

Die Erprobung eines passiven Kühlsystems für die Tanklagerung von hochradioaktiven Abfall-Lösungen

Von F. Mayinger*, H. Sandner*, H. Völkl*, E. Gelfort**, B. Heits** und J. Mischke**

Zusammenfassung

Für die Kühlung der sich selbst erheizenden hochradioaktiven Abfall-Lösung aus der Aufarbeitung ausgedienter Brennelemente wird neben einer redundant ausgelegten Betriebskühlung zusätzlich ein passives Kühlsystem vorgesehen, das nach dem Thermosiphon-Prinzip arbeitet. Zur Demonstration der Funktionstüchtigkeit eines solchen Kühlsystems wurde eine elektrisch beheizte Versuchsanlage erstellt, in der - bei Wahrung der hydraulischen Ähnlichkeit zur geplanten Originalanlage - die abzuführende Wärmeleistung 10% der der Hauptausführung beträgt. Die Ergebnisse der Modell-Untersuchungen dokumentieren nachvollziehbar, daß das Anlaufen der Anlage und die Wärmeabfuhr unter allen Bedingungen sichergestellt sind. Insbesondere garantiert ein passives Einfrierschutzkonzept die Funktionsfähigkeit bei Außentemperaturen unter 0 °C. Das Anlagenverhalten kann mit einem thermodynamischen Computerprogramm verläßlich simuliert werden.

Abstract

Test of a passive cooling system for the tank storage of highly active waste solutions

A passive cooling system is planned besides the redundantly designed process cooling system for the cooling of self-heating highly active waste solutions. This cooling system is based on the thermosiphon principle. An electrically heated test loop was built to demonstrate the ability to function of such a cooling system. The construction is hydraulically similar to the planned one with a heat output of 10% compared to the original system. The results of the experiment prove that the initial start-up of the loop and the heat removal from the tank and the condenser is guaranteed under all conditions. The serviceability, especially at temperatures below 0 °C, is secured by a passive freezing up system. The function of the system can be reliably simulated by a thermodynamic computer program.

1. Einleitung

Bei der Aufarbeitung von ausgedienten Brennelementen nach dem PUREX-Verfahren fällt im ersten Extraktionszyklus der sog. hochradioaktive Abfall (HAW) an. Diese Lösung enthält über 99% der mit den Kernbrennstoffen Uran und Plutonium gelösten, nicht flüchtigen Spaltprodukte. Um sicherzustellen, daß die HAW-Lösung mit der Biosphäre nicht in Kontakt kommen kann, wird der HAW nach einer Aufkonzentrierung (HAWC) in einer geeigneten Glasmatrix verfestigt [1]. Eine ausführlichere Darstellung der Entstehung und Zusammensetzung des HAW sowie der mit seiner Lagerung verbundenen Problematik wurde in einem vorangehenden Übersichtsartikel [2] gegeben.

Zur Entkopplung der Verfahrensschritte Extraktion und Verglasung und aus betrieblichen Gründen, z. B. für den Fall eines längeren Ausfalls der Verglasungseinheiten, sind für die geplante Wiederaufbereitungsanlage Wackersdorf (WAW) zwei Pufferlagerbehälter für den HAWC vorgesehen. Eine

* Prof. Dr. Franz Mayinger, Dr. Heinrich Sandner, Dipl.-Ing. Heinrich Völkl, Lehrstuhl A für Thermodynamik, Technische Universität München, Postfach 2024 20, D-8000 München 2.

** Dr. Eike Gelfort, Dr. Bernd Heits, Dipl.-Ing. Joachim Mischke, Deutsche Gesellschaft für Wiederaufarbeitung von Kernbrennstoffen mbH (DWK), Postfach 1407, D-3000 Hannover 1.

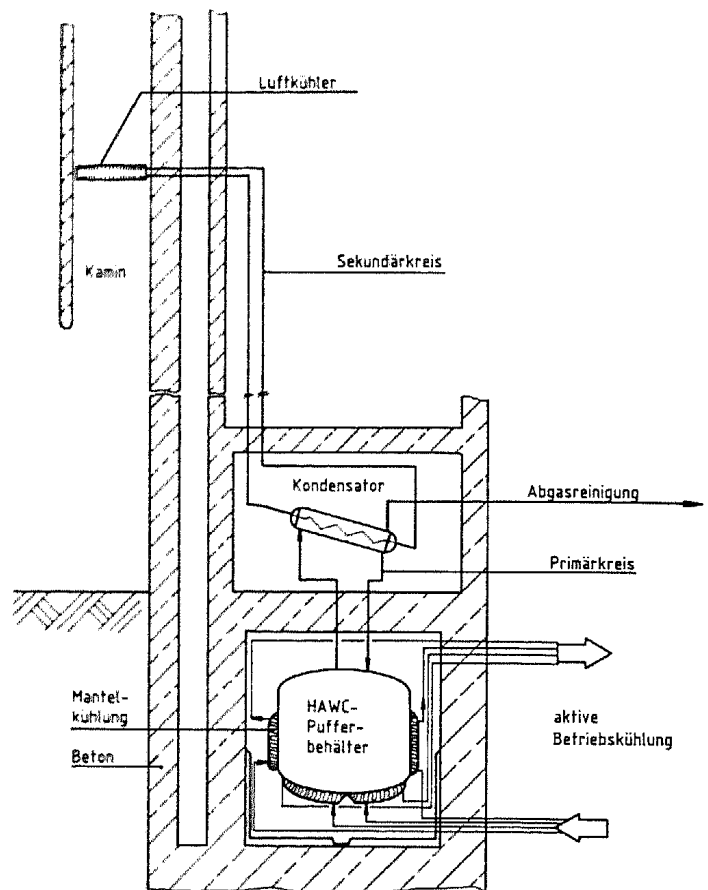


Fig. 1: Schematische und vereinfachte Darstellung des geplanten passiven Kühlsystems eines HAWC-Pufferbehälters in der Wiederaufbereitungsanlage Wackersdorf

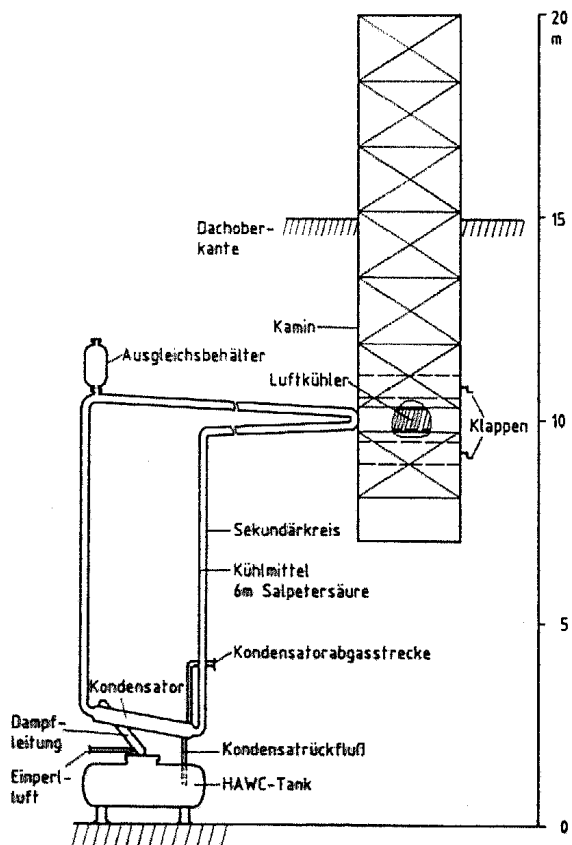


Fig. 2: Prinzipdarstellung des Demonstrationsstandes Passive Kühlung

Tab. 1: Auslegungsdaten für den HAWC-Pufferlagerbehälter in der Wiederaufarbeitungsanlage Wackersdorf

Lagerbehälter:		
Nennvolumen	100	m ³
Nutzvolumen	75	m ³
Temperatur		
normal	55	°C
Siedezustand	105	°C
Druck	1,05	bar
Kühlwasser		
Eintritt	30	°C
Austritt	36	°C
Menge	48	m ³ /h
Entstehung von Dampf und nicht kondensierbaren Gasen		
Normalzustand	24	kg/h
Siedezustand	536	kg/h
Instrumentenluft (Normbedingungen)	1,5	m ³ /h
Wärmeinventar:		
Wärmemenge		
normal	165	kW
max. angenommen	330	kW
spez. Wärmeleistung		
normal	2,2	W/l
max. angenommen	4,4	W/l
Siedeprozess nach Ausfall der Betriebskühlung (bei 4,4 W/l)		
Temperaturerhöhung	3,6	K/h
Beginn des Siedens	20	h
Radiolysegasbildung (Normbedingungen)	2,8	m ³ /h

Beschreibung der sicherheitstechnischen Auslegung solcher Lagerbehälter der WAW enthält ebenfalls die Literaturstelle [2].

