintrittstemperatur erfordert. Die in der jeweiligen Position auftretende Brennelementleistung und der eingesetzte Brennelementtyp sind bekannt. Der minimale Durchfluß der jeweiligen Position muß dagegen zusätzlich berechnet werden, weil er, wie in Abschnitt 3.2.8 bereits erwähnt, vom Brennelementtyp und dem Mischungsverhältnis von ESR- und Mk4-Brennelementen abhängt.

Allgemein gilt:

$$\dot{V}_{\min, \nu} = 0,98 \cdot \left(\frac{\dot{V}_{\min, \nu}}{\dot{V}_K} \right)_B \cdot \dot{V}_K \cdot g \quad (4.5)$$

Hierin bedeutet:

$\dot{V}_{\min, \nu}$: minimaler Durchfluß der betreffenden Position ν

$\dot{V}_K$: Durchfluß des Kerns, abhängig vom Mischungsverhältnis

$\left(\frac{\dot{V}_{\min, \nu}}{\dot{V}_K} \right)_B$: Verhältnis des in Tabelle 2 angegebenen minimalen Durchflusses der betreffenden Position zum zugehörigen mittleren Durchfluß des Kerns. Der Wert ist nur von der Position abhängig. Index B deutet an, daß es sich um Bezugswerte handelt.

g : Brennelementfaktor, abhängig vom Mischungsverhältnis und Brennelementtyp.

Der Faktor 0,98 berücksichtigt den Fehler der Durchflußmessung (siehe Abschnitt 2.5.7).

Bezeichnet man den Ausdruck $0,98 \cdot (\dot{V}_{\min, \nu} / \dot{V}_K)_B$ mit a , so folgt:

$$\dot{V}_{\min, \nu} = a \cdot \dot{V}_K \cdot g \quad (4.6)$$

Der Wert a ist nur von der Position abhängig und ist in Tab. 10 für die einzelnen Positionen angegeben. Die Werte $\dot{V}_K$ und g sind dagegen, wie in der Nomenklatur erwähnt, vom Mischungsverhältnis und Brennelementtyp abhängig. Zu ihrer Ermittlung muß die Widerstandskennlinie des Primärkühlkreislaufes, die

sich mit dem Mischungsverhältnis der Elementtypen ändert, berechnet und mit der Pumpenkennlinie geschnitten werden. Der Schnittpunkt markiert den sich im Primärkühlkreislauf einstellenden Durchfluß. Hiermit läßt sich dann der Druckabfall über den Kern berechnen und damit der mittlere Durchfluß in den beiden Brennelementtypen bestimmen. Setzt man diesen Durchfluß zu dem über alle Brennelementpositionen gemittelten Durchfluß ins Verhältnis, so erhält man den mit g bezeichneten Brennelementfaktor.

BE-Pos.	a	BE-Pos.	a
A 1	0,03704	D 1	0,03666
A 2	0,03719	D 2	0,03647
A 3	0,03668	D 3	0,04097
A 4	0,03693	D 4	0,04150
		D 5	0,03589
B 1	0,04011	D 6	0,03693
B 2	0,04163		
B 3	0,03681	E 1	0,03661
B 4	0,03644	E 2	0,03828
B 5	0,04163	E 3	0,03813
B 6	0,04009	E 4	0,03670
C 1	0,03751		
C 2	0,03736		
C 3	0,03691		
C 4	0,03736		
C 5	0,03770		

Tab.10: Durchflußfaktor a für die verschiedenen Brennelementpositionen des Kerns bei drei laufenden Primärhauptpumpen.

Anzahl der Brennelemente		$\dot{V}_k$ [$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]	ε_{ESR}	ε_{Mk4}
ESR	Mk4			
25	0	459,5	1,000	—
24	1	459,8	0,997	1,076
23	2	460,1	0,994	1,072
22	3	460,4	0,991	1,069
21	4	460,8	0,987	1,066
20	5	461,1	0,984	1,063
19	6	461,4	0,981	1,059
18	7	461,7	0,978	1,056
17	8	462,0	0,975	1,053
16	9	462,2	0,972	1,050
15	10	462,5	0,969	1,046
14	11	462,8	0,966	1,043
13	12	463,1	0,963	1,040
12	13	463,4	0,960	1,037
11	14	463,7	0,957	1,034
10	15	464,0	0,954	1,031
9	16	464,3	0,951	1,028
8	17	464,6	0,948	1,024
7	18	464,8	0,945	1,021
6	19	465,1	0,942	1,018
5	20	465,4	0,939	1,015
4	21	465,7	0,936	1,012
3	22	466,0	0,934	1,009
2	23	466,2	0,931	1,006
1	24	466,5	0,928	1,003
0	25	466,8	—	1,000

Tab.11: Durchfluß $\dot{V}_k$ des Kerns und Brennelement-faktoren ε_{ESR} und ε_{Mk4} in Abhängigkeit vom Mischungsverhältnis der Brennelementtypen ESR und Mk4 bei drei laufenden Primärhaupt-pumpen.

Die Werte $\dot{V}_k$ und g sind in Tab. 11 als Funktion des Mischungsverhältnisses der beiden Brennelementtypen angegeben. Die Werte können als festen Datensatz in das Programm zur Berechnung der Tankeintrittstemperturgrenze eingegeben werden. Zweckmäßiger ist es jedoch, die Werte jeweils durch ein Unterprogramm zu berechnen. Die dazu erforderlichen Gleichungen sind in Abschnitt 7.3 abgeleitet.

