

KIT SCIENTIFIC REPORTS 7582

# **Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme eines High Performance Light Water Reactors**

Marc Michael Schlagenhauer



Marc Michael Schlagenhauer

**Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme  
eines High Performance Light Water Reactors**

**Karlsruhe Institute of Technology**  
**KIT SCIENTIFIC REPORTS 7582**

# **Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme eines High Performance Light Water Reactors**

von  
Marc Michael Schlagenhauser

**Report-Nr. KIT-SR 7582**

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie  
Fakultät für Maschinenbau,  
Tag der mündlichen Prüfung: 26.11.2010  
Referent: Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

### **Impressum**

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
KIT Scientific Publishing  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe  
[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)

KIT – Universität des Landes Baden-Württemberg und nationales  
Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft



Diese Veröffentlichung ist im Internet unter folgender Creative Commons-Lizenz  
publiziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

KIT Scientific Publishing 2011  
Print on Demand

ISSN 1869-9669  
ISBN 978-3-86644-661-8

## Kurzfassung:

### Simulation des Dampf-Wasserkreislaufs und der Sicherheitssysteme eines High Performance Light Water Reactors

Das letzte Design des High Performance Light Water Reactors (HPLWR) beinhaltet einen thermischen Kern, in welchem überkritisches Wasser bei 25 MPa Eintrittsdruck und 280°C Reaktoreintrittstemperatur auf 500°C Kernaustrittstemperatur in drei Stufen mit dazwischen liegender Kühlmittelvermischung zur Reduzierung von Spitzenhüllrohrtemperaturen aufgeheizt wird. Ein direkter überkritischer Dampfkreislauf des HPLWRs wurde mit Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbinen und einer einzigen Zwischenüberhitzung auf 441°C konzipiert. Drei Niederdruck-Speisewasservorwärmer und vier Hochdruck-Speisewasservorwärmer sind vorgesehen, um die angestrebte Reaktoreintrittstemperatur von 280°C bei Volllast zu erreichen. Ein Speisewasserkessel dient als Speicher für normale und störfallartige Bedingungen. Der komplette Dampfkreislauf wurde mit APROS modelliert, um sowohl thermohydraulische Daten und Kreislaufwirkungsgrade unter Volllast- und Teillastbetrieb, als auch die zeitabhängigen Systemantworten bei Laständerungen zu erhalten. Eine Kraftwerksregelung wurde entwickelt, in welcher der Reaktoreintrittsdruck durch das Turbinenregelventil geregelt wird. Die Reaktorleistung wird durch die Steuerstäbe geregelt, während die Frischdampf Temperatur durch die Hauptspeisewasserpumpen und die Zwischenüberhitzer Temperatur durch ein Zwischenüberhitzerregelventil geregelt wird. Wird die Reaktivitätsrückwirkung vernachlässigt, so kann die Kernleistung auch als Eingabeparameter verwendet werden. Die Kraftwerksregelung kann alle Belastungs- und Entlastungsabläufe des Dampfkreislaufs inklusive kompletter Abschaltung beherrschen. Ein Festdruckbetrieb wird für alle Lastfälle vorausgesetzt. Spitzentemperaturen der Brennstäbe werden mit einem einfachen Kernmodell überprüft. Um starke Materialtemperaturänderungen zu vermeiden, wird eine geregelte Abfahrprozedur unter 50% Last konzipiert. In dieser wird der Speisewassermassenstrom über die Hauptspeisewasserpumpen konstant gehalten, während die thermische Leistung erniedrigt wird. Um Erosion in den letzten Stufen der Hoch- und Niederdruckturbinen zu vermeiden, wird der komplette Turbosatz abgeschaltet und der Dampf über einen Wasserabscheider geleitet, während er über ein Regelventil gedrosselt wird, um den Festdruckbetrieb des Reaktors unter 50% Last zu gewährleisten. Das abgeschiedene Wasser und der Dampf werden jeweils dem Speisewasserkessel und dem letzten Hochdruck-Speisewasservorwärmer zugeführt, um das Speisewasser so lange wie möglich vorzuwärmen. Dasselbe Abfahr-System wird in der entgegengesetzten Weise verwendet, um das Kraftwerk bei Festdruck anzufahren.

Im zweiten Teil der Arbeit werden Sicherheitsanalysen für das neueste Containment- und Sicherheitskonzept des HPLWRs durchgeführt. Es wurde von den letzten Containmentdesigns der Siedewasserreaktoren abgeleitet und beinhaltet das Reaktorschnellabschaltsystem, den Containmentabschluss, das Druckentlastungssystem, vier Flutungsbecken, eine Kondensationskammer, die Druckkammer und den Containmentkondensator. Jedoch können passive Sicherheitssysteme wie das passive Fluten des Kerns nicht direkt für den HPLWR angewendet werden, da Naturkonvektionsströme in dem 3-Pass-Kern nicht möglich sind. Daraus ergibt sich die Forderung, dass die Nachwärmeabfuhr aus dem Reaktordruckbehälter (RDB) nur mit Systemen erfolgen kann, die die Kühlmittelströmung aufrechterhalten können.

Im Falle, dass der RDB-Druck den Aktivierungsdruck des automatischen Druckentlastungssystems (ADS) übersteigt, wird der Reaktor notabgeschaltet, die acht Sicherheitsentlastungsventile geöffnet und Dampf in die Kernflutungsbecken über acht Spargers geleitet. Die längerfristige Kühlung nach der Druckentlastung wird durch ein vierfach redundantes, aktives Niederdruckeinspeisesystem gewährleistet, welches Wasser aus der Kondensationskammer in den Kern fördert. Weiterhin wird ein vierfach redundantes Hochdruckeinspeisesystem vorgesehen, welches aus einer batteriebetriebenen Pumpe und einem Kondensator, der sich im Kernflutungsbecken befindet, besteht.

Da der komplette HPLWR-Dampfkreislauf in APROS zur Verfügung steht, wird das Containment zusätzlich modelliert, was die Möglichkeit eröffnet, das Verhalten des kompletten Dampfkreislaufs zu beurteilen. Das APROS-Containment-Modell besteht aus dem ADS, dem Nieder- und Hochdruckeinspeisesystem, den Flutungsbecken und der Kondensationskammer. Das Szenario, welches für die Sicherheitsanalysen herangezogen wird, ist ein kompletter Containmentabschluss durch die Hauptspeisewasserabsperrventile und Hauptdampfabsperrventile (HSAV, HDAV). Als erstes wird eine parametrische Studie für das ADS vorgestellt, in welcher der Aktivierungsdruck, die Verfahrzeit und der Strömungsquerschnitt der Sicherheitsentlastungsventile sowie die Verfahrzeit der Containmentabschlussventile variiert werden. Eine Niederdruckeinspeisung wird vorgestellt, welche die Kühlbarkeit des Kerns demonstrieren soll. Das batteriebetriebene Hochdruckeinspeisesystem wird hingegen mit Wasser aus dem Kondensator im Kernflutungsbecken bespeist. Da Dampf zum Kondensator geführt werden muss, muss das ADS wieder geschlossen werden, um einen geschlossenen Kreislauf zu erzeugen. Der Vorteil dieses Systems besteht darin, dass die Pumpenleistung viel geringer als für das Niederdruckeinspeisesystem sein kann, da nur der Druckverlust des Kreislaufs kompensiert werden muss. Weiterhin werden das Ausfallen einer Hauptspeisewasserpumpe und das Anfahren der vierten Hauptspeisewasserpumpe und der Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspäteter Reaktorschnellabschaltung simuliert. Alle Simulationen zeigen, dass der HPLWR in den Analysen in einer sicheren Weise beherrscht und gekühlt werden kann.

Der Dampfkreislauf und das Sicherheitssystem des HPLWRs sind in APROS verfügbar und können nun für weitere Analysen verwendet werden, welche vom hohen Modelldetaillierungsgrad profitieren.

## Abstract:

### Steam cycle and safety system simulation of a High Performance Light Water Reactor

The latest design concept of the High Performance Light Water Reactor (HPLWR) includes a thermal core, in which supercritical water at 25 MPa inlet pressure is heated up from 280°C reactor inlet temperature to 500°C core exit temperature in three steps with intermediate coolant mixing to minimize peak cladding temperatures of the fuel rods. A direct supercritical steam cycle of the HPLWR has been designed with high, intermediate and low pressure turbines with a single reheat to 441°C. Three low pressure preheaters and four high pressure preheaters are foreseen to achieve the envisaged reactor inlet temperature of 280°C at full load. A feedwater tank serves as an accumulator for normal and accidental conditions. The complete steam cycle has been modelled with APROS in order to provide thermodynamic data and cycle efficiency values under full load and part load operation conditions as well as the transient response to load changes. A plant control system has been designed, in which the reactor inlet pressure is controlled by the turbine valve. The reactor power is controlled by the control rods while the life steam temperature is controlled by the main feedwater pump. The reheat temperature is controlled by the reheater valve. Neglecting the reactivity control, the core power can also be treated as input parameter. The plant control can handle all loading and de-loading cycles including complete shut-down. A constant pressure at the reactor inlet is foreseen for all load cases. Peak temperatures of the fuel pins are checked with a simplified core model. To avoid fast material temperature changes, a controlled shut-down procedure starting at 50% load is designed. There, the feedwater mass flow rate is held constant by the main feedwater pump and the thermal power is decreased. In order to avoid erosion in the last stages of the high and low pressure turbines, the turbines are tripped and the steam is redirected through a water separator while the steam is throttled in a valve to enable the constant pressure operation of the reactor below 50% load. The separated water and steam are fed into the feedwater tank and to the last high pressure preheater, respectively, to preheat the feedwater as long as possible. The same shut-down system is used in the opposite direction to start-up the plant at constant pressure.

In the second part of the thesis safety analyses are carried out for the latest containment and safety proposal of the HPLWR. It is derived from the latest boiling water reactor containment concepts. It includes the reactor scram system, the containment isolation, the depressurization system, four core flooding pools, a pressure suppression pool, the dry well and the containment condenser. However, some passive safety systems, e. g. passive reflooding of the core, cannot be adapted directly to the HPLWR, since a natural convection flow is not possible in the three-pass-core. Consequently, the heat removal of the reactor pressure vessel (RPV) works only with systems maintaining the core coolant flow rate.

In the case the RPV pressure exceeds the actuation pressure of the automatic depressurization system (ADS), the reactor is scrammed and the eight safety relief valves open and steam is led into the core flooding pools through eight spargers. The long term cooling after depressurization is provided by a four time redundant active low pressure coolant injection (LPCI) system, which supplies water from the pressure suppression pool to the core. Furthermore, a four time redundant high pressure coolant injection (HPCI) system has been

envisaged, which consists of a battery powered pump and a condenser submerged into the core flooding pool.

Since the complete HPLWR steam cycle is available in APROS, the containment is modeled additionally, giving the possibility to evaluate the behavior of the whole steam cycle. The APROS containment consists of the ADS, the LPCI and the HPCI system, the core flooding and pressure suppression pool. The scenario investigated for the safety analysis, is an inadvertent isolation of the complete containment through the main feedwater and main steam isolation valves (MFIV; MSIV). First a parametric study of the ADS is presented, in which the actuation pressure, the driving time and the flow area of the safety relief valves and the driving time of the containment isolation valves are varied. A LPCI transient is shown, which demonstrates the coolability of the core. The battery powered pump of the HPCI system, on the other hand, is supplied by water coming out of a condenser submerged into core flooding pool. Since steam needs to be fed to the condenser, the ADS has to be closed again to establish a closed loop operation. An advantage of this system is that the power of the pump is by far lower than the one for the LPCI system, since only the pressure loss of the loop has to be compensated for. Furthermore, a main feedwater pump trip with start-up of the redundant hot-stand-by pump and a loss of offsite power with delayed scram are simulated. All simulations show that the HPLWR can be handled in a safely manner and can be cooled under the conditions analyzed.

The steam cycle and safety system of the HPLWR available in APROS can now be used for further analyses, which benefit from the highly detailed modelization level.

# INHALTSVERZEICHNIS

1	Grundlagen der HPLWR-Dampfkreislaufanalyse .....	1
1.1	Entwicklung der Kesseltechnik und Anwendung auf das Leichtwasserreaktor-Konzept1	
1.2	Regelung eines SWRs im Nominal-, Anfahr- und Abfahrbetrieb .....	6
1.2.1	Regelung eines SWRs im Nominalbetrieb.....	6
1.2.1.1	Leistungsregelung eines SWRs im Nominalbetrieb .....	6
1.2.1.2	Speisewasserregelung eines SWRs im Nominalbetrieb .....	8
1.2.1.3	Kondensatorfüllstandsregelung eines SWRs im Nominalbetrieb .....	8
1.2.2	Anfahrbetrieb eines SWRs .....	8
1.2.3	Abfahrbetrieb eines SWRs .....	9
1.2.4	Vergleich der Regelung und des Ab- und Anfahrens eines SWRs mit dem HPLWR.....	9
1.2.4.1	Konzepte zum Regeln und Anfahren eines Super LWRs in Japan.....	10
1.3	High Performance Light Water Reactor (HPLWR) - ein Reaktorkonzept der 4. Generation .....	17
1.3.1	Das 3-Pass-Kern-Konzept des HPLWRs .....	19
1.3.2	Der Dampfkreislauf des HPLWRs .....	25
2	Simulation-Software APROS.....	29
2.1	Lösungsverfahren .....	30
2.2	Homogenes Strömungsmodell .....	30
2.2.1	Erhaltungsgleichungen .....	30
2.3	Separates Strömungsmodell .....	31
2.3.1	Erhaltungsgleichungen .....	32
2.3.2	Strömungsformen .....	32
2.3.3	Modellierung des Druckverlusts.....	34
2.3.3.1	Wandreibung.....	35
2.3.3.2	Grenzflächenreibung.....	37
2.3.4	Modellierung des Wärmeübergangs an der Wand .....	38
2.3.4.1	Wärmeübertragung an die Wand .....	40
2.3.4.2	Grenzflächenwärmeübertragung.....	43
2.3.5	Kritischer Massenstrom .....	45
2.3.6	Erweiterung im überkritischen Druckbereich .....	45
2.4	Dampfturbinensimulation .....	48
3	Simulation und Ergebnisse des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs mit APROS .....	51
3.1	Modellierung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs .....	51
3.1.1	Reaktor .....	52
3.1.2	Dampfkreislauf.....	57
3.2	Validierung des Volllastpunktes mit IPSEpro-Ergebnissen .....	60
3.3	Regelung des HPLWR-Dampfkreislaufs im Lastbereich zwischen 50% und 100% ...	61
3.3.1	Voll- und Teillastverhalten des HPLWR-Dampfkreislaufs.....	64
3.3.2	Ergebnisse der Volllastanalyse im HPLWR-Kern .....	66
3.3.3	Ergebnisse der Teillastanalyse zwischen 50% und 100% Last.....	68
3.4	Entwicklung eines kombinierten Ab- und Anfahrsystems im Lastbereich unter 50% .	74
3.4.1	Modellierung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems in APROS .....	79

3.4.2	Ereignissequenz des HPLWR-Dampfkreislaufs im Lastbereich unter 50%.....	82
3.4.3	Ergebnisse der Simulation des kombinierten Ab- und Anfahrsystems .....	86
3.4.3.1	Abfahren im Festdruck unter 50% Last.....	86
3.4.3.2	Anfahren im Festdruck bis 50% Last .....	91
3.5	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen für die Dampfkreislaufanalyse .....	96
4	Sicherheitssysteme und ihre Anwendung auf den DWR, SWR und Super LWR.....	99
4.1	Sicherheitssysteme des Druckwasserreaktors .....	100
4.2	Sicherheitssysteme des Siedewasserreaktors .....	101
4.3	Vergleich der Sicherheitssysteme der Druck- und Siedewasserreaktoren mit dem Super LWR .....	103
4.3.1	Klassifizierung der zu untersuchenden sicherheitsrelevanten Betriebsereignisse	108
4.3.2	Sicherheitskriterien und daraus folgende Anforderungen an das Sicherheitssystem.....	111
4.3.3	Das Sicherheitssystem des HPLWRs und Auswahl der zu untersuchenden Ereignisse .....	115
5	Simulation und Ergebnisse des HPLWR-Sicherheitsystems mit APROS .....	121
5.1	Modellierung des HPLWR-Sicherheitssystems .....	123
5.2	Parameterstudie des automatischen Druckentlastungssystems .....	126
5.3	Ergebnisse der Studie des Niederdruckeinspeisesystems .....	135
5.4	Ergebnisse der Studie des Hochdruckeinspeisesystems .....	137
5.5	Simulation eines Ausfalls von Hauptspeisewasserpumpen.....	142
5.5.1	Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe und Starten der Ersatzhauptspeisewasserpumpe .....	142
5.5.2	Simulation des Verlusts der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM .	148
5.6	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen für die Sicherheitsanalyse .....	154
	Nomenklatur .....	157
	Abkürzungen .....	165
	Literatur .....	167
Anhang A	Materialeigenschaften in APROS.....	179
Anhang B	Validierung APROS mit IPSEpro .....	183
Anhang C	HPLWR-Dampfkreislauf und Sicherheitssysteme in APROS.....	187

## TABELLENVERZEICHNIS

Tab. 3-1	Relatives Leistungsprofil für die jeweiligen Kernbereiche Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 für eine Diskretisierung von 10 Nodes in axialer Richtung.	54
Tab. 3-2	Geometrische Daten für die Nominal- und Heißkanäle in den einzelnen Kernbereichen.	55
Tab. 3-3	Blendendurchmesser der nominalen Verdampferbrennelemente und des Heißkanals.	56
Tab. 3-4	Gewicht der wichtigsten Reaktorbaugruppen außerhalb des Kerns laut Fischer [31] und korrespondierende Materialstruktur in APROS.	56

Tab. 3-5	Unterschiede in den Randbedingungen in den verwendeten Dampf-Wasserkreislauf-Versionen.	57
Tab. 3-6	Beschreibung der Regelgrößen, der Stellgrößen in den regelnden Komponenten und der Einstellungsparameter $K_p$ und $T_N$ für den betrachteten Lastbereich zwischen 50% und 100%.	64
Tab. 3-7	Sollwerte für die Regelung des HPLWR-Kreislaufs zwischen 50% und 100% Last	65
Tab. 3-8	Beschreibung der Regelgrößen, der Stellgrößen in den regelnden Komponenten und der Einstellungsparameter $K_p$ und $T_N$ für den kombinierten Ab- und Anfahrbetrieb.	81
Tab. 3-9	Sollwerte für die Regelung des HPLWR-Kreislaufs beim Betrieb des kombinierten Ab- und Anfahrsystems.	84
Tab. 3-10	Zeitleiste für die Abfahr- und Anfahrprozedur des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs unter 50% Last.	85
Tab. 4-1	Vergleich der unterschiedlichen Sicherheitskonzepte und der zu überwachenden Betriebsparameter für SWR, DWR und Super LWR (nach Ishiwatari et al. [48]).	104
Tab. 4-2	Abweichungen vom Nominalbetrieb und die dazugehörige Aktivierung der Sicherheitssysteme nach Ishiwatari et al. [48].	107
Tab. 4-3	Übersicht über das Sicherheitssystem beim japanischen Super LWR-Konzept nach Ishiwatari et al. [48].	108
Tab. 4-4	Vergleich der anormalen Ereignisse: ○: Transiente; ● Störfall - (einige Ereignisse werden doppelt aufgeführt) nach Ishiwatari et al. [48].	109
Tab. 4-5	Sicherheitskriterien für Brennstabfestigkeit nach Ishiwatari et al. [48].	112
Tab. 4-6	Vergleich der maximalen Hüllrohrtemperaturen für Nominalbetrieb, die Sicherheitskriterien für Transienten und Störfälle in den drei Kernbereichen des HPLWRs.	114
Tab. 4-7	Randbedingungen für die Sicherheitsanalysen beim stationären Vollastbetrieb	115
Tab. 4-8	Übersicht der Sicherheitssysteme und ihrer Funktion beim HPLWR nach Bittermann et al. [11].	116
Tab. 4-9	Auswahl der Ereignisse für die Sicherheitsanalysen für den HPLWR.	117
Tab. 5-1	Haupteingabeparameter für das Nieder- und Hochdruckeinspeisesystem.	125
Tab. 5-2	Eingabeparameter für Parameterstudie I.	127
Tab. 5-3	Eingabeparameter für Parameterstudie II.	128
Tab. 5-4	Eingabeparameter für Parameterstudie III.	129
Tab. 5-5	Eingabeparameter für Parameterstudie IV.	130
Tab. 5-6	Aufgrund der Parameterstudie festgelegte Werte für das ADS und die Containmentabschlussventile des HPLWRs.	131
Tab. 0-1	Vergleich der APROS- und IPSEpro-Ergebnisse im Hinblick des relativen Massenstrom-, Druck-, Temperatur und Enthalpiefehlers	184

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1-1	Historische Kesselentwicklung nach [86], [115] und [26].	2
Abb. 1-2	3-Pass-Kern-Konzept des HPLWRs nach Schulenberg et al. [104].	19
Abb. 1-3	Anordnung der Brennelement-Cluster in den drei Aufheizstufen im HPLWR-Kern (Viertelschnitt) nach Schulenberg et al. [104].	21

Abb. 1-4	HPLWR-3-Pass-Kern mit seinen Einbauten und Strömungsführung [30].	23
Abb. 1-5	Schaltplan des Dampf-Wasserkreislaufs des HPLWRs	26
Abb. 1-6	HPLWR- und SWR-Dampf-Wasserkreislauf im T-s-Diagramm	27
Abb. 3-1	Numerische Diskretisierung des 3-Pass-Kerns in APROS.	53
Abb. 3-2	Vergleich der Brennstofftemperatur des APROS-Kernmodells mit den Daten von Maraczy et al. [75].	57
Abb. 3-3	Beispielhafte Vorwärmer-Modellierung in APROS mit Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlungszone nach dem Temperaturverlauf von Brandauer [15].	59
Abb. 3-4	Relativer Fehler der APROS-Modellierung im Vergleich zum IPSEpro-Dampf-Wasserkreislauf bei Vollast für Massenstrom, Enthalpie, Druck und Temperatur.	60
Abb. 3-5	Vereinfachter Schaltplan der HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufregelung zwischen 50% und 100% Last.	62
Abb. 3-6	Vereinfachte Pumpenkurve mit Darstellung der Druckregelung durch das Kondensatorablaufventil.	63
Abb. 3-7	Ablaufkurve für die thermische Leistung im Kern zwischen 50% und 100% Last.	65
Abb. 3-8	Verlauf der Enthalpie, der Dichte, des Drucks, der Unterkanaltemperatur, der Brennstofftemperatur und der Hüllrohrtemperatur für die Nominal- und Heißkanäle in den drei Kernbereichen für 100% Last.	67
Abb. 3-9	Abhängigkeit des Reaktoreintrittsdrucks, der Druckminderung über das Turbinenventil und des Gesamtmassenstroms von der Last zwischen 50% und 100%.	68
Abb. 3-10	Abhängigkeit des Nettowirkungsgrades von der Last zwischen 50% und 100%.	69
Abb. 3-11	Verlauf der Reaktoreintritts- und Reaktoraustrittstemperatur zwischen 50% und 100% Last.	70
Abb. 3-12	Verlauf des Reaktoreintritts- und Reaktoraustrittsdrucks zwischen 50% und 100% Last.	70
Abb. 3-13	Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle zwischen 50% und 100% Last.	71
Abb. 3-14	Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle zwischen 50% und 100% Last.	71
Abb. 3-15	Bezeichnung der Anzapfungen und Austritte der HD-, MD- und ND-Turbine.	72
Abb. 3-16	Druck der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.	72
Abb. 3-17	Temperatur der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.	73
Abb. 3-18	Dampfmassenanteil der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.	73
Abb. 3-19	Massenstrom der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.	74
Abb. 3-20	Vereinfachter Schaltplan der kombinierten Ab- und Anfahrregelung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs unter 50% Last.	76
Abb. 3-21	Zyklon-Wasserabscheider für das kombinierte Ab- und Anfahrregelungssystem und in Kombination mit 24 Abscheidern als eine von vier Wasserabscheiderbatterien [119].	80
Abb. 3-22	Stufenweise Abschaltung der einzelnen Kernbereiche unter 50% Last.	82
Abb. 3-23	Stufenweises Anfahren der einzelnen Kernbereiche unter 50% Last.	83
Abb. 3-24	Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintrittsdrucks und des Wasserabscheiderdrucks beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrregelungssystem unter 50% Last.	86

Abb. 3-25	Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	87
Abb. 3-26	Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	88
Abb. 3-27	Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	90
Abb. 3-28	Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	90
Abb. 3-29	Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintrittsdrucks und des Wasserabscheiderdrucks beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	91
Abb. 3-30	Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	92
Abb. 3-31	Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	94
Abb. 3-32	Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	95
Abb. 3-33	Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.	96
Abb. 4-1	Vergleich der Kühlkreisläufe eines Siede- und Druckwasserreaktors mit einem Super LWR nach Ishiwatari et al. [48]	103
Abb. 4-2	Dampfkreislauf und Sicherheitssysteme eines japanischen Super LWR-Konzepts [48].	105
Abb. 5-1	Vereinfachtes Containment-Modell mit ADS, Niederdruck- und Hochdruckeinspeisesystem.	121
Abb. 5-2	Niederdruckeinspeisesystem im Betrieb (in rot gekennzeichnet).	122
Abb. 5-3	Hochdruckeinspeisesystem im Betrieb (in rot gekennzeichnet) nachdem die Absperrventile der ADS-Leitung geschlossen wurden.	123
Abb. 5-4	Zeitliche Abfolge der Druckentlastung.	126
Abb. 5-5	Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion des ADS-Aktivierungsdrucks.	128
Abb. 5-6	Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Verfahrszeiten der ADS-Ventile.	129
Abb. 5-7	Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Verfahrszeiten der HSAV und HDAV.	130
Abb. 5-8	Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile.	131
Abb. 5-9	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während der Druckentlastung.	132
Abb. 5-10	Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während der Druckentlastung.	132
Abb. 5-11	Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle während der Druckentlastung.	133

Abb. 5-12	Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Druckentlastens.	134
Abb. 5-13	Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Druckentlastens.	135
Abb. 5-14	Ablaufsequenz für die Druckentlastung über das ADS und nachfolgendes Anfahren des Niederdruckeinspeisesystems.	135
Abb. 5-15	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.	136
Abb. 5-16	Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.	137
Abb. 5-17	Verlauf des Dampfvolumenanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.	137
Abb. 5-18	Zeitleiste für die Druckentlastung über das ADS und nachfolgendes Anfahren des Hochdruckeinspeisesystems.	138
Abb. 5-19	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.	139
Abb. 5-20	Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.	139
Abb. 5-21	Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.	140
Abb. 5-22	Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.	141
Abb. 5-23	Verlauf des Dampfvolumenanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.	141
Abb. 5-24	Idealer Verlauf des Speisewassermassenstroms beim Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe mit anschließendem Anfahren der Ersatzpumpe für zwei unterschiedliche Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpe.	142
Abb. 5-25	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.	143
Abb. 5-26	Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.	144
Abb. 5-27	Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.	144
Abb. 5-28	Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.	145
Abb. 5-29	Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.	146

Abb. 5-30	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.	146
Abb. 5-31	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 10s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.	147
Abb. 5-32	Vergleich des ideal angenommen Soll-Massenstroms mit dem in der Simulation berechneten Massenstroms für die Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpe von 5s und 10s.	148
Abb. 5-33	Zeitleiste für den Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen und die anschließende Druckentlastung über das ADS.	148
Abb. 5-34	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.	149
Abb. 5-35	Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.	150
Abb. 5-36	Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.	151
Abb. 5-37	Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.	152
Abb. 5-38	Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.	152
Abb. 5-39	Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen und ohne Einschalten irgendwelcher Nachwärmeabfuhrsysteme.	153
Abb. 5-40	Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen und ohne Einschalten irgendwelcher Nachwärmeabfuhrsysteme.	154
Abb. 0-1	Nummerierung der IPSEpro Ergebnisse aus der HPLWR Dampf-Wasserkreislaufanalyse von Brandauer et al. [14]	183
Abb. 0-2	HPLWR Kern mit Auslösern für das Sicherheitssystem in APROS	187
Abb. 0-3	HD-, MD- Turbine mit Temperatur-Regelung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems	188
Abb. 0-4	ND-Turbine mit Kondensator	189
Abb. 0-5	VW7 mit Füllstandsregelung und Kondensatpumpe	190
Abb. 0-6	VW6 mit Füllstandsregelung	191
Abb. 0-7	VW5 mit Füllstandsregelung	192
Abb. 0-8	Speisewasserkessel und Hauptspeisewasserpumpen	193
Abb. 0-9	VW4 mit Füllstandsregelung	194
Abb. 0-10	VW3 mit Füllstandsregelung	195
Abb. 0-11	VW2 mit Füllstandsregelung	196
Abb. 0-12	VW1 mit Füllstandsregelung	197
Abb. 0-13	Hauptregelungssystem des Dampfkreislaufs mit Wirkungsgrad und Last-Berechnungen	198
Abb. 0-14	Kontrollsystem für Nachwärmeabfuhr und die axiale Reaktorleistungsverteilung	199
Abb. 0-15	Regelung der Ventilsteuerungen für kombiniertes Ab- und Anfahrsystem und Containment	200

Abb. 0-16	Simulationskontrolle und gewählte Zeitschritte	201
Abb. 0-17	Materialeigenschaftsbibliothek	202

# 1 Grundlagen der HPLWR-Dampfkreislaufanalyse

Die Systemanalyse von Kraftwerken und ihre Modellierung mit numerischen Methoden erlaubt schon in der Konzeptphase die Designentscheidungen im Hinblick auf den Anlagenbetrieb zu überprüfen und notwendige Änderungen während des Entwicklungsprozesses durchzuführen. Weiterhin können durch die Analyse, Kriterien und Systeme abgeleitet werden, die für die Störfall- und Transienten-Beherrschung in einer nachfolgenden Sicherheitsanalyse Verwendung finden.