Die HAWC-Lösung ist aufgrund der Nachzerfallswärmeleistung der in ihr enthaltenen radioaktiven Spaltprodukte selbsterhitzend. Im Gorleben-Hearing [3] wurde gefordert, neben der Betriebskühlung für die HAWC-Pufferlagerbehälter ein passives Kühlsystem vorzusehen. Die Kühlung sollte unabhängig sein

- von der Verfügbarkeit elektrischer oder mechanischer Energie,
- von Steuer- und Regeleinrichtungen und
- von der menschlichen Zuverlässigkeit.

Der Übergang vom Normalbetrieb zum Störfallbetrieb beim Ausfall der Betriebskühlung soll vollautomatisch erfolgen, und das passive Kühlsystem muß zu jedem Zeitpunkt betriebsbereit sein.

Die Planung der WAW sieht vor, die passive Kühlung mit einem einfachen System, bestehend aus Kondensator und Luftkühler, zu bewerkstelligen (Fig. 1). Bei Ausfall der Betriebskühlung beginnt die HAWC-Lösung nach etwa 40 Stunden zu sieden. Der entstehende Dampf wird im Kondensator auskondensiert (Primärkreis). Dabei erwärmt sich die Kühlflüssigkeit im Sekundärkreis, erfährt dadurch einen Auftrieb und setzt den Flüssigkeitskreislauf in Gang. Die Wärme wird dadurch zum Luftkühler transportiert und an die Umgebungsluft abgegeben (Tertiärkreis).

Zur Demonstration der Funktionstüchtigkeit eines solchen passiven Kühlsystems wurde vom Lehrstuhl A für Thermody-

Tab. 2: Kondensator-Auslegungsdaten

Nennweite	500	mm
Rohrlänge	2500	mm
Wärmetauschfläche	26,5	m ²
Kühlmittel		
Eintritt	50	°C
Austritt	80	°C
Umlaufmenge	9,5	m ³ /h
Abgastemperatur nach Kondensation	65	°C

namik der Technischen Universität München (LATTUM) eine um den Faktor 10 verkleinerte Anlage erstellt (Fig 2), die zur geplanten Originalanlage hydraulisch ähnlich ist.

Die der Auslegung zugrundeliegenden Überlegungen, der Aufbau des Demonstrationsstandes und die Ergebnisse der Versuchsdurchführung werden im folgenden dargestellt.

Die Arbeiten wurden vom Bundesminister für Forschung und Technologie (BMFT) und von der Deutschen Gesellschaft für Wiederaufarbeitung von Kernbrennstoffen mbH (DWK) finanziert.

2. Auslegung und Aufbau des Demonstrationsstandes

2.1. Vorgegebene Auslegungsdaten

Die wesentlichen sicherheitstechnischen Randbedingungen für die Auslegung des passiven Kühlsystems für die HAWC-Tanklagerung wie

- die chemische Zusammensetzung der HAWC-Lösung,
- das Radioaktivitäts- und Wärmeinventar,
- die Reparaturmöglichkeiten und Hilfsmaßnahmen bei einem Ausfall der Betriebskühlung sowie
- die in- und ausländischen Erfahrungen mit dem Betrieb von HAWC-Tanklagern

wurden in [2] ausführlich dargestellt und diskutiert.

Für die Auslegung in der WAW-Anlage wurden für die Wärmeleistungsdichte der HAWC-Lösung unter Berücksichtigung eines Sicherheitszuschlages von 100% 4,4 W/l angenommen. Bei einem Behälter mit 75 m³ Nutzvolumen ergibt sich damit eine maximale Wärmeleistung von 330 kW.

Bei den Behältern handelt es sich um aufrechtstehende zylindrische Edelstahl tanks, die auf dem Mantel mit Kühlwasserrohren versehen sind. Zur Vermeidung von Sedimentationen der Feststoffe in der Lösung sind Pulsatoren vorgesehen. Der Füllstand wird mit der Einperlmethode gemessen. Die wesentlichen Daten für die Behälterauslegung sind in Tab. 1 zusammengestellt.

Der Kondensator (Tab. 2) hat die Aufgabe, im Falle der Selbsterhitzung der HAWC-Lösung die Dämpfe niederzuschlagen und dem Pufferbehälter wieder zuzuführen. Die Beaufschlagung mit Dämpfen erfolgt mantelseitig. Auf der Rückseite zirkuliert 6molare Salpetersäure als Kühlmittel im Sekundärkreis.

Das Kühlmedium im Sekundärkreis durchströmt rohrseitig die an der Außenseite des Hauptprozeßgebäudes in Luftschächten angebrachten Luftkühler (Tab. 3). Hier erfolgt die Abkühlung des Kreislaufmediums durch die rippenseitig an dem Luftkühler vorbeiströmende Außenluft.

2.2. Skalierung des Demonstrationsstandes

Um die an einem Versuchsstand gewonnenen Ergebnisse auf eine Originalanlage übertragen zu können, muß die thermohydraulische Ähnlichkeit beider Anlagen gegeben sein. Die auf der Grundlage der Ähnlichkeitstheorie getroffenen Festlegungen von Längen-, Höhen- und Durchmesserhältnissen wird als Skalierung bezeichnet.

Bei der Skalierung des Demonstrationsstandes wurde von der Vorgabe ausgegangen, daß die abzuführende Wärmeleistung

Tab. 3: Luftkühler-Auslegungsdaten

Glattrohrfläche	ca. 300	m ²
ges. Wärmetauschfläche	ca. 2000	m ²
Länge	10	m
Breite	3	m
Arbeitstemperaturbereich	- 30 ... + 40	°C
Lufteintritt	40	°C
Luftaustritt	55	°C
Höhenunterschied zum Kondensator	ca. 15	m

auf $\frac{1}{10}$ des Originalwerts zu reduzieren war. Der Behälter der Originalanlage füllt 75 m³ HAWC-Lösung. Bei der Versuchsanlage wurde der Inhalt des Pufferbehälters bewußt nicht in das Leistungsverhältnis 1:10 eingebunden, sondern statt 7,5 m³ nur 2 m³ Speicherflüssigkeit vorgesehen. Dadurch konnte die Aufheizzeit von 20 h auf etwas über 5 h reduziert und die verhältnismäßig plötzlich einsetzende Dampfentwicklung unter wesentlich erschwerten zeitlichen Bedingungen untersucht werden. Der elektrisch beheizte Pufferbehälter der Versuchsanlage hat die Form eines liegenden Zylinders von 3 m Länge und 1 m Durchmesser. Bei einer Füllstandshöhe von 0,8 m wird das Verhältnis von Oberfläche der Spaltproduktlösung zur Heizleistung gleich dem für den Originalbehälter, so daß Effekte, die mit dem Ausdampfprozeß verknüpft sind, wie Aerosolausstrag oder Tröpfchenmitriß, in beiden Anlagen mit gleicher Intensität auftreten.

Beim Kondensator erfolgte die Skalierung in der Art, daß entsprechend der zu übertragenden Leistung die Wärmeübertragungsfläche auf $\frac{1}{10}$ reduziert wurde. Um die Strömungs- und Wärmeübergangsverhältnisse gleich zu halten, wurde unter Beibehaltung der Kondensatorgeometrie und der Rohrdurchmesser nur die Rohranzahl verringert. Die gleiche Vorgehensweise wurde auch beim Luftkühler und beim Kühlkamin angewendet, d. h. Verringerung der Kühlkamin- und Luftkühlerquerschnitte auf $\frac{1}{10}$.

Das Höhenverhältnis zwischen Behälter und Kondensator spielt aufgrund der Phasentrennung im Primärkreis nur eine untergeordnete Rolle. Im Sekundärkreis beträgt die Höhendifferenz zwischen Kondensator und Luftkühler mit 7,5 m die Hälfte der geplanten 15 m.

Die wirksame Kaminhöhe von 10 m über Luftkühler konnte dank der baulichen Gegebenheiten am Aufstellungsort im Maßstab 1:1 übernommen werden. Hieraus resultieren sowohl gleiche Strömungsgeschwindigkeit als auch die gleiche Aufheizspanne der Umgebungsluft. Beim Kühler wurde ferner die Rohrlänge halbiert und dafür die Rohranzahl verdoppelt, d. h. auf nur $\frac{1}{5}$ der Originalanzahl vermindert. Diese Maßnahme verringert den Druckverlust auf der Sekundärkreisseite im Bereich des Luftkühlers wesentlich und erleichtert damit die Skalierung des Sekundärkreises bezüglich des Gesamtdruckverlustes.