4.4 Berechnungsbeispiel

Anhand eines Berechnungsbeispiels soll die Bestimmung der Tankeintrittstemperturgrenze verdeutlicht werden. Nehmen wir an, der Reaktorkern bestehe aus 15 ESR- und 10 Mk4-Brennelementen. Die Brennelementposition C3 sei mit einem Mk4-Element belegt, das eine thermische Leistung von 1320 kW erzeugt. Aus Tab. 11 erhält man: $\dot{V}_k = 0,4625 \text{ m}^3/\text{s}$, $g_{\text{Mk4}} = 1,046$. Mit diesen Werten und dem für die C3-Position geltenden Wert a der Tab. 10 ergibt Gleichung (4.6) einen minimalen Durchfluß in der Position C3 von:

$$\dot{V}_{\text{min},C3} = 17,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Hierfür erhält man nach Gl. (4.4) als Grenzwert für die Tankeintrittstempertur-Instrumentierung:

$$(g_E)_{\text{Gr},C3} = 59,7^\circ \text{ C}$$

In der Position D3 befinde sich ein ESR-Brennelement, welches eine Leistung von 1480 kW erzeugt. Hierfür ist $g_{\text{ESR}} = 0,969$, sodaß sich der in der D3-Position einstellende minimale Durchfluß nach Gleichung (4.6) zu:

$$\dot{V}_{\text{min},D3} = 18,36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

ergibt. Für diesen Durchfluß und die vorgegebene Brennelementleistung errechnet man nach Gleichung (4.4) einen Grenzwert von:

$$(g_E)_{\text{Gr},D3} = 58,3^\circ \text{ C}$$

Von diesen beiden Brennelementen würde demnach das Brennelement in D3 den an der Tankeintrittstempertur-Instrumentierung einzustellenden Grenzwert bestimmen. In gleicher Weise, wie an den beiden Beispielen gezeigt, sind jedoch die Grenzwerte für

alle anderen Positionen zu berechnen. Erst der sich daraus ergebende niedrigste Wert ist der Grenzwert, auf den die Instrumentierung einzustellen ist.

4.5 Sicherheitsbetrachtungen

Bei den nachfolgenden Ausführungen wird unterstellt, daß das Programm zur Berechnung des Abbrandes und der zu erwartenden Brennelementleistungen entsprechend erweitert wird, so daß zusätzlich die in der jeweiligen Periode einzustellende Tankeintrittstemperaturgrenze damit berechnet werden kann. Das Verfahren zur Ermittlung der Tankeintrittstemperaturgrenze bietet dann den Vorteil, daß statt der 25 Brennelementleistungen nur noch ein Wert, nämlich der der Tankeintrittstemperaturgrenze, zu beachten ist. Die menschlichen Fehlermöglichkeiten sind damit ganz erheblich reduziert, zumal die Zahl der variablen Eingabedaten sich nicht erhöht. Bis auf die Konstanten, die zur Berechnung der Tankeintrittstemperaturgrenze zusätzlich benötigt werden, sind nämlich alle übrigen Informationen bereits im Programm enthalten.

Ein sicherheitstechnischer Nachteil der flexiblen Tankeintrittstemperaturgrenze ist zweifellos die Tatsache, daß die Grenzwerte der Tankeintrittstemperatur-Instrumentierung vor jeder Fahrperiode verstellt werden müssen. Es sollte jedoch möglich sein, hier ein Verfahren zu finden, das einerseits handhabbar ist und andererseits mit großer Sicherheit ausschließt, daß Fehleinstellungen vorkommen. Ein solches Verfahren könnte darin bestehen, den für die jeweilige Fahrperiode gültigen Grenzwert in die Check-Liste der vor jedem Anfahren durchzuführenden Reaktorprüfungen aufzunehmen. Damit wäre sichergestellt, daß der Grenzwert überprüft und neu eingestellt wird. Durch eine Gegenkontrolle z. B. des verantwortlichen Reaktorphysikers ließe sich sicherstellen, daß Fehleinstellungen vermieden werden. Außerdem ist zu berücksichtigen, daß der Einfluß der Tankeintrittstemperatur auf die Sicherheitsfaktoren nur relativ gering ist. Nach Tab. 9 hat eine Veränderung der Tankeintrittstemperatur von 1°C eine Änderung des Instabilitäts-Sicherheitsfaktors von 2 %

zur Folge. Beim Burnout-Sicherheitsfaktor sind es nur 0,6 %. Fehleinstellungen der Tankeintrittstemperaturgrenze im Bereich von $\pm 5^{\circ}$ C, sollten sie trotz aller Vorkehrungsmaßnahmen nicht gänzlich auszuschließen sein, würden die Sicherheit des Reaktors nur geringfügig beeinträchtigen, zumal es sehr unwahrscheinlich sein wird, daß ein solcher Fall mit dem der Sicherheitsanalyse zugrundeliegenden Zustand zusammentreffen würde.

5. Zusammenfassung

Im Juni 1974 wurden in die Brennelementsitze des Forschungsreaktors FRJ-2 sternförmige Strömungsrichter eingebaut. Ziel dieser Maßnahme war es, den Durchfluß in den einzelnen Brennelementpositionen zu glätten. Die nach dem Einbau in den 25 Brennelementpositionen durchgeführten Durchflußmessungen haben gezeigt, daß das angestrebte Ziel voll und ganz erreicht wurde. So konnten die Durchflußschwankungen in einer Position, die ohne Strömungsrichter bis zu $\pm 20\%$ vom Mittelwert betrugen, auf ca. $\pm 3\%$ reduziert werden. Die größten noch verbliebenen Durchflußschwankungen betragen ca. $\pm 4,7\%$. Sie treten in der zentralen Position C 3 auf. Vor dem Einbau der Strömungsrichter lagen die Schwankungen dieser Position bei $\pm 8,4\%$.

Die Verbesserung der Durchflußcharakteristik der einzelnen Brennelementpositionen läßt nicht nur eine Erhöhung der zulässigen Brennelementleistungen zu, sondern hat auch eine erhebliche Reduzierung der thermischen und mechanischen Wechselbelastungen der Brennelemente zur Folge. Der Einbau der Strömungsrichter stellt somit einen erheblichen Beitrag zur Steigerung der Betriebssicherheit dar.

Der Gesamtdurchfluß des Primärkreislaufes ging durch den Einbau der Strömungsrichter um ca. 1% zurück. Trotz dieses Rückganges liegt der Durchfluß des Kreislaufes noch um 4% über dem Wert, der in den bisherigen Sicherheitsanalysen zugrunde gelegt wurde. Dieser Umstand zusammen mit dem Anstieg des minimalen Durchflusses der einzelnen Positionen und einer Verfeinerung der Sicherheitsanalyse erlaubt eine Anhebung der zulässigen Kühlwassertemperatur am Tankeintritt von 54°C auf 59°C , sodaß sich der an der Tankeintrittstemperatur-Instrumentierung einzustellende Grenzwert unter Berücksichtigung des Fehlers der Instrumentierung zu 58°C ergibt.