In dieser Arbeit wird eine Systemanalyse für den High Performance Light Water Reactor (HPLWR) [113] durchgeführt, der ein neues Konzept von Leichtwasserreaktoren (LWR) darstellt, das mit überkritischen Wasser gekühlt und moderiert wird; der kritische Punkt von Wasser liegt bei 374°C und 22,1 MPa. Das HPLWR-Konzept wird genauer in Kapitel 1.3 beschrieben.

Für die Systemanalyse wird der komplette Dampf-Wasserkreislauf modelliert. Dieser wird als direkter, überkritischer Dampfkreislauf ausgeführt, was bedeutet, dass der überkritische Dampf direkt auf die Turbine geleitet wird. (Es gibt keinen Unterschied zwischen flüssig und dampfförmig bei überkritischem Wasser, jedoch wird hochenthalpiehaltiges Fluid oft „Dampf“ genannt.) Wird bei der Sicherheitsanalyse das komplette Kraftwerksmodell verwendet, können Systemantworten und Effekte bewertet werden, die in bestehenden Arbeiten keine Berücksichtigung fanden.

Für das Verständnis der Systementwicklung von Anlagen, die bei überkritischen Drücken betrieben werden, wird zuerst die Entwicklung der Kesseltechnik hin zu überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken mit der Entwicklung der LWR-Technologie in Kapitel 1.1 verglichen.

Aufgrund der bestehenden Unterschiede zu LWR muss ein neues Regelsystem für den HPLWR-Dampfkreislauf entwickelt werden. Dieses beinhaltet sowohl den stabilen Volllastbetrieb, als auch das Ab- und Anfahren. Aus diesem Grund wird in Kapitel 1.2 die Regelung eines Siedewasserreaktors (SWR), der auch einen Direkt-Dampfkreislauf besitzt, und die Ab- und Anfahrprozesse vorgestellt und mit den HPLWR-Systembegebenheiten in Kapitel 1.2.4 verglichen. Dieses Kapitel beinhaltet weiterhin eine Übersicht von bereits durchgeführten Arbeiten für ein japanisches LWR-Konzept, das auch mit überkritischem Wasser gekühlt wird.

## 1.1 Entwicklung der Kesseltechnik und Anwendung auf das Leichtwasserreaktor-Konzept

Wird die Entwicklung der industriellen Dampfkesseltechnik über die letzten Jahrhunderte verfolgt, so ist ein klarer Trend hin zum Zwangdurchlaufkessel erkennbar ([86], [115] und [26]). Abb. 1-1 beschreibt diese Entwicklung in vereinfachter, schematischer Form mit den wichtigsten Kenngrößen wie Kesseldruck und Massenstrom, als auch den prinzipiellen Kernkomponenten.

Der einfachste Kessel ist ein umschlossenes Wasservolumen, das von außen, meist einem offenen Feuer, beheizt wird. Der Druck ist aufgrund des offenen Systems der Atmosphärendruck, während die Massenströme zwischen 0,1 und 10 t/h liegen. Als nächster evolutionärer Schritt wird der Flammrohrkessel betrachtet, der häufig in der Lokomotivtechnik der letzten zwei Jahrhunderte Verwendung fand. Durch Rohrbündel, die in einem meist zylindrischen Kessel verlegt sind, werden Rauchgase geleitet, die durch die Verbrennung von Kohle erzeugt werden. Der Druck, der diesmal über dem Atmosphärendruck liegen kann, betrug maximal 2 MPa und der Massenstrom 0,3 bis 20 t/h.

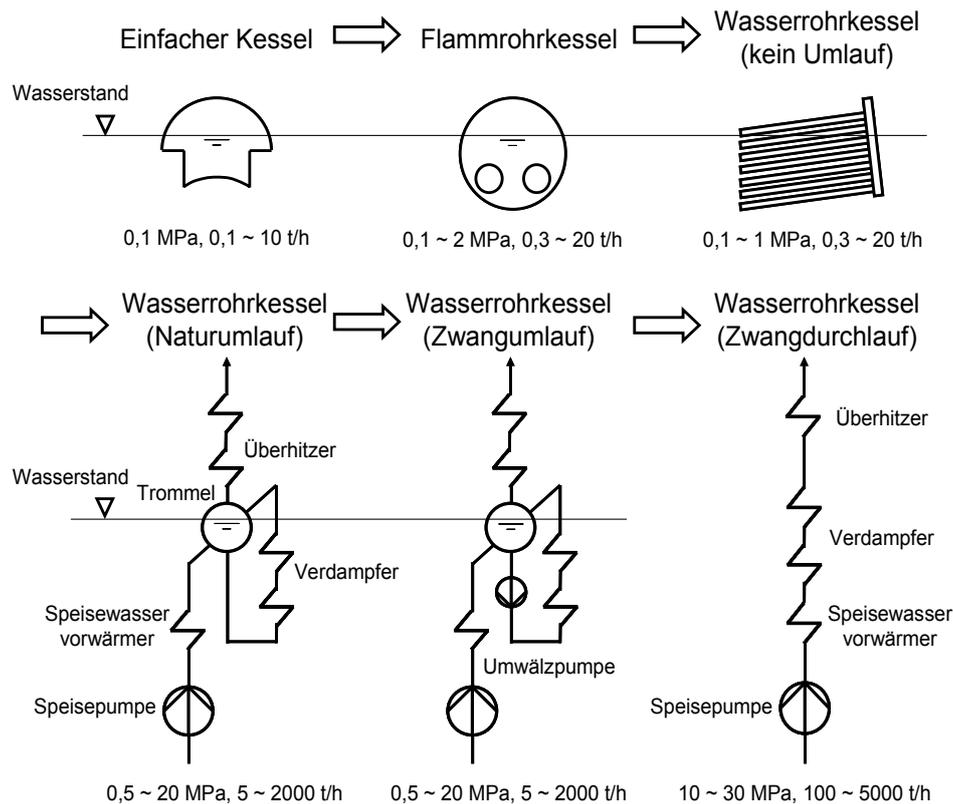


Abb. 1-1 Historische Kesselentwicklung nach [86], [115] und [26].

Der Wasserrohrkessel, der der nächste Schritt in der Entwicklung der Dampfkesseltechnik ist, ist in seinem Grundprinzip die bis heute gängige Bauform. Das Wasser fließt in diesem Fall in den Rohren und wird von außen beheizt. Dies hat den Vorteil, dass die Wandstärke des Druckkörpers im Vergleich zum Flammrohrkessel viel kleiner sein und der Systemdruck weiter gesteigert werden kann, obwohl die Systemdrücke und Massenströme zu Beginn im Bereich der Flammrohrkessel lagen. Die ersten Typen der Wasserrohrkessel besaßen noch keinen Wasserumlauf und werden daher nur als Zwischenschritt auf dem Weg zur Entwicklung des Wasserrohrkessels mit Naturumlauf angesehen.

Bei diesem System wird der benötigte Massenstrom zur Verdampfung durch den Dichteunterschied zwischen Wasser und Dampf erzeugt. Aus der so genannten Kesseltrommel fließt Wasser durch die Fallrohre nach unten und wird im Verdampfer, den Steigrohren, durch den Brenner aufgeheizt. Da das Wasser-Dampf-Gemisch am Austritt ein geringeres spezifisches Gewicht als das kalte Wasser am Eintritt zu den Fallrohren besitzt, bildet sich eine Strömung

aus, die als Naturumlauf bezeichnet wird. Strauß [115] beschreibt, dass dazu nur wenige Grad Temperaturunterschied ausreichend sind. In der Trommel, in der sich das Wasser auf Siedetemperatur befindet, wird die Dampfphase von der Wasserphase getrennt, und danach durch weitere Steigrohre durch das noch heiße Rauchgas überhitzt. Für einen stabilen Betrieb des Naturumlaufkessels muss zum einen der Wasserstand in der Trommel geregelt werden. Dies geschieht durch die Speisewasserpumpe, die für einen konstanten Füllstand soviel Wasser in die Trommel nachfüllen muss, wie durch die Überhitzer Dampf entströmt. Weiterhin befinden sich meistens zwischen der Speisewasserpumpe und der Trommel mehrere Speisewasservorwärmer, die die Wassertemperatur am Kesseleintritt zur Wirkungsgradsteigerung erhöhen. Der Betriebsdruck liegt zwischen 0,5 und 20 MPa und der Massenstrom zwischen 5 und 2000 t/h, wobei der Druck nicht weiter gesteigert werden kann, da zur vollständigen Wasserabscheidung eine genügend hohe Dichtedifferenz erforderlich ist [115]. Der Nachteil des Wasserrohrkessels mit Naturumlauf liegt in der Abnahme der Frischdampf-temperatur im Teillastbetrieb wegen der freien Oberfläche in der Trommel und der Empfindlichkeit gegenüber raschen Druckabsenkungen, die in den Fallrohren zu Dampfblasenbildung und daher zu Strömungsinstabilitäten oder noch problematischer in den Steigrohren zu überhöhten Wandtemperaturen führen kann [115]. Als weiterer Nachteil gegenüber den später diskutierten Zwangdurchlaufkesseln erweist sich die Dickwandigkeit der Trommel, die die maximalen Temperaturtransienten begrenzt und somit längere Ab- und Anfahrzeiten und Einschränkungen im Gleitdruckbetrieb zur Folge hat. Der Vorteil dieses Konzepts liegt jedoch in der Einfachheit des Kessels und dem geringeren Leistungsbedarf der Speisewasserpumpe [115].

Der nächste Schritt, der einige Nachteile des Naturumlaufkessels beseitigen konnte, ist der Wasserrohrkessel mit Zwangumlauf. Der Verdampfungsprozess in den Steigrohren wird durch Umwälzpumpen, die sich in den Fallrohren befinden, unterstützt. Strauß [115] beschreibt, dass zur Stabilisierung der Strömung vor den Verdampferrohren Drosselblenden vorgeschaltet werden, die die Massenstromdichte auf die jeweilige Rohrbeheizung einstellen. Aufgrund des Zwangumlaufts können Verdampferrohre mit einem geringeren Durchmesser und kleinere Trommelkessel eingesetzt werden. Dies hat neben dem niedrigeren Materialbedarf Vorteile im Teillastbetrieb, da schnellere Druckabsenkungen und Temperaturtransienten gegenüber Naturumlauf gefahren werden können. Systemdrücke und Massenströme ähneln jedoch dem Naturumlaufkessel. Durch die nötige Zweiphasentrennung in der Trommel ist es daher auch beim Zwangumlaufkessel nicht möglich überkritische Systemdrücke zu erreichen.

Erst mit der Entwicklung des Wasserrohrkessels mit Zwangdurchlauf in den 30er Jahren und der Markteinführung in den 50er Jahren [115] des letzten Jahrhunderts war es möglich die Systemdrücke über den kritischen Punkt anzuheben. Die Systemdrücke eingesetzter Anlagen liegen zwischen 10 und 30 MPa und die Massenströme zwischen 100 und 5000 t/h. Da sich die Massenstromdichte linear mit der thermischen Leistung der Feuerung ändert, wird zur sicheren Kühlung der Verdampferrohre eine minimale Massenstromdichte benötigt, die bei 30% bis 40% Last erreicht wird [115]. Eine Möglichkeit geringere Teillasten fahren zu können ist die Inbetriebnahme eines Bypass unter 40% Last mit einer Abscheideflasche und einer zusätzlichen Umwälzpumpe, die bei einem niedrigeren Speisewassermassenstrom den benötigten Mindestmassenstrom aufbringt. Die Anordnung des Bypass ist dabei so gewählt, dass die Abscheideflasche zwischen Verdampfer und Überhitzer angeordnet ist und das

abgeschiedene Wasser durch die zusätzliche Umwälzpumpe durch eine Rückschlagklappe in die Speisewasserleitung vor den Verdampferrohren gedrückt wird. Als Vorteile dieses Wasserrohrkesselkonzepts sind laut Strauß [115] anzusehen, dass keine physikalischen Obergrenzen für den Systemdruck vorhanden sind und die erreichbaren Frischdampftemperaturen nur von der Materialwahl der Rohre abhängen. So sind über die Jahre Wirkungsgrade von über 45% erreicht worden [120]. Weiterhin kann die Frischdampf Temperatur über weite Bereiche der Last konstant gehalten werden, was den Teillastwirkungsgrad erhöht. Aufgrund des Fehlens von dickwandigen Bauteilen wie der Kesseltrommel sind schnellere Laständerungen im Gleitdruckbetrieb und ein schnelleres Anfahren möglich. Als Nachteile sind laut Strauß [115] die aufwendigere Kesselwandkonstruktion, der erhöhte Leistungsbedarf der Speisewasserpumpen und die empfindlichere Speisewasserregelung zu nennen.

Wird nun die Entwicklung der LWR-Technologie mit der bereits beschriebenen Kesselevolution verglichen, so lässt sich feststellen, dass ein SWR Ähnlichkeiten in seinem prinzipiellen Aufbau mit einem Wasserrohrkessel mit Zwangumlauf hat. Die Umwälzpumpen im Kessel entsprechen den Umwälzpumpen im Reaktordruckbehälter des SWRs und die Speisewasserpumpen und die Speisewasservorwärmer sind in beiden Kraftwerksprozessen zu finden. In beiden Konzepten ist eine freie Wasseroberfläche vorhanden, die eine weitere Überhitzung des Dampfes erforderlich macht. Unterschiede ergeben sich selbstverständlich in der Art der Zuführung der thermischen Leistung. Während dies im Kessel durch die Verbrennung von fossilen Energieträgern geschieht, wird dies im SWR durch die nukleare Kernspaltung bewerkstelligt. Auch ist die Überhitzung des Dampfes auf anderem Wege gelöst, da im fossilen Kraftwerk das Rauchgas zur Überhitzung zur Verfügung steht. Dagegen muss im SWR Frischdampf in einem Wärmetauscher zur Überhitzung verwendet werden.

Die Entwicklung des LWR-Konzepts mit überkritischen Dampfzuständen (Super LWR) folgt der Entwicklung der fossil befeuerten Kraftwerke von unterkritischen zu überkritischen Systemdrücken und somit vom „nuklearen Zwangumlaufkessel“ zum „nuklearen Zwangdurchlaufkessel“. Durch Erhöhung der Frischdampfparameter, sprich der Steigerung des Anlagen drucks und der Austrittstemperatur, können die Wirkungsgrade, die bei heutigen Druckwasserreaktoren (DWR) wie dem EPR bei 36% liegen, weiter gesteigert werden. Der Versuch, die bestehenden Dampfkreislauf-Technologien von überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken auf den LWR zu übertragen, erlaubt, auf die Erfahrungen wie Auslegung und Betrieb von überkritischen, fossil befeuerten Anlagen während der Konzeptphase zurückzugreifen und somit die Entwicklungszeit auf Grund von bestehenden und somit getesteten Komponenten zu verkürzen. Oka et al. [86] beschreiben, dass daher keine wirklich neuen Technologien in das LWR-Konzept eingeführt werden müssen und nur die Auswirkung von radioaktiver Strahlung auf überkritisches Wasser als neues Element untersucht werden muss, während das kerntechnische Design und die Sicherheitsrichtlinien von den bestehenden LWR herangezogen werden können. Daher kann die Entwicklung des „Super LWRs“ in Hinblick auf die Kesselhistorie als der nächste logische Schritt betrachtet werden. Dieses Konzept des Super LWRs wird unter anderem von Forschungsgruppen in Japan und Europa verfolgt, wobei der in dieser Arbeit vorgestellte HPLWR der europäischen Gruppe zugehörig ist.

Die weltweite Forschung an den so genannten „Generation IV“-Reaktoren, zu denen auch der Super LWR zählt, wird in sechs verschiedene Konzepte gebündelt, die sich nicht nur im Reaktorkonzept sondern auch im Kühlmittel unterscheiden [117]:

- Super LWR, die mit überkritischem Wasser gekühlt und moderiert werden,
- Hochtemperaturreaktoren, die mit Helium gekühlt werden,
- Gas gekühlte Reaktoren,
- Natrium gekühlte Reaktoren,
- Blei gekühlte Reaktoren und
- Salzschnmelzenreaktoren.

Die Verwendung von Wasser als Kühlmittel hat den Vorteil, dass Wärme in Form von Blasensieden sehr gut abgeführt werden kann. Beim Überschreiten des kritischen Drucks (22,1 MPa) kann kein Unterschied mehr zwischen den zwei Phasen flüssig und gasförmig festgestellt werden, da keine Grenzfläche mehr vorhanden ist. Die Konsequenz daraus ist, dass Siedephänomene im überkritischen Druckbereich komplett verschwinden. Jedoch besitzt Wasser beim Überschreiten der pseudokritischen Temperatur ein Maximum der spezifischen Wärmekapazität. Dies erlaubt, trotz nicht vorhandener Siedevorgänge, eine effizientere Wärmeabfuhr als im unterkritischen Druckbereich, da beim Aufheizen die Steigerung der Enthalpie nicht mehr von der Siedetemperatur abhängt und ein kontinuierlicher Übergang zwischen den beiden Pseudo-Phasen herrscht. Aufgrund dieser Eigenart von Wasser bei überkritischem Druck kann die Sicherheit des Reaktors gegenüber Siedekrisen erhöht werden, da diese nicht auftreten.

Wie bereits erwähnt, ist das Kennzeichen eines Super LWRs der Zwangsdurchlauf durch den Reaktorkern. Das Layout des Kernkraftwerks entspricht dabei einem Direkt-Dampfkreislauf wie bei einem überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerk, bei dem der Frischdampf in einer Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbine auf Kondensatordruck entspannt wird. Die Entspannung des Dampfs in der Hochdruckturbine erfolgt dabei nur knapp bis über das Zweiphasengebiet und wird in dem darauf folgenden Zwischenüberhitzer, der sich zwischen Hoch- und Mitteldruckturbine befindet, wieder überhitzt, um die Endfeuchte in der Niederdruckturbine zu reduzieren. Die dem Kondensator und den Kondensatorpumpen folgenden Speisewasservorwärmer sind in ihrer Anzahl und Platzierung denen von überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken ähnlich. Der fundamentale Unterschied im Layout eines Super LWR-Dampfkreislaufs ist, wie bereits erwähnt, in der Art der Zwischenüberhitzung zu sehen, da bei einem konventionellen Kraftwerk die Zwischenüberhitzung unter Zuhilfenahme der Restwärme des Rauchgases erfolgt. Da die Zwischenüberhitzung beim Super LWR-Konzept nicht im Kern erfolgen soll, wird sie über einen separaten Wärmetauscher durchgeführt, der mit Frischdampf gespeist wird.

Vergleicht man jedoch die Anlagenkonzepte von SWR und DWR mit dem Super LWR, sind größere Unterschiede feststellbar, welche sich als potentielle Reduktionen der Anlagenkosten identifizieren lassen. Beim SWR-Direkt-Dampfkreislauf wird aufgrund des Betriebs im unterkritischen Druckbereich ein Wasserabscheider nach der Entspannung in der Hochdruckturbine benötigt, bevor nach der Zwischenüberhitzung unter Zuhilfenahme von Frischdampf aus den Dampfleitungen die Entspannung in der Niederdruckturbine erfolgt. Darüber

hinaus ist das Containment eines Super LWRs viel kleiner als das einer vergleichbaren DWR- oder SWR-Anlage. Der Grund hierfür ist, dass der Reaktordruckbehälter (RDB) sehr viel kleiner sein kann und daher weniger Kühlmittelenthalpie beinhaltet, die bei einem Kühlmittelverlust im Containment aufgenommen werden muss. Der verkleinerte RDB resultiert aus dem Fakt, dass der Super LWR mit überkritischem Wasser gekühlt und moderiert wird. Aufgrund des Fehlens der zwei Wasserphasen können die Umwälzpumpen, der Wasserabscheider und der Dampftrockner eines SWRs eingespart werden.

Da der DWR-Dampfkreislauf aus einem Primär- und Sekundärkreislauf besteht, können im Vergleich zum Direkt-Dampfkreislauf eines Super LWRs die Dampferzeuger, die Hauptkühlmittelpumpen und die Druckhalter eines DWRs eingespart werden, was zu einer weiteren Verkleinerung des Containments gegenüber einem DWR-Containment führt.

Aufgrund des sehr hohen Enthalpiegehalts des Frischdampfs aus dem Reaktor, können der Gesamtmassenstrom im Reaktorkern gegenüber bestehenden LWR-Konzepten stark verringert werden. So beträgt er gegenüber einem SWR oder DWR gleicher Leistungsklasse nur noch etwa ein Achtel beziehungsweise ein Zwölftel. Gegenüber einem vergleichbaren Kohlekraftwerk ist der Massenstrom jedoch höher, da beim Direkt-Dampfkreislauf des Super LWRs ein Teil des Gesamtmassenstroms zur Zwischenüberhitzung verwendet werden muss. Nichtsdestotrotz besteht der Vorteil neben der Reduktion der Anlagenkosten durch Wegfall von Anlagenkomponenten darin, dass die Größe weiterer Komponenten wie der Turbine verkleinert werden kann. Das Potential liegt dabei in der Umstellung des Turbosatzes von halbtourig auf volltourig [39].

### **1.2 Regelung eines SWRs im Nominal-, Anfahr- und Abfahrbetrieb**

Wie bereits beschrieben, sind bei einem Super LWR größere Ähnlichkeiten mit einem SWR als mit einem DWR-Dampfkreislauf vorhanden, weshalb sich in diesem Kapitel näher mit der Regelung eines SWRs im Nominal-, Anfahr- und Abfahrbetrieb befasst wird ([27], [97]).

#### **1.2.1 Regelung eines SWRs im Nominalbetrieb**

Die Regelung eines SWRs setzt sich im Nominalbetrieb aus der Leistungs-, der Speisewasser- und Kondensatorfüllstandsregelung zusammen.

##### **1.2.1.1 Leistungsregelung eines SWRs im Nominalbetrieb**

In der Leistungsregelung kommt das Prinzip der Vorwärtsregelung zum tragen, das besagt, dass die Veränderung des Leistungssollwertes am Generator sich als erstes auf die Leistungsänderung im Reaktor auswirkt. Somit ergeben sich folgende Forderungen an die SWR-Leistungsregelung:

##### Reaktordruckregelung:

Die Reaktordruckregelung hat bei einer Leistungsänderung und somit einer Änderung der Dampfmenge die Aufgabe, die Dampfabfuhr aus dem Kern zu regeln, so dass der Reaktor-druck konstant bleibt. Aber auch bei An- und Abfahrvorgängen muss der Druck verändert

werden können. Als Stellglieder dienen die Turbinenregelventile und/oder die Umleitstellventile.

Dabei darf die Druckänderung nicht schnell erfolgen, da eine Druckerhöhung eine Verminderung des Dampfvolumentanteils und somit eine Reaktivitätsfreisetzung mit Leistungserhöhung zur Folge hat. Im Gegensatz dazu führt eine Druckabsenkung zu einer Erhöhung des Dampfvolumentanteils und hat somit eine Reaktivitätsbindung mit Leistungs erniedrigung zur Folge. Die Wechselwirkung zwischen Reaktordruck und der Reaktorleistung erfolgt daher instantan und gilt als wichtige Regelgröße.

### Turbinendrehzahlregelung:

Der Turbinendrehzahlregler hat bei Nominalbetrieb und bei Sonderfahrweisen die folgenden Aufgaben: Im ersten Fall wird das An- und Abfahren der Turbine, das Einstellen der benötigten Turbinendrehzahl zur Synchronisation des Generators, die Lastaufnahme nach der Synchronisation des Generators und das Entlasten des Turbosatzes beim Abfahren verfolgt, während im letzteren Fall das Einstellen der Generatorleistung, wenn der Generator am Netz ist und der Generatorleistungsregler abgeschaltet ist, benötigt wird. Die dafür benötigten Stellglieder sind die Turbinenregelventile.