Der Sekundärkreis als der thermohydraulisch empfindlichste Teil des Systems erforderte besonders differenzierte Überlegungen bei der Skalierung. Es erwies sich wegen der entscheidenden Bedeutung des Anlaufverhaltens als notwendig, sowohl stationäre als auch instationäre Betriebszustände zu berücksichtigen. Die wichtigsten Überlegungen werden im folgenden kurz erläutert.

Die Bewegungsgleichung für einen geschlossenen Thermosiphonkreislauf lautet [4]

$$g\rho\oint[\beta(T-T_0)-1]dz = \rho\oint\frac{1}{A(s)}ds\frac{d\dot{V}}{dt} + \frac{\rho}{2}\left(\sum\frac{L_i}{D_i A_i^2}\xi_i + \sum\frac{K_i}{A_i^2}\right)\dot{V}^2 \quad (1)$$

mit

- g Erdbeschleunigung,
- ρ Dichte des Kühlmediums,
- β Ausdehnungskoeffizient,
- T Fluidtemperatur,
- T_0 Bezugstemperatur,
- z Höhenkoordinate,
- D Rohrdurchmesser,
- A Querschnittsfläche,
- s Umlaufkoordinate,

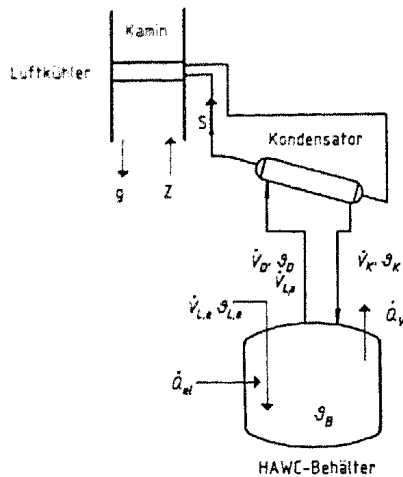


Fig. 3: Veranschaulichung des Koordinatensystems beim Thermosiphonkreislauf und der Energie- und Massenströme beim HAWC-Behälter

- \dot{V} Volumenstrom,
- L Rohrlänge,
- ξ Reibungsdruckverlustbeiwert,
- K Formdruckverlustbeiwert,
- i, j Laufvariable für die einzelnen Komponenten (siehe auch Fig. 3).

Die linke Seite der Gl. (1) beschreibt den Auftrieb (A), d. h. den Motor des Kreislaufes, die rechte die hemmenden Kräfte, die sich zusammensetzen aus den Trägheitskräften der zu beschleunigenden Flüssigkeit (B) und den Reibungskräften (R). Letztere ergeben sich aus der Addition von reiner Rohrreibung und Formverlusten in Krümmern, Verzweigungen etc. Bezüglich der für Original- und Demonstrationsanlage gültigen Bewegungsgleichung resultiert aus der Ähnlichkeitstheorie die Forderung, daß sich die beiden Gleichungen für die Original- und Demonstrationsanlage nur um einen konstanten Faktor unterscheiden dürfen. Daraus erhält man die Skalierungsbedingungen (Index d: Demonstrationsanlage, Index o: Originalanlage):

$$\frac{A_d}{A_o} = \frac{B_d}{B_o} = \frac{R_d}{R_o} = \text{konst.} \quad (2)$$

In Gl. (2) werden die entsprechenden Formel ausdrücke aus Gl. (1) für die jeweilige Anlage eingesetzt. Jede in Gl. (1) auftretende physikalische Größe X erscheint dann zweimal in der Quotientenform $X_d/X_o = \gamma$. Ist das Skalierungsverhältnis γ fest vorgegeben, so hat γ einen bekannten Zahlenwert; soll γ

Tab. 4: Skalierungsdaten des Demonstrationsstandes passive Kühlung (DPK)

Komponente	Einheit	DPK	Original-anlage	DPK/Original
Wärmeleistung	kW	33	330	1/10
HAWC-Behälter				
Inhalt	m ³	2,0	75	1/37,5
freie Flüssigkeits-Oberfläche	m ²	2,5	25	1/10
Kondensator				
Länge	m	2,5	2,5	1
Wärmetausfläche	m ²	2,6	26	1/10
Luftkühler				
Wärmetausfläche	m ²	200	2000	1/10
Höhe über Kondensator	m	7,5	15	1/2
Kamin				
Höhe über Luftkühler	m	10	10	1

aus der Doppelgleichung (2) ermittelt werden, so ist γ als Variable aufzufassen. Gl. (2) gestattet die Ermittlung zweier unabhängiger γ -Werte. Da die Anzahl der bisher festgelegten Skalierungsverhältnisse, vermehrt um die beiden aus Gl. (2) bestimmbaren, kleiner ist als die Anzahl der in Gl. (1) auftretenden Variablen, müssen aus physikalischen Überlegungen weitere Vorgaben erfolgen (siehe Tab. 4):

- Um hinsichtlich des Wärmeübergangs gleiche Verhältnisse zu erzwingen, wird $(T - T_0)_d / (T - T_0)_o = 1$ gesetzt.
- Aus dem vorgegebenen Leistungsverhältnis $\dot{Q}_d / \dot{Q}_o = 1/10$ folgt $\dot{V}_d / \dot{V}_o = 1/10$, wenn man bei Einsatz des gleichen Kühlmediums die gleiche Aufheizspanne fordert.
- Da für die klimatischen Randbedingungen (Windböen) die gleichen Zeitkonstanten gelten, wird auch das Verhältnis der Zeitskalen $t_d / t_o = 1$ gesetzt.
- Bei Verwendung des gleichen Kühlmediums ergibt sich ferner $\rho_d / \rho_o = \beta_d / \beta_o = 1$.
- Wie oben beschrieben, ist das wasserseitige Querschnittsverhältnis beim Luftkühler $A_{Ld} / A_{Lo} = 1/5$ und beim Kondensator $A_{Kd} / A_{Ko} = 1/10$.
- Das Längenverhältnis ist beim Luftkühler $L_{Ld} / L_{Lo} = 1/2$ und beim Kondensator $L_{Kd} / L_{Ko} = 1$.
- Das Verhältnis des geodätischen Höhenunterschieds zwischen Kondensator und Luftkühler wurde aus baulichen Gründen zu $H_d / H_o = 1/2$ festgelegt.
- Das Längenverhältnis der Rohrleitung (bei der Demonstrationsanlage einstellbar durch die Länge der waagerechten Rohrleitung) ist eine noch festzulegende Größe und wird mit $L_d / L_o = \varepsilon$ bezeichnet.
- Das Durchmesser Verhältnis der Rohrleitung ist ebenfalls noch festzulegen und wird mit $D_d / D_o = \delta$ bezeichnet. Das Querschnittsverhältnis ist dann $A_d / A_o = \delta^2$.
- Die einzelnen Druckverlust- und Formverlustbeiwerte wurden jeweils für Kondensator, Luftkühler und Rohrleitung zusammengefaßt. Es ergab sich für den Kondensator $\xi_{Kd} / \xi_{Ko} = 1$, für den Luftkühler $\xi_{Ld} / \xi_{Lo} = 0,574$ und für die Rohrleitung eine durch Vergleichsrechnungen bei verschiedenen Reynoldszahlen ermittelte Funktion in Abhängigkeit von δ und ε :

$$\frac{\xi_d}{\xi} = 0,0073 \frac{\varepsilon}{\delta^4} + 0,69 \frac{\varepsilon}{\delta} + 0,045 \frac{1}{\delta} + 0,39. \quad (3)$$

Als Variable für die Skalierung des Sekundärkreises bleiben somit der Rohrdurchmesser und die horizontale Rohrlänge. Nach Einsetzen der oben genannten Verhältnisse in die Doppelgleichung (2) erhält man folgende Beziehungen als Skalierungsbedingungen:

$$\frac{1}{2} = \frac{\frac{L}{A} \frac{\varepsilon}{\delta^2} + \frac{L_L}{A_L} \cdot 2,5 + \frac{L_K}{A_K} \cdot 10}{10 \left(\frac{L}{A} + \frac{L_L}{A_L} + \frac{L_K}{A_K} \right)}, \quad (4)$$

$$\frac{1}{2} = \frac{\xi \cdot \frac{\xi_d}{\xi}(\delta, \varepsilon) \cdot \frac{1}{\delta^4 A^2} + \frac{\xi_L \cdot 0,574}{A_L^2} \cdot 100 + \frac{\xi_K}{A_K^2} \cdot 100}{100 \left(\frac{\xi}{A^2} + \frac{\xi_L}{A_L^2} + \frac{\xi_K}{A_K^2} \right)}. \quad (5)$$

In diesen Gleichungen kommen neben den beiden Unbekannten δ und ε nur noch die bekannten Größen der Originalanlage vor. Setzt man die Werte der Originalanlage ein, so erhält man $\delta = 0,385$ und $\varepsilon = 0,778$. Das bedeutet, daß

- der Rohrdurchmesser größer als bei rein geometrischer Skalierung ($\delta_{geo} = 0,316$) und
- die Rohrlänge erheblich größer als bei geometrischer Skalierung ($\varepsilon_{geo} = 0,5$) ist.