Wegen der unterschiedlichen Strömungswiderstände der beiden im FRJ-2 zum Einsatz kommenden Brennelementtypen ändert sich der Durchfluß der einzelnen Brennelementpositionen in Abhängigkeit vom eingesetzten Brennelementtyp und von Mischungsverhältnis der beiden Brennelementvarianten. Das bedeutet, daß auch die zulässigen Leistungen von diesen beiden Einflußgrößen abhängen.

Hinzu kommt, daß die beiden Brennelementtypen bei gleichem Durchfluß unterschiedlich belastbar sind. Im Bericht wurden daher die zulässigen Leistungen getrennt für den homogenen Reaktorkern aus ESR-Brennelementen und den aus Mk4-Brennelementen ermittelt. Die zulässigen Leistungen bei einem Mischkern ergeben sich aus diesen Werten durch Multiplikation mit konstanten Faktoren, die vom Mischungsverhältnis abhängen.

Die Abhängigkeit der zulässigen Leistungen vom Brennelementtyp und Mischungsverhältnis erfordert einen etwas größeren Aufwand beim Vergleich der vorausberechneten Leistungen mit den zulässigen Werten. Um das dafür verantwortliche Personal von dieser Routineaufgabe zu entlasten und die Gefahr menschlicher Fehler weitestgehend auszuschalten, sollte der Leistungsvergleich dem Computer übertragen werden. Noch besser ist es, das Computerprogramm zur Vorausberechnung der Leistungen derart zu erweitern, daß die für die jeweilige Reaktorperiode einzustellende Tankeintrittstemperaturgrenze berechnet wird. Die dazu erforderlichen Gleichungen und Daten wurden im vorliegenden Bericht ermittelt.

Herr Escherich konstruierte das Turbinenelement und zeichnete die in diesem Bericht enthaltenen Abbildungen. Herr Jahnknecht (ZFR) übernahm den Zusammenbau des Elementes und die Installation der elektromagnetischen Aufnehmer. Die Kalibrierung des Turbinenelementes erfolgte durch Herrn Anhalt. An der Durchführung der Messungen war das Betriebspersonal des FRJ-2, an ihrer Spitze Herr D. Nutbohm, maßgeblich beteiligt. Herr Nickel führte einige begleitende Messungen aus. Frau Niebuhr und Frau Krieger besorgten die Reinschrift des Manuskriptes. Allen Beteiligten sei an dieser Stelle recht herzlich gedankt.

6. Literaturverzeichnis

- [1]: J. Wolters
Umbau des Forschungsreaktors FRJ-2 zur
Erhöhung der thermischen Leistung auf 25 MW.
Interner Bericht KFA-ISF/III-2/74 Juli 1974
- [2]: Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau 1961
- [3]: R. Zurmühl
Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker.
SpringerVerlag Berlin-Göttingen-Heidelberg 1963
Seite 407
- [4]: DIN 1319
Grundbegriffe der Meßtechnik, Januar 1962
- [5]: S. Mirshak et all
Heat Flux at Burnout, DP 355
- [6]: Aktennotiz Nr. 14/71 R2 vom 20. April 1971
Leistungserhöhung des Reaktors FRJ-2 auf max.
25 MW. Hier: Thermodynamische Kernberechnung
- [7]: Sicherheitsbericht für den Betrieb des Forschungs-
reaktors FRJ-2 (DIDO) mit einer Leistung von 15 MW
Mai 1967
- [8]: Sicherheitsbericht für den Betrieb des Forschungs-
reaktors FRJ-2 (DIDO) mit einer thermischen Lei-
stung bis maximal 25 MW
Oktober 1970
- [9]: Graf, Henning, Stange
Formeln und Tabellen der mathematischen Statistik.
SpringerVerlag Berlin-Heidelberg-New York
2. Auflage 1966, Seite 99
- [10]: K.J. Kalker
Untersuchung der Abschaltinstrumentierung sowie
der Abschaltbedingungen bei rampenförmigen Reak-
tivitätsstörungen für den 10 MW-Betrieb des
FRJ-2 (DIDO).
Jül-239-RE Juli 1965
- [11]: R.H. Whittle, R. Forgan
A correlation for the minima in the pressure drop
versus flow-rate curves for sub-cooled water
flowing in narrow heated channels.
Nuclear Engineering and Design 6(1967) 89-99
- [12]: Aktennotiz Nr 12/71 WT vom 22.4.1971
Leistungserhöhung des FRJ-2 auf 25 MW. Hier:
Kühlmittelverteilung und Kühlverhältnisse in
tubularen Brennelementen

- [13]: Aktennotiz Nr. 27a/70 WT vom 11.9.1970
Druckverlustmessungen, Ausströmversuche und
Untersuchungen über die Notkühlwasserverteilung
an einem Mk4- - und NUKEM-Brennelement
- [14]: H. Etherington
Nuclear Engineering Handbook, 1958
- [15]: J. Fassbender, H. Krämer, G. Meister
Ergebnisse der Anfahrexperimente am Reaktor FRJ-2.
Jül-236-RE, Juli 1965
- [16]: H.J. Bormann
On further Experience with Boron-poisoned Fuel
Elements and Transport Calculations for Microflux
Distribution and Neutron Spectrum in these Fuel
Elements
Vortrag, gehalten auf dem DIDO-Users Meeting vom
22.- 24.10.74 in A.E.R.E. Harwell
- [17]: Aktennotiz Nr. 32/72 A3 vom 31.7.1973
Leistungserhöhung des Reaktors FRJ-2
Hier: Bericht über die Messung der Durchfluß-
menge in den Brennelementpositionen
- [18]: Vorläufiger Bericht über die Ergebnisse der Anfahr-
experimente zur Erhöhung der thermischen Leistung
des FRJ-2 von 15 MW auf 23 MW.
Interner Bericht ZFR, September 1972
- [19]: J. Wolters
Kernkühlung des Forschungsreaktors FRJ-2 nach
Auftreten eines Rohrleitungsschadens im Primär-
kreislauf bei einer thermischen Reaktorleistung
von 25 MW.
Interner Bericht ZFR/R2-2/70, September 1970
- [20] O. Schäfer
Grundlagen der selbsttätigen Regelung.
Technischer Verlag Gräfelting 1963