### Leistungsregelung:

Die Leistungsregelung hat die Aufgabe, den Sollwert für die Reaktorleistungsregelung vorzugeben. Weiterhin kann sie die Generatorleistung zwischen 140 MW bis Volllast freigeben, beziehungsweise begrenzen, da dazu eine gewisse Mindestreaktorleistung nötig ist. Dazu kann sie zusammen mit der Turbinendrehzahlregelung die Turbinenregelventile bedienen. Bei Lastabwurf und einer Generatorleistung unter 140 MW wird die Generatorleistungsregelung an den Turbinendrehzahlregler übergeben.

### Reaktorleistungsregelung:

Die Reaktorleistungsregelung hat die Aufgabe, die thermische Leistung des Reaktors aufgrund der Anforderung aus der Leistungsregelung durch das Ein- beziehungsweise Ausfahren der Steuerstäbe oder durch die Änderung der Drehzahl der Umwälzpumpen einzustellen.

### Turbinenöffnungsregelung:

Die Turbinenöffnungsregelung hat die Aufgabe, zusammen mit der Umleitöffnungsregelung der Umleitstation, den aus dem Reaktor strömenden Frischdampf auf die Turbine und die Umleitstation durch Regelung der Turbinenregelventile und der Umleitstellventile, gemäß den Vorgaben des Reaktordruckreglers, zu verteilen. Weiterhin soll das Leistungsangebot des Reaktors mit den Einschränkungen der Leistungsanforderungen aus Turbinendrehzahlregler und Leistungsregler verglichen und durch die Turbinenregelventile umgesetzt werden.

### Umleitöffnungsregelung:

Die Umleitöffnungsregelung hat die Aufgabe, durch die Verarbeitung des Signals aus der Reaktordruckregelung und der Rückmeldung aus der Turbinenöffnungsregelung eine entsprechende Strömungsfläche in der Umleitstation durch Öffnen oder Schließen der Umleitstellventile zur Verfügung zu stellen.

### 1.2.1.2 Speisewasserregelung eines SWRs im Nominalbetrieb

Aus dem vorangegangenen Kapitel ist ersichtlich, dass mit jeder Laständerung auch eine Änderung im Frischdampfmassenstrom einhergeht. Somit würde bei einer Lastabsenkung der Füllstand im Reaktor steigen. Daher ist es die Aufgabe der Speisewasserregelung, den Reaktorfüllstand konstant zu halten und somit einen stabilen Reaktorbetrieb zu gewährleisten. Dies wird durch die Regelung der Drehzahl der Speisewasserpumpen ermöglicht. Eine Regelung des Massenstroms zum Zwischenüberhitzer erfolgt über die Füllstandsregelung eines Regeltopfes, der sich am Austritt der heißen Seite des Zwischenüberhitzers befindet.

### 1.2.1.3 Kondensatorfüllstandsregelung eines SWRs im Nominalbetrieb

Genauso wie sich bei einer Laständerung der Füllstand im Reaktor ändert, wird durch den unterschiedlichen Frischdampfmassenstrom der Füllstand im Kondensator variiert. Eine Erhöhung des Füllstands ist nicht erwünscht, da dies ein Überfluten der Kondensatorrohre zur Folge hätte und die effektive Wärmetauscherfläche reduzieren könnte. Im Gegensatz dazu würde ein Sinken des Füllstands die Zulaufhöhe und damit den Zulaufdruck zu den Kondensatorpumpen verringern, was die Gefahr von Kavitation an den Pumpenschaufeln birgt.

## 1.2.2 Anfahrbetrieb eines SWRs

Im Folgenden werden prinzipiell die notwendigen Maßnahmen zum Anfahren eines SWRs vorgestellt. Der Ausgangszustand des Reaktors und der Anlage wird dabei so eingestellt, dass der Reaktor kritisch, die Aufheizleistung eingestellt und die Umleit- und Turbinenschnellschlussventile geöffnet sind. Weitere nötige Vorabereinstellungen betreffen das manuelle Ein- oder Ausschalten von Reglern, auf die in dieser Arbeit nicht eingegangen wird.

Der Ablauf des Anfahrens setzt sich prinzipiell aus folgenden Schritten zusammen:

- Reaktor anfahren
- Aufheizung des Reaktors und Druckaufbau
- Einleiten des Umleitbetriebs zum Kondensator
- Speisewasserversorgung und Dampfverbraucher in Betrieb nehmen
- Weitere Druck- und Leistungssteigerung
- Anstoßen der Turbine
- Weitere Drucksteigerung auf Betriebsdruck
- Synchronisation des Generators
- Weitere Leistungssteigerung auf Vollast

### 1.2.3 Abfahrbetrieb eines SWRs

Auch für den Abfahrbetrieb eines SWRs werden prinzipiell die notwendigen Maßnahmen vorgestellt. Der Ausgangszustand des Reaktors und der Anlage entspricht dem Vollastbetrieb, sprich der Reaktordruck und die -leistung sind auf 100% des Nominalwertes.

Der Ablauf des Abfahrens setzt sich prinzipiell aus folgenden Schritten zusammen:

- Leistungsreduzierung mit den Umwälzpumpen
- Weitere Leistungsreduzierung mit den Steuerstäben
- Druckabsenkung in mehreren Schritten
- Weitere Leistungsreduzierung
- Kaltfahren des Speisewassersystems und der Turbine
- Abschalten der Turbine und Öffnen der Umleitstation zum Kondensator
- Abschalten des Reaktors
- Weitere Druckabsenkung und Schließen der Hauptdampfabsperrentile
- Inbetriebnahme der Nachwärmeabfuhr im Containment

### 1.2.4 Vergleich der Regelung und des Ab- und Anfahrens eines SWRs mit dem HPLWR

Die Reaktorleistungsregelung eines SWRs erfolgt, wie bereits beschrieben, mit den Steuerstäben oder im oberen Lastbereich mit den Umwälzpumpen, die den Dampfvolumenanteil und somit die Reaktivität einstellen. Da der HPLWR ein Reaktorkonzept mit einem Zwangsdurchlauf ist und bei überkritischem Druck betrieben wird, kann die thermische Leistung nur durch die Stellung der Steuerstäbe geregelt werden.

Für die Reaktordruckregelung können wie beim SWR die Turbinenregelventile verwendet werden. Aufgrund des überkritischen Betriebs des HPLWRs wird eine so drastische Abhängigkeit der Reaktivität vom Dampfvolumenanteil im Vergleich zum SWR bei Druckänderungen nicht erwartet. Des Weiteren wirkt sich jede Druckänderung sogleich auf die Förderleistung der Speisewasserpumpen aus, da der HPLWR keine freie Oberfläche im Kern besitzt, weshalb der Speisewassermassenstrom stark von der Regelung der Turbinenregelventile abhängt.

Die anderen Komponenten der Leistungsregelung, wie die Turbinendrehzahl-, die Turbinenöffnungs- und die Umleitöffnungsregelung könnten ohne größere Änderungen übernommen werden, da auch beim HPLWR die Turbine so geregelt werden muss, dass sich durch die Turbinendrehzahl und die Generatorfrequenz die passende Netzfrequenz von 50 Hz einstellt.

Die Speisewasserregelung des Dampfkreislaufs muss von der Füllstandsregelung auf eine Regelung wie beim Zwangdurchlaufkessel umgestellt werden. Während sich im SWR die Siedetemperatur aufgrund des im Kern herrschenden Drucks einstellt, muss im HPLWR die Reaktoraustrittstemperatur durch einen anderen Regelkreis begrenzt werden. Weil die Reaktorleistung bereits durch die Steuerstäbe geregelt wird, kann die Reaktoraustrittstemperatur nur noch durch Änderung der Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpen verändert werden.

Als nächsten Unterschied zum SWR stellt sich die Regelung der Zwischenüberhitzer-temperatur heraus. Der Zwischenüberhitzer beim HPLWR wird mit überkritischen Dampf beaufschlagt und überhitzt den mantelseitig strömenden Dampf aus der Hochdruckturbine. Eine Flüssigkeitsstandsregelung wie beim SWR im Regeltopf des Zwischenüberhitzers zur Einstellung des Massenstroms zum Zwischenüberhitzer ist beim HPLWR aufgrund der Einphasigkeit des überkritischen Wassers nicht möglich.

Die Kondensatorfüllstandsregelung eines SWRs muss aus denselben Gründen, wie Vermeidung des Überlaufens oder Wahrung einer Mindestzulaufhöhe zu den Kondensatorpumpen, für den HPLWR-Dampfkreislauf adaptiert werden.

Größere Unterschiede müssen sich im Vergleich der Ab- und Anfahrprozesse zwischen SWR und HPLWR ergeben. Wie Rechnungen von Behnke et al. [6] gezeigt haben, scheidet ein Anfahren des HPLWRs im Gleitdruckbetrieb aufgrund des Erreichens kritischer Siedezustände aus. Somit müssen für den HPLWR andere Anfahr- und Abfahrscenarien als die Gleitdruckfahrweise beim SWR entwickelt werden.

### 1.2.4.1 Konzepte zum Regeln und Anfahren eines Super LWRs in Japan

Ausgehend von dem japanischen Konzept eines Super LWRs, der mit überkritischen Wasser gekühlt und als SCLWR (Supercritical Light Water Reactor) bezeichnet wird (Oka et al. [89], [90], [87], [92], [91], [85]) wurde von Dobashi et al. [24] ein Direkt-Dampfkreislauf für den SCLWR entwickelt, wie er bei überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken üblich ist. Neben dieser thermischen Kernvariante wurde als weitere Option ein Kerndesign mit schnellem Neutronenspektrum untersucht [55], das als SCFR (Supercritical Light Water Fast Reactor) bezeichnet wird. Ausgehend von diesen Arbeiten untersuchten Nakatsuka et al. zum ersten Mal die Regelung, den Teillastbetrieb und das Anfahren dieses SCFRs ([78], [79]).

#### Regelung:

Nakatsuka et al. [78] beschreiben, dass für die Regelung das „Turbine-folgt-Reaktor“-Prinzip angewendet wird, welches der bereits vorgestellten Regelung beim SWR entspricht. Als weiteres Regelungsprinzip nennen Nakatsuka et al. [78] das „Reaktor-folgt-Turbine“-Prinzip. In diesem Fall wird die Blockleistung durch die Turbinenregelventile geregelt, während der Reaktordruck durch die Reaktorleistung eingestellt wird. Diese Regelungsart hat für den Super LWR den Nachteil, dass das System bei schnellen Laständerungen anfälliger für Schwankungen im Frischdampfmassenstrom und den damit verbundenen Schwankungen in der Kühlmitteltemperatur ist [78]. Bei einem Zwangdurchlaufsystem, wie dem Super LWR, sind die daraus resultierenden Thermospannungen aufgrund des niedrigen Kühlmittelinventars höher. Dies bestätigt die Überlegungen, die Regelung eines SWRs auf den Super LWR anzuwenden.

Mit Analysen [78], die die Reaktivitätsrückwirkung des SCFR-Kerns berücksichtigen, konnte gezeigt werden, dass aufgrund der Systemantworten durch die jeweilige Änderung von Steuerstabstellung, Speisewassermassenstrom und Turbinenregelventilstellung es am sinnvollsten ist:

- die Reaktorleistung mit den Steuerstäben,
- den Frischdampfdruck mit den Turbinenregelventilen und
- die Frischdampf Temperatur mit dem Speisewassermassenstrom, sprich den Hauptspeisewasserpumpen zu regeln.

Der Vollast-Betrieb wurde dabei so ausgelegt, dass der Dämpfungsgrad, der auch beim SWR angewendet wird, unter 0,25 liegt [78]. Weiterhin sollte die Überschwingweite kleiner als 15% sein [78]. Oka et al. [86] beschreiben, dass diese Regelung stabil gegenüber Störungen ist, obwohl das Wasserinventar klein gegenüber einem SWR und der Dampfkreislauf ein direkter Kreislauf ist. Der Grund hierfür ist, dass überkritisches Wasser ein einphasiges, kompressibles Medium ist und daher Druckstörungen besser ausgleichen kann [50].

Die Regelung für einen weiteren japanischen Super LWR, der als SCLWR-H [23] (High Temperature Supercritical Light Water Reactor) bezeichnet wird, wurde von Ishiwatari et al. ([50], [49]) untersucht. Dieses Reaktorkonzept unterscheidet sich von dem SCFR nicht nur in der thermischen Leistung, der Reaktoreintritts- und -austrittstemperatur und in dem unterschiedlichen Speisewassermassenstrom. Der Kern wurde mit einem thermischen Neutronenspektrum ausgeführt, der Wasserkästen für die zusätzliche Moderation in den oberen Kernbereichen besitzt und 76% des Wasservolumens in einem Brennelement beinhalten.

Es konnte gezeigt werden, dass bei ähnlicher Vorgehensweise zur Bestimmung und Optimierung der Regelung wie bei Nakatsuka et al. [78], das bereits vorgestellte Regelungssystem des SCFRs für den SCLWR-H verwendet werden kann, in welchem die Reaktorleistung mit den Steuerstäben, der Frischdampfdruck mit den Turbinenregelventilen und die Frischdampf Temperatur mit den Hauptspeisewasserpumpen geregelt wird. Als weitere Option wird die Möglichkeit gezeigt, die thermische Leistung mit den Speisewasserpumpen und die Frischdampf Temperatur mit den Steuerstäben zu regeln. Ishiwatari et al. ([50], [49]) beschreiben jedoch, dass diese Regelungsart ein schlechteres Verhalten zeigte, als das bereits vorgestellte.

Weiterhin wurden für einen weiteren SCFR-Reaktortyp, der als Super Fast Reactor ([83], [53], [51]) bezeichnet und bei ähnlichen Parametern wie der SCLWR-H betrieben wird, die bestehenden Regelkonzepte [78] von Ishiwatari et al. [52] angepasst. Da der Super Fast Reactor ein schnelles Neutronenspektrum benötigt, sind keine Wasserkästen für die Moderation im Kern vorhanden, die als Puffer gegen Temperaturänderungen wirken. Somit ist diese Art von Reaktor gegenüber Änderungen empfindlicher, die die Frischdampf Temperatur betreffen, wie Fluktuationen im Speisewassermassenstrom. Mit einem zusätzlichen Rückführungssignal in der bestehenden Frischdampf Temperaturregelung, das die Abweichung von der Reaktorleistung berücksichtigt, konnten die Schwankungen in der Frischdampf Temperatur während der Analysen verringert werden. Andere Rückführungssignale, die das Verhält-

nis Leistung zu Massenstrom oder die Ableitung der Leistung berücksichtigen, erwiesen sich als weniger wirksam.

### Teillastverhalten und Anfahren:

Das Teillastverhalten und das Anfahren eines SCFRs wurde zum ersten Mal von Nakatsuka et al. [79] untersucht. Dazu wurde das Kernmodell [78], das für die Bestimmung der Art der Regelung und der Regelungsgrößen verwendet wurde, mit einem sehr vereinfachten Dampfkreislaufmodell verbunden, das aus Turbine, Kondensator, Hauptspeisewasserpumpen und Speisewasservorwärmern bestand und keine geometrischen Daten enthielt. Beispielsweise wurden Abzapfungen aus der Turbine und die Regelung von sekundären Systemen, wie der Kondensatorfüllstand, noch nicht berücksichtigt.

Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten, Kraftwerke bei Teillast zu betreiben. Die Erste ist der Festdruckbetrieb, bei dem der Reaktordruck auf einen konstanten Wert bei Teillast geregelt wird und die andere Möglichkeit ist der Gleitdruckbetrieb, bei dem der Druck nach dem Turbinenventil nahezu konstant bleibt. Aufgrund des Kegegesetzes sinkt im letzteren Fall der Reaktordruck bei Teillast, so dass beim Super LWR der Druck von überkritisch auf unterkritisch fällt. Der Gleitdruckbetrieb hat den Vorteil, dass der Teillastwirkungsgrad besser als beim Festdruckbetrieb ist. Da jedoch Kernkraftwerke vorwiegend die Grundlast versorgen, ist der Teillastwirkungsgrad nicht so wichtig. Bedeutendere Unterschiede ergeben sich jedoch in der Veränderung des Wärmeübertragungsmechanismus beim Wechsel vom überkritischen auf unterkritischen Druck.

Nakatsuka et al. [79] untersuchten den Lastbereich zwischen 30% und 100% Last im Festdruckbetrieb mit Reaktivitätsrückwirkung im Kern. Es konnte gezeigt werden, dass die maximale Hüllrohrtemperatur in diesem Lastbereich bei konstant geregelter Reaktoraustrittstemperatur zu niedrigen Lasten hin abnimmt. Es wurde auch festgestellt, dass die Speisewassertemperatur in diesem Lastbereich konstant bleibt. Vergleicht man dies mit den in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnissen, bei der die HPLWR-Reaktoreintrittstemperatur bei Teillast sinkt, so zeigt dies die Limitierung des japanischen Dampfkreislaufmodells, das diesen Effekt nicht abbilden kann.

Weiterhin wurden von Nakatsuka et al. [79] zwei Anfahrprozesse für den SCFR im Festdruck und im Gleitdruck im Kern untersucht. Dabei wurden die Anfahrprozesse und die benötigten Anfahrkomponenten von überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken für den Einsatz im SCFR angepasst. Das Anfahren im Festdruck bedeutet, dass die nukleare Heizung erst nach der Drucksteigerung auf überkritischen Druck angeschaltet wird, während im Gleitdruckanfahren die thermische Leistung proportional zur Drucksteigerung erfolgt.

Das Anfahren im Festdruck benötigt, laut Nakatsuka et al. [79], ein spezielles Anfahrssystem, das im Bypass zur Turbine betrieben wird und aus einem Entspanner-Behälter, Druckwiderstandsröhren und einem druckminderndem Ventil besteht, welches den Dampf in den Entspanner-Behälter leitet. Durch die Druckentlastung über die Röhren und das Ventil entsteht im Entspanner-Behälter ein Zweiphasengemisch. Aus dem Entspanner-Behälter führen Leitungen in den Kondensator, zur Turbine, zum Speisewasserkessel und zu den Speisewasservorwärmern, die das System beim Anfahren vorwärmen. Die Analysen [79] zeigen, dass der Dampfkreislauf ohne Probleme angefahren werden kann.

Neuere Analysen wurden von Nakatsuka et al. [81] im Jahre 2000 durchgeführt, bei denen die Randbedingungen während des Anfahrens neu bewertet und die nötigen Komponenten dimensioniert wurden. So soll die Dampfnaße beim Anfahren der Turbine unter 0,1% und die maximale Hüllrohrtemperatur unter dem von Kitoh et al. [57] und Dobashi et al. [23] bestimmten Wert von 620°C liegen. Für den Entspanner-Behälter ergibt sich, dass er mit Sicherheitsmargen 4,2 m im Durchmesser und in der Höhe 4,1 m betragen muss, falls beim Anfahren der Turbine die festgelegte Naße nicht überschritten werden soll [81].

Der Vorteil des Festdruckanfahrens im überkritischen Bereich besteht darin, dass Problematiken der Zweiphasenströmung wie Siedekrisen (Dryout, DNB) und Zweiphaseninstabilitäten nicht beachtet werden müssen [132]. Dem gegenüber stehen die hohe benötigte elektrische Leistung der Speisewasserpumpen und die Wärmeverluste beim Anfahren und die Verwendung von druckreduzierenden Ventilen [132].

Im Gegensatz dazu steht das Anfahren im Gleitdruck. Nakatsuka et al. [79] beschreiben prinzipiell, dass für diese Art des Anfahrens ein Wasser-Dampf-Abscheider und ein Sammelbehälter für das abgeschiedene Wasser benötigt werden. Der Wasser-Dampf-Abscheider muss dabei eine hohe Trenngüte besitzen, da nachgeschaltete Überhitzer wie im Kohlekraftwerk nicht vorhanden sind. Zusätzlich kann das System eine Umwälzpumpe oder einen zusätzlichen Speisewasservorwärmer enthalten, die das abgeschiedene Wasser zur Speisewasservorwärmung verwenden können. Nicht benötigtes Wasser wird in den Kondensator geleitet.

Der Vorteil des Gleitdruckanfahrens gegenüber Festdruck ist laut Nakatsuka et al. [79], dass die Wärmeverluste, die Anzahl der benötigten Komponenten und die elektrische Speisewasserpumpenleistung geringer sind und die Komplexität der Ventilschaltungen vermieden wird, was in einem besseren Teillastwirkungsgrad resultiert. Dem gegenüber steht jedoch, dass im Reaktorkern ein Dryout beim Anfahren mit erhöhten Hüllrohrtemperaturen in der Post-Dryout-Region herrscht. In überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken wird die Hüllrohrtemperatur daher durch einen Mindestmassenstrom beim Anfahren begrenzt.

Erste Simulationen für das Gleitdruckanfahren und das Design des benötigten Wasserabscheiders wurden im Jahre 2000 von Nakatsuka et al. ([81], [80]) vorgestellt. Es wird gefordert, dass die Kernleistung für einen gegebenen Speisewassermassenstrom und Reaktor-druck begrenzt werden muss. Der Grenzwert für die thermische Leistung wird aus dem Wert abgeleitet, bei dem die Hüllrohrtemperaturen über 620°C steigen ([57], [23]). Nakatsuka et al. ([81], [80]) führten Parameterstudien für verschiedene Drücke und Reaktoreintrittstemperaturen durch. Es zeigte sich, dass bei niedrigen Drücken der Dryout erst bei hohen Dampfanteilen mit niedrigen Hüllrohrtemperaturüberhöhungen in der Post-Dryout-Region innerhalb des zulässigen Bereichs auftrat. Im Gegensatz dazu wurde bei hohen Drücken ein Dryout schon bei niedrigen Dampfanteilen berechnet und die Hüllrohrtemperaturen überstiegen den Grenzwert. Dies bedeutet, dass ein Umschalten auf Turbinenbetrieb bei niedrigen Drücken und niedrigen Dampfanteilen nur möglich ist, falls der Massenstrom bei einem klein dimensionierten Wasser-Dampf-Abscheider gering bleibt, um die geforderte Dampf-güte zu gewährleisten. Auf der anderen Seite setzen größere Massenströme größere oder mehrere Wasserabscheider voraus, die somit den Kostenvorteil eines überkritischen Direkt-Dampfkreislaufs, der normalerweise keine Wasserabscheider bräuchte, schmälern ([81], [80]). Als Konsequenz führen Nakatsuka et al. ([81], [80]) eine frühe Druckerhöhung auf

25 MPa nach dem Anfahren der Turbinen bei niedrigen Speisewassermassenströmen, niedrigem Druck und niedriger Leistung durch: Sie erfolgt bei 28% Speisewassermassenstrom, 8,3 MPa und 20% thermischer Leistung, bevor die Leistung und der Speisewassermassenstrom proportional auf Vollast erhöht werden. Weiterhin wurden Studien durchgeführt, bei denen der Wasserabscheider im Bypass betrieben wird, um die Wandstärke zu reduzieren. Die Analysen zeigten, dass die Konfiguration mit Wasserabscheider und Kondensatbehälter in einer Bypassleitung parallel zur Frischdampfleitung im Falle der Materialausdehnung zu den niedrigsten Werten führt, verglichen mit anderen Konfigurationen und dem Festdruckanfahren. Jedoch ist bei allen untersuchten Anfahrprozessen die Materialausdehnung als gering zu betrachten [86].

Nakatsuka et al. ([81], [80]) beschreiben, dass Experimente gezeigt haben, dass der Wärmeübertragungskoeffizient unterhalb des kritischen Punktes ein Minimum aufweist, weshalb das Überschreiten des kritischen Punktes bei hoher thermischer Leistung zu erhöhten Hüllrohrtemperaturen führen kann. Diese Problematik wird durch diese Art des Anfahrens umgangen. Das vorgestellte Prinzip ist somit kein Gleitdruckanfahren im wirklichen Sinne, sondern ein 2-Stufen-Festdruckanfahren mit der Verwendung von Gleitdruckanfahrkomponenten.

Die Anfahrzeiten des SCFRs und im Allgemeinen des Super LWRs werden durch die Thermospannungen in dickwandigen Bauteilen wie dem RDB begrenzt. Nakatsuka et al. [79] beschreiben, dass Anfahrzeiten wie bei überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken von 220°C/h nicht erreicht werden können, da diese Kraftwerke keine dickwandigen Bauteile wie ihre Vorgänger die Zwangumlaufkessel besitzen. Daher sind Werte von 45-55°C/h oder geringer eher realistisch.

Neuere Analysen für Fest- und Gleitdruckanfahren ohne Reaktivitätsrückwirkung im Kern wurden von Yi et al. ([131], [132]) durchgeführt. Zusätzlich wurden für das Gleitdruckanfahren gekoppelte neutronische-thermohydraulische Stabilitätsanalysen während des Anfahrens durchgeführt [133], die sich prinzipiell von dem Anfahrscenario ohne Kopplung nicht unterscheiden. Die Unterschiede zu Nakatsuka et al. ([81], [80]) bestehen hauptsächlich in Systemanpassungen aufgrund des bereits erwähnten neuen thermischen SCLWR-H-Reaktor-Designs [23]. Das Anfahrkonzept wurde prinzipiell nicht verändert. Jedoch mussten beispielsweise minimale Speisewassermassenströme und Leistungserhöhungsgradienten dem neuen Reaktordesign angepasst werden, um während des Anfahrprozesses Hüllrohrtemperaturen von 620°C nicht zu überschreiten. Weiterhin wurde das Design der benötigten Komponenten für die neuen Randbedingungen verändert.