Daraus ergibt sich für die Demonstrationsanlage ein größeres Verhältnis von waagerechter zu senkrechter Rohrleitung. Das ist notwendig, um die Ähnlichkeitsbedingung auch für den Beschleunigungsdruckverlust zu erfüllen.

Eine anschauliche Darstellung des Skalierungsverfahrens zeigt Fig. 4, der ein einfacher Kreislauf in einem Rohr (ohne Formverluste) zugrunde gelegt wurde. Aufgetragen sind die drei Terme der Skalierungsbedingungen: Auftriebsverhältnis, Beschleunigungsverhältnis und Reibungsverhältnis für den Schätzwert $\varepsilon = 0,5$ in Abhängigkeit von δ . Das Auftriebsverhältnis ist konstant gleich $1/2$ entsprechend dem Höhenverhältnis. Das Reibungsverhältnis ist proportional ε / δ^5 und das Beschleunigungsverhältnis proportional ε / δ^2 . Die Faktoren $1/100$ und $1/10$ und ergeben sich aus dem Leistungsverhältnis $\dot{Q}_d / \dot{Q}_o = 1/10$. Man bestimmt dasjenige Durchmesser Verhältnis, bei dem Beschleunigung und Reibung angepaßt sind (Punkt 1) und kann dann durch eine Vergrößerung von ε , d.h. durch Verlängerung der waagerechten Rohrleitung, diese beiden Terme an den Auftriebsterm anpassen (Punkt 2).

Die mit diesem Verfahren ermittelten Werte für den Rohrdurchmesser und die Rohrlänge wurden zusammen mit den übrigen Skalierungsverhältnissen als Grundlage für die Auslegung des Demonstrationsstandes benutzt.

2.3. Beschreibung des Demonstrationsstandaufbaus

Basierend auf den vorgegebenen Auslegungsdaten gemäß Tab. 1 bis 3 und den Ergebnissen der Skalierungsüberlegungen wurde der Demonstrationsstand in einer Halle aufgebaut. Die wesentlichen Daten der vier Komponenten HAWC-Behälter, Kondensator, Luftkühler und Kamin sind in Tab. 4 zusammengestellt und mit der geplanten WAW-Anlage verglichen. Fig. 2 gibt eine Prinzipdarstellung des Aufbaus. Alle Komponenten wurden aus Edelstahl (Werkstoff-Nr. 1.4306) gefertigt. Die Behälter, der Kondensator und die Stahlbauten des Demonstrationsstandes wurden von der Firma Noell bezogen.

Bei dem HAWC-Behälter handelt es sich um einen liegenden Zylinder mit einem Fassungsvermögen von ca. 2,5 m³, der mit 2 m³ HAWC-Simulatrlösung gefüllt wird. An seinen Stirnseiten werden Heizstäbe eingeschoben, die eine maximale Leistung von 60 kW abgeben können. Eine Lufteinperlung, regelbar bis 1,5 m³/h, dient zur Simulation von Instrumentenluft

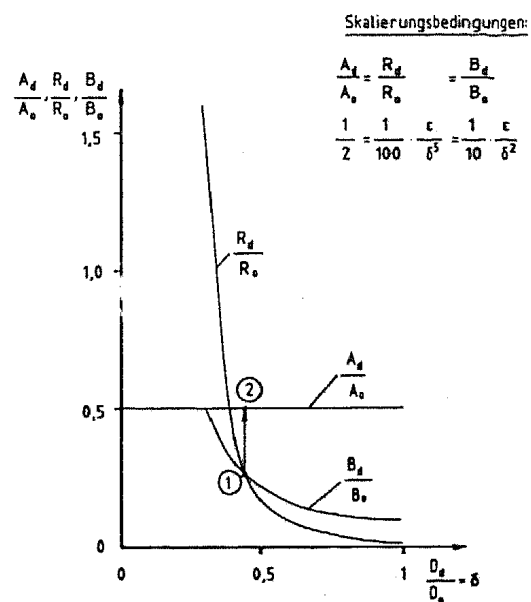


Fig. 4: Veranschaulichung des Skalierungsverfahrens der Demonstrationsanlage. A Auftrieb, R Reibung, B Beschleunigung, D Rohrdurchmesser

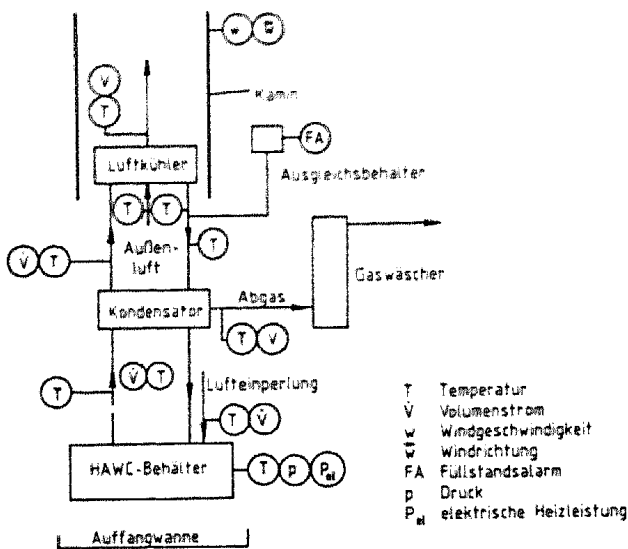


Fig. 5: Meßstellen am Demonstrationsstand Passive Kühlung

und Radiolysegasen. Diese nicht kondensierbaren Gase werden über die Abgasleitung des Kondensators über einen Gaswäscher (Glockenbodenkolonne mit 10 Böden) an die Umgebungsluft abgegeben.

Der Kondensator befindet sich auf einer Arbeitsbühne ca. 2 m über dem HAWC-Tank; der Neigungswinkel beträgt ca. 4° . Die Rohre des Sekundärkreises haben einen Innendurchmesser von 68,9 mm. Entsprechend den Gebäudegegebenheiten und den Skalierungsforderungen bezüglich des Reibungswiderstandes beträgt die vertikale Länge 15 m und die horizontale Länge 29,2 m. Die Neigung der horizontalen Rohrstrecke beträgt ca. $0,4^\circ$. Am höchsten Punkt des Sekundärkreises befindet sich ein Ausgleichsbehälter, der die Wärmeausdehnungen des Kühlmittels auffängt (siehe Fig. 2). Als Kühlmittel wurde 6molare Salpetersäure eingesetzt, da diese erst bei -42°C einfriert und durch ionisierende Strahlung nicht zersetzt wird.

Der Luftkühler wurde von der Firma GEA bezogen. Seine Länge beträgt 2,5 m und seine Breite 1,2 m. Der Querschnitt der Wärmetauschrohre ist elliptisch. Aufgrund der örtlichen Gegebenheiten ist er in einer Höhe von 7,5 m über dem Kondensator in einem Kamin an der Gebäudeaußenseite angebracht.

Der Kaminquerschnitt entspricht den Luftkühlerabmessungen. Die Kaminhöhe über dem Luftkühler beträgt 10 m. Im Kamin sind unter- und oberhalb des Luftkühlers Klappen angebracht, mit denen der Kaminquerschnitt definiert verringert werden kann.

2.4. Meßeinrichtungen

Der Demonstrationsstand wurde so instrumentiert, daß alle Betriebsparameter erfaßt und aufgezeichnet werden können. Die wichtigsten Meßgrößen sind die Temperaturen an verschiedenen Stellen der Anlage sowie sämtliche Durchflüsse. Ein Schema der Meßstellen zeigt Fig. 5. Die Temperatur wird mit Pt-100-Meßfühlern an folgenden Stellen gemessen:

- im Primärkreis im HAWC-Behälter, in der Dampfleitung vor dem Kondensatoreintritt und in der Kondensatrückflußleitung;
- im Sekundärkreis am Kondensatoreintritt, am Kondensatoraustritt, am Luftkühlereintritt und am Luftkühleraustritt;
- im Tertiärkreis jeweils 0,5 m vor und nach dem Luftkühler (Ein- und Austrittstemperatur der Umgebungsluft).