7. Anhang

7.1 Ermittlung der Zeitkonstanten des Meßfühlers

Wie Abschnitt 2.1 zu entnehmen ist, wurde als Meßfühler ein Turbinendurchflußzähler verwendet. Ein solcher Meßfühler hat sehr kurze Ansprechzeiten, die meßtechnisch nur mit großem Aufwand zu erfassen sind. Es soll deshalb nachfolgend eine theoretische Abschätzung der Zeitkonstanten vorgenommen werden.

Wenn an einem sich mit der Geschwindigkeit u drehenden Schaufelgitter eine senkrecht auftreffende Strömung abgelenkt wird, so gilt nach dem Impulssatz für die Tangentialkraft T , die die Strömung auf das Gitter ausübt:

$$T = \dot{m} \cdot c_u \quad (7.1)$$

T : Tangentialkraft

$\dot{m}$: Durchflußmenge (Massenstrom)

c_u : Geschwindigkeit, um die die Strömung in Umfangsrichtung abgelenkt wird

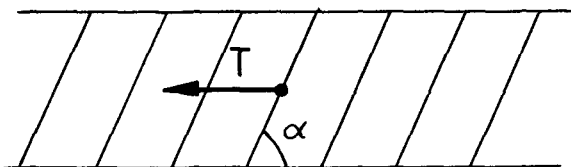


Abb.20:

Schaufelgitter des Turbinendurchflußzählers und zugehöriges Geschwindigkeitsdreieck

Nach dem Geschwindigkeitsdreieck (Abb.20) gilt:

$$c_u = c_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - u \quad (7.2)$$

α : Anstellwinkel der Turbinenschaufeln

c_1 : Axialgeschwindigkeit

u : Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelgitters

Da die Turbine keine nennenswerte Leistung abgibt und die Reibungskräfte vernachlässigt werden können, ist c_u bei stationärer Durchflußmenge annähernd Null. Ebenfalls annähernd Null ist damit das auf die Turbine wirkende Drehmoment, für das allgemein gilt:

$$M_d = T \cdot \bar{r} = \dot{m} (c_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - u) \cdot \bar{r} \quad (7.3)$$

M_d : Drehmoment

$\bar{r}$: mittlerer Radius des Kraftangriffs

Bei zeitlich sich ändernder Durchflußmenge gilt:

$$I \cdot \dot{\omega} - M_d = 0 \quad (7.4)$$

I : Massenträgheitsmoment

$\dot{\omega}$: Winkelbeschleunigung

Mit $u = \omega \cdot \bar{r}$, ω = Winkelgeschwindigkeit, folgt:

$$I \cdot \dot{\omega} + \dot{m} \cdot \bar{r}^2 \cdot \omega = \dot{m} \cdot \bar{r} \cdot c_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (7.5)$$

Die Lösung der Differentialgleichung ergibt bei sprungartiger Veränderung der Axialgeschwindigkeit von 0 auf c_{10}

$$\omega(t) = \frac{c_{10}}{\bar{r}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \left(1 - e^{-\frac{1}{T_T} \cdot t} \right) \quad \text{mit} \quad T_T = \frac{I}{\bar{r}^2 \cdot \dot{m}} \quad (7.6)$$

Die Größe der Zeitkonstanten T_T hängt neben dem Massenträgheitsmoment der Turbine auch von der Durchflußmenge $\dot{m}$ ab.

Für das Massenträgheitsmoment gilt:

$$I = \int r^2 \cdot dm \quad (7.7)$$

Die Turbine setzt sich zusammen aus einem Hohlzylinder und zehn Turbinenschaufeln. Die Abmessungen sind der nachfolgenden Abb.21 zu entnehmen. Bei Hohlzylindern errechnet sich das Massenträgheitsmoment nach der Formel:

$$I_Z = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot h \cdot (D^4 - d^4) \quad (7.8)$$

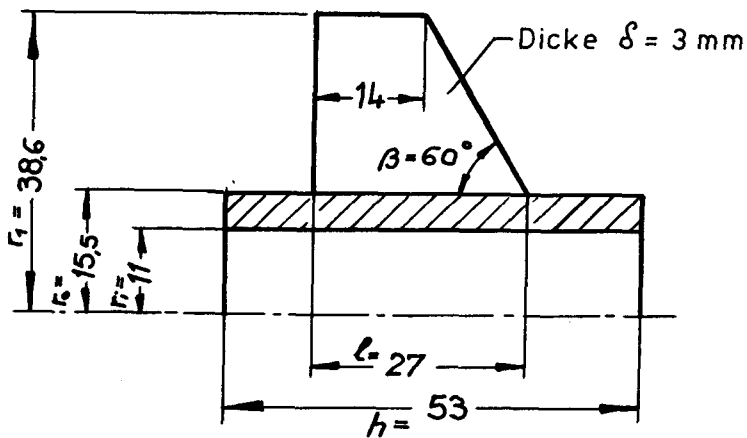


Abb.21:

Abmessungen des Turbinenrades und der Schaufeln

Für die Schaufeln gilt:

$$I_S = 10 \int_{r_0}^{r_1} \delta [1 - (r - r_0) \cdot \text{ctg} \beta] \cdot r^2 \cdot dr \quad (7.9)$$

Die Ausrechnung ergab:

$$I_Z = 279,6 \text{ g} \cdot \text{cm}^2, \quad I_S = 777,9 \text{ g} \cdot \text{cm}^2 \text{ und}$$

$$I_{\text{ges}} = 1057,5 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$$

Damit ergibt sich bei einer Durchflußmenge von 18,7 kg/s eine Zeitkonstante von:

$$T_T = 7,72 \text{ ms}$$

Um den unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Abschätzung Rechnung zu tragen, wurde der Untersuchung in Abschnitt 2.3 eine Zeitkonstante der Turbine von 10 ms zugrunde gelegt.