Ein komplett anderes Anfahrssystem wird von Yamada et al. [127] für das Anfahren eines Super Fast Reactors ([84], [134]) vorgestellt. Der Druckaufbau im Reaktor erfolgt durch ein zusätzliches Zwangumlaufsystem, das dem von Wasserrohrkesseln sehr ähnlich ist, bevor auf den Nominalbetrieb mit Zwangdurchlauf zu den Turbinen umgeschaltet wird. Das Zwangumlaufsystem besteht aus einer Kesseltrommel, Umwälzpumpen und einem Wärmetauscher, die sich außerhalb des Containments befinden. Da die Kesseltrommel und das Umlaufsystem inklusive Reaktor zum Anfahren vollständig mit Wasser gefüllt sein müssen, wird über ein extra benötigtes Einspeisungssystem das System aufgefüllt und danach ein gewisses Füllstandslevel durch Abblasen in den Kondensator eingestellt. Dieses Einspei-

sungssystem wird zusätzlich vor dem Anfahren zur Reaktorreinigung eingesetzt. Danach werden Umwälzpumpen eingeschaltet und der Reaktor kritisch gefahren. Bei schrittweiser Leistungserhöhung fängt das System zu Sieden an und in der Kesseltrommel, die sich auf einer größeren geodätischen Höhe als das restliche System befindet, sammelt sich der Dampf. Der maximale Temperaturgradient beträgt dabei  $55^{\circ}\text{C}/\text{h}$ . Der Druckaufbau erfolgt nun über das Sieden im Kern, während der Füllstand in der Kesseltrommel durch eine Füllstandsregelung konstant gehalten und überschüssiges Wasser in den Kondensator geleitet wird. Gleichzeitig werden die Nieder- und Hochdruck-Speisewasservorwärmer durch die Hauptspeisewasserpumpen angewärmt, die in einem geschlossenen System im Kreis pumpen, da Thermospannungen im Reaktordruckbehälter beim Umschalten auf Zwangsdurchlauf vermieden werden sollen. Überschreitet der Systemdruck den kritischen Druck, verschwindet die freie Oberfläche in der Kesseltrommel und die Füllstandsregelung wird deaktiviert und das Regelventil geschlossen. Der Wärmetauscher kühlt dabei den Dampf auf  $280^{\circ}\text{C}$  herunter, was der Reaktoreintrittstemperatur bei Nominalbetrieb entspricht. Dadurch wird wiederum gewährleistet, dass beim Umschalten keine Thermospannungen am Reaktoreintritt auftreten. Nach einer weiteren Temperaturerhöhung und Druckerhöhung auf 25 MPa wird ein kleiner Bypass parallel zu den Frischdampfgebäudeabsperrentilen geöffnet, der die Frischdampfleitungen bis zur Umleitstation und den Turbinen anwärmt. Danach wird das Umleitstationsventil geöffnet und die Druckregelung erfolgt nun über den Turbinen-Bypass. Nach weiterer Leistungs- und Frischdampf Temperatursteigerung werden die Hauptdampfabsperrentile und die Turbinenschnellschlussventile komplett geöffnet, während der Turbinen-Bypass wieder geschlossen wird. Die Druckregelung erfolgt nun über das Turbinenregelventil und die Turbine wird angefahren. Dadurch kann die Speisewasservorwärmung wieder in Betrieb genommen werden und das Anfahr-Zwangumlaufsystem wird vom Reaktor getrennt. Da noch keine Versorgung mit Kühlmittel durch die Hauptspeisewasserpumpen zur Verfügung steht, wird der Kern mit dem Hilfskühlsystem des Sicherheitssystems [16] gekühlt. Wenn das Speisewasser auf Reaktoreintrittstemperatur vorgewärmt wurde, werden die Speisewassergebäudeventile geöffnet und der Kern wieder mit den Hauptspeisewasserpumpen gekühlt. Das Hilfskühlsystem wird dabei abgeschaltet.

Die weitere maximale Leistungssteigerung nach Umschalten auf Zwangsdurchlauf wurde von Cai et al. [16] nach thermischen Gesichtspunkten, wie maximal erlaubte Hüllrohrtemperatur, und Stabilität untersucht.

Die von Yamada et al. [127] durchgeführten Analysen umfassen dabei nur die Phasen „Start der nuklearen Heizung“ bis „Anwärmen und Anfahren der Turbinen“, die nicht im Modell enthalten sind. Somit ist hier genauso wenig wie in den anderen durchgeführten Studien das komplette Kraftwerk während des Anfahrprozesses, des Teillastbetriebs oder im Volllastpunkt detailliert simuliert worden.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher, den HPLWR-Dampfkreislauf im Volllastpunkt mit vereinfachtem Reaktormodell ohne neutronische Rückwirkung zu modellieren und eine entsprechende Regelung zu entwickeln, die einen stabilen Teillastbetrieb gewährleistet. Dies erfolgt durch die Adaptierung und Veränderung der SWR-Regelung, auch wenn das hier verwendete HPLWR-Modell keine neutronische Rückwirkung besitzt. Ein Vergleich mit der Regelung eines überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerkes ist trotz ähnlichem Direkt-Dampfkreislauf

nicht sinnvoll, da hier verständlicherweise keine neutronischen Rückwirkungen vorhanden sind.

Durch die Modellierung des kompletten Dampfkreislaufs mit all seinen benötigten Komponenten ist es erstmals möglich eine umfassende Systemanalyse durchzuführen. Dazu gehört sowohl die Dimensionierung der einzelnen Komponenten als auch die Erfassung zusätzlicher Regelkreise, wie beispielsweise die benötigte Kondensator- und Speisewasservorwärmerfüllstandsregelung. Als komplett neue Komponente stellt sich der Zwischenüberhitzer heraus, der leicht überhitzten Dampf durch überkritischen Dampf in einem Wärmetauscher weiter überhitzt. Die Regelung der Zwischenüberhitzertemperatur ist somit bisher ein Novum, da im überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerk die Überhitzung mit Rauchgas und im LWR die Regelung des Zwischenüberhitzermassenstroms über einen füllstandsgeregelten Behälter erfolgt.

Alle bisher untersuchten Anfahrscenarien wurden ohne Modellierung der jeweiligen Systeme oder, wenn überhaupt, nur sehr vereinfacht durchgeführt, womit verständlicherweise nicht alle Systemrückwirkungen betrachtet werden konnten und somit zusätzliche Randbedingungen in das System eingebracht werden mussten. Durch die Modellierung des kompletten Dampfkreislaufs können diese Randbedingungen eliminiert, beziehungsweise aufgrund der Systemrückwirkungen besser verstanden werden. Auch wurden bisher keine Abschalttransienten bis zur kompletten Reaktorabschaltung mit Dampfkreislauf simuliert. Als problematisch werden die maximalen Thermospannungen angesehen, wenn eine Kernabschaltung zum Abfahren mit Öffnen des Turbinen-Bypass zum Kondensator durchgeführt wird, da der Reaktor nun aufgrund der fehlenden Speisewasservorwärmung mit kaltem Wasser geflutet wird.

Zusammengefasst konnten bei den bisherigen Anfahrscenarien folgende Vor- und Nachteile festgestellt werden:

Festdruckanfahren:

+++	kein Dryout aufgrund überkritischen Drucks
+++	kein DNB aufgrund überkritischen Drucks
+++	keine Zweiphaseninstabilitäten aufgrund überkritischen Drucks
-	hohe elektrische Leistung der benötigten Speisewasserpumpen
-	Wärmeverluste beim Anfahren
--	großer Entspanner-Behälter
--	komplexe Ventilschaltung

Gleitdruckanfahren:

++	geringere Anzahl benötigter Komponenten
++	geringere Komplexität der Ventilschaltung
+	geringere Wärmeverluste
+	niedrigere elektrische Leistung der benötigten Speisewasserpumpen
--	kein richtiges Gleitdruckanfahren, da thermische Leistung nicht proportional zum Systemdruck ist („Zwei-Stufen-Festdruckanfahren“)
--	hohe Anforderung an Wasserabscheider-Trenngüte
--	Problematik der Zweiphasenströmung (DNB, Dryout, Zweiphaseninstabilitäten)

Zwangumwälzanfahren:

++	geringere Komplexität
+	geringere Wärmeverluste
+	niedrige elektrische Leistung der benötigten Umwälzpumpen
-	Reaktorreinigungssystem für Anfahrprozess erforderlich
--	größere Anzahl der benötigten Komponenten
---	Problematik der Zweiphasenströmung (DNB, Dryout, Zweiphaseninstabilitäten)
----	Durchdringung des Containments und somit der 4. Barriere durch weitere Anfahrleitungen

Aus der Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile scheidet das System mit der Zwangumwälzung aus, da die Durchdringung mit zusätzlichen Leitungen dem Barrieren-Sicherheitsprinzip von LWR widerspricht. Auch das Gleitdruckanfahren, das hier als „Zwei-Stufen-Festdruckanfahren“ betrieben wird, ist durch die Zweiphasenströmung mit seiner eingehenden Problematik nicht für den HPLWR geeignet, auch wenn die Anzahl der Komponenten und die geringen Wärmeverluste wünschenswert wären. Somit bleibt nur noch das Festdruckanfahren mit seinen bereits beschriebenen Nachteilen.

Aufgrund dieser Gegebenheiten beim Ab- und Anfahren wird für den HPLWR ein kombiniertes Ab- und Anfahrssystem entwickelt, das im Festdruck betrieben wird und den kompletten Dampfkreislauf beinhaltet. Die identifizierten Nachteile des Festdruckbetriebs werden durch Adaptierung der Systeme vom Gleitdruckanfahren verbessert.

Daher werden für den HPLWR Dampfkreislauf folgende Teilbereiche im Kapitel 3 untersucht:

- Modellierung des kompletten HPLWR Dampfkreislaufs und seiner Komponenten mit dem kommerziellen Systemcode APROS und Validierung der Modellgüte mit dem kommerziellen Systemcode IPSEpro.
- Entwicklung einer Regelung für den stabilen Festdruckbetrieb bei Vollast und bei Teillast zwischen 50% und 100% und die dazugehörigen Analysen.
- Entwicklung eines kombinierten Ab- und Anfahrsystems, das im Festdruck betrieben wird, und die dazugehörigen Analysen.

### 1.3 High Performance Light Water Reactor (HPLWR) - ein Reaktorkonzept der 4. Generation

Der HPLWR ist der europäische Beitrag in der Super LWR-Forschung. Er wird mit überkritischem Wasser gekühlt und moderiert und hat dieselben Vorteile wie schon allgemein für den Super LWR beschrieben wurde:

- Einphasiges Kühlmedium im Reaktor
- Erhöhte Sicherheit da keine Zweiphasenströmung mit DNB- und Dryout-Problematik
- Verwendung von LWR Sicherheitskriterien aufgrund ähnlicher LWR Sicherheitssysteme

- Kompaktes Reaktordesign (ohne Dampfabscheider und Dampftrockner eines SWRs)
- Kompaktes Containment aufgrund kleinerem Reaktordruckbehälter und fehlenden Dampferzeugern
- Vereinfachter Dampfkreislauf wegen Zwangsdurchlauf und direkter Zuführung zur Turbine (kein Dampferzeuger, Druckhalter und Kühlmittelumwälzpumpen eines DWRs)
- Kleinere Kreislaufkomponenten wie Turbinen aufgrund hoher spezifischer Enthalpie am Reaktorausstritt
- Hoher Thermischer Nettowirkungsgrad (~44%) mit Reduzierung der Brennstoffkosten
- Möglichkeiten auf die jahrelangen Erfahrungen beim Betrieb und Bau von LWR und überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken zurückzugreifen

Aufgrund der Möglichkeiten, die Kapitalkosten durch Verkleinerung, beziehungsweise Wegfallen von Systemkomponenten zu senken, stellt der HPLWR eine Option dar, die nukleare Energieerzeugung im Hinblick auf den Wettbewerb mit überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken wieder konkurrenzfähig zu machen. Die erwarteten Kapitalkosten werden daher etwa auf 1000€ pro Kilowatt installierter elektrischer Leistung geschätzt, während die Stromgestehungskosten 3 bis 4 Eurocents pro Kilowattstunde betragen sollen [12].

Ähnlich dem von Oka et al. [93] beschriebenen SCLWR-H tritt überkritisches Wasser bei einem Druck von 25 MPa und einer Speisewassertemperatur von 280°C in den HPLWR ein und wird auf 500°C aufgeheizt [104]. Wie bereits beschrieben, ist überkritisches Wasser ein einphasiges Medium, das sich bei Temperaturen unterhalb der kritischen Temperatur wie Wasser und Temperaturen oberhalb der kritischen Temperatur wie Dampf verhält. Der kritische Punkt von Wasser liegt bei 22,1 MPa und 374°C. Als pseudokritischer Punkt von Wasser werden derjenige überkritische Druck und diejenige Temperatur definiert, bei denen die spezifische Wärmekapazität maximal ist. Da sich die Wassereigenschaften, wie Dichte, dynamische Viskosität und die spezifische Wärmeleitfähigkeit beim Überschreiten des pseudokritischen Punktes im HPLWR bei der Aufheizung sehr stark ändern, beträgt beispielsweise die Kühlmittelaustrittsdichte nur noch ein Viertel oder ein Siebtel des Wertes beim SWR, beziehungsweise DWR.

Aufgrund des hohen Drucks von 25 MPa und der hohen Reaktorausstrittstemperatur von 500°C kann als Hüllrohrmaterial kein Zircaloy, wie es bei LWR üblich ist, verwendet werden, da es bei über 400°C eine zu niedrige Standfestigkeit besitzt [86]. Somit sind als Kandidaten momentan nur Werkstoffgruppen denkbar, die bei den hohen Einsatzbedingungen noch eine ausreichende Festigkeit besitzen. Im Folgenden sind das die austenitischen Edelstähle, ferritisch-martensitische Stähle, ODS, Nickel-Basislegierungen und Titanlegierungen. Der langfristige Einsatz im korrosiven überkritischen Wasser muss aber erst durch Materialeexperimente untersucht werden, bevor ein Hüllrohrmaterial endgültig festgelegt werden kann.

Aus der Sicht der Thermohydraulik ist der Mechanismus für die Verschlechterung des Wärmeübergangs bei Verwendung von überkritischem Wasser als Kühlmittel noch immer nicht ganz verstanden, weshalb weiterhin Experimente und CFD-Simulationen durchgeführt werden müssen. Jedoch kann festgehalten werden, dass die Verschlechterung des Wärmeübergangs keine so drastische Wandtemperaturüberhöhung erzeugt, wie ein DNB bei unterkritischen Drücken und der verschlechterte Wärmeübergang stromabwärts verschwindet [86].

Die starken Eigenschaftsänderungen bei der Aufheizung, die Auswahl passender Werkstoffe und die speziellen Wärmeübertragungsmechanismen stellen trotz der augenscheinlichen Vorteile bei der Verwendung von überkritischem Wasser als Kühlmittel große Herausforderungen an das Design des Reaktors. Mögliche HPLWR-Reaktordesigns werden von Schulenberg et al. [106] vorgestellt. Das neueste HPLWR-Design wird von Koehly et al. [61] beschrieben. Von diesen wird das von Fischer et al. ([31], [30]) untersuchte Reaktordesign in dieser Arbeit verwendet und im Folgenden näher erläutert. Dieses Design zeichnet sich durch seine dreifache Aufheizung des Kühlmittels im Kern aus.

### 1.3.1 Das 3-Pass-Kern-Konzept des HPLWRs

Abb. 1-2 zeigt das Reaktordesignkonzept des HPLWRs, das von Schulenberg et al. [104] vorgestellt wurde. Es beinhaltet einen thermischen Kern, in welchem überkritisches Wasser bei einem Reaktoreintrittsdruck von 25 MPa von 280°C Reaktoreintrittstemperatur auf 500°C Kernaustrittstemperatur in drei Stufen mit dazwischen liegender Vermischung aufgeheizt wird.

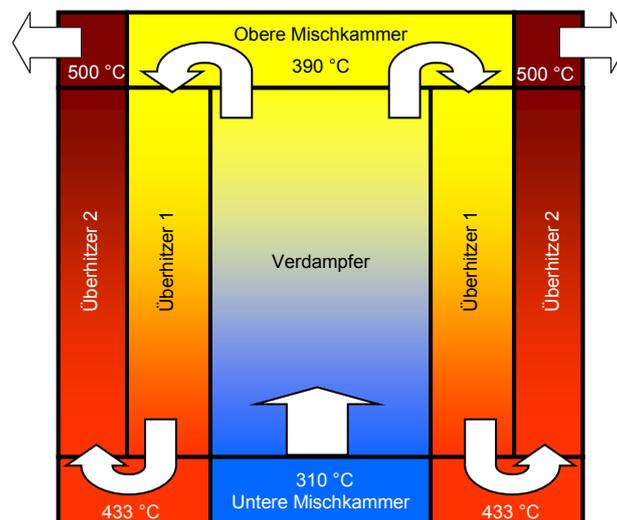


Abb. 1-2 3-Pass-Kern-Konzept des HPLWRs nach Schulenberg et al. [104].

Der Grund für das 3-Pass-Kern-Konzept besteht in der Minimierung der Spitzentemperaturen der Hüllrohre. Denn bei einer Aufheizung in nur einem einzelnen Schritt von mehr als 2000 kJ/kg könnten Hüllrohrtemperaturen in den heißesten Unterkanälen im Kern entstehen, die weit über den technisch realisierbaren Limits lägen. Der Enthalpieanstieg in einem DWR beträgt im Vergleich zum HPLWR nur ein Zehntel.

Die Idee des 3-Pass-Kerns beruht auf der Konstruktion von überkritischen, fossil befeuerten Kesseln, in denen das Wasser zuerst in einem Economizer vorgewärmt und vorgemischt und dann in dem Verdampfer über die pseudokritische Temperatur erhitzt wird. Anschließend wird das nun dampfartige, überkritische Wasser durchmischt, um die Temperaturunterschiede, die in den Brennelementen aufgrund unterschiedlicher Leistungsverteilungen oder Fertigungsungenauigkeiten auftreten können, zu homogenisieren. Die abschließende Überhitzung auf Temperaturen von etwa 500°C erfolgt in den beiden Überhitzern mit dazwischen liegender Durchmischung.

In Anlehnung an das Konzept der überkritischen, fossil befeuerten Kessel werden die Aufheizstufen im HPLWR Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 genannt. Aufgrund von Wärmeverlusten im Kern wird das Kühlmittel in seiner Funktion als Moderatorwasser vom Reaktoreintritt auf seinem Weg in die aktive Zone des Kerns auf 310°C vorgewärmt. Es strömt nach seinem Eintritt in den Kern im Verdampfer nach oben und wird über die pseudo-kritische Temperatur erhitzt und in der oberen Mischkammer auf 390°C homogenisiert. Im Überhitzer 1 wird die Temperatur weiter auf 433°C gesteigert, wieder vermischt, und in der letzten Stufe, dem Überhitzer 2, auf 500°C Reaktoraustrittstemperatur überhitzt.

Die Leistungsverteilung in den drei Kernbereichen wird so gewählt, dass die Hüllrohrtemperaturen selbst für die heißesten Unterkanäle nicht das Materiallimit und die lineare Brennstableistung, ähnlich wie bei SWR und DWR, nicht den maximalen Wert von 39 kW/m überschreiten. Das Kriterium für die maximale Hüllrohrtemperatur wird so gewählt, dass keine unzulässige Oxidation, Korrosion oder Kriechen auftritt. In überkritischen Kohlekraftwerken werden Ni-Basiswerkstoffe in den Überhitzern als Rohrmaterial eingesetzt, wo Kühlmitteltemperaturen über 650°C herrschen [86]. Die Hüllrohrtemperaturen sind dort nochmals höher als im HPLWR. Ehrlich et al. [25] schlagen als Materiallimit für den stationären Betrieb 620°C gegen Kriechen für austenitische Edelstähle vor. Schulenberg et al. [104] verwenden dieses Materiallimit zur Auslegung des 3-Pass-Kerns.

Für die heißesten Unterkanäle im Kern, im Folgenden nur noch Heißkanäle genannt, schätzen Schulenberg et al. [104] eine doppelte Aufheizung gegenüber ihren nominalen Unterkanälen ab, die eine einfache Aufheizung erfahren. Dieser Heißkanalfaktor von 2 berechnet sich aus der Multiplikation mehrerer Teilfaktoren, die im Folgenden näher betrachtet werden:

- Ein radialer Formfaktor von 1,25, der die Unterschiede in der Leistungsverteilung in den Brennelement-Clustern und in der Massenstromdichte im Kern berücksichtigt. Diese Unterschiede können mehrere Ursachen besitzen, wie Brennstoffzusammensetzung und -verteilung, Verteilung der Wasserdichte, Größe und Verteilung der Unterkanäle, Neutronenleckage und Reflektoreigenschaften, Abbrandeffekte, Rückwirkungen aufgrund der Steuerstabposition oder Rückwirkungen aufgrund der Anwesenheit von Abbrandgiften.
- Ein lokaler Verstärkungsfaktor von 1,15, der mit dem Brennelementformfaktor multipliziert werden muss, um den heißesten Unterkanal im heißesten Brennelement abzubilden. Diesem Faktor liegen dieselben möglichen Leistungsunterschiede in einem Brennelement zu Grunde wie der radiale Formfaktor für den Kern.
- Ein axialer Formfaktor, welcher für die Bestimmung der Oberflächentemperatur des Hüllrohrs benötigt wird, jedoch keinen Anteil für die Enthalpieerhöhung liefert.
- Ein Unsicherheitsfaktor von 1,2, der alle möglichen Unsicherheiten beim Kerndesign berücksichtigt, wie Materialunsicherheiten, Fluideigenschaften, Unsicherheiten bei der Modellierung der Neutronenphysik und der Thermohydraulik, Wärmeübertragungsunsicherheiten, Unterschiede in der Eintrittstemperaturverteilung, Herstellungstoleranzen, Materialdeformationen oder Messunsicherheiten in den angewandten Messsystemen.

- Ein weiterer Faktor von 1,15, der die Abweichungen während des Kraftwerkbetriebs, wie Transienten aufgrund der Leistungs-, Temperatur- und Druckregelung, berücksichtigt.

Die Anzahl der Brennelement-Cluster beträgt 52 für jede Aufheizstufe [104]. Diese sind im HPLWR-Kern in Abb. 1-3 wie folgt angeordnet. Im zentralen Teil des Kerns befinden sich die Verdampfer-Brennelement-Cluster, in denen das Kühlmittel nach oben strömt. Um den Verdampfer sind die weiteren 52 Brennelement-Cluster des Überhitzers 1 angeordnet, in denen, wie schon bereits erwähnt, das Kühlmittel nach unten strömt. Zu guter letzt schließen sich in den Außenbereichen des Kerns die letzten 52 Brennelement-Cluster des Überhitzers 2 an. Diese Anordnung hat den Vorteil, dass dort, wo die höchsten Kühltemperaturen herrschen, der niedrigste Neutronenfluss vorhanden ist und somit die thermische Leistung begrenzt ist.

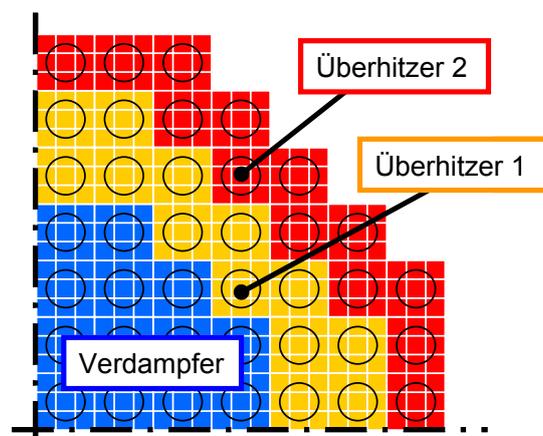


Abb. 1-3 Anordnung der Brennelement-Cluster in den drei Aufheizstufen im HPLWR-Kern (Viertelschnitt) nach Schulenberg et al. [104].

Aufgrund der starken Variation der Dichte während der Aufheizung ist vor allem in den oberen Kernbereichen eine ausreichende Moderation der Neutronen notwendig. Daher werden die Brennelemente mit einem Kasten umschlossen, um zusätzliches kaltes Moderatorwasser, das nun in dem resultierenden Spalt zwischen den Brennelementen fließt, zur Verfügung zu stellen. Ein ähnliches Konzept wird in heutigen SWR-Brennelementen angewandt. Die Spaltweite zwischen den Brennelementen ist jedoch kleiner im Vergleich zum SWR-Brennelement. Ferner wurde die Moderation zusätzlich in Form von Wasserkästen in den Brennelementen erhöht.

Aufgrund der Dichteunterschiede im Verdampfer können Dichtewellenoszillationen entstehen. Durch Blenden am Brennelementeintritt kann das System gegen derartige Strömungsinstabilitäten ausgelegt werden. Ortega-Gomez [94] berechnete den dazu benötigten Blendendurchmesser und führte Stabilitätsanalysen für den HPLWR-Kern durch.

Nach den ersten Analysen von Cheng et al. [19], die quadratische Brennelemente vorschlugen, welche eine homogenere Aufheizung als hexagonale Brennelemente besitzen sollen, stellten Hofmeister et al. ([43], [44]) ein erstes Brennelement-Konzept für den HPLWR vor. Es besteht aus 40 Brennstäben in einer 7 x 7 Anordnung, die von einem quadratischen Brennelementkasten umschlossen werden. Der benötigte quadratische Wasserkasten befindet sich in der Mitte des Brennelementes und ersetzt die neun Brennstäbe im Brennelement-

Zentrum. Das Moderatorwasser fließt in den Spalten um die Brennelementkästen und in den Wasserkästen nach unten, während das Kühlmittel im Verdampfer und im Überhitzer 2 nach oben, beziehungsweise im Überhitzer 1 nach unten strömt. Als Abstandshalter für Brennstäbe untersuchten Himmel et al. [41] die Möglichkeit, Drahtwendeln zu verwenden. Diese haben den Vorteil, dass sie der Strömung in den Unterkanälen einen Drall aufprägen und somit das Mischen des Kühlmittels mit anderen Unterkanälen unterstützen. Dies zeigten Simulationen, die von Himmel et al. [40] durchgeführt wurden.

Herbell et al. [38] untersuchten die Möglichkeit, die Aufheizung des im Wasserkasten fließenden Wassers und das den Brennelementkasten umgebenden Spaltwassers durch Honigwabenbauweise der Kästen mit integriertem Isolator zu verringern, da eine gleichmäßige Moderation die radiale Leistungsverteilung verbessert. Weiterhin wurden in [38] mechanische Analysen des Brennelementkastens in Sandwich-Bauweise durchgeführt, die die ersten Analysen von Himmel et al. [42] für einen Brennelementkasten aus Edelstahl ergänzen.

Da zusätzliches Strukturmaterial im Kern zu einer erhöhten Neutronenabsorption und somit zu einer höher benötigten U-235 Anreicherung führt, optimierten zusätzlich Hofmeister et al. [43] das Brennelement-Konzept hinsichtlich der Minimierung des benötigten Strukturmaterials. Das Ergebnis war ein kleines Brennelement mit knapp 70 mm Kantenlänge, das jedoch aufgrund seiner Größe bei der Kraftwerksrevision, bei der Kerneubeladung oder beim Umsetzen der Brennelemente nur schwer zu hantieren ist. Aus diesem Grund schlugen Hofmeister et al. [43] die Zusammenlegung von neun Brennelementen in einem 3 x 3 Cluster vor. Diese besitzen jeweils ein gemeinsames Kopf- und Fußstück, die in Abb. 1-3 durch einen schwarzen Kreis über neun Brennelementen dargestellt sind.

Das Kopfstück wurde von Hofmeister et al. [44] so konzipiert, dass die Steuerstäbe, die die Leistung regeln und im Notfall den Kern abschalten sollen, von oben in den Brennelement-Cluster und in die Wasserkästen einfahren können. Da das Kopfstück rund ausgeführt und der Cluster quadratisch angeordnet ist, ist kein direkter Zugang zu den vier äußeren Brennelementen vorhanden, so dass dort keine Steuerstäbe eingebracht werden können. Die fünf verbleibenden Stäbe werden zu einer so genannten Steuerstabspinne verbunden, die weiterhin mit anderen Steuerstabspinnen als Steuerstabbänke gleichzeitig verfahren werden können.