Ferner werden die Temperatur der eingepirten Luft und die Abgastemperatur gemessen.

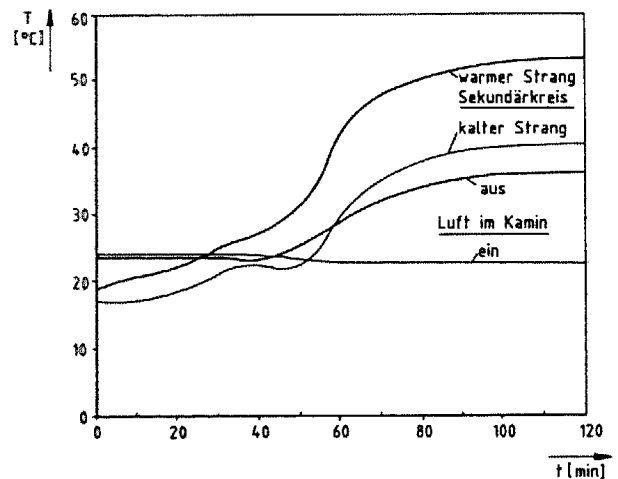
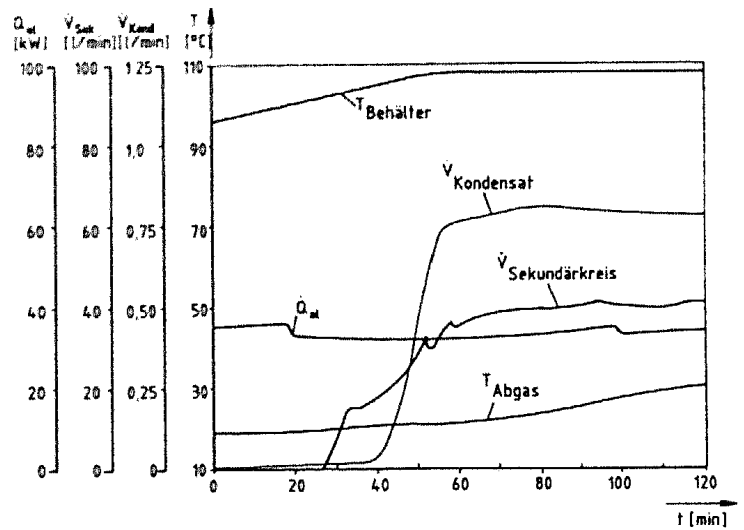


Fig. 6: Zeitabhängigkeit der Temperaturen und Durchflüsse beim Anlaufen des passiven Kühlsystems

Die erfaßten Volumenströme sind

- der Kondensatvolumenstrom,
- der Volumenstrom des Kühlmittels im Sekundärkreis,
- der Volumenstrom der Luft im Kühlkamin,
- der eingepirte Luftvolumenstrom und
- der Abgasvolumenstrom nach dem Kondensator.

Die Messung der Flüssigkeitsströme in der Kondensatleitung und im Sekundärkreis erfolgt mittels magnetisch-induktiver Meßaufnehmer, die bei minimalem Druckverlust eine hohe Auflösung bei guter Genauigkeit liefern. Der Einperlstrom wird mit einem Schwebekörperdurchflußmesser mit magnetischer Meßwertübertragung ermittelt.

Beim Kondensatorabgas wurde eine Meßblende mit einem Differenzdruckaufnehmer zur Durchflußmessung benutzt. Der Volumenstrom im Kühlkamin wird durch Integration über das Geschwindigkeitsprofil gewonnen. Letzteres wird mit einer thermischen Geschwindigkeitssonde bestimmt, die nach dem Prinzip des Hitzdrahtanemometers arbeitet und über den ganzen Kaminquerschnitt ferngesteuert verfahrbar ist.

Weitere erfaßte Meßgrößen sind der Behälterdruck und die zugeführte elektrische Leistung.

Alle Meßgrößen wurden bei den Betriebsläufen kontinuierlich erfaßt und archiviert.

3. Thermodynamische Ergebnisse

3.1. Anlaufverhalten des passiven Kühlsystems

Ein wesentliches Kriterium für die Betriebssicherheit des passiven Kühlsystems ist das Anlaufverhalten. Bei allen Probe-

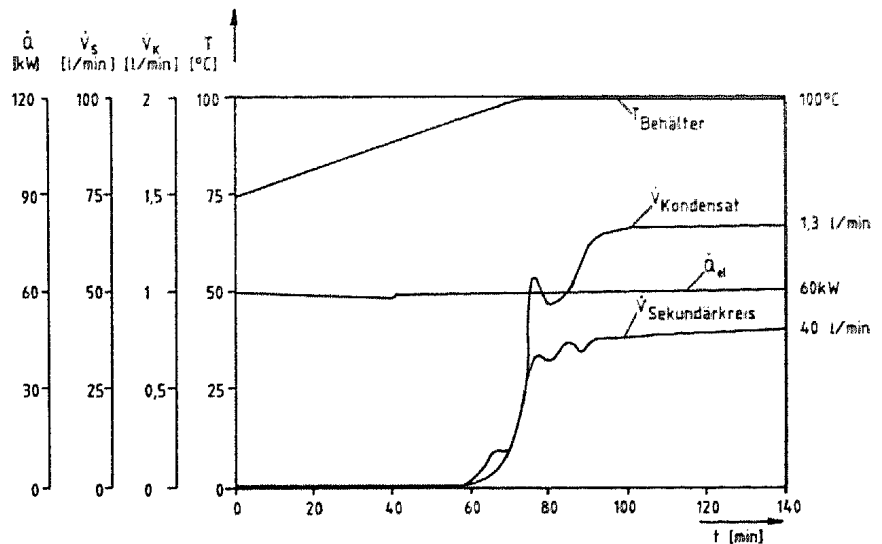


Fig. 7: Zeitabhängigkeit des Anlaufverhaltens im Falle hoher Außentemperaturen (Primärkreis)

läufen konnte festgestellt werden, daß das System ohne Probleme anließ und daß die Abfuhr des eingebrachten Wärmestroms immer gewährleistet war. Beispielhaft wird in Fig. 6 das Anlaufverhalten anhand der gemessenen Temperaturen und Durchflüsse dargestellt. Dabei war der HAWC-Tank mit einer HAWC-Simulatlösung (5molare Salpetersäure mit einer Salzfracht von ca. 50 g/l) gefüllt. Als Kühlmittel im Sekundärkreis wurde 6molare Salpetersäure eingesetzt.

Zu Beginn des Versuchs hatte die HAWC-Simulatlösung eine Temperatur von 60°C. Die elektrische Heizleistung wurde auf 36 kW eingestellt, die eingeperrte Luftmenge auf 600 l/h. Die Temperatur im HAWC-Behälter stieg dadurch stetig bis zum Siedepunkt, der durch die Salzbeladung bei ca. 110°C liegt. Beim Siedebeginn erfolgte der Anlauf des Sekundärkreises ohne Verzögerung und ohne einen verstärkten Dampfaustrag in die Abgasstrecke, was an der zu keinem Zeitpunkt erhöhten Abgastemperatur zu erkennen ist. Durch den Dampfanteil in der Einperlluft, die bereits vor dem Sieden den Kondensator durchströmt, beginnt der Anlauf sogar schon kurz vor Erreichen der Siedetemperatur. Die Meßkurven (Fig. 6) belegen den schnellen Anlauf des Kühlsystems und zeigen, daß weder starke Oszillationen, wie sie von einfachen Thermosiphonkreisläufen berichtet werden [4-6], noch ein starkes Überschwingen auftreten. Dieses Verhalten trat prinzipiell bei allen durchgeführten Versuchen sowohl bei hohen als auch bei niedrigen Außentemperaturen auf.

3.2. Langzeitverhalten des passiven Kühlsystems

Das Langzeitverhalten des passiven Kühlsystems wurde in insgesamt drei 300-h-Tests und einem 1000-h-Test erprobt. Bei allen Versuchen zeigte sich eine bemerkenswerte Stabilität des Systems. Im Primärkreis schwankten die Temperaturen des Abgases bzw. des Kondensatrückflusses leicht entsprechend dem Verlauf der Außentemperatur, jedoch in stark gedämpfter Form, da die Rückwirkung über den Kondensator stark abgeschwächt wurde. Die Schwankungen der Volumenströme des Kondensats (ca. $\pm 15\%$) und des Kühlmittels (ca. $\pm 5\%$) im Sekundärkreis waren gering. Die Aufheizspannen sowohl im Sekundärkreis als auch im Tertiärkreis erwiesen sich ebenfalls als sehr konstant. Die Temperaturen im Kamin und im Sekundärkreis hatten den gleichen tageszeitlichen Verlauf wie die Temperatur der Außenluft.