7.2 Ableitung der mathematischen Gleichungen für die Analyse des Zeitverhaltens der Meßeinrichtung

Eine sehr einfache und darum sehr häufig angewendete Methode, das Zeitverhalten einer Meßeinrichtung kennen zu lernen, ist die Messung der Übergangsfunktion. Hierbei wird die Eingangsgröße sprunghaft verändert und der zeitliche Verlauf des Ausgangssignals gemessen. Die Schwierigkeit besteht nun darin, das Ergebnis in eine mathematische Form zu bringen. Gerade dies aber ist erforderlich, will man bei dynamischen Messungen eine Aussage über die Verfälschung der Meßgröße durch das Zeitverhalten der Instrumentierung machen.

Im allgemeinen genügt es den Genauigkeitsanforderungen einer dynamischen Messung, die Übergangsfunktion durch eine Differentialgleichung 2. Ordnung unter Berücksichtigung einer entsprechenden Totzeit anzugleichen [20]. Eine solche Differentialgleichung hat die Form:

$$a_1 \cdot M''(t) + a_2 \cdot M'(t) + M(t) = R(t - t_T) \quad (7.10)$$

mit

a_1, a_2 : Konstanten
 M : Meßwert, Ausgangssignal
 R : Realwert, Eingangssignal
 t_T : Totzeit

R und M haben dieselbe Dimension, z.B. mm Schreiberausschlag oder Dimension der Meßgröße. Nehmen wir an, R macht zum Zeitpunkt $t=0-t_T$ einen Sprung von 0 auf A , wie das bei der Messung der Übergangsfunktion meist am einfachsten zu realisieren ist, so gilt:

$$a_1 \cdot M''(t) + a_2 \cdot M'(t) + M(t) - A = 0 \quad (7.11)$$

Die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung lautet:

$$M(t) = A + C_1 \cdot e^{r_1 t} + C_2 \cdot e^{r_2 t} \quad (7.12)$$

mit:

$$r_{1,2} = - \left(\frac{a_2}{2a_1} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{a_2}{2 \cdot a_1} \right)^2 - \frac{1}{a_1}} \quad (7.13)$$

Die Randbedingungen im vorliegenden Fall sind:

$$t = 0, M = 0, M' = 0$$

Damit folgt, wie leicht nachzuweisen ist:

$$C_1 = A \cdot \frac{r_2}{r_1 - r_2}, \quad C_2 = -A \left(1 + \frac{r_2}{r_1 - r_2} \right) = -A \cdot \frac{r_1}{r_1 - r_2} \quad (7.14)$$

$r_{1,2}$ haben die Dimension einer Zeit $^{-1}$. Setzt man

$$r_1 = -\frac{1}{T_1} \text{ und } r_2 = -\frac{1}{T_2}, \text{ so folgt:}$$

$$\frac{r_2}{r_1 - r_2} = -\frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad \text{und} \quad \frac{r_1}{r_1 - r_2} = -\frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (7.15)$$

Durch Kombination der Gleichungen (7.12), (7.14) und (7.15) erhält man:

$$M(t) = A \left(1 - \frac{T_1}{T_1 - T_2} \cdot e^{-\frac{1}{T_1} \cdot t} + \frac{T_2}{T_1 - T_2} \cdot e^{-\frac{1}{T_2} \cdot t} \right) \quad (7.16)$$

mit

$$\frac{1}{T_1} = \left(\frac{a_2}{2 \cdot a_1} \right) - \sqrt{\left(\frac{a_2}{2a_1} \right)^2 - \frac{1}{a_1}}$$

$$\frac{1}{T_2} = \left(\frac{a_2}{2a_1} \right) + \sqrt{\left(\frac{a_2}{2a_1} \right)^2 - \frac{1}{a_1}}$$

Wie sich leicht nachweisen läßt, ist

$$a_1 = T_1 \cdot T_2 \quad \text{und} \quad a_2 = T_1 + T_2$$

Damit folgt aus Gleichung (7.10):

$$T_1 \cdot T_2 \cdot M''(t) + (T_1 + T_2) \cdot M'(t) + M(t) = R(t - t_T) \quad (7.17)$$

Ist die Übergangsfunktion durch eine Verzögerung 2. Ordnung gekennzeichnet, so fällt der Nullpunkt von t mit dem Zeitpunkt des Sprunges von R zusammen und die Übergangsfunktion läßt sich mit Gleichung (7.16) allein durch richtige Wahl der Zeitkonstanten T_1 und T_2 nachbilden. Die Totzeit t_T ist in diesem Fall Null. Bei Verzögerungen höherer als 2. Ordnung ist zur Anpassung von Gleichung (7.16) an die gemessene Übergangsfunktion eine Verschiebung des Nullpunktes von t gegenüber dem Zeitpunkt des Sprunges von R um die Totzeit t_T erforderlich.

Im vorliegenden Fall mußte der Meßfühler selbst bei der Messung der Übergangsfunktion der Meßkette ausgeklammert werden. Es war deshalb erforderlich, aus der gemessenen Übergangsfunktion unter Berücksichtigung des abgeschätzten Zeitverhaltens der Turbine die Übergangsfunktion für die gesamte Meßkette zu berechnen. Dabei wurde die Differentialgleichung:

$$T_1 \cdot T_2 \cdot M''(t) + (T_1 + T_2) \cdot M'(t) + M(t) = A \left(1 - e^{-\frac{1}{T} \cdot t} \right) \quad (7.18)$$

numerisch gelöst, wobei die Zeitkonstanten T_1 und T_2 durch Anpassung von Gleichung (7.16) an die gemessene Übergangsfunktion gewonnen wurden. Die auf diese Weise für die gesamte Meßkette ermittelte Übergangsfunktion wurde dann erneut durch eine Gleichung der Form (7.16) unter Berücksichtigung einer entsprechenden Totzeit und Wahl anderer Zeitkonstanten nachgebildet.