Das Design des Reaktors und seiner Einbauten für die 3-Pass-Kern-Konfiguration wurden von Fischer et al. [30] durchgeführt. Eine erste Messinstrumentierung für die Neutronenflussdichte und die Brennelement- und Reaktoraustrittstemperatur wurden von Koehly et al. [59] vorgeschlagen. Die Brennelemente mit den Kopf- und Fußstücken sind in Abb. 1-4 wie folgt im Reaktor integriert. Beispielhaft sind nur jeweils ein Brennelement-Cluster für Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 dargestellt.

Die Kopf- und Fußstücke stecken jeweils im Dampf-, beziehungsweise Mischplenum. Diese sind durch Trennbleche in zwei Zonen aufgeteilt, um die 3-Pass-Kern-Strömungsführung zu realisieren. Im zentralen Bereich des unteren Mischplenums werden die einzelnen Kühlmittelströme (in Abb. 1-4 blau gekennzeichnet) gemischt, bevor sie in die Verdampfer-Cluster eintreten, während im äußeren Bereich des unteren Mischplenums die Überhitzer 1- und Überhitzer 2-Cluster stecken. Der innere Bereich des Dampfplenums beinhaltet die Kopfstü-

cke von Verdampfer und Überhitzer 1, während im äußeren Bereich nur die Kopfstücke von Überhitzer 2 stecken. Wank et al. ([125], [124]) führten Untersuchungen durch, um die Vermischung in den beiden Plena durch Mischungseinbauten zu verbessern.

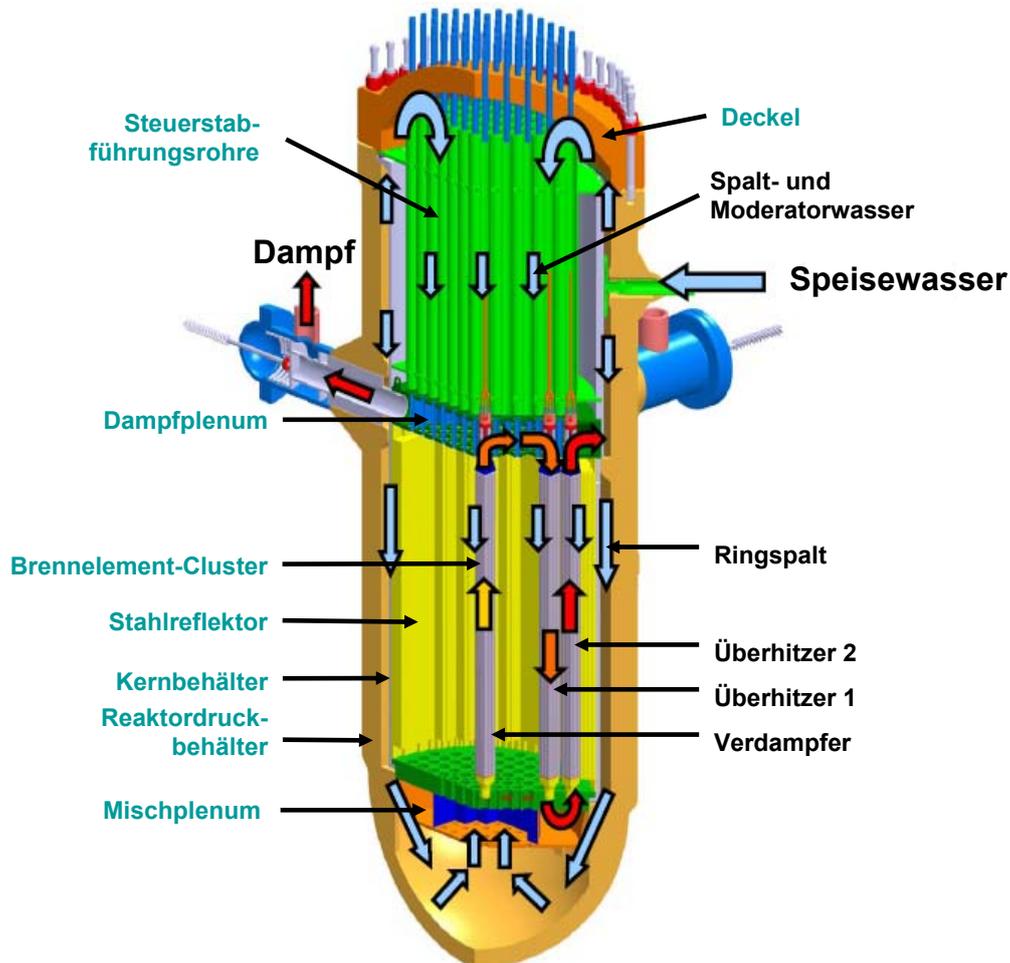


Abb. 1-4 HPLWR-3-Pass-Kern mit seinen Einbauten und Strömungsführung [30].

Um die aktive Zone des Kerns ist ein Stahlreflektor angeordnet, der die Neutronenleckage aus dem Kern abmildern und somit den Neutronenfluss in den äußeren Kernbereichen erhöhen soll. Weiterhin kann dadurch die Bestrahlung und somit die Materialschwächung des Reaktordruckbehälters herabgesetzt und seine Betriebsdauer erhöht werden. Eine mechanische Analyse des Reaktordruckbehälters wurde von Fischer et al. [29] durchgeführt.

Aufgrund der thermischen Materialausdehnung während des Leistungsbetriebs sind alle Einbauten mit dem zylindrischen Kernbehälter verbunden, der als einziger eine feste Verbindung mit dem Reaktordruckbehälter besitzt und somit eine unabhängige Wärmedehnung der anderen Einbauten erlaubt. Die Steuerstäbe mit ihren Steuerstabspinnen, die von oben in den Kern einfahren, werden oberhalb des Dampfplenums durch die Steuerstabführungsrohre in ihrer Position geführt. Oberhalb des Reaktordruckbehälters befindet sich der Deckel, der mit Schrauben und Muttern den Reaktordruckbehälter verschließt, während die Dichtheit mit

zwei redundanten O-Ringen sichergestellt wird. Zusätzlich beinhaltet der Deckel die Steuerstabdurchführungen für jede Steuerstabspinne.

Die Dimensionen des Reaktordruckbehälters ergeben sich nun aus der benötigten Länge der Brennstäbe und der maximalen Länge der ausgezogenen Steuerstäbe und dem minimalen benötigten Außendurchmesser, der sich aus dem Kern, dem Stahlreflektor und der Dicke des Reaktordruckbehälters zusammensetzt. Die Gesamthöhe des HPLWR-Reaktordruckbehälters beträgt somit 14,3 m, während der innere Durchmesser sich zu 4,47 m mit einer Wandstärke von 45 cm im zylindrischen Teil berechnet [30].

Im Folgenden sei nun die Strömungsführung im Kern in Abb. 1-4 genauer beschrieben. Speisewasser strömt durch vier am Umfang angeordnete Eintrittsstutzen in den Reaktordruckbehälter ein. 25% dieses Wassers soll für die zusätzliche Moderation im Kern dienen und durch die Spalte zwischen den Brennelementkästen und durch die Wasserkästen in den Brennelementen fließen. Dazu muss es zuerst zwischen Reaktordruckbehälter und Kernbehälter nach oben fließen und kühlt dabei den Reaktordruckbehälterdeckel. Von dort fließt es um und durch die Steuerstabsführungsrohre, bevor dieses Wasser wiederum auf den Spalt und die Wasserkästen verteilt wird. Zwei Drittel werden durch Verbindungsrohre durch das heiße Dampfplenum geleitet und fließen als Spaltwasser zwischen den Brennelementkästen nach unten. Der Rest fließt durch die Wasserkästen und wird über ein Kanalsystem in den Fußstücken nach außen in den Spaltraum geleitet, wo es sich mit dem Spaltwasser vermischt. Anschließend strömt das Spalt- und Moderatorkastenwasser durch Löcher im Zentrum des unteren Mischplenums in die mittlere Mischkammer.

Der Rest des Kühlmittels (75%) wird zwischen Reaktordruckbehälter und Kernbehälter als Ringspaltwasser nach unten geleitet. Dabei schirmt es den Reaktordruckbehälter vom heißeren Kernbehälter ab. Danach strömt es durch Bohrungen in die mittlere Mischkammer des unteren Plenums und vermischt sich mit dem heißeren Spalt- und Moderatorwasser. Aufgrund der Wärmeverluste aus den Brennelementen wird das nun vermischte Kühlmittel auf 310°C aufgewärmt, bevor es von der mittleren Mischkammer in die Verdampfer-Brennelemente eintritt.

Daraufhin erfolgt die Aufheizung des Kühlmittels in drei Stufen mit Homogenisierung der Kühlmitteltemperatur nach jeder Stufe in den jeweiligen Mischkammern, bevor es den Kern mit einer mittleren Temperatur von 500°C durch vier Auslassstutzen verlässt. Diese befinden sich unterhalb der Einlassstutzen und in einer 45° Verschiebung dazu. Um den Reaktordruckbehälter vor zu hohen Thermospannungen aufgrund des Temperaturgradienten zwischen Reaktordruckbehälter und Auslassstutzen zu bewahren, sind diese als koaxiale Rohre ausgeführt, in denen in der Mitte der heiße Dampf und außerhalb das Wasser aus dem Ringspalt fließt. Dadurch ist gewährleistet, dass der Reaktordruckbehälter immer mit kaltem Wasser umflossen wird. Analysen von Foulon et al. [32] bestätigten die Machbarkeit dieses Konzepts.

Aufgrund von Strömungsinstabilitäten des Moderatorwassers wurde später die Strömungsführung des Moderatorwassers von Koehly et al. [60] geändert, was jedoch in die hier durchgeführten Analysen nicht mehr mit einging.

### 1.3.2 Der Dampfkreislauf des HPLWRs

Der erste Ansatz für den Dampfkreislauf des HPLWRs wurde von Bittermann et al. [13] vorgestellt. Sie schlugen einen direkten, überkritischen Dampfkreislauf mit einer Frischdampf-temperatur von 508°C bei 25 MPa am Reaktorausstritt vor. Es konnte mit dieser Konfiguration ein Netto-Wirkungsgrad von 43,9% bei einer Brutto-Generatorleistung von 1000 MW<sub>el</sub> erreicht werden. Dieser Ansatz basierte auf dem Design eines überkritischen Dampfkreislaufs von Dobashi et al. [24], dessen ökonomisches Potential von Tanaka et al. [116] identifiziert wurde. Erste Verbesserungen des von Bittermann et al. [13] vorgestellten Konzepts wurden von Schlagenhauer et al. [100] durchgeführt und von Brandauer et al. [14] ergänzt, was zum aktuellen HPLWR-Dampfkreislauf führte.

Weiterhin analysierten Herbell et al. [39] den Turbosatz des HPLWR-Dampfkreislaufs mit den Randbedingungen von Brandauer et al. [14]. So konnte festgestellt werden, dass die Turbinentechnologie von überkritischen, fossil befeuerten Kraftwerken auf das HPLWR-Projekt angewendet werden kann. Die Analysen zeigten, dass der HPLWR-Turbosatz aus einer doppelflutigen HD-Turbine (Hochdruck), einer doppelflutigen MD-Turbine (Mitteldruck) und einer sechsflutigen ND-Turbine (Niederdruck) besteht. Das Potential liegt dabei in der Umstellung des Turbosatzes von halbtourig auf volltourig, was einer Größenreduzierung der ND-Turbine um 50% gegenüber einem 1400MW<sub>el</sub>-Referenz-SWR-Turbo-Generator-Satzes entspricht. Die Größe der MD-Turbine konnte ebenfalls verkleinert werden, während die doppelflutige HD-Turbine für die Anwendung im HPLWR-Dampfkreislauf neu entwickelt werden muss. Nichtsdestotrotz rechnen Herbell et al. [39] mit einer Kostenersparnis von 60-70% gegenüber einem Turbo-Generator-Satzes eines SWRs mit vergleichbarer Leistung.

Ausgehend von den Untersuchungen von Herbell et al. [39] wurde ein erstes Zwischenüberhitzer-Design-Konzept vorgestellt, das zwei parallele Zwischenüberhitzer vorsieht [37]. In den vertikalen Rohren wird der überkritische Frischdampf einer nach unten gerichteten Pseudo-Kondensation unterzogen, während der Dampf aus der HD-Turbine mantelseitig überhitzt wird. Der Wärmetauscher wurde so ausgelegt, dass der kleinste Temperaturabstand zwischen kalter und warmer Seite 20 K beträgt. Strömungsinstabilitäten konnten selbst für eine horizontale Variante ausgeschlossen werden.

Nachfolgend ist in Abb. 1-5 ein vereinfachter Schaltplan des aktuellen HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs nach Brandauer et al. [14] mit den wichtigsten thermodynamischen Ergebnissen dargestellt, der für diese Arbeit verwendet wird. Der Plan wurde laut DIN Norm 2481 [22] erstellt. Für das bessere Verständnis wurde auf die Darstellung mehrerer paralleler Pumpen verzichtet. Der Kreislauf wurde mit dem kommerziellen Systemcode IPSEpro [46] für den Vollastfall modelliert und optimiert. Damit ergeben sich für den Vollastpunkt folgende Betriebsbedingungen:

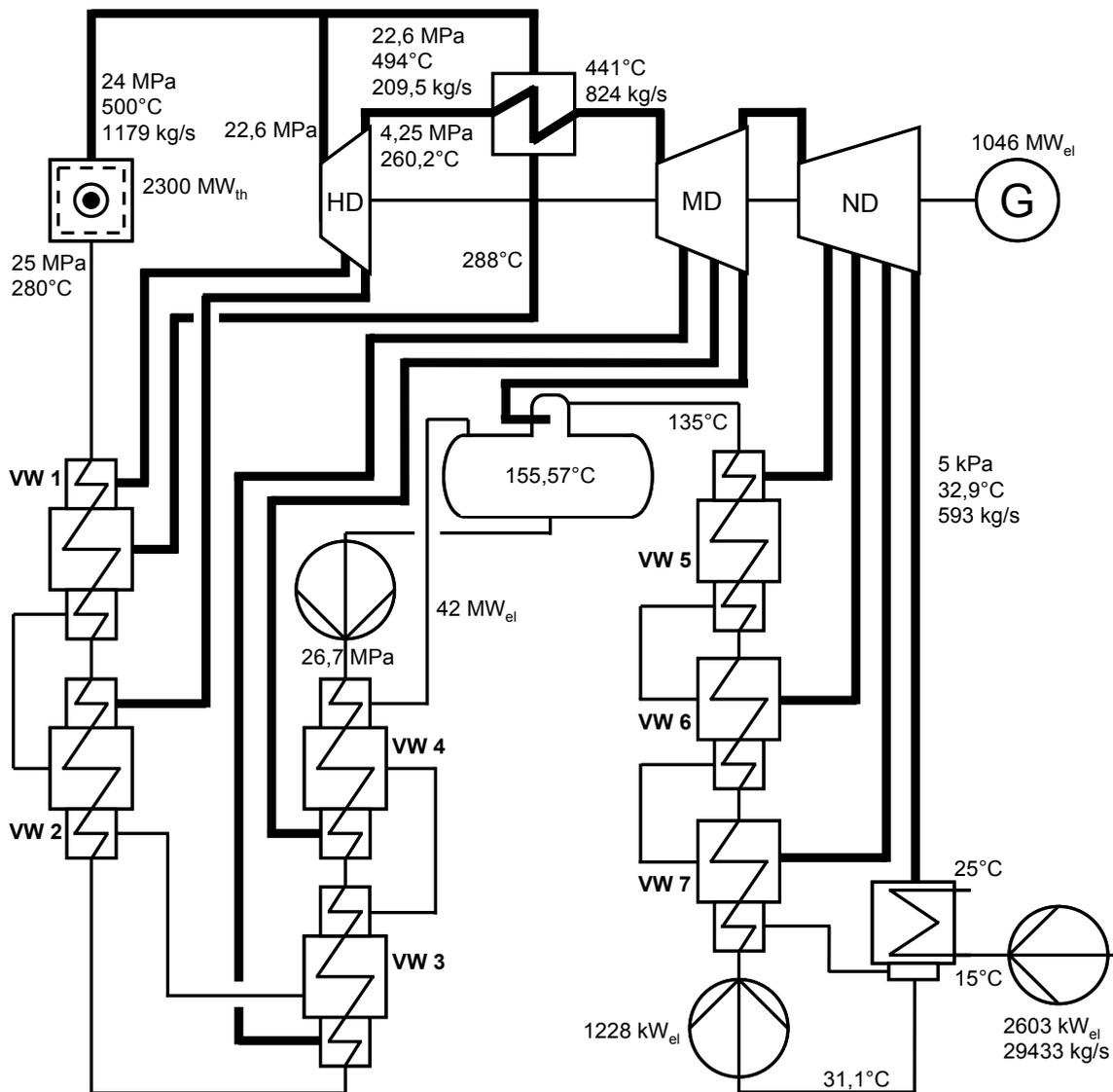


Abb. 1-5 Schaltplan des Dampf-Wasserkreislaufs des HPLWRs

Überhitzter Dampf verlässt den Reaktor mit einer Temperatur von 500°C und bei einem Druck von 24 MPa. Der Gesamtmassenstrom beträgt 1179 kg/s. Bevor der Dampf in die HD-Turbine eintritt, wird ein Teil davon zur Zwischenüberhitzung in den Gegenstrom-Zwischenüberhitzer geleitet. Der meiste Dampf jedoch (82,2 % des Gesamtmassenstroms) wird in der HD-Turbine knapp über die Taulinie expandiert und erreicht die kalte Seite des Zwischenüberhitzers mit einer Temperatur von 260,2°C bei 4,25 MPa Druck. Wegen der Turbinenanzapfung in der HD-Turbine, welche zur Vorwärmung des HD-Speisewasservorwärmers benötigt wird, hat sich der Massenstrom am kalten Zwischenüberhitzereintritt auf 824 kg/s verringert. Dort wird der Dampf mit dem vorher abgezweigten Dampf aus dem Reaktor (494°C; 22,6 MPa; 209,5 kg/s) auf 441°C zwischenüberhitzt und dann in der MD- und ND-Turbine endgültig auf 32,9°C bei einem Druck von 5 kPa expandiert. Der Dampfgehalt beträgt hierbei 0,85.

Im Kondensator wird der Dampf durch die Hauptwärmesenke zuerst kondensiert und das entstehende Kondensat anschließend leicht unterkühlt. Der Gesamtmassenstrom des Kühlkreislaufs der Hauptwärmesenke beträgt hierbei 29433 kg/s, damit sich das 15°C kalte Kühlwasser auf maximal 25°C aufheizt. Die für diesen Kreislauf benötigten Kühlwasserpumpen verbrauchen 2603 kW<sub>el</sub>. Das Speisewasser verlässt anschließend den Kondensatorsumpf mit einer Temperatur von 31,1°C, wo es zuvor mit dem Kondensat aus dem ersten ND-Speisewasservorwärmer VW 7 vermischt wurde. Bevor das Speisewasser die ND-Speisewasservorwärmer durchströmt, wird der Druck auf 1,35 MPa durch die Kondensatpumpen erhöht, welche dazu eine Leistung von 1228 kW<sub>el</sub> benötigen. In den drei darauffolgenden ND-Speisewasservorwärmern wird das Speisewasser auf 135°C vorgewärmt und in den Speisewasserkessel geleitet. Die Vorwärmung erfolgt mit den Turbinenanzapfungen der ND-Turbine. Das Speisewasser verlässt den Speisewasserkessel wieder mit einer Temperatur von 155,57°C aufgrund der höheren Temperatur des zugemischten Kondensats der HD-Speisewasservorwärmer und der Turbinenanzapfung der MD-Turbine. Der Druck des Speisewassers wird nach dem Verlassen des Speisewasserkessels auf 26,7 MPa durch die 4 x 33% Hauptspeisewasserpumpen erhöht, welche hierzu eine Gesamtleistung von 42 MW<sub>el</sub> benötigen.

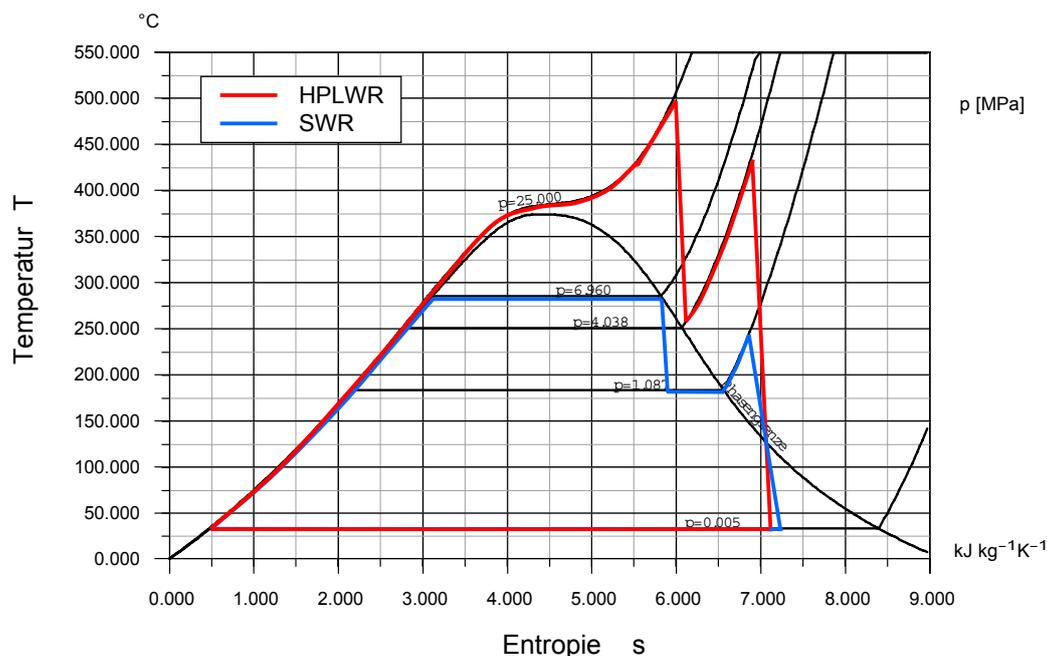


Abb. 1-6 HPLWR- und SWR-Dampf-Wasserkreislauf im T-s-Diagramm

In den nächsten vier HD-Speisewasservorwärmern wird das Speisewasser auf 280°C Reaktoreintrittstemperatur unter Zuhilfenahme von mehreren HD- und MD-Turbinenanzapfungen und dem Restdampf aus dem Zwischenüberhitzer erwärmt. Der Reaktoreintrittsdruck verringert sich aufgrund von Rohrreibungs- und Komponentendruckverlusten auf 25 MPa. Mit einer thermischen Reaktorleistung von 2300 MW<sub>th</sub> ergibt sich eine Bruttoausgangsleistung von 1046 MW<sub>el</sub>. Abzüglich des Eigenbedarfs ergibt sich somit ein Nettowirkungsgrad von 43,5%.

Abb. 1-6 beschreibt den HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf in einem T-s-Diagramm. Zum Vergleich wird der Dampf-Wasserkreislauf eines heutigen SWRs herangezogen. Wie aus dem

Diagramm ersichtlich ist, ergibt sich durch die Nutzung eines überkritischen Drucks im Dampf-Wasserkreislauf und einer höheren Reaktoraustrittstemperatur eine Erhöhung der spezifischen Leistung und des thermischen Wirkungsgrades im Vergleich zu dem gezeigten konventionellen SWR-Kreislauf.

## 2 Simulation-Software APROS

Für die Simulation des Dampfkreislaufs und der Sicherheitssysteme des HPLWRs wird ein 1-dimensionalen Systemcode benötigt, der die Transition von unterkritischem zu überkritischem Druck und umgekehrt erlaubt. Dies ist vor allem für Transienten in der Sicherheitsanalyse notwendig, in denen der Druck durch eine schnelle Druckentlastung von überkritisch auf unterkritisch fällt. Neben den vielen selbstprogrammierten Systemcodes gibt es nur wenige kommerzielle Codes, die für diese Arbeit geeignet sind:

### APROS:

Der finnische Systemcode APROS [4], der von VTT Finland und Fortum entwickelt und auch erfolgreich in anderen Kraftwerkssparten eingesetzt wird ([2], [1]), konnte durch bereits durchgeführte Analysen zeigen, dass er für die Anwendung in dieser Arbeit geeignet ist. Die Dampfatafeln wurden seit Programmversion 5.08 um den überkritischen Druckbereich erweitert [69] und entsprechen den IAPWS-IF97. Spezielle Druckverlust- und Wärmeübertragungskorrelationen für überkritisches Wasser, sowie notwendige Codeänderungen, sind seit Version 5.09 von Hänninen et al. [34] durchgeführt wurden. Weiterhin wurden Analysen für den HPLWR von Kurki et al. [65] durchgeführt, welche schnelle Druckentlastungstransienten bei einem großen Frischdampfleitungsbruch mit Anfahren des Niederdruckeinspeisesystems beinhalten.

### RELAP:

In der zu Beginn der Arbeit durchgeführten Literaturrecherche konnten keine Sicherheitsanalysen mit RELAP 5 [96] gefunden werden, in denen eine Druckentlastung von überkritisch zu unterkritisch beschrieben wird.

### CATHARE:

CATHARE [17] ist ein französischer Systemcode für die Durchführung von Sicherheitsanalysen für LWR. Antoni et al. [3] präsentierten die Fähigkeiten des Codes, schnelle Druckentlastungen ausgehend vom überkritischen Druck für ein vereinfachtes Reaktormodell zu berechnen.

### ATHLET:

Auch in einer für ATHLET [5] durchgeführten Literaturrecherche konnten keine Analysen gefunden werden, in denen eine Druckentlastung von überkritisch zu unterkritisch beschrieben wird.

### SMABRE:

SMABRE [76] ist ein weiterer finnischer Systemcode, der für Sicherheitsanalysen von LWR verwendet wird. Erste Analysen für den HPLWR wurden von Kurki et al. [65] durchgeführt und beinhalten Druckentlastungstransienten bei kleinem Frischdampfleitungsbruch, bei denen der Druck von überkritischen Zuständen langsam auf unterkritischen Druck abfällt.

Somit stellt sich APROS neben SMABRE und CATHARE als einer der wenigen kommerziellen Systemcodes heraus, die eine Druckentlastung von überkritischem Druck auf unterkritischem Druck simulieren können. Da SMABRE noch kein qualifizierter Code für Kraftwerks-

analysen ist, wird APROS für die Simulation des HPLWR-Dampfkreislaufs und der Sicherheitssysteme verwendet.