Ein Einfluß der Windstärke oder der Windrichtung auf die Funktion des Tertiärkreises wurde nicht beobachtet.

3.3. Kühlung bei hohen Außentemperaturen

Für den Betrieb des passiven Kühlsystems wird gefordert, daß eine Temperatur der Außenluft von 40°C die Funktion nicht beeinträchtigt. Zur Demonstration der Funktionstüchtigkeit wurde bei einer Außentemperatur von 36°C, die in München am 12. Juli 1984 über mehrere Stunden gemessen wurde, und bei einer Überlast von 47,5 kW (statt 33 kW) ein Kühlversuch durchgeführt. Die eingeperrte Luftmenge betrug dabei 0,6 m³/h. In Fig. 7 sind die Behältertemperatur, die Heizleistung, der Kondensatvolumenstrom und der Volumenstrom im Sekundärkreis über der Zeit aufgetragen. Die Behältertemperatur stieg fast linear bis auf Siedetemperatur und blieb dann konstant. Der Volumenstrom des Kondensatrücklaufs sowie der Volumenstrom des Sekundärkreises stiegen beim Siedebeginn sehr stark an und erreichten bereits nach einer kurzen Einschwingzeit von etwa 20 Minuten stationäre Werte. Wie in Fig. 7 zu sehen, erfolgte der eigentliche Anlauf durch den von der Einperlluft mitgetragenen Dampf schon vor dem Siedebeginn. Die Verzögerung im Anstieg des Sekundärkreisdurchflusses ist darin begründet, daß der Inhalt des Luftkühlers, der so warm wie die Außenluft ist, die Falleitung erreicht und heruntergedrückt wird. Wenn der warme Propfen den Kondensator passiert, steigt der Durchfluß wieder weiter, da dann die auftriebsreduzierende Wirkung wegfällt. Auch die nachfolgenden Schwingungen sind auf den Umlauf dieses warmen Flüssigkeitspropfens zurückzuführen, da die Periode der Schwingung der Dauer eines Umlaufs entspricht.

Für die ausgeprägte einmal auftretende Schwingung beim Volumenstrom des Kondensats konnte keine plausible Erklärung gefunden werden. Dieser Effekt trat jedoch nur beim Betrieb mit Überlast auf, im Normalbetrieb stieg der Kondensatstrom stetig an. Ein Ausströmen von Dampf in das Abgassystem fand nicht statt.

In Fig. 8 sind die zugehörigen Temperaturverläufe des Sekundärkreises am Kondensatoreintritt und -austritt aufgetragen. Die Temperaturen stiegen ebenfalls stetig an, nur erreichten sie etwas langsamer stationäre Werte, da sich die Wärmetauscher und Rohrleitungen nur langsam erwärmten.

An den Meßkurven ist gut zu erkennen, daß die Anlaufbedingungen bei diesem Versuch sehr ungünstig waren; am Kondensator, im unteren Teil des Sekundärkreises, war beim Beginn des Versuchs die Temperatur etwa 10 K niedriger als im oberen Teil, der bei Versuchsbeginn etwa die gleiche Temperatur wie die Außenluft hatte. Es lag also eine stabile Tempe-

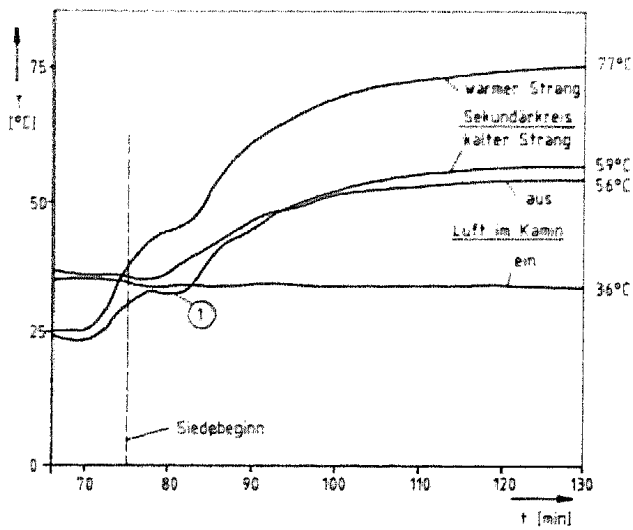


Fig. 8: Zeitabhängigkeit des Anlaufverhaltens im Falle hoher Außentemperaturen (Sekundärkreis, Tertiärkreis)

ratursschichtung im Sekundärkreis vor, die beim Anlauf erst überwunden werden mußte. Trotzdem erfolgte der Anlauf des Systems und damit die Wärmeabfuhr ohne Verzögerung oder örtliche Überhitzung. Aus dem in Fig. 8 mit 1 markierten Plateau im Anstieg der Temperatur des kalten Strangs des Sekundärkreises (Kondensatoreintritt) sieht man, wie die Flüssigkeit aus dem Luftkühler, die bei Versuchsbeginn ungefähr Außentemperatur hatte, die Meßstelle passiert.

Damit war gezeigt, daß auch unter den ungünstigen Bedingungen, die durch eine höhere Außentemperatur als die in der Versuchshalle herrschende gegeben waren, der Anlauf des Systems einwandfrei erfolgt. Die ausreichende Wärmeabfuhrkapazität des Kühlsystems ergibt sich aus der Tatsache, daß bei einer Lufttemperatur von 36 °C und 44prozentiger Überlast die höchste Temperatur im System 77 °C betrug. Der ausreichende Abstand bis zur Siedetemperatur von 108 °C zeigt, daß

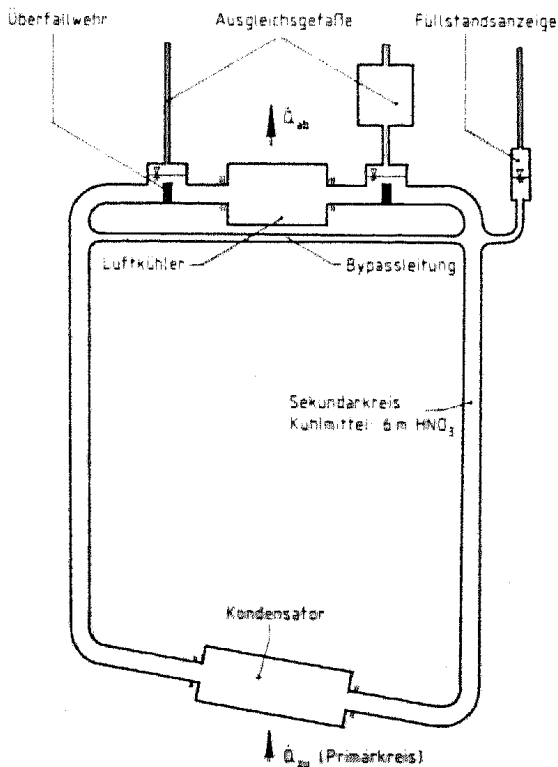


Fig. 9: Funktionsprinzip des Konzeptes für einen passiven Einfrierschutz

noch deutlich höhere Außentemperaturen zulässig wären bzw. daß noch höhere Leistungen abgeführt werden könnten.

3.4. Betrieb bei niedrigen Außentemperaturen

Für den Winterbetrieb des passiven Kühlsystems wird eine gesicherte Funktionsfähigkeit bis -30 °C Außentemperatur gefordert. Zwei Problemkreise wurden speziell untersucht:

- Hohe Viskosität des Kühlmittels im Sekundärkreis,
- Einfrieren des Kondensators.

Ein Probelauf bei einer Außentemperatur von -16 °C bei Versuchsbeginn zeigte keine wesentliche Änderung des Anlaufverhaltens gegenüber Versuchen bei höherer Außentemperatur. Die Zeit vom Siedebeginn bis zum Erreichen des stationären Zustandes (Volumenstrom im Sekundärkreis erreicht 95% des stationären Endwerts) betrug in beiden Fällen ca. 20 Minuten. Der Effekt der höheren Viskosität wird durch den Verlustwärmestrom von der Versuchshalle in den kalten Sekundärkreis kompensiert und führt damit nicht zu einem schlechteren Anlauf des Kühlsystems. Die größere Viskosität hat nur einen etwas geringeren Volumenstrom und damit eine geringfügig erhöhte Aufheizung des Sekundärkreisfluids zur Folge.