7.3 Gleichungen zur Bestimmung der Ausgangsdaten für die Berechnung der flexiblen Eintrittstemperaturgrenze

Im Kern des Forschungsreaktors FRJ-2 werden zwei Brennelementtypen verwendet, die unterschiedliche Strömungswiderstände aufweisen. Die Widerstandskennlinie des Reaktorkerns ist daher nicht konstant, sondern hängt von der Zahl der von beiden Brennelementtypen zum Einsatz kommenden Elemente ab. Damit ändert sich aber auch die Druckverlustkennlinie des Gesamtkreislaufes, was wiederum eine Änderung des Durchflusses des Kreislaufes zur Folge hat. Den sich bei vorgegebenem Kernaufbau einstellenden Durchfluß des Kreislaufes erhält man durch Schnitt der Pumpenkennlinie mit der Druckverlustkennlinie des Kreislaufes. Abb. 22 zeigt die Pumpenkennlinie $H_P = f(\dot{V}_P)$ bei drei laufenden Hauptpumpen und die Kreislaufkennlinie $H_{Kr} = f(\dot{V}_{Kr})$, wobei letztere jedoch nur für einen bestimmten Kernaufbau Gültigkeit hat. Als Beispiel wurde hier der homogene Kern aus ESR-Brennelementen gewählt, der auch bei den Durchflußmessungen bestanden hat. Der Schnittpunkt der beiden Kennlinien markiert den sich für den jeweiligen Kernaufbau einstellenden Betriebspunkt. Hierfür gilt:

$$H_{Kr} = H_P \text{ und } \dot{V}_{Kr} = \dot{V}_P \quad (7.19)$$

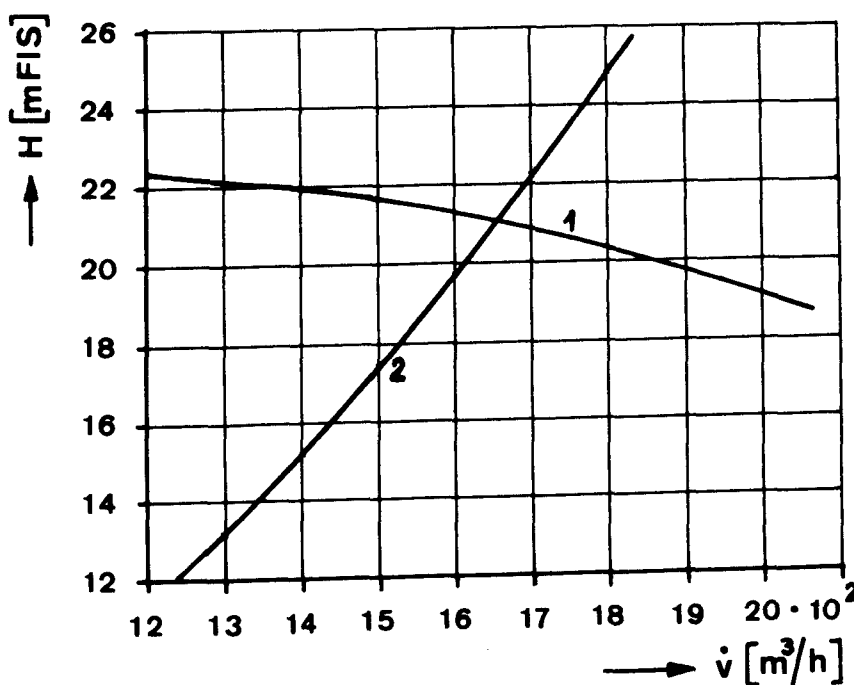


Abb. 22:

Pumpen- und Kreislaufkennlinie.
 1) Pumpenkennlinie bei 3 lauf. Pumpen
 2) Kreislaufkennlinie beim ESR-Kern

Die Kennlinie des Kreislaufes $H_{Kr} = f(\dot{V}_{Kr})$ setzt sich zusammen aus dem Strömungswiderstand der Rohrleitungen und dem Strömungswiderstand des Kerns. Für die Rohrleitungen kann in guter Näherung eine quadratische Abhängigkeit zwischen Strömungswiderstand und Durchfluß angesetzt werden, da die Druckverluste im wesentlichen durch Stoßverluste entstehen. Außerdem sind in dem hier interessierenden Durchflußbereich die Reynold'schen-Zahlen so hoch, daß keine Änderung des Widerstandsbeiwertes bei sich änderndem Durchfluß zu erwarten ist. Man kann daher die Rohrleitungskennlinie in dem interessierenden Durchflußbereich durch folgende quadratische Gleichung mathematisch beschreiben:

$$H_R = C_R \cdot \dot{V}_R^2 \quad (7.20)$$

mit: C_R : Konstante
 H_R : Druckverlust der Rohrleitungen
 $\dot{V}_R$: Durchfluß der Rohrleitungen

Für den Strömungswiderstand des Kerns gilt:

$$H_K = A + B \cdot \dot{V}_K + C \cdot \dot{V}_K^2 \quad (7.21)$$

mit: A, B, C : Polynomkoeffizienten

H_K : Druckverlust des Kerns
 $\dot{V}_K$: Durchfluß des Kerns

Die Polynomkoeffizienten A, B und C hängen von der Anzahl der von beiden Brennelementtypen zum Einsatz kommenden Elemente und den Widerstandskennlinien der beiden Brennelementtypen ab. Abb. 23 zeigt die Widerstandskennlinien der beiden Brennelementtypen. Sie lassen sich durch Polynome 2. Grades mathematisch beschreiben:

$$\text{ESR-Brennelement: } H_1 = A_1 + B_1 \cdot \dot{V}_1 + C_1 \cdot \dot{V}_1^2 \quad (7.22)$$

$$\text{Mk4-Brennelement: } H_2 = A_2 + B_2 \cdot \dot{V}_2 + C_2 \cdot \dot{V}_2^2 \quad (7.23)$$

mit: $(A, B, C)_{1,2}$: Polynomkoeffizienten des ESR- bzw. Mk4-Brennelementes

$H_{1,2}$: Druckverlust des ESR- bzw. Mk4-Brennelementes
 $\dot{V}_{1,2}$: Durchfluß des ESR- bzw. Mk4-Brennelementes