## 2.1 Lösungsverfahren

Das numerische Lösungsverfahren in APROS basiert auf den von Siikonen [108] vorgestellten Lösungsansätzen. Dazu werden die partiellen Differentialgleichungen der Massen-, Impuls- und Energieerhaltung hinsichtlich Raum und Zeit diskretisiert und nicht-lineare Terme linearisiert. In dieser sogenannten „Staggered Grid“-Diskretisierung werden die Zustandsvariablen Druck und Enthalpie und somit auch Temperatur und Dichte der beiden Phasen in der Mitte der Netzzellen berechnet, während die Massenströme und alle anderen die Strömung betreffenden Rechengrößen über die Zellgrenzen definiert werden. In APROS werden diese Zellen als Knoten oder „Nodes“ bezeichnet und die Zellgrenzen als „Branches“. Die Lösung der Enthalpie wird mit einem Diskretisierungsverfahren der ersten Ordnung durchgeführt. Dabei handelt es sich um das „first order upwind“ - Verfahren. Die Zustandsvariablen werden über die Node gemittelt. Für die zeitliche Diskretisierung wird die implizite Methode verwendet, in der die linearen Gleichungssysteme für Druck, Dampfmassenanteil und Enthalpie nacheinander gelöst werden. Die Stoffeigenschaften des Fluids wie Dichte, dynamische Viskosität, Wärmekapazität, thermische Wärmeleitfähigkeit und Temperatur werden dann als Funktion von Druck und Enthalpie neu berechnet, wobei die Siedetemperaturen und Sattedampfenenthalpien dabei nur vom Druck abhängen. Diese Prozedur wird solange wiederholt, bis das vom Benutzer vorgegebene Konvergenzkriterium für den Massenfehler erfüllt ist [36].

## 2.2 Homogenes Strömungsmodell

Das homogene Strömungsmodell wird vor allem zur Berechnung von einphasigen Strömungen und Zwei-Phasen-Mischungen verwendet, in denen Wasser und Dampf dieselbe Geschwindigkeit und Temperatur besitzen [35]. Da die Erhaltungsgleichungen sich nur auf die Mischung beziehen, wird nicht jede einzelne Phase separat bilanziert, wodurch in Summe drei Gleichungen zur Verfügung stehen, weshalb das homogene Modell auch das 3-Gleichungsmodell genannt wird.

### 2.2.1 Erhaltungsgleichungen

Das Lösungsprinzip des homogenen Strömungsmodells in APROS basiert auf den ein-dimensionalen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Die Erhaltungsgleichungen werden dabei nur auf das einphasige Fluid bzw. auf die Mischung der zwei Phasen angewendet. Dadurch erhält man 3 partielle Differentialgleichungen, die durch empirische Korrelationen für Reibung und Wärmetransport an der Wand miteinander gekoppelt sind. Die Differentialgleichungen für die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung haben dabei die folgende Form:

Massenerhaltung:

$$\frac{\partial(A\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho u)}{\partial z} = S_i \quad (2-1)$$

Impulserhaltung:

$$\frac{\partial(A\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho u^2)}{\partial z} + A \frac{\partial p}{\partial z} = S_i \quad (2-2)$$

Energieerhaltung:

$$\frac{\partial(A\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(A\rho u h)}{\partial z} = S_i \quad (2-3)$$

Darin bezeichnet  $A$  den Strömungsquerschnitt,  $\rho$  die Dichte,  $p$  den Druck,  $u$  die Geschwindigkeit,  $t$  die Zeit und  $z$  die Lauflänge in Längsrichtung. Des Weiteren entspricht der Ausdruck  $h$  in der Gleichung für die Energieerhaltung (2-3) der totalen Enthalpie, die die kinetische Energie  $h_{kin} = u^2 / 2$  beinhaltet.

Die Terme  $S_i$  auf der rechten Seite der Erhaltungsgleichungen beschreiben Quellen für Masse, Impuls und Energie. Im Falle der Massenerhaltung (Gl. (2-1)) können dies ein- bzw. ausströmende Massenströme sein. Für die Impulserhaltung (Gl.(2-2)) beinhaltet der Quellterm Druckverluste aufgrund der Wandreibung, den hydrostatischen Druckunterschied aufgrund unterschiedlicher Höhendifferenzen und Druckerhöhungen durch die Verwendung von Pumpen. Der Quellterm in der Energieerhaltung (Gl. (2-3)) beinhaltet die Wärmeströme durch die Wand, Dissipation aufgrund der Wandreibung und die zeitliche Ableitung des Drucks, die aufgrund der Verwendung der Enthalpie anstatt der inneren Energie auftaucht [35].

Als Schließungsgleichungen werden die Korrelationen für die Wandreibung und den Wärmetransport über die Wand berechnet, die im nachfolgend betrachteten separaten Strömungsmodell näher beschrieben sind. Wobei nur die Korrelationen des separaten Strömungsmodells Verwendung finden, die für die einphasige Strömung gelten, wie zum Beispiel das Blasius-Gesetz für glatte Rohre und die Dittus-Boelter-Korrelation für die Wärmeübertragung.

### 2.3 Separates Strömungsmodell

Das separate Strömungsmodell wird vor allem zur Berechnung von geschichteten Strömungen, Wellenströmungen und Ringströmungen verwendet [103]. Im Gegensatz zum homogenen Modell ist das separate Strömungsmodell auch für Strömungen geeignet, bei denen ein Schlupf zwischen den zwei Phasen besteht, sowie bei Verdampfungs- und Kondensationsystemen mit überhitzten oder unterkühlten Phasen. Dabei wird jede einzelne Phase separat bilanziert, wodurch das separate Strömungsmodell auch als 6-Gleichungsmodell oder Zwei-Phasen-Modell bezeichnet wird. Nachfolgend ist das in APROS implementierte 6-Gleich-

ungsmodell vorgestellt. Alle Informationen sind dem APROS-Manual der Version 5.08 [36] entnommen.

### 2.3.1 Erhaltungsgleichungen

Das Lösungsprinzip des separaten Strömungsmodells in APROS basiert auf den ein-dimensionalen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Die Erhaltungsgleichungen werden wie bereits erwähnt sowohl für die Flüssigkeits- als auch die Gasphase angewendet. Dadurch erhält man 6 partielle Differentialgleichungen, die durch empirische Korrelationen für Reibung und Wärmetransport an der Wand und in der Grenzfläche miteinander gekoppelt sind. Die Differentialgleichungen für die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung haben dabei die folgende Form:

Massenerhaltung:

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k)}{\partial z} = \Gamma_k \quad (2-4)$$

Impulserhaltung:

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k^2)}{\partial z} + \alpha_k \frac{\partial p}{\partial z} = \Gamma_k u_{ik} + \alpha_k \rho_k \bar{g} + F_{wk} + F_{ik} + F_{va} + F_{fl} + \Delta p_{pu} \quad (2-5)$$

Energieerhaltung:

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k h_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k h_k)}{\partial z} = \alpha_k \frac{\partial p}{\partial t} + \Gamma_k h_{ik} + \dot{Q}_{ik} + \dot{Q}_{wk} + F_{ik} u_{ik} \quad (2-6)$$

In diesen Gleichungen beschreibt der Index  $k$  entweder mit  $l$  die flüssige oder mit  $g$  die gasförmige Phase. Die Indices  $i$  und  $w$  stehen für die Grenzfläche zwischen den Phasen bzw. für die Wand. Die Terme  $\alpha$  und  $\bar{g}$  beschreiben den Volumenanteil der jeweiligen Phase bzw. die Erdbeschleunigung, während der Term  $\Gamma$  der Massenaustauschrate zwischen den beiden Phasen entspricht, wobei ein positiver Wert für Verdampfung und ein negativer Wert für Kondensation steht. Die Terme  $F$  und  $\dot{Q}$  bezeichnen die Reibungskraft und den Wärmestrom, während die letzten drei Terme in der Impulsgleichung (2-5) die Reibung durch ein Ventil  $F_{va}$  bzw. durch die Änderung der Geometrie  $F_{fl}$  und den Pumpenförderdruck  $\Delta p_{pu}$  beschreiben. In der Gleichung für die Energieerhaltung (2-6) entspricht der Ausdruck  $h$  der totalen Enthalpie, die die kinetische Energie  $h_{kin} = u^2 / 2$  beinhaltet.

### 2.3.2 Strömungsformen

Einige im 6-Gleichungsmodell verwendete Korrelationen sind von den herrschenden Strömungsformen abhängig. Dabei können die folgenden Strömungsformen dargestellt werden:

- Blasenströmung bei niedrigen Dampfmassenanteilen,

- Ringströmung bei hohen Dampfmassenanteilen, bei der sich ein Flüssigkeitsring an der Wand ausbildet und in der Mitte die meist schnellere Gasphase strömt,
- Tröpfchenströmung bei hohen Dampfmassenanteilen, bei der die Flüssigkeitsphase in Tröpfchenform in der Gasphase mitgerissen werden und
- geschichtete Strömungen, in welchen die Flüssigkeits- und Gasphase in getrennten Schichten vorliegen.

Zur Berechnung der verschiedenen Strömungsformen werden die unterschiedlichen Korrelationen durch Gewichtungsfaktoren miteinander verknüpft. Dies ermöglicht einen gleichmäßigen Übergang zwischen den unterschiedlichen Strömungsformen. Als Gewichtungsfaktoren werden der Dampfvolumenteil  $\alpha_g$ , die Schichtungsrate  $R$  und die Rate des Tröpfchenmittresses  $E$  herangezogen.

Die Schichtungsrate  $R$  ist wie folgt definiert [8]:

$$R = R_1 \cdot R_2 \quad (2-7)$$

Sie setzt sich aus zwei unterschiedlichen Anteilen zusammen. Der Term  $R_1$  ist eine Folge des Kelvin-Helmholtz-Stabilitätskriteriums und Term  $R_2$  beschreibt Phasenmischungseffekte aufgrund der Flüssigkeitsturbulenz. Das Kelvin-Helmholtz-Stabilitätskriterium stellt die theoretische Obergrenze für geschichtete Strömung dar. Wird das Stabilitätskriterium verletzt, wird der Term  $R_1$  und somit  $R$  zwangsweise zu Null gesetzt [63].

Im separaten Modell von APROS [36] werden die Anteile  $R_1$  und  $R_2$  wie folgt angegeben [8]. Der Koeffizient  $R_1$  basiert dabei auf experimentellen Daten von Wallis und Dobson [121], während  $R_2$  aufgrund von Experimenten in der „Super Moby Dick“ genannten Testanlage ermittelt wurde [8].

$$D_H = \frac{4A}{U} \quad (2-8)$$

$$R_1 = 1, \text{ wenn } \frac{|u_g - u_l|}{\sqrt{(\rho_l - \rho_g) \bar{g} D_H \left( \frac{\alpha_g}{\rho_g} + \frac{1 - \alpha_g}{\rho_l} \right)}} \leq 0,5 \quad (2-9)$$

$$R_1 = 0, \text{ wenn } \frac{|u_g - u_l|}{\sqrt{(\rho_l - \rho_g) \bar{g} D_H \left( \frac{\alpha_g}{\rho_g} + \frac{1 - \alpha_g}{\rho_l} \right)}} \geq 1 \quad (2-10)$$

$$R_2 = 1, \text{ wenn } |u_l| \left[ \bar{g} \sigma (\rho_l - \rho_g) \right]^{-0,25} \leq 40 \quad (2-11)$$

$$R_2 = 0, \text{ wenn } |u_l| \left[ \bar{g} \sigma (\rho_l - \rho_g) \right]^{-0,25} \geq 90 \quad (2-12)$$

Die Terme  $R_1$  und  $R_2$  für die finale Schichtungsrate  $R$  werden zwischen den aus Gleichungen (2-9) bis (2-12) berechneten oberen und unteren Grenzen linear interpoliert. Für die Berechnung von  $R_1$  wird zusätzlich noch der in Gl. (2-8) über den Strömungsquerschnitt  $A$  und den Umfang  $U$  definierte hydraulische Durchmesser  $D_H$  benötigt, während für  $R_2$  die Oberflächenspannung  $\sigma$  eine Rolle spielt.

Als letzter Gewichtungsfaktor für die Wahl der von den Strömungsformen abhängigen Korrelationen wird die Rate des Tröpfchenmitrisses  $E$  definiert. Laut Wallis [122] wird die Rate des Tröpfchenmitrisses durch den in Gl. (2-13) dargestellten dimensionslosen Steen Parameter definiert. Dabei beschreibt  $\eta_g$  die dynamische Viskosität der Gasphase.

$$\pi = \frac{u_g \eta_g}{\sigma} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2-13)$$

Darauf aufbauend wird im separaten Strömungsmodell von APROS die Rate des Tröpfchenmitrisses durch Gl. (2-14) dargestellt, die an die experimentellen Daten aus [123] angenähert ist.

$$E = \left( 1 - \frac{1,8 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma \sqrt{\rho_l}}{\alpha_g |u_g| \eta_g \sqrt{\rho_g}} \right)^2 \cdot f(\alpha_g) \quad (2-14)$$

Die Funktion  $f(\alpha_g)$  begrenzt die Tröpfchenströmung bei niedrigen Dampfvolumentanteilen. Die Rate des Tröpfchenmitrisses nimmt den Wert 0 an, wenn der Dampfvolumenteil kleiner als 0,5 ist. Wenn der Dampfvolumenteil größer als 0,75 ist, besitzt die Funktion  $f(\alpha_g)$  den Wert 1. Der Koeffizient  $1,8 \cdot 10^{-4}$  ist die untere Grenze für den Beginn des Tröpfchenmitrisses in Gl. (2-13). Wird somit der Steen Parameter kleiner als  $1,8 \cdot 10^{-4}$ , wird  $E$  zu Null.

### 2.3.3 Modellierung des Druckverlusts

Die Wandreibung  $F_{wk}$  in Gl. (2-15) für entweder die Flüssigkeits- oder Gasphase wird gebildet durch:

$$F_{wk} = \frac{-2 f_k \rho_k u_k |u_k|}{D_H} \quad (2-15)$$

Die Größe  $f_k$  ist der Reibungsdruckverlustkoeffizient für die entsprechende Phase und setzt sich aus einem Einphasen-Reibungsfaktor  $f_{sp,k}$  und dem Zweiphasenmultiplikator  $c_k$  zusammen.

$$f_k = f_{sp,k} \cdot c_k \quad (2-16)$$

### 2.3.3.1 Wandreibung

In APROS ist es möglich, aus zwei verschiedenen Optionen für die Berechnung des Einphasen-Reibungsfaktors  $f_{sp,k}$  zu wählen. Die erste Option geht von einem glatten Rohr aus, während Option 2 von einem rauen Rohr ausgeht. Im letzteren Fall muss die Rauigkeit für jede Branch im separaten Modell angegeben werden. Die in APROS benötigte relative Rauigkeit  $\varepsilon$  ist der Quotient aus der absoluten Rauigkeit dividiert durch den hydraulischen Durchmesser.

#### Glattes Rohr:

Wird in den Einstellungen für das separate Strömungsmodell das glatte Rohr als Berechnungsgrundlage für den Einphasen-Reibungsfaktor  $f_{sp,k}$  gewählt, wird der Maximalwert aus folgender Gleichung berechnet, der sowohl für die Flüssigkeitsphase als auch die Gasphase gilt:

$$f_{sp,k} = \max\left(\frac{64}{Re_k}; \frac{0,316}{Re_k^{0,25}}; 0,008\right) \quad (2-17)$$

Der erste Teil der Gl. (2-17) beschreibt den Einphasen-Reibungsfaktor für laminare Strömungen bei niedrigen Reynolds-Zahlen [82]. Die Reynolds-Zahl ist dabei folgendermaßen definiert:

$$Re_k = \frac{\alpha_k \rho_k |u_k| D_H}{\eta_k} \quad (2-18)$$

Für turbulente Strömungen, beziehungsweise hohen Reynolds-Zahlen, kommt der zweite Term zum Tragen, der als Blasius-Gleichung bezeichnet wird [82], während der dritte Term als Minimalwert zu betrachten ist, der zu kleine Werte bei hohen Reynolds-Zahlen verhindert.

#### Raues Rohr:

Wird die Rohrrauigkeit bei der Berechnung des Einphasen-Reibungsfaktors berücksichtigt, wird die Colebrook-Gleichung für hohe Reynolds-Zahlen verwendet. Im Falle einer laminaren Strömung hängt der Druckverlust, aber nicht mehr von der Rohrrauigkeit ab und die Wandreibung wird mit den in Gl. (2-17) beschriebenen ersten beiden Termen berechnet.

Gl. (2-19) beschreibt den Einphasen-Reibungsfaktor anhand der Colebrook-Gleichung unter Berücksichtigung der Wandrauigkeit [64].

$$\frac{1}{\sqrt{f_k}} = 1,74 - 2 \log \left[ \frac{1}{\sqrt{f_k}} \frac{18,7}{Re_k} + 2 \frac{\varepsilon}{D_H} \right] \quad (2-19)$$

Wird der Reibungsfaktor für die vollausgebildete turbulente Strömung gesucht, vereinfacht sich die Colebrook-Gleichung unter der Annahme, dass die Reynolds-Zahl gegen Unendlich geht, zu Gl. (2-20).

$$f_{cr,k} = \left[ 1,74 - 2 \log \left( \frac{2\varepsilon}{D_H} \right) \right]^{-2} \quad (2-20)$$

Die dazugehörige kritische Reynolds-Zahl wird durch Gl. (2-21) wiedergegeben [64].

$$Re_{cr,k} = \frac{378,3}{f_{cr,k}} \left( \frac{2\varepsilon}{D_H} \right)^{-0,9} \cdot 0,355 \quad (2-21)$$

Ist die berechnete Reynolds-Zahl kleiner als 4000, ist der Einphasen-Reibungsfaktor für raue Rohre das Maximum für laminare Strömungen und der berechnete Wert aus der Blasius-Gleichung. Für Reynolds-Zahlen größer als die kritische Reynolds-Zahl wird der Reibungsfaktor für voll ausgebildete turbulente Strömungen verwendet. Befindet sich die berechnete Reynolds-Zahl zwischen dem Wert 4000 und der kritischen Reynolds-Zahl, wird der Reibungsfaktor zwischen dem Reibungswert aus der Blasius-Gleichung bei einer Reynolds-Zahl von 4000 und dem Reibungsfaktor für vollausbildete turbulente Strömungen interpoliert.

Aus numerischen Gesichtspunkten wird der Reibungsfaktor als abnehmende Funktion über der Reynolds-Zahl definiert. Normalerweise ist der Reibungsfaktor für die kritische Reynolds-Zahl kleiner als für den korrespondierenden Reibungsfaktor bei einer Reynolds-Zahl von 4000. Dies stimmt jedoch für hohe Rauigkeitswerte nicht. In diesem Fall wird der Reibungsfaktor bei einer Reynolds-Zahl von 4000 verwendet, obwohl die Reynolds-Zahl größer 4000 ist.

Der Einphasen-Reibungsfaktor wird somit für raue Rohre mit Gl. (2-22) berechnet.

$$f_{sp,k} = \max \left( \frac{64}{Re_k}, \frac{0,316}{Re_k^{0,25}} \right), \text{ wenn } Re_k \leq 4000$$

$$f_{sp,k} = \frac{0,316}{4000^{0,25}} + \frac{\min \left( f_{cr,k}, \frac{0,316}{4000^{0,25}} \right) - \frac{0,316}{4000^{0,25}}}{1 - \left( \frac{4000}{Re_{cr,k}} \right)^{0,25}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{4000}{\min(Re_k, Re_{cr,k})} \right)^{0,25} \right], \quad (2-22)$$

wenn  $Re_k > 4000$

#### Zwei-Phasenmultiplikator:

Durch die Einführung des Zwei-Phasenmultiplikators ist es möglich, die Druckverlustberechnung auch im Zweiphasengebiet durchzuführen und die Verteilung der unterschiedlichen Phasen an der Wand abzuschätzen. Hierzu wird zwischen den folgenden Strömungsformen unterschieden: geschichtete Strömung *st*, nicht-geschichtete Strömung *ns*, nicht-geschichtete Strömung ohne Tröpfchenmitriss *ne* und nicht-geschichtete Strömung mit Tröpfchenmitriss *en*. Dabei werden die Schichtungsrate *R* und die Rate des Tröpfchenmitrisses *E* als Gewichtungskoeffizienten verwendet.

$$c_g = R \cdot c_{g,st} + (1-R)c_{g,ns} \quad (2-23)$$

$$c_l = R \cdot c_{l,st} + (1-R)[(1-E)c_{l,ne} + E \cdot c_{l,en}] \quad (2-24)$$

Bei geschichteter Strömung entsprechen die Koeffizienten  $c_{g,st}$  und  $c_{l,st}$  dem Umfang des Strömungskanals, der von der Flüssigkeits- bzw. Dampfphase eingenommen wird.

Bei nicht-geschichteter Strömung berührt nur die Flüssigkeitsphase die Wand des Strömungskanals, außer bei hohen Dampfvolumentanteilen oder hohem Tröpfchenmitriss, in dem die flüssige Phase als Tröpfchen vorliegt. Für den Zweiphasenmultiplikator der Gasphase  $c_{g,ns}$  wird vereinfacht nur eine Abhängigkeit vom Dampfvolumenteil verwendet, während der Dampfmasseanteil der Flüssigkeit für den Zweiphasenmultiplikator der Flüssigkeitsphase  $c_{l,ne}$  ohne Tröpfchenmitriss berechnet wird. Ist in der Strömung Tröpfchenmitriss enthalten, wird das modifizierte Lockhart-Martinelli-Modell verwendet ([8], [72]).

### 2.3.3.2 Grenzflächenreibung

Die Grenzflächenreibung  $F_{ik}$  in den Gl. (2-5) und (2-6) hängt sehr stark von den herrschenden Strömungsregimen ab. Verschiedene Grenzflächenreibungskorrelationen werden für die unterschiedlichen Strömungsregime verwendet. Die modellierten Strömungsregime sind geschichtete Strömung und nicht-geschichtete Strömungen wie die Blasen-, Tröpfchen- und Ringströmung. Der Wert für die Grenzflächenreibung wird dann aus der gewichteten Mittelung für die verschiedenen Korrelationen erhalten. Als Gewichtungsfaktoren werden der Dampfvolumenteil  $\alpha_g$ , die Schichtungsrate  $R$  und die Rate des Tröpfchenmitrisses  $E$  herangezogen.

Gl. (2-25) beschreibt den Zusammenhang der Grenzflächenreibung  $F_{ik}$  mit den Reibungskräften für geschichtete Strömung  $F_{ist}$  und nicht-geschichtete Strömung  $F_{ins}$ .

$$F_{ik} = RF_{ist} + (1-R)F_{ins} \quad (2-25)$$

Die Grenzflächenreibung  $F_{ins}$  in nicht-geschichteter Strömung wird dabei wie folgt gebildet:

$$F_{ins} = (1-E)[(1-\alpha_g)F_{ib} + \alpha F_{ia}] + EF_{id} \quad (2-26)$$

Die Kräfte  $F_{ia}$ ,  $F_{ib}$  und  $F_{id}$  bezeichnen dabei jeweils die Grenzflächenreibungsanteile in Ring-, Blasen- und Tröpfchenströmung, die in [36] beschrieben sind.

Die Grenzflächenreibung  $F_{ist}$  in geschichteter Strömung wird durch die Wallis-Korrelation [122] beschrieben:

$$F_{ist} = \frac{0,01[1 + 75(1 - \alpha_g)]\rho_g \Delta u |\Delta u|}{D_H} \quad (2-27)$$

Die Impulserhaltungsgleichungen (2-5) der beiden Phasen werden wie folgt gekoppelt:

$$F_i = F_{il} = -F_{ig} \quad (2-28)$$

Wenn die Grenzflächenreibung sehr groß ist, wird der Geschwindigkeitsunterschied zwischen den beiden Phasen  $\Delta u = u_g - u_l$  sehr klein.

### 2.3.4 Modellierung des Wärmeübergangs an der Wand

Im separaten Strömungsmodell für APROS sind unterschiedliche Wärmeübergangskorrelationen für die drei Wärmeübertragungszonen vorhanden, die sich in benetzte Wand (Zone 1), trockene Wand (Zone 3) und einer Übergangszone zwischen benetzter und trockener Wand aufteilen (Zone 2). Wird die benetzte Wand als Wärmeübertragungszone verwendet, wird davon ausgegangen, dass sich nur Flüssigkeit im Kontakt mit der Wand befindet, während bei der trockenen Wand als Wärmeübertragungszone nur die Gasphase die Wand berührt.

Für die Wahl der richtigen Wärmeübertragungszone werden die Wandtemperatur  $T_w$ , die Fluidtemperatur  $T$ , die Siedetemperatur  $T_{sat}$ , der Dampfvolumenteil  $\alpha_g$ , die kritische Wandwärmestromdichte  $\dot{q}_{cr}$  und die Leidenfrosttemperatur  $T_L$  verwendet. Die Gleichungen in (2-29) beschreiben die Auswahlmethodik für die drei Zonen. Wenn der Dampfvolumenteil größer als 0,99999 ist, wird davon ausgegangen, dass der Strömungskanal ausgetrocknet ist und die Zone 3 wird verwendet. Anderenfalls wird die Zone 1 verwendet, wenn die Wandtemperatur kleiner als die Siedetemperatur ist. Wenn die Wandtemperatur größer als die Leidenfrosttemperatur ist, wird die kritische Wärmestromdichte mit der berechneten Wärmestromdichte verglichen. Übersteigt die Wärmestromdichte die kritische Wärmestromdichte, ändert sich die Wärmeübertragungszone von 2 nach 3. Im Falle, dass die Wandtemperatur kleiner als die Leidenfrosttemperatur ist, wird die Zone 2 verwendet. Wenn die Wandtemperatur die Leidenfrosttemperatur übersteigt, wird die Zone 3 gewählt. Nachdem die Siedekrise im Strömungskanal in den Zonen 2 und 3 aufgetreten ist, wird die Zone 1 nur gewählt, falls die Wandtemperatur unter die Siedetemperatur fällt.

wenn  $\alpha_g > 0,99999$ , Zone=3

falls nicht  $T_w \leq T_{sat}$ , Zone=1

falls nicht  $\text{Zone}_{alt} > 1$  &  $T_w \leq T_L$ , Zone=2

falls nicht  $\text{Zone}_{alt} > 1$  &  $T_w > T_L$ , Zone=3 (2-29)

falls nicht  $\dot{q}_w > \dot{q}_{cr}$  &  $T_w \leq T_L$ , Zone=2

falls nicht  $\dot{q}_w > \dot{q}_{cr}$  &  $T_w > T_L$ , Zone=3

andernfalls Zone=1

In APROS ist es möglich, die Berechnung der Siedekrise zu vernachlässigen. In diesem Fall wird immer die Wärmeübertragungszone 1 verwendet.

Kritische Wandwärmestromdichte:

Im separaten Strömungsmodell von APROS ist es möglich, zwischen 4 verschiedene Korrelationen zu wählen:

- eine Kombination aus Zuber-Griffith-Korrelation [33] und Biasi-Korrelation [62],
- die Smolin-Polyakov-Korrelation [112] zusammen mit der Smogalev-Korrelation [111] für niedrige Massenströme,
- die Bezrukov-Korrelation [9] zusammen mit der Smogalev-Korrelation [111] für niedrige Massenströme,
- und die BNFL-Korrelation [36].