Der zweite Schwerpunkt der Untersuchungen bei niedrigen Außentemperaturen betraf das Einfrierproblem. Ein Einfrieren des Sekundärkreises ist nicht möglich, da die 6molare Salpetersäure, die als Kühlmittel verwendet wird, erst bei -42 °C gefriert. Der Dampf, der sich im Dampfraum des Kondensators niederschlägt, ist jedoch entsprechend dem Siedediagramm von Salpetersäure nur ca. 0,5molar und gefriert bereits bei -2 °C . Bei niedrigen Außentemperaturen und Teillastbetrieb bzw. Normalbetrieb (HAWC-Lösung siedet nicht, nur die dampfbeladene Einperlluft durchströmt den Kondensator) wurde erwartet und in orientierenden Vorversuchen demonstriert, daß der Dampfraum des Kondensators innerhalb weniger Stunden zufriert.

Bei einem Versuchslauf wurde der Strömungsquerschnitt im Kamin durch Klappen auf ca. 10 bis 15% verkleinert. Durch diese Maßnahme verzögerte sich das Einfrieren nur unwesentlich. Eine wirksame Absperrung des Kamins mußte den Querschnitt so stark verkleinern, daß im Anforderungsfall die Nennleistung nicht mehr abführbar wäre. Es läßt sich feststellen, daß das Problem durch luftseitige Maßnahmen nicht zu lösen ist, ohne die Passivität des Kühlsystems aufzuheben.

Um das Einfrieren des Kondensators zu verhindern, wurde darum eine Konstruktion entwickelt, die gewährleistet, daß sich der Kondensator nicht unter eine bestimmte einstellbare Temperatur abkühlen kann. Die Konstruktion enthält keine bewegten Teile, bedarf keiner Steuerung oder Bedienung und erfüllt die Forderung nach Passivität des gesamten Kühlsystems.

3.5. Passiver Einfrierschutz

Das Funktionsprinzip des passiven Einfrierschutzes ist in Fig. 9 dargestellt. Es zeigt schematisch den Sekundärkreis, bestehend aus Kondensator, Rohrleitungen und Luftkühler. Vor und nach dem Luftkühler sind zwei Überfallwehre eingebaut, die den höchsten Punkt des Kreislaufs bilden. Der Füllstand des Sekundärkreismediums läßt sich so einstellen, daß bei der Temperatur, die der Kondensator nicht unterschreiten soll, der Spiegel gerade an der Wehrkante steht und kein Zulauf zum Luftkühler mehr möglich ist. Eine kleine Bypassleitung gewährleistet einen Restumlauf und stellt so eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Kreislauf sicher, damit nicht die Volumenvergrößerung eines warmen Teils des Kreislaufs durch die Volumenverringerng eines kalten Teils kompensiert wird.

Steigt die mittlere Kreislauf­temperatur, entweder durch höhere Last oder durch eine höhere Außentemperatur, so steigt der Füllstand wegen der Volumenerhöhung des Kühlmediums infolge der Erwärmung, und eine Wärmeabfuhr durch den Luftkühler ist wieder möglich. Bei höheren Außentemperaturen sind die Kammern mit den Wehren bis zu den Entlüftungsrohren gefüllt, und der volle Massenstrom kann durch den Luftkühler fließen. Größere Ausdehnungen des Kühlmediums werden mit einem Ausgleichsgefäß aufgefangen. Die Versuche an dem entsprechend umgebauten Demonstrationsstand zeigten das erwartete Verhalten des passiven Einfrierschutzes. In Fig. 10 wird demon­striert, daß bei einer Ver­ringerung der Heizleistung die über den Füllstand eingestellte Abbruchtemperatur von 27°C am Kondensatoreintritt nicht unterschritten wird, obwohl die Temperatur des Kühl­mittels am Austritt des Luftkühlers bis auf etwa 13°C absinkt.

4. Rechenmodell zur Simulation des Anlagenverhaltens

Ein Rechenmodell zur theoretischen Simulation des instationären Verhaltens des passiven Nachkühl­systems wurde entwickelt. Es liefert Voraussagen über das zeitliche Verhalten der Temperaturen und Massen­ströme des Demonstrations­standes, die mit den experimentellen Daten gut übereinstimmen. Die Berechnung vergleichbarer Thermosiphonsysteme mit anderen Auslegungsdaten ist durch Eingabe der entsprechenden Daten leicht möglich. Eine ausführliche Beschreibung der physikalischen Grundlagen und die angewandten Berechnungsmethoden gibt [7].

4.1. Programmbeschreibung

Das Rechenprogramm ist so konzipiert, daß das instationäre Verhalten eines einphasigen Naturumlauf­kreislaufs mit einem Kondensator als Wärmequelle und einem Luftkühler als Wärme­senke berechnet werden kann.

Zur Berechnung des Naturumlaufs im Sekundärkreis (Koordinatensystem siehe Fig. 3) werden die eindimensionalen Gleichungen für Massen-, Impuls- und Energieerhaltung angesetzt. Die Stoffwerte (ausgenommen die Dichte ρ im Auftriebsterm) werden als konstant betrachtet, mit der Durchschnittstemperatur des Fluid­kreislaufs als Bezugstemperatur.

Massenerhaltung. Da keine Speichervorgänge auftreten, ist der Massenstrom nur von der Zeit abhängig und nicht von der Kreislauf­koordinate s :

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial s} = 0. \quad (6)$$

Impulserhaltung. Die Impulsgleichung mit Beschleunigung, Druck, Auftrieb und Reibung für ein Volumenelement lautet:

$$\rho_0 \frac{\partial w}{\partial t} + \rho_0 w \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{\partial p}{\partial s} + \rho g \cos \varphi + F_r = 0. \quad (7)$$

Dabei bedeutet

- ρ_0 Dichte bei Bezugstemperatur,
- w Geschwindigkeit,
- t Zeit,
- p Druck,
- φ Winkel zwischen s - und z -Richtung,
- F_r Reibungskraft pro Volumeneinheit,

wobei die Temperaturabhängigkeit der Dichte durch $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$ beschrieben wird (T Wassertemperatur).

Energiehaltung. Für das Fluidelement gilt

$$\rho_0 A c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_0 V c_p \frac{\partial T}{\partial s} = \alpha_i U_i (T_w - T) \quad (8)$$

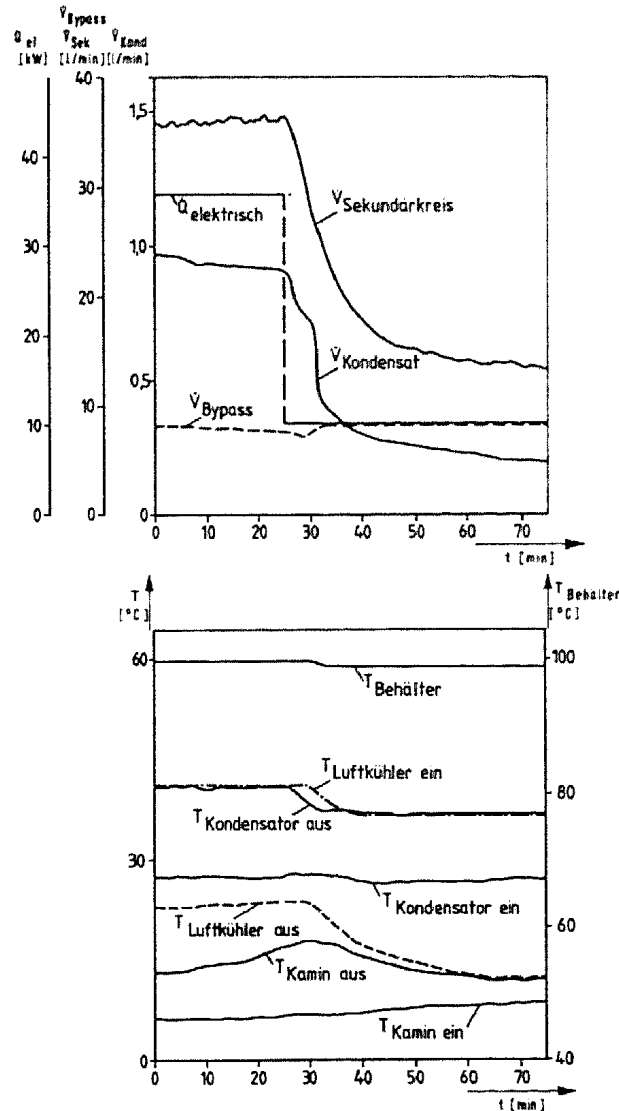


Fig. 10: Test des passiven Einfrierschutzsystems durch Reduktion der Heizleistung. Zeitliche Verläufe der Durchflüsse und Temperaturen

mit

- U Umfang der Wärmeübertragungsfläche,
- c_p Wärmekapazität,
- α Wärmeübertragungskoeffizient,
- i innen,
- w Wand.