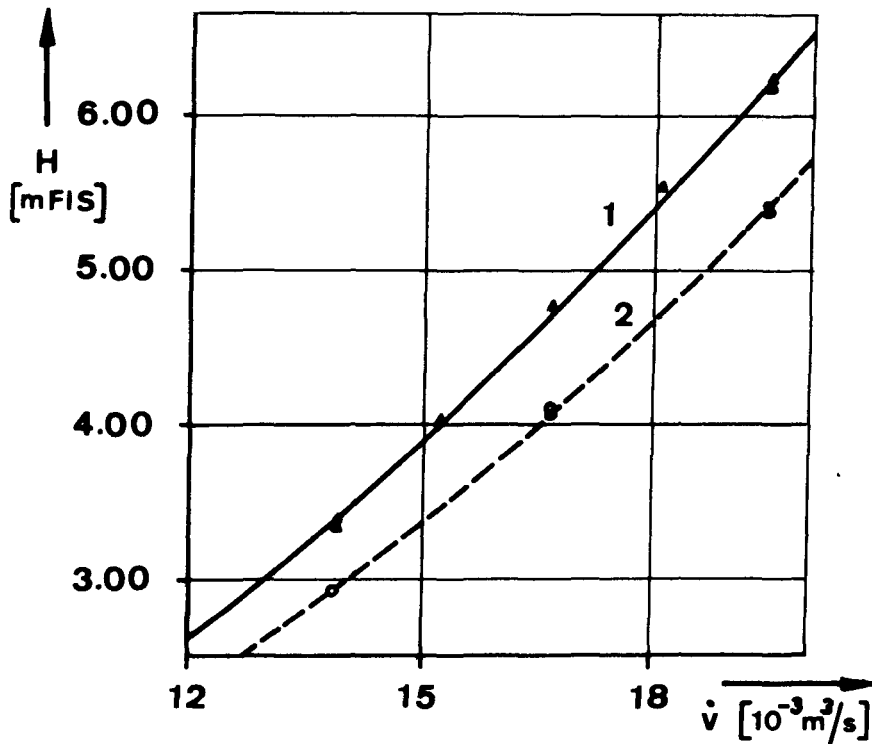


Abb.23:
Druckverlustkenn-
linie des ESR-
Brennelementes (1)
und des Mk4-Brenn-
elementes (2) bei
einer Wassertempe-
ratur von 20°C.

Der Druckverlust des Kerns ist gleich dem mittleren Druckver-
lust der beiden Brennelemente. Es gilt:

$$H_K = \bar{H}_1 = \bar{H}_2 \quad (7.24)$$

Mit Gleichung (7.24) folgt aus Gleichung (7.22) und (7.23):

$$\bar{V}_1 = -\frac{B_1}{2 \cdot C_1} + \sqrt{\frac{H_K - A_1}{C_1} + \left(\frac{B_1}{2 \cdot C_1}\right)^2} \quad (7.25)$$

$$\bar{V}_2 = -\frac{B_2}{2 \cdot C_2} + \sqrt{\frac{H_K - A_2}{C_2} + \left(\frac{B_2}{2 \cdot C_2}\right)^2} \quad (7.26)$$

Der Balken über den Variablen bedeutet, daß es sich um Mittel-
werte handelt.

Die Summe der Einzeldurchflüsse durch die ESR- und Mk4-Brenn-
elemente ergibt den Kerndurchfluß. Bezeichnet man die Zahl der
ESR-Brennelemente mit z_1 und die der Mk4-Brennelemente mit z_2 ,
so gilt:

$$\dot{V}_K = z_1 \cdot \bar{V}_1 + z_2 \cdot \bar{V}_2 \quad (7.27)$$

Setzt man $R = \bar{V}_1 / \bar{V}_2$, so folgt aus Gleichung (7.27):

$$\bar{V}_1 = \frac{R}{R \cdot z_1 + z_2} \cdot \dot{V}_K \text{ und } \bar{V}_2 = \frac{1}{R \cdot z_1 + z_2} \cdot \dot{V}_K \quad (7.28)$$

Durch Koeffizientenvergleich erhält man aus den Gleichungen (7.21), (7.22), (7.24) und (7.28):

$$A = A_1; \quad B = k \cdot B_1; \quad C = k^2 \cdot C_1 \quad (7.29)$$

$$\text{mit:} \quad k = \frac{R}{R \cdot z_1 + z_2} \quad (7.30)$$

sodaß Gleichung (7.21) geschrieben werden kann:

$$H_K = A_1 + k \cdot B_1 \cdot \dot{V}_K + k^2 C_1 \cdot \dot{V}_K^2 \quad (7.31)$$

Die Addition des Kern- und Rohrleitungswiderstandes gibt den Strömungswiderstand des Kreislaufes. Mit $\dot{V}_{Kr} = \dot{V}_R = \dot{V}_K$ folgt aus den Gleichungen (7.20) und (7.31)

$$H_{Kr} = C_R \cdot \dot{V}_{Kr}^2 + A_1 + k \cdot B_1 \cdot \dot{V}_{Kr} + k^2 C_1 \cdot \dot{V}_{Kr}^2 \quad (7.32)$$

Die Pumpenkennlinie läßt sich in dem interessierenden Durchflußbereich ebenfalls durch ein Polynom 2. Grades sehr genau beschreiben:

$$H_P = A_P + B_P \cdot \dot{V}_P + C_P \cdot \dot{V}_P^2 \quad (7.33)$$

Da für den sich einstellenden Betriebspunkt Gleichung (7.19) erfüllt sein muß, folgt aus Gleichung (7.32) und (7.33):

$$A_P + B_P \cdot \dot{V}_{Kr} + C_P \cdot \dot{V}_{Kr}^2 = C_R \cdot \dot{V}_{Kr}^2 + A_1 + k \cdot B_1 \cdot \dot{V}_{Kr} + k^2 \cdot C_1 \cdot \dot{V}_{Kr}^2 \quad (7.34)$$