Im Folgenden sei nur auf die Kombination aus Zuber-Griffith-Korrelation [33] und Biasi-Korrelation [62] eingegangen und für die anderen Korrelationen auf das APROS-Manual für das separate Strömungsmodell [36] verwiesen.

Die Zuber-Griffith-Korrelation ist für langsame vertikale Strömungen mit einer Massenstromdichte  $< 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  geeignet. Die Korrelation unterschätzt die kritische Wandwärmestromdichte bei hohen Dampfvolumenanteilen, weshalb diese auf  $\alpha_g < 0,8$  limitiert ist um das Verhalten bei hohen Dampfvolumenanteilen zu verbessern. Die Biasi-Korrelation verwendet im Gegensatz dazu den Maximalwert aus zwei verschiedenen Korrelationen, wobei zwei Korrelationen jeweils für geringe und hohe Dampfmasseanteile entwickelt wurden.

In APROS wird zwischen der Zuber-Griffith-Korrelation und Biasi-Korrelation anhand der Massenstromdichte interpoliert. Die Zuber-Griffith-Korrelation wird alleine verwendet, wenn die Massenstromdichte kleiner als  $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  ist, währenddessen die Biasi-Korrelation bei einer Massenstromdichte größer als  $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  Verwendung findet. Des Weiteren wird die kritische Wärmestromdichte bei hohen Dampfmasseanteilen erniedrigt, um sicherzustellen, dass der kritische Wandwärmestrom zu Null wird, wenn nur die Gasphase vorhanden ist.

Leidenfrosttemperatur:

Zur Bestimmung der Wärmeübertragungszone wird die Leidenfrosttemperatur mit der Groeneveld-Stewart-Korrelation [33] berechnet:

$$T_L = 284,7 + 4,41 \cdot 10^{-5} p - 3,72 \cdot 10^{-12} p^2 - \frac{10^4 (h_l - h_{l,sat})}{(2,82 + 1,22 \cdot 10^{-6} p)(h_{g,sat} - h_{l,sat})},$$

wenn  $p \leq 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

(2-30)

$$T_L = [T_L(9 \cdot 10^6 \text{ Pa}) - T_{sat}(9 \cdot 10^6 \text{ Pa})] \frac{p_{cr} - p}{p_{cr} - 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}} + T_{sat}, \text{ wenn } p > 9 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Gl. (2-30) zeigt die unterschiedliche Berechnungsweise der Leidenfrosttemperatur für unter und über einem Druck von 9 MPa, wobei  $p_{cr}$  den kritischen Druck ( $2,212 \cdot 10^7 \text{ Pa}$ ) beschreibt.

Die Drücke und die Temperaturen werden in dieser und allen nachfolgenden Gleichungen in der Einheit Pa ( $\text{Nm}^{-2}$ ) beziehungsweise in der Einheit  $^{\circ}\text{C}$  angegeben.

### 2.3.4.1 Wärmeübertragung an die Wand

Im Folgenden wird auf den Wärmeübergang für die drei unterschiedlichen Wärmeübertragungszonen eingegangen.

#### Benetzte Wand:

Bei der Wärmeübertragungszone 1 geht der ganze Wärmestrom zwischen der Wand und dem Fluid normalerweise durch die flüssige Phase. Nur bei sehr hohen Dampfvolumenanteilen ( $> 0,999$ ) wird im separaten Strömungsmodell in APROS ein Teil des Wärmestroms schon auf die Gasphase verteilt, um einen kontinuierlichen Übergang in die Wärmeübertragungszone 3 (trockene Wand) zu ermöglichen. Dabei werden für den Wärmeübergang an die Gasphase die weiter unten aufgeführten Korrelationen für die Wärmeübertragung an die trockene Wand verwendet.

Der Wärmetransport an die benetzte Wand besteht aus erzwungener Konvektion und dem Blasensieden bei freier Konvektion. Die erzwungene Konvektion wird sowohl für die Aufheizung in der flüssigen Phase ( $T_l < T_w$ ) als auch für die Kühlung der flüssigen Phase ( $T_w < T_l$ ) verwendet. In diesem Fall wird die Dittus-Boelter-Korrelation [58] für die Berechnung der erzwungen Konvektion verwendet, die in Gl. (2-31) wiedergegeben ist. Dabei ist die Nusselt-Zahl nach unten auf den Wert 3,66 limitiert, wenn die Reynolds-Zahl zu klein wird.

$$Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2-31)$$

Die Reynolds-Zahl für den Flüssigkeitsfilm ist dabei wie folgt berechnet:

$$Re_l = \frac{\rho_l |u_l| D_{HI}}{\eta_l} \quad (2-32)$$

Der hydraulische Durchmesser des Flüssigkeitsfilms  $D_{HI}$  [36] ist folgendermaßen definiert:

$$D_{HI} = (1 - \sqrt{\alpha_g}) D_H \quad (2-33)$$

Die Prandl-Zahl der Flüssigkeitsphase wird in Gl. (2-34) dargestellt, wobei  $c_{pl}$  die spezifische Wärmekapazität und  $\lambda_l$  die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase darstellt.

$$Pr_l = \frac{\eta_l c_{pl}}{\lambda_l} \quad (2-34)$$

Das Blasensieden wird berechnet, wenn die Wandtemperatur größer als die Siedetemperatur ist. Der Wärmeübertragungskoeffizient  $h_{nb}$  des Blasensiedens wird mit der Thom-Korrelation [33] berechnet:

$$h_{nb} = 1971,2e^{2p/8687000}(T_w - T_{sat}), \text{ mit } h \text{ in } W(m^2\text{°C})^{-1} \quad (2-35)$$

Die komplette Wärmestromdichte  $\dot{q}_{wl}$  wird durch Summieren der Werte bei erzwungener Konvektion und Blasensieden berechnet:

$$\dot{q}_{wl} = \frac{\lambda_l}{D_{HI}} \max(0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4}; 3,66), \text{ wenn } T_w \leq T_{sat}$$

$$\dot{q}_{wl} = \frac{\lambda_l}{D_{HI}} \max(0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4}; 3,66) + 1971,2e^{2p/8687000}(T_w - T_{sat})^2, \quad \text{wenn} \quad (2-36)$$

$$T_w > T_{sat}$$

### Trockene Wand:

Wenn die Wärmeübertragungszone 3 (trockene Wand) vorliegt, wird die Wärmeübertragung zwischen der Wand und der Gasphase berechnet. Dabei finden unterschiedliche Wärmeübertragungskorrelation für Behältersieden, erzwungene Konvektion und Naturkonvektion Verwendung.

Für das Filmsieden im Behälter, wird die Berenson-Korrelation [7] verwendet, die für kleine Dampfvolumenanteile und niedrige Massenströme dominant ist. Der Wärmeübertragungskoeffizient ergibt sich somit aus Gl. (2-37).

$$h_{wg1} = 0,425 \left[ \frac{\lambda_g^3 \rho_g \bar{g}^{3/2} (\rho_l - \rho_g)^{3/2} (h_{g,sat} - h_{l,sat})}{\eta_g |T_w - T_g| \sqrt{\sigma}} \right]^{1/4} \cdot \sqrt{1 - \alpha_g} [1 + 0,025 \max(T_{sat} - T_l, 0)] \quad (2-37)$$

Wie schon bei der erzwungenen Konvektion an der benetzten Wand wird für die trockene Wand die Dittus-Boelter-Korrelation für die Wärmeübertragung an die Gasphase verwendet. Die minimale Nusselt-Zahl von 3,66 repräsentiert hier auch die laminare Konvektion. Die erzwungene Konvektion ist im Vergleich zum Behältersieden bei hohen Dampfvolumenanteilen und hohen Massenströmen dominant. Der Wärmeübertragungskoeffizient berechnet sich zu:

$$h_{wg2} = \frac{\max(0,023 \text{Re}_g^{0,8} \text{Pr}_g^{0,4}; 3,66) \lambda_g}{D_{Hg}} \quad (2-38)$$

Die Reynolds-Zahl und die Prandl-Zahl in der Gasphase berechnen sich analog zu Gl. (2-32) und Gl. (2-34). Der hydraulische Durchmesser des Gasfilms [36] wird in Gl. (2-39) wiedergegeben.

$$D_{Hg} = (1 - \sqrt{1 - \alpha_g}) D_H \quad (2-39)$$

Als Alternative zur Dittus-Boelter-Korrelation kann im Falle einer mantelseitigen Dampfströmung über Rohre und Rohrbänke, auch eine andere Korrelation verwendet werden, die auf der Grimison-Korrelation [45] basiert. In dieser Korrelation können durch Koeffizienten die unterschiedliche Anordnung der Rohre berücksichtigt werden.

Die Wärmeübertragung bei Naturkonvektion wird verwendet, wenn der Massenstrom gegen Null geht. Der berechnete Wärmeübertragungskoeffizient wird durch Gl. (2-40) wiedergegeben.

$$h_{wg3} = \frac{\lambda_g}{D_{Hg}} \max(0,401 Gr_g^{1/4} Pr_g^{1/4}; 0,12 Gr_g^{1/3} Pr_g^{1/3}) \quad (2-40)$$

Die Grashof-Zahl ist definiert als:

$$Gr_g = \frac{\bar{g} \rho_g^2 D_{Hg}^3 |T_w - T_g|}{\eta_g^2 (T_g + 273,15^\circ C)} \quad (2-41)$$

Die endgültige Wärmestromdichte für die trockene Wand wird nun so berechnet, dass der größte Wärmeübertragungskoeffizient aus den drei Korrelationen verwendet wird:

$$\dot{q}_{wg} = \max(h_{wg1}, h_{wg2}, h_{wg3}) (T_w - T_g) \quad \text{mit } \dot{q} \text{ in } Wm^{-2} \quad (2-42)$$

#### Übergangszone:

Im Falle der Übergangszone zwischen benetzter und trockener Wand wird die Wärmestromdichte zwischen der kritischen Wärmestromdichte und der Wärmestromdichte der trockenen Wand interpoliert. Dabei wird angenommen, dass die Wärmestromdichte des Blasensiedens gleich der kritischen Wärmestromdichte ist, wenn die Wandtemperatur den Wert der dazugehörigen kritischen Wärmestromdichte erreicht. Dies ist in Gl. (2-43) dargestellt.

$$\dot{q}_{cr} = 1971,2 e^{2p/8687000} (T_{cr} - T_{sat})^2 \quad (2-43)$$

Die kritische Wandtemperatur ergibt sich somit zu:

$$T_{cr} = T_{sat} + \sqrt{\frac{\dot{q}_{cr}}{1971,2 e^{2p/8687000}}} \quad (2-44)$$

Die Wärmestromdichte wird dann zwischen der Flüssigkeits- und Gasphase entsprechend der Wandtemperatur, der kritischen Wandtemperatur und der Leidenfrosttemperatur aufgeteilt [8].

$$\dot{q}_{wl} = \left( \frac{T_L - T_w}{T_L - T_{cr}} \right)^2 \dot{q}_{cr} \quad (2-45)$$

$$\dot{q}_{wg} = \left[ 1 - \left( \frac{T_L - T_w}{T_L - T_{cr}} \right)^2 \right] \max(h_{wg1}, h_{wg2}, h_{wg3}) (T_w - T_g)$$

#### 2.3.4.2 Grenzflächenwärmeübertragung

Die Grenzflächenwärmeübertragung  $\dot{q}_{ik}$  in Gl. (2-6) wird separat für die Flüssigkeits- und Gasphase berechnet.

Gas:

$$\dot{q}_{ig} = -K_{ig} (h_g - h_{g,sat}) \quad (2-46)$$

Flüssigkeit:

$$\dot{q}_{il} = K_{il} (h_l - h_{l,sat}) \quad (2-47)$$

Der Verdampfungs- oder Kondensationsmassenstrom  $\Gamma_k$  wird durch das Energiegleichgewicht der Phasengrenzfläche gebildet.

$$\Gamma_k = \Gamma_g = -\Gamma_l = \frac{-\dot{q}_{il} - \dot{q}_{ig}}{h_{g,sat} - h_{l,sat}} \quad (2-48)$$

Für Verdampfung und Kondensation in der Phasengrenzfläche werden unterschiedliche Korrelationen für die Grenzflächenwärmeübertragung verwendet.

##### Wärmeübertragung zwischen Gas und Grenzfläche:

Um die Wärmeübertragung zwischen Gas und Grenzfläche zu berechnen wird die Lee-Ryley-Korrelation [70] verwendet, welche sowohl für überhitzten als auch unterkühlten Dampf verwendet wird.

##### Wärmeübertragung zwischen Flüssigkeit und Grenzfläche:

Bei der Wärmeübertragung zwischen Flüssigkeit und Grenzfläche der beiden Phasen wird zwischen Verdampfung und Kondensation unterschieden.

Für die Verdampfung wird der Wärmeübertragungskoeffizient für überhitzte Flüssigkeit auf der Flüssigkeitsseite zwischen den beiden Phasen in Gl. (2-49) dargestellt [74].

$$K_{il} = \frac{1,2 \cdot 10^{-8} e^{4,5\alpha_g} \rho_l^2 u_l^2}{\eta_l Pr_l}, \text{ wenn } h_l > h_{l,sat} \quad (2-49)$$

Im Falle der Kondensation werden die Korrelationen für die Berechnung des Wärmeübertragungskoeffizienten für die Flüssigkeitsphase anhand des vorherrschenden Strömungsre-

gimes ausgewählt. Dabei werden die Schichtungsrate  $R$  und die Rate des Tröpfchenmittrisses  $E$  als Gewichtungsfaktoren verwendet:

$$K_{il} = f_n \left[ R K_{il,s} + (1 - R) (K_{il,ne} + E K_{il,e}) \right] \quad (2-50)$$

Wie zu erkennen ist, wird zwischen geschichteter Strömung und Strömung mit und ohne Tröpfchenmittriss unterschieden. Der Koeffizient  $f_n$  bezieht sich auf einen Korrekturfaktor für nicht-kondensierbare Gase.

Für die Strömung ohne Tröpfchenmittriss können verschiedene Korrelationen für die Berechnung des Wärmeübertragungskoeffizienten  $K_{il,ne}$  ausgewählt werden:

- die Shah-Korrelation [107], die als Standard voreingestellt ist,
- die Chen-Korrelation [18] und
- zwei Korrelationen, die auf der Nusselt-Filmkondensationstheorie basieren und für Kondensationen auf Rohrbänken und innerhalb von horizontalen Rohren geeignet sind [45].

Die berechneten Wärmeübertragungskoeffizienten für die Shah- und Chen-Korrelationen müssen jedoch noch umgeformt werden, bevor sie in Gl. (2-50) eingesetzt werden können:

$$K_{il,ne} = \frac{K_{il,Sh}}{1 - \frac{K_{il,Sh}}{K_{wl}}} \text{ für Shah} \quad (2-51)$$

$$K_{il,ne} = \frac{K_{il,Ch}}{1 - \frac{K_{il,Ch}}{K_{wl}}} \text{ für Chen}$$

Beide Korrelationen wurden entwickelt, um den totalen Wärmeübertragungskoeffizienten für Kondensation zwischen der Siedetemperatur und der kälteren Wand zu berechnen. Im separaten Strömungsmodell wird die Wärmeübertragung über die Grenzfläche zwischen der Siedetemperatur und der Flüssigkeitstemperatur berechnet, während die Wärmeübertragung zwischen der Flüssigkeit und der Wand separat über die bereits vorgestellten Korrelationen berechnet wird.

Der Wärmeübertragungskoeffizient für Strömungen mit Tröpfchenmittriss  $K_{il,e}$  wird in Gl. (2-52) dargestellt [36], wobei  $\delta$  den Tröpfchendurchmesser beschreibt.

$$K_{il,e} = \frac{6(1 - \alpha_g) \lambda_l}{\delta^2 c_{pl}} \quad (2-52)$$

Der Wärmeübertragungskoeffizient für geschichtete Strömungen  $K_{il,s}$  [8] wird in Gl. (2-53) dargestellt.

$$K_{il,s} = \frac{\lambda_l (4 + 0,07 \text{Re}_t^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4})}{D_H^2 c_{pl}} \quad (2-53)$$

Dabei ist  $\text{Re}_t$  die turbulente Reynolds-Zahl, welche das erhöhte turbulente Mischen aufgrund der Schubspannung in der Grenzfläche berücksichtigt.

$$\text{Re}_t = \frac{\rho_l u_t (1 - \alpha_g) D_H}{\eta_l} \quad \text{mit} \quad (2-54)$$

$$u_t = |u_l| + \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} |u_g - u_l|$$

### 2.3.5 Kritischer Massenstrom

Im separaten Strömungsmodell in APROS sind zwei unterschiedliche Modelle für den kritischen Massenstrom implementiert. Beim Auftreten von Flüssigkeits- und Zweiphasenströmungen wird das Moody-Modell [77] verwendet. Für reine Dampfströmungen wird von einer Laval-Düse ausgegangen, in der das Medium isentrop bis zur Drosselstelle beschleunigt wird. Ändert sich die Strömung von einem Zweiphasengemisch zu reinem Dampf wird linear zwischen den beiden Modellen interpoliert.

### 2.3.6 Erweiterung im überkritischen Druckbereich

Im überkritischen Druckbereich gibt es keine Phasengrenzfläche zwischen Wasser und Dampf mehr. Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge sind nicht vorhanden. Stattdessen gehen die Stoffeigenschaften kontinuierlich von einem Fluid mit flüssigkeitsähnlichen Eigenschaften zu einem Fluid mit dampfähnlichen Eigenschaften über. Daher kann überkritisches Wasser als einphasiges Fluid betrachtet werden. In diesem Fall wäre das homogene Strömungsmodell für die Simulation überkritischen Wassers eigentlich ideal. Hänninen et al. [34] beschreibt jedoch, dass das homogene Modell bei unterkritischem Druck weniger universell für die Simulation der Zwei-Phasenströmung ist und daher das separate Strömungsmodell normalerweise Verwendung findet. Um Probleme beim Übergang von überkritischen zu unterkritischen Zuständen zu vermeiden, wird das separate Strömungsmodell in APROS um Mechanismen erweitert, die den Übergang von unterkritisch nach überkritisch beschreiben können. Nachfolgend sind die Modifikationen für die Vorabversion 5.09 beschrieben.

Um im separaten Strömungsmodell den Ansatz zur Beschreibung der zwei Phasen bei unterkritischem Druck auch im überkritischen Bereich beibehalten zu können, wird eine kleine Pseudo-Verdampfungs-Enthalpie eingeführt und das Konzept der pseudokritischen Verdampfungskurve eingeführt. Die pseudokritische Kurve ist eine Verlängerung der Verdampfungskurve in den kritischen Bereich und startet im kritischen Punkt. Sie teilt im T-s-Diagramm den überkritischen Bereich links von ihr in den Pseudo-Flüssigkeitsbereich und

anlog rechts davon in den Pseudo-Dampfbereich ein und verläuft entlang der Maxima der spezifischen Wärmekapazität. Aufgrund der starken Änderungen der Stoffeigenschaften beim Überqueren der pseudokritischen Kurve müssen die Wasser-Dampftafeln eine hohe Genauigkeit besitzen [34]. Die Dampftafeln wurden daher seit Programmversion 5.08 um den überkritischen Druckbereich erweitert [69] und entsprechen den IAPWS-IF97.

Da im überkritischen Bereich alle physikalischen Phänomene verschwinden, die auf der Zwei-Phasenmodellierung beruhen, müssen sowohl die Korrelationen für die Wärmeübertragung an die Grenzfläche und an die Wand, als auch die Reibung in der Grenzfläche und an der Wand für die Verwendung im überkritischen Bereich angepasst werden.

Das Ziel ist, die einphasige Strömung bei überkritischen Zuständen formal als eine Zwei-Phasenströmung darzustellen.

#### Wärme- und Massenübertragung in der Grenzfläche:

Bei der Berechnung des Massentransports über die Grenzfläche für Siede- und Kondensationsysteme in Zwei-Phasenströmungen muss die Summe aller Wärmeströme über die Grenzfläche Null ergeben. Im Falle, dass die Grenzfläche sich im Siedezustand befindet, geben Hänninen et al. [34] folgende Formel an:

$$\Gamma_i = - \frac{\dot{q}_{il} + \dot{q}_{ig} - \dot{q}_{iw}}{h_{g,sat} - h_{l,sat}} \quad (2-55)$$

Die Wärmeübertragungen an die Flüssigkeitsseite und die Gasseite sind in Gl. (2-46) und (2-47) definiert, wobei  $\dot{q}_{iw}$  der Wärmeübertragung direkt von der Wand an die Grenzfläche entspricht.

Wenn der Druck sich dem kritischen Druck annähert, geht die Verdampfungswärme gegen Null. Da aber im separaten Modell in APROS das überkritische Wasser als zweiphasig angenommen wird, muss die Verdampfungswärme beim Übergang zum kritischen Bereich modifiziert werden. Hänninen et al. [34] beschreiben weiterhin, dass der Pseudo-Zwei-Phasenübergang nur sehr kurz auftritt, um die Zeit zu minimieren, in der der Pseudo-Dampfvolumenanteil weder Null noch Eins ist, und somit numerische Instabilitäten auszuschließen sind. Daher werden die Pseudo-Verdampfungs-Enthalpien um eine konstante Verdampfungswärme  $L_{pe}$  im überkritischen Bereich erweitert (Gl. (2-56)). Diese beträgt als Standardeinstellung in APROS 200 kJ/kg.

$$h_{l,sat}(p) = h_{pc}(p) - \frac{L_{pe}}{2} \quad (2-56)$$

$$h_{g,sat}(p) = h_{pc}(p) + \frac{L_{pe}}{2}$$

Da die Wärmeübertragungskoeffizienten in der Grenzfläche keine physikalische Relevanz im überkritischen Bereich besitzen, können diese beliebig ausgewählt werden und folgen beim Pseudo-Zwei-Phasenübergang einer vorgegebenen Funktion [34].

Wärmeübergang an die Wand:

Im überkritischen Bereich sind nur einphasige Konvektionsvorgänge bei der Wärmeübertragung zu beobachten, da wie schon erwähnt wurde Siede- und Kondensationsvorgänge nicht auftreten. Jedoch müssen hier auch die im separaten Strömungsmodell vorhandenen Korrelationen aufgrund der modellierten Pseudo-Verdampfung angepasst werden.

Im unterkritischen Druckbereich setzt sich der in APROS berechnete totale Wärmeübergangskoeffizient aus den Zwangskonvektionsanteilen und dem Koeffizienten aus dem Blasensieden zusammen (Gl. (2-36)). Da im überkritischen Bereich keine Verdampfung existiert, muss der Koeffizient für den Siedeanteil ausgeblendet werden. Dies geschieht, indem der Blasensieden-Koeffizient mit einem Glättungsterm multipliziert wird [34]. Somit wird sichergestellt, dass bei der Annäherung an den kritischen Druck und darüber nur einphasige Zwangskonvektion vorliegt.

Im Falle der Kondensation beschreiben Hänninen et al. [34], dass Dampf nur als Flüssigkeitsfilm an der Wand kondensiert und die Wärmeübertragung von Flüssigkeit an die Wand bereits mit der einphasigen Konvektion beschrieben ist, und somit keine Modifikation des Wärmeübergangs bei Kondensation beim Übergang zum überkritischen Druck benötigt wird.

Auch beim Wärmeübergang für die trockene Wand, in der nur Dampf an der Wand vorliegt, sind keine Modifikationen der Korrelationen notwendig, da hier die bereits im unterkritischen Bereich verwendeten einphasigen Korrelationen verwendet werden können [34].

Die kritische Wandwärmestromdichte verschwindet, sobald der kritische Druck überschritten wird, womit die Siedekrise ausgeschlossen ist. Hänninen et al. [34] beschreiben, dass die Leidenfrosttemperatur, die mit der Groeneveld-Stewart-Korrelation [33] berechnet wird (Gl. (2-30)), sich am kritischen Punkt der Siedetemperatur annähert. Dadurch sind die Wärmeübertragungszonen benetzte Wand (Zone 1) und trockene Wand (Zone 3) so definiert, dass die Wandtemperatur im ersten Fall kleiner als die Siedetemperatur ist, und im zweiten Fall, dass die Wandtemperatur größer als die Siedetemperatur ist, wodurch die Übergangszone 2 nicht mehr existiert. Im überkritischen Druckbereich wird Zone 1 ausgewählt, wenn die gemittelte Enthalpie kleiner als die Pseudo-Verdampfungs-Enthalpie ist, während Zone 3 eine höhere gemittelte Enthalpie benötigt. Für beide Zonen können dabei dieselben Wärmeübertragungskorrelationen verwendet werden.

So ist es nun möglich, zwischen den folgenden Wärmeübertragungskorrelationen für überkritischen Druck zu wählen: Jackson-Hall [54], Bishop [10], Dittus-Boelter [58] und Watts-Chou [126]. Im Bereich des pseudokritischen Punkts erwiesen sich nach Löwenberg [73] die Jackson-Hall-Korrelation und die Bishop-Korrelation genauer als die Dittus-Boelter-Korrelation.

Grenzflächenreibung:

Da das überkritische Wasser als einphasig betrachtet werden kann, ist es eine gute Annahme, dass die beiden Pseudo-Phasen im separaten Strömungsmodell nahezu dieselbe Geschwindigkeit besitzen [34].

Wie bereits erwähnt, ist die Grenzflächenreibung  $F_{ik}$  im unterkritischen Bereich in den Gl. (2-5) und (2-6) sehr stark von den herrschenden Strömungsregimen abhängig. Verschiedene

Grenzflächenreibungskorrelationen werden für die unterschiedlichen Strömungsregime verwendet. Der Wert für die Grenzflächenreibung wird dann aus der gewichteten Mittelung für die verschiedenen Korrelationen erhalten. Als Gewichtungsfaktoren werden der Dampfvolumentanteil  $\alpha_g$ , die Schichtungsrate  $R$  und die Rate des Tröpfchenmitrisses  $E$  herangezogen (Gl. (2-25) und (2-26)).

Da die Dichten für die beiden Pseudo-Phasen sich am kritischen Punkt annähern, verschwindet die Schichtungsrate  $R$  und wird zu Null. [34]. Des Weiteren nähert sich die Rate des Tröpfchenmitrisses  $E$  dem Wert Eins an, da die Oberflächenspannung in Gl. (2-14) für den überkritischen Bereich verschwindet.

Hänninen et al. [34] beschreiben, dass somit in der Nähe des kritischen Punktes die Strömungsschichtung verschwindet und Tröpfchenströmung das vorherrschende Strömungsregime ist, wodurch die Grenzflächenreibung sehr hoch wird. Deshalb wird ein sehr hoher Wert für die Grenzflächenreibung verwendet, der es ermöglicht, dass die beiden Phasen am kritischen Punkt mit nahezu derselben Geschwindigkeit strömen. Um mögliche Strömungsinstabilitäten während des Übergangs zum überkritischen Bereich zu vermeiden, wird der unterkritische Grenzflächenreibungskoeffizient linear mit dem sehr hohen überkritischen Koeffizienten über ein Druckintervall um den kritischen Punkt interpoliert [34].