Für das Wandelement gilt

$$\alpha_i U_i (T - T_w) = A_w c_{pw} \rho_w \frac{\partial T_w}{\partial t} + \alpha_a U_a (T_w - T_a) \quad (9)$$

mit

a außen.

Auf die Berechnung der Wärmeübertragungskoeffizienten und der Reibungsbeiwerte wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen, da dies in [7] ausführlich geschehen ist. Wegen der gegenseitigen Abhängigkeit von Massenstrom, Temperaturen, Wärmeübergangskoeffizienten und Reibungsbeiwerten muß die Berechnung des Sekundär­kreises iterativ erfolgen. Es wird dabei folgendermaßen vorgegangen:

Ausgehend vom momentanen Massenstrom werden die Wärmeübergangskoeffizienten und die Reibungskräfte im Kreislauf berechnet. In Abhängigkeit von der momentanen Wand-

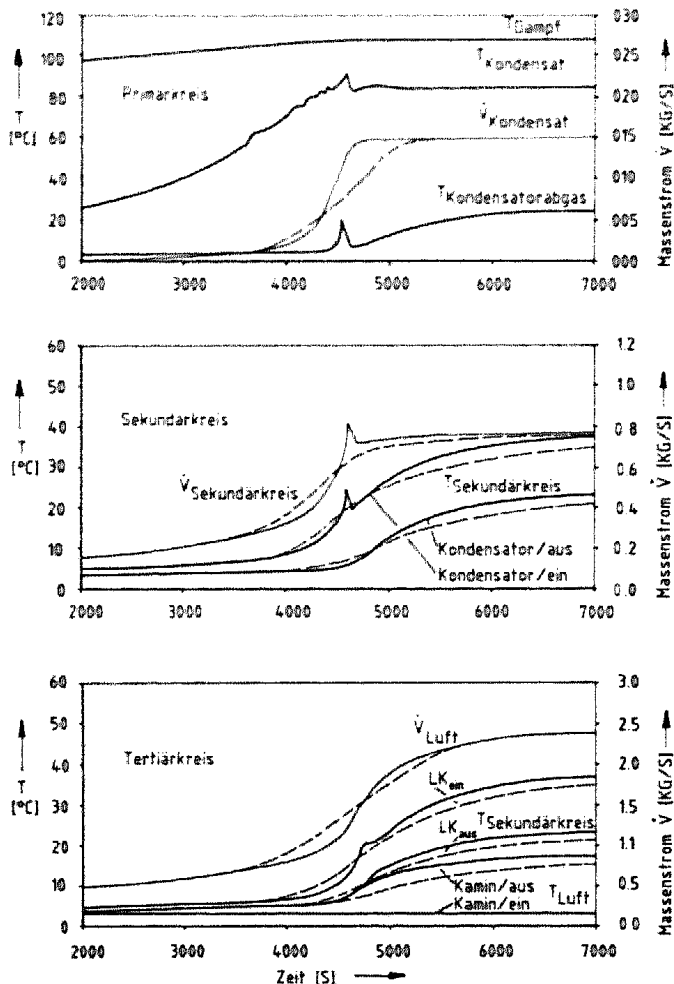


Fig. 11: Vergleich der berechneten (—) und gemessenen (---) Werte von Mengenströmen und Temperaturen in Primär-, Sekundär- und Tertiärkreis

temperatur lassen sich die Wärmeübergangskoeffizienten im Dampfraum des Kondensators und auf der Luftseite des Luftkühlers berechnen. Aus der Energiebilanz erhält man nun neue Fluid- und Wandtemperaturen, was in einer Schleife so lange wiederholt wird, bis sich die Temperaturen nicht mehr ändern. Mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingung läßt sich nun ein neuer Massenstrom berechnen. Mit diesem beginnt die Prozedur von vorne, bis sich der Massenstrom nicht mehr ändert.

Die berechneten neuen Größen für diesen Zeitschritt dienen als Ausgangswerte für die Berechnung des nächsten Zeitschritts.

4.2. Vergleich der Rechenergebnisse mit den Messungen

Mit dem Rechenprogramm wurden verschiedene Betriebsläufe des passiven Kühlsystems mit den gleichen Randbedingungen wie in den Versuchen nachgerechnet. Die gute Übereinstimmung der berechneten und gemessenen zeitlichen Verläufe der Temperaturen und Massenströme für den Anlauf des Systems sind in Fig. 11 dargestellt.

Der langsamere Anstieg des gemessenen Kondensatmassenstroms im Primärkreis erklärt sich aus der Tatsache, daß bei einem Anstieg des Dampfstroms auch der Druckverlust in der Dampfleitung und im Kondensator steigt und somit der Behälterdruck. Dies bedingt eine höhere Siedetemperatur, d.h., ein Teil der Heizenergie wird für die Aufheizung des Behälters mit Inhalt verbraucht. Dies wird im Programm nicht berücksichtigt. Die gemessenen stationären Temperaturen im Sekundär- und Tertiärkreis sind besonders bei der hohen Last von 60 kW niedriger als die berechneten, da die Wärmeverluste durch die Isolierung der Rohre des Sekundärkreises, an den Flanschen, an den Armaturen und Meßgeräten sowie den Strukturteilen der Wärmetauscher im Programm nicht erfaßt sind. Für die Auslegung bedeutet dies, daß die Ergebnisse des Rechenmodells auf der sicheren Seite liegen.

Es kann festgestellt werden, daß mit dem Rechenmodell eine zutreffende Berechnung von Thermosiphon-Kreisläufen möglich ist und daß es zur Auslegung von entsprechenden Anlagen verwendet werden kann.

(Eingegangen am 14. November 1986)

Literatur

- [1] Mischke, J.: Konzept und Stand der Wiederaufarbeitungsanlage WA-350. Atomwirtschaft-Atomtechnik 29 (1984) 434
- [2] Gelfort, E., B. Heits, J. Mischke, E. Neumann, H. Sandner, H. Vökl: Die Tanklagerung hochradioaktiver Abfall-Lösungen aus der Aufarbeitung ausgedienter Brennelemente. Atomkernenergie-Kerntechnik 47 (1985) 251
- [3] Haug, P., P. M. Hertrich: Rede - Gegenrede: Symposium der Niedersächsischen Landesregierung zur grundsätzlichen sicherheitstechnischen Realisierbarkeit eines integrierten nuklearen Entsorgungszentrums. Bonn: Deutsches Atomforum 1979
- [4] Zwirin, Y., et al.: Experimental and Analytical Investigation of a Natural Circulation System with Parallel Loops. J. Heat Transfer 103 (1981) 645
- [5] Creveling, H. F., et al.: Stability characteristics of a single-phase free convection loop. J. Fluid Mech. 67 (1975) 65
- [6] Welander, P.: On the oscillatory instability of a differentially heated fluid loop. J. Fluid Mech. 29 (1967) 17
- [7] Vökl, H., et al.: Thermodynamische Berechnung eines Naturumlaufkreislaufs. In Vorbereitung

Bücherschau • Books

Fladerer, W.: IEC-Schaltzeichen-Übersicht. DIN-Fachbericht 5, herausgegeben von DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag GmbH 1986, 112 Seiten, DM 39,80.

Schaltzeichen der Elektrotechnik werden bei der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) von dem Gremium SC 3A bearbeitet. Nationales Spiegelgremium ist das UK 113.1 „Schaltzeichen

und Schaltungsunterlagen“ der Deutschen Elektrotechnischen Kommission im DIN und VDE (DKE).

Das Ergebnis der mehrjährigen Arbeiten an der Revision der Reihe der Publikationen 117 wurde im April 1984 im Rahmen einer neuen Reihe, IEC 617, veröffentlicht. Einen Vorreiter bildete im Jahre 1978 der Teil 13 dieser Reihe zum Thema „Analoge Elemente“.

Die vorliegende Veröffentlichung gibt einen Überblick zum Inhalt der IEC-Publikationen und nennt die betroffenen nationalen Normen. Die die IEC-Publikationen prägenden Schaltzeichen sind abgebildet. Ergänzend dazu ist das gesamte Stichwortverzeichnis zu den IEC-Publikationen in englischer Sprache enthalten. Red.