Nach Umformung und Auflösung nach $\dot{V}_{Kr}$ erhält man:

$$\dot{V}_{Kr} = -\frac{b}{2c} + \sqrt{-\frac{a}{c} + \left(\frac{b}{2c}\right)^2} \quad (7.35)$$

mit:

$$\begin{aligned} a &= A_P - A_1 \\ b &= B_P - k \cdot B_1 \\ c &= C_P - C_1 \cdot k^2 - C_R \end{aligned}$$

$\dot{V}_{Kr}$ läßt sich durch ein einfaches Iterationsverfahren sehr leicht bestimmen. Dabei gibt man zunächst H_K vor und berechnet hierfür nach Gleichung (7.25) und (7.26) den mittleren Einzeldurchfluß durch die ESR- und Mk4-Brennelemente. Anschließend wird der Wert $R = \bar{V}_1 / \bar{V}_2$ und mit Gleichung (7.30) der Wert k berechnet. Damit sind alle Werte bekannt, um mit Gleichung (7.35) den Kreislaufdurchfluß $\dot{V}_{Kr}$ berechnen zu können. Der berechnete Kreislaufdurchfluß $\dot{V}_{Kr}$, der mit dem

Kerndurchfluß $\dot{V}_K$ identisch ist, wird in Gleichung (7.21) eingesetzt und der Druckverlust des Kerns H_K bestimmt. Dieser Wert wird mit dem Vorgabewert verglichen. Bei zu großer Abweichung ist mit dem berechneten Kerndruckverlust die Rechnung zu wiederholen. Im allgemeinen genügt eine Iteration, um den Druckverlust des Kerns auf 1 % genau zu berechnen.

Ist der bei vorgegebenem Kernaufbau sich einstellende Durchfluß des Kreislaufes und der zugehörige Druckverlust des Kerns gefunden, so lassen sich mit den Gleichungen (7.25) und (7.26) die mittleren Einzeldurchflüsse $\bar{V}_1$ und $\bar{V}_2$ der beiden Brennelementtypen berechnen. Setzt man diese Werte ins Verhältnis zu dem mittleren Durchfluß der Brennelementpositionen, der sich durch gleichmäßige Aufteilung des Kreislaufdurchflusses auf die 25 Brennelementpositionen ergibt, so erhält man die Brennelementfaktoren g_1 und g_2 . Damit läßt sich der Durchfluß in jeder beliebigen Position v bei gemischtem Kern bestimmen. Allgemein gilt dafür:

$$\dot{V}_v = \left(\frac{\dot{V}_v}{\bar{V}_K} \right)_B \cdot \dot{V}_{Kr} \cdot g \quad (7.36)$$

mit: $\dot{V}_v$: Durchfluß in der Position v

$\left(\frac{\dot{V}_v}{\bar{V}_K} \right)_B$: Verhältnis des Durchflusses in der Position v zum Kerndurchfluß, bezogen auf einen Kern, der nur aus einem Brennelementtyp aufgebaut ist.
Werte können Tab. 2 entnommen werden.

$\dot{V}_{Kr}$: Für den tatsächlichen Kernaufbau berechneter Kreislaufdurchfluß, identisch mit Kerndurchfluß

g : Brennelementfaktor, abhängig vom Brennelementtyp, der sich in der betreffenden Position befindet.

Das beschriebene Berechnungsverfahren enthält eine Vereinfachung, die im strengen mathematischen Sinne nur Gültigkeit hat, wenn die beiden Brennelementfaktoren den Wert 1 annehmen.

Es wird nämlich vorausgesetzt, daß

$$\dot{V}_K = g_1 \cdot \sum_1^{z_1} \dot{V}_1 + g_2 \cdot \sum_1^{z_2} \dot{V}_2 \quad (7.37)$$

Nach der Definition ist:

$$\sum_1^Z \dot{V}_1 = z_1 \cdot \bar{V}_1 \quad \text{und} \quad \sum_1^Z \dot{V}_2 = z_2 \cdot \bar{V}_2 \quad (7.38)$$

so daß aus Gleichung (7.37) folgt:

$$\dot{V}_K = g_1 \cdot z_1 \cdot \bar{V}_1 + g_2 \cdot z_2 \cdot \bar{V}_2 \quad (7.39)$$

Diese Gleichung steht im Widerspruch zu Gleichung (7.27), wenn g_1 und g_2 ungleich 1 sind. Da die beiden Faktoren jedoch sehr nahe bei 1 liegen und außerdem die Durchflüsse in den einzelnen Positionen nicht sehr stark differieren, ist der verursachte Fehler sehr gering. Er liegt ungünstigstenfalls im Bereich von 1%, wie eine Nachprüfung ergeben hat.

Abschließend seien noch die zur Durchführung der Berechnung erforderlichen Konstanten angegeben.

Druckverlustkennlinie des ESR-Brennelementes:

$$\begin{aligned} H_1 &= A_1 + B_1 \cdot \dot{V}_1 + C_1 \cdot \dot{V}_1^2 \\ A_1 &= -0,396 \text{ m FlS} \\ B_1 &= 99,72 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s}) \\ C_1 &= 12358,6 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s})^2 \end{aligned}$$

Druckverlustkennlinie des Mk4-Brennelementes:

$$\begin{aligned} H_2 &= A_2 + B_2 \cdot \dot{V}_2 + C_2 \cdot \dot{V}_2^2 \\ A_2 &= -0,01 \text{ m FlS} \\ B_2 &= 37,26 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s}) \\ C_2 &= 12412,1 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s})^2 \end{aligned}$$

Pumpenkennlinie:

$$\begin{aligned} H_P &= A_P + B_P \cdot \dot{V}_P + C_P \cdot \dot{V}_P^2 \\ A_P &= 17,805 \text{ m FlS} \\ B_P &= 28,972 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s}) \\ C_P &= -47,51 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s})^2 \end{aligned}$$

Rohrleitungskennlinie:

$$\begin{aligned} H_R &= C_R \cdot \dot{V}_R^2 \\ C_R &= 73,25 \text{ m FlS}/(\text{m}^3/\text{s})^2 \end{aligned}$$