#### Wandreibung:

Wie bereits im unterkritischen Bereich schon gezeigt, setzt sich der Wandreibungskoeffizient aus einem Zwei-Phasen-Multiplikator und einem einphasigen Reibungsfaktor zusammen (Gl. (2-16)). Beim Zwei-Phasen-Multiplikator wird zwischen unterschiedlichen Strömungsformen unterschieden. Dabei werden die Schichtungsrate  $R$  und die Rate des Tröpfchenmitrisses  $E$  als Gewichtungskoeffizienten verwendet (Gl. (2-23) und (2-24)).

Im überkritischen Bereich verschwindet die Schichtungsrate und die Rate des Tröpfchenmitrisses strebt gegen den Wert Eins, wodurch für den Zwei-Phasen-Multiplikator in der Pseudo-Gasphase der nichtgeschichtete Anteil und für den Zwei-Phasen-Multiplikator in der Pseudo-Flüssigkeitsphase der Anteil für Tröpfchenmitriss verwendet wird [34].

Für die Wandreibung im überkritischen Bereich von Wasser wird die Druckverlustkorrelation von Kirillov et al. [95] für den einphasigen Reibungsfaktor verwendet.

Der Vorteil dieser Modellierung liegt darin, dass überkritische und unterkritische Zustände nun mit der gleichen Systematik beschrieben werden können. Der Durchgang durch den kritischen Punkt während einer Transiente sollte daher keine numerischen Probleme bereiten.

## **2.4 Dampfturbinensimulation**

Die Dampfturbinen werden mit den Impuls- und Energieerhaltungsgleichungen des homogenen Strömungsmodells berechnet, wie sie in Gl. (2-2) und (2-3) beschrieben sind. Die Druck- und Enthalpieabnahme über die Turbine werden als zusätzliche Quellterme in beide Erhaltungsgleichungen eingefügt. Es macht dabei keinen Unterschied, ob jede einzelne Turbinenstufe oder die ganze Turbine modelliert wird.

Der Druckverlust wird mit der Stodola-Gleichung berechnet:

$$K = \dot{M} \left[ \frac{p_1 v_1}{(p_1^2 - p_2^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-57)$$

mit  $\dot{M}$  als Massenstrom,  $p_1$  als Turbineneintrittsdruck,  $p_2$  als Turbinenaustrittsdruck und  $v_1$  als spezifisches Volumen am Turbineneintritt.

Der Stodola-Koeffizient  $K$  wird mit der Nominallast gebildet und bleibt während Teillastbetrieb konstant.

Der eigentliche Druckverlustkoeffizient  $k$  hängt mit dem Stodola-Koeffizient wie folgt zusammen:

$$k = \frac{2}{\left[ K^2 \rho \left( 1 + \frac{p_2}{p_1} \right) \right]} \quad (2-58)$$

Die Enthalpieabnahme über die Turbine wird mit unterschiedlichen Formulierungen [4] berechnet. Dabei wird die Existenz von Wassertröpfchen in der Turbine berücksichtigt. Ist reiner Dampf vorhanden, wird Gl. (2-59) verwendet.

$$\Delta H_g = \left[ h_{1g} - \left( h_{1g} - h_0 \right) \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\eta}{4,27}} - h_0 \right] \dot{M} \quad (2-59)$$

Die Enthalpieabnahme mit Tröpfchen in der Turbine wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta H = x_g \Delta H_g + (1 + x_g) [h_{1l,sat} - h_{2l,sat}] \dot{M} \quad (2-60)$$

In Gl. (2-59) und (2-60) verweisen die Indizes  $g$  auf Dampf,  $l$  auf flüssig, 1 auf den Zustand am Turbineneintritt und 2 auf den Zustand am Turbinenausritt. Die Größe  $\eta$  ist der isentrope Wirkungsgrad der Expansion,  $h_0$  die Referenzenthalpie (1950 kJ/kg) und  $x_g$  der Dampfmassenanteil.

In APROS ist es möglich den Expansionswirkungsgrad als Funktion des Volumenstroms und der Umdrehungsgeschwindigkeit zu definieren. Wird nur ein konstanter Wert über den Lastbereich angenommen, wird der Wirkungsgrad automatisch reduziert, wenn der Massenstrom durch die Turbine unter 50% des Nominalmassenstroms fällt und wird durch Gl. (2-61) dargestellt.

$$\eta_{\leq 50\%} = 2 \frac{\dot{M}}{\dot{M}_{nom}} \eta \quad (2-61)$$



### 3 Simulation und Ergebnisse des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs mit APROS

Der HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf wird mit dem Programm APROS simuliert, das in Kap. 2 beschrieben wurde. In diesem Kapitel werden die Modellierung und die Simulation des Kreislaufs in APROS näher erläutert. Die Simulation umfasst den kompletten Lastbereich und das Ab- und Anfahren des Kreislaufs. Seit der Programmversion 5.08 wurde die Wasser-Dampf-Abfahrtabelle um den überkritischen Druckbereich erweitert [67], was erstmals die Möglichkeit ergibt, überkritische Dampf-Wasserkreisläufe mit Systemcodes in einem hohen Detailgrad zu simulieren.

#### 3.1 Modellierung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs

Der stationäre Kreisprozess wurde von Brandauer et al. [14] mit dem Programm IPSEpro [46] berechnet. Die Ergebnisse des Vollastbetriebspunktes dienen als Basis für die Modellierung des Dampf-Wasserkreislaufs. Ein Dimensionierungsprogramm wurde entwickelt, welches die IPSEpro Daten verwendet, um die Dimensionen jeder Komponente, wie hydraulischer Durchmesser und Rohrlänge, zu bestimmen, die für die APROS-Eingabemaske benötigt werden. Dies ist notwendig, da in IPSEpro keine geometrischen Daten der Komponenten vorhanden sind. Das Dimensionierungsprogramm wurde mit Hilfe von Visual Basic in Excel programmiert und durch Brandauer in seiner Arbeit durch Subroutinen um mechanische Analysen der Speisewasservorwärmer erweitert [15].

Die APROS Version 5.08 wird für die komplette Dampf-Wasserkreislaufanalyse verwendet. Die allgemeinen Simulationseinstellungen ergeben sich hierbei wie folgt:

- Das separate Strömungsmodell wird für die Modellierung des HPLWR-Reaktors verwendet. Kurki [68] beschreibt, dass das homogene Strömungsmodell ungenauere Ergebnisse bei Transienten liefert, in denen der Druck von überkritischen zu unterkritischen Bedingungen fällt. Des Weiteren werden sich alle zukünftigen offiziellen Programmcodeverbesserungen für Wasser im überkritischen Druckbereich nur auf das separate Strömungsmodell beziehen, da momentan nicht geplant ist, das homogene Strömungsmodell um spezielle Korrelationen für überkritisches Wasser zu erweitern. Demzufolge wird das separate Strömungsmodell wegen der höheren Berechnungsgenauigkeit, jedoch mit höherem Rechenaufwand und der Möglichkeit neuer Programmmodifikationen mit weniger Aufwand einzupflegen, bevorzugt.
- Der Dampfkreislauf wird mit dem homogenen Strömungsmodell modelliert, um die Berechnungszeit der Analysen zu verringern. Hierbei werden Bereiche des Dampfkreislaufs, die sich im überkritischen Druckbereich befinden, wie zum Beispiel die HD-Speisewasservorwärmer, mit dem homogenen Modell simuliert, was wie in Kap. 1 erwähnt keine speziellen Korrelationen für überkritisches Wasser enthält. Da sich aber die Fluidtemperatur in diesen Teilen des Kreislaufs weit unterhalb bzw. oberhalb des pseudokritischen Punktes befindet, und die speziellen Korrelationen für überkriti-

sches Wasser nur nennenswerte Unterschiede beim Durchgang durch den pseudo-kritischen Punkt ergeben, ist die Berechnungsgenauigkeit ausreichend.

- Der aktive Kernbereich des Reaktors wird nur durch beheizte Rohre dargestellt, die die thermische Energie zuführen. Demzufolge wird keine Reaktivitätsrückwirkung im Reaktor berücksichtigt, was die Änderungen der Brennstofftemperatur während Transienten zu hoch erscheinen lässt, da keine Resonanzabsorption im Brennstoff, auch als Dopplereffekt bezeichnet, berücksichtigt wird.
- Im kompletten Druckbereich werden die APROS-Standardkorrelationen für die Wärmeübertragung (Aufheizung: Gl. (2-31) bis (2-42), Kondensation: Nusselt-Filmkondensationstheorie [45]) und die Wandreibung (Gl. (2-19) bis (2-22)), wie sie in Kapitel 2 beschrieben sind, verwendet.
- Bei Sicherheitsanalysen und Transienten mit Druckentlastung kann die APROS-Version 5.08 nicht verwendet werden, da sie eine im überkritischen Bereich nicht gültige Korrelation zur Bestimmung der kritischen Wandwärmestromdichte verwendet. Die Option zur Berechnung der kritischen Wandwärmestromdichte und damit das Auftreten eines DNBs wird daher bei allen Analysen des Dampfkreislaufs ausgeschaltet, da beim überkritischen Druck es physikalisch nicht möglich ist, dass eine Siedekrise auftreten kann.

Um Sicherheitsanalysen und Transienten, bei denen ein Übergang vom überkritischen in den unterkritischen Bereich vorliegt, simulieren zu können, wurde eine Vorabversion von 5.09 verwendet. Es ergeben sich die nachfolgenden Simulationsbedingungen:

- Die Jackson-Hall Wärmeübertragungskorrelation und die Kirillov-Korrelation für die Wandreibung werden verwendet, falls der Druck den kritischen Druck übersteigt. Im unterkritischen Druckbereich werden die APROS Standardkorrelationen verwendet.
- In der Vorabversion APROS 5.09 ist es möglich, die Option zur Berechnung der kritischen Wandwärmestromdichte auch im überkritischen Druckbereich generell einzuschalten, ohne dass diese Verwendung findet. Fällt der Druck unter den kritischen Druck wird automatisch das Auftreten der Siedekrise anhand der Zuber-Griffith [33] und Biasi [62] Korrelationen überprüft.

### 3.1.1 Reaktor

Die numerische Diskretisierung eines vereinfachten 3-Pass-Kerns ist in Abb. 3-1 dargestellt. Der Reaktorkern wird nur durch Standard-Wärmeübertragungskomponenten modelliert, welche keine Reaktivitätsrückwirkung durch die Neutronik beinhalten. In diesem Fall wird die APROS-Komponente namens „Reactor channel“ verwendet, die eine Auflösung im Brennelementbereich erlaubt. Der Vorteil dieser Komponente besteht darin, dass die thermische Leistung im Brennstoff Uranoxid freigesetzt wird und daher die Wärmeleitung durch den Brennstoff über den Heliumspalt zwischen Brennstoff und Hüllrohr und das Hüllrohr selbst berechnet wird. Die radiale Auflösung beträgt 10 Nodes, wovon 8 auf den Brennstoff und jeweils eine auf den Heliumspalt und das Hüllrohr entfallen. Der Durchmesser des Brenn-

stoffs beträgt 6,7 mm, während das Hüllrohr einen Innen- und Außendurchmesser von 7 bzw. 8 mm besitzt. Somit ergibt sich für den Heliumspalt eine Weite von 0,15 mm. Die Auflösung des Berechnungsnetzes beträgt in allen Kernzonen in axialer Richtung 10 Nodes. Die benötigten Materialeigenschaften für die APROS-Eingabemaske, wie temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität von Uran-dioxid, Helium und dem verwendeten Hüllrohrmaterial PM2000, sind im Anhang wiedergegeben.

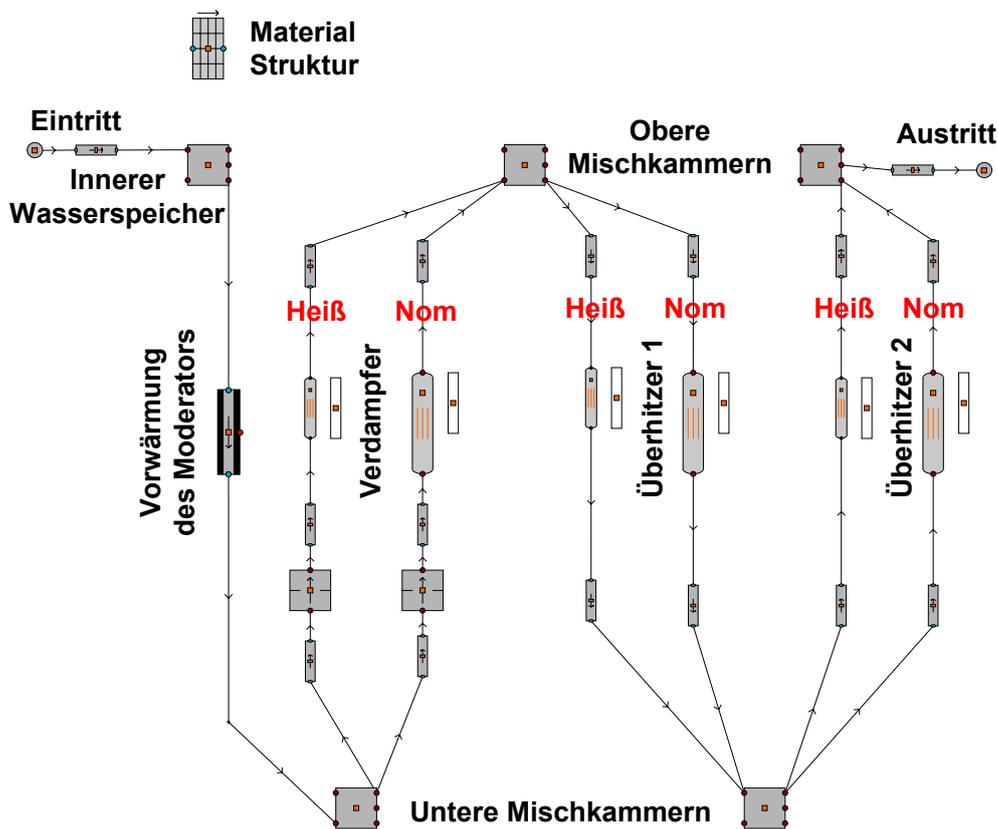


Abb. 3-1 Numerische Diskretisierung des 3-Pass-Kerns in APROS.

Um eine genauere Wiedergabe der Hüllrohrtemperaturen zu erreichen, wird die Leistungsverteilung, welche in der Arbeit von Maraczy et al. [75] berechnet wurde, auf den APROS-Reaktorkern angewendet. Da aber Maraczy et al. [75] in ihrer Arbeit eine thermische Leistung von 2245,74 MW verwenden, wird dementsprechend die relative thermische Leistung in den drei Kernbereichen auf 2300 MW skaliert. Somit ergeben sich für den Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 eine generierte thermische Leistung von 48%, 35% und 17%.

Der Wärmedurchgang über die Brennelement- und Moderatorkästen zu dem Wasser, welches im Spalt zwischen den Brennelementkästen und durch die Moderatorkästen in den Brennelementen strömt, wird nicht modelliert. Stattdessen wird direkt ein Teil der thermischen Leistung zur Aufheizung des Moderator- und Spaltwassers verwendet und durch ein beheiztes Rohr im Kernmodell zugeführt. Die Aufheizung erfolgt in diesem Fall linear. Diese Art der Vorwärmung wird als Wärmeverlust durch die thermische Isolation der Brennelement- und Moderatorkästen betrachtet, die eine Honigwabenstruktur besitzen und von Herbell et al.

[38] entworfen wurden. In der Arbeit von Maraczy et al. [75] zeigten die Analysen, dass 6,21% der thermischen Leistung in das Moderator- und Spaltwasser abgeführt werden, was einer abgeführten Leistung aus den drei Kernbereichen Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 von jeweils 1,15%, 2,03% und 3,03% entspricht. Dabei fällt auf, dass im Überhitzer 2 fast die dreifache Wärmemenge im Vergleich zum Verdampfer übertragen wird, da hier die höchsten Temperaturdifferenzen zwischen Kühlmittel und Moderator- und Spaltwasser bestehen.

Mit diesen Informationen lässt sich das Leistungsprofil für die 10 axialen Nodes separat berechnen. Die thermische Leistung ohne Vorwärmung beträgt dabei für Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 jeweils 1086,87 MW, 748,59 MW und 321,60 MW. Tab. 3-1 fasst das relative Leistungsprofil für die drei Kernbereiche zusammen, wobei die Annahme zugrunde liegt, dass die Nominal- und Heißkanäle dieselbe Leistungsverteilung besitzen. Die Zählrichtung der axialen Nodes erfolgt der Einfachheit halber vom geodätisch niedrigsten Punkt der drei jeweiligen Kernbereiche.

Tab. 3-1 Relatives Leistungsprofil für die jeweiligen Kernbereiche Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 für eine Diskretisierung von 10 Nodes in axialer Richtung.

<b>Kernbereich (Nominal / Heiß)</b>	<b>N 1 [%]</b>	<b>N 2 [%]</b>	<b>N 3 [%]</b>	<b>N 4 [%]</b>	<b>N 5 [%]</b>	<b>N 6 [%]</b>	<b>N 7 [%]</b>	<b>N 8 [%]</b>	<b>N 9 [%]</b>	<b>N 10 [%]</b>
Verdampfer	74,4	137,3	158,0	153,6	134,9	111,4	92,2	73,8	49,5	14,8
Überhitzer 1	38,7	86,6	119,7	138,2	140,9	129,2	122,9	112,1	84,1	27,7
Überhitzer 2	32,7	80,8	116,3	137,3	143,8	139,8	133,5	119,2	81,7	14,8

Jede der drei Kernregionen wird durch 468 parallele Rohre, die einem HPLWR-Brennelement entsprechen, repräsentiert. Die Anzahl resultiert aus den 52 Brennelement-Clustern, die wiederum aus 9 Brennelementen bestehen, was dem Brennelementkonzept von Fischer et al. [30] entspricht. Eines dieser Brennelemente aus jedem Kernbereich wird als Heißkanal mit einem Heißkanalfaktor von zwei modelliert. Dies bedeutet, dass es einen doppelten Enthalpieanstieg gegenüber seinem entsprechenden Nominalkanal erfährt. Ein Heißkanalfaktor von zwei wurde, wie bereits erwähnt, von Schulenberg et al. [105] als Grenzwert für einen sicheren Betrieb angegeben, bei dem die Hüllrohrtemperaturen in den Heißkanälen nicht über den Materialgrenzen für Kriechen von 620°C liegen dürfen [25]. Allerdings sollten die hier vorhergesagten Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle nur qualitativ bewertet werden, da das Kernmodell für genauere Aussagen zu grob modelliert ist.

Der hydraulische Durchmesser der Brennelemente ist mit Drahtwendelabstandshaltern berechnet, welche von Himmel et al. [40] als Abstandshalterkonzept untersucht wurden. Somit ergeben sich in den drei Kernbereichen für die Nominal- und Heißkanäle folgende geometrischen Daten, welche in Tab. 3-2 zusammengefasst sind.

Tab. 3-2 Geometrische Daten für die Nominal- und Heißkanäle in den einzelnen Kernbereichen.

HPLWR-Kernbereich (jeweils)	Nominalkanal	Heißkanal
Anzahl Brennelemente [-]	467	1
Anzahl Brennstäbe [-]	18680	40
Berechnungsknoten in axialer Richtung [-]	10	10
beheizte Länge [m]	4,2	4,2
Gesamtströmungsfläche [m <sup>2</sup> ]	0,828	1,774*10 <sup>-3</sup>
Hydr. Durchmesser [mm]	4,602	4,602

Die unteren und oberen Mischkammern werden nur als einfache Volumen dargestellt und somit jegliche Einbauten vernachlässigt. Zusätzliches Speisewasservolumen wird durch den so genannten inneren Wasserspeicher [31], welcher sich über dem aktiven Kern befindet, dem Reaktor zur Verfügung gestellt. Dieser Speicher verzögert während Transienten die Temperaturänderungen im System aufgrund seines großen Volumens. Im APROS-Modell wird diesem Speicher noch zusätzlich das Wasservolumen der oberen Reaktorkalotte zugeschrieben, um den Modellierungsaufwand zu minimieren.

Die APROS-Brennelementkomponenten der Nominal-, als auch der Heißkanäle der drei Kernbereiche werden durch Rohrkomponenten mit den oberen und unteren Mischkammern verbunden. Sie sitzen von ihrer geodätischen Höhe direkt über, bzw. unter den Mischkammern. Somit werden die in Kapitel 1.3 beschriebenen Kopf- und Fußstücke und sonstige sich auf dem Strömungsweg "Mischkammer – Kern" befindlichen Komponenten vernachlässigt. Die künstlich eingeführten Verbindungsrohre besitzen den entsprechenden Strömungsquerschnitt der verbundenen Kernbereiche und eine Länge, die der halben Höhe der dazugehörigen Mischkammer entspricht. Eine Ausnahme findet sich jedoch zwischen der inneren, unteren Mischkammer und dem Eintritt zum Verdampfer. Hier müssen Blenden zur Strömungsstabilisierung eingeführt werden. Der benötigte K-Wert von 15 wurde von Ortega-Gomez [94] berechnet. Selbst in der groben Auflösung des Kernmodells können Strömungsinstabilitäten zwischen dem nominalen Verdampferbrennelement und seinem dazugehörigen Heißkanal festgestellt werden, wenn die Blenden nicht modelliert werden. Sie sind daher zwingend für einen stabilen Betrieb notwendig.

$$K_{Blende} = 0,8 \left[ \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^4 - 1 \right] \quad (3-1)$$

Gl. (3-1) beschreibt, wie sich der K-Wert einer Blende aus dem Verhältnis des Eintrittsdurchmessers  $D_1$  und dem Blendendurchmesser  $D_2$  zusammensetzt. Nach Auflösen der Gleichung nach  $D_2$  und Ausrechnen eines korrespondierenden Eintrittsdurchmessers  $D_1$  aus der Gesamtströmungsfläche der nominalen Verdampferkanäle und des Heißkanals, ergeben sich für einen K-Wert von 15 in Tab. 3-3 folgende Durchmesser.

Tab. 3-3 Blendendurchmesser der nominalen Verdampferbrennelemente und des Heißkanals.

Blende für Verdampfer	Nominalkanal	Heißkanal
Gesamtströmungsfläche [m <sup>2</sup> ]	0,828	1,774*10 <sup>-3</sup>
Eintrittsdurchmessers $D_1$ [m]	1,027	4,753*10 <sup>-2</sup>
Blendendurchmesser $D_2$ [m]	4,872*10 <sup>-1</sup>	2,254*10 <sup>-2</sup>

Um die Wärmespeicherung im Reaktor zu modellieren, wird eine APROS-Materialstruktur an den inneren Wasserspeicher angeschlossen. Diese enthält die Massen des Reaktordruckbehälters mit Auslassstutzen, des Reaktordruckbehälterdeckels und seiner Flansche, des Kernbehälters, des Stahlreflektors und der Steuerstabführungsrohre. Fischer [31] berechnete eine Gesamtmasse von 1054,1 t für diese Komponenten. Diese wird nun auf ein Rohr mit einem Innenradius von 2,233 m und einer Länge von 14,289 m, was dem Radius des Reaktordruckbehälters und der Höhe des gesamten Reaktors entspricht, umgerechnet. Als Material wird der Edelstahl 20 MnMoNi 5 5 mit einer Dichte bei Raumtemperatur von 7,84 g/cm<sup>3</sup> verwendet. Somit ergibt sich für ein Volumen von 134,45 m<sup>3</sup> eine Wandstärke von 0,592 m.

Tab. 3-4 Gewicht der wichtigsten Reaktorbaugruppen außerhalb des Kerns laut Fischer [31] und korrespondierende Materialstruktur in APROS.

Reaktorbaugruppen	Gewicht [t]
Reaktordruckbehälter mit Auslassstutzen	671
Reaktordruckbehälterdeckel und Flansche	164
Kernbehälter	61,1
Stahlreflektor	104
Steuerstabführungsrohre	54
Materialstruktur	
Innenradius [m]	2,233
Länge [m]	14,289
Wandstärke [m]	0,592
Volumen [m <sup>3</sup> ]	134,45

Schulenberg et al. [104] geben in ihrer Arbeit als Zielwert an, dass der maximale Druckverlust über den Kern 1 MPa nicht übersteigen soll. Mit diesem Druckverlust wurde auch die Dampf-Wasserkreislaufanalyse von Brandauer et al. [14] durchgeführt, welche die Grundlage für die Modellierung in APROS bildet. Zu diesem Zweck wird ein künstlicher Druckverlust am Austritt des Reaktors eingefügt. Für die unterschiedlichen APROS-Kreisläufe ergeben sich hierbei unterschiedliche Druckverlustbeiwerte, da in der vorläufigen Version 5.09 für überkritisches Wasser die Kirillov-Korrelation verwendet wird. Dabei zeigt sich, dass mit der Kirillov-Korrelation ein niedrigerer Druckverlust berechnet wird, und somit ein höherer Druckverlustbeiwert gesetzt werden muss.

Tab. 3-5 fasst die Unterschiede in den beiden verwendeten APROS-Modellen für die Kernmodellierung zusammen.

Tab. 3-5 Unterschiede in den Randbedingungen in den verwendeten Dampf-Wasserkreislauf-Versionen.

	<b>Version 5.08 (für Dampf-Wasserkreislauf- und Sicherheitsanalysen ohne Druckentlastung)</b>	<b>Version 5.09 (für Sicherheitsanalysen mit Druckentlastung)</b>
Verdampfer (nominal) [MW]	1083,411	1083,077
Verdampfer (heiß) [MW]	3,455	3,789
Überhitzer 1 (nominal) [MW]	746,001	746,059
Überhitzer 1 (heiß) [MW]	2,593	2,535
Überhitzer 2 (nominal) [MW]	320,314	320,319
Überhitzer 2 (heiß) [MW]	1,287	1,282
Reaktoraustrittsdruckverlustbeiwert [-]	7,3	12,3

Als Validierung mit den Ergebnissen von Maraczy et al. [75] ist in Abb. 3-2 die Brennstofftemperatur auf der Mittellinie des Brennstabs über der beheizten Länge der aktiven Zone aufgetragen. Dazu werden die Temperaturen von Maraczy et al. auf die gleiche Diskretisierungslänge von 10 Nodes gemittelt. Es zeigt sich, dass der qualitative Verlauf in allen drei Kernbereichen sehr gut wiedergegeben wird. Überhitzer 1 und Überhitzer 2 unterscheiden sich dabei nur minimal von den Originaldaten. Größere Unterschiede im Absolutwert ergeben sich aber im Verdampfer, in dem die größten Stoffeigenschaftsänderungen des Kühlmittels vorstatten gehen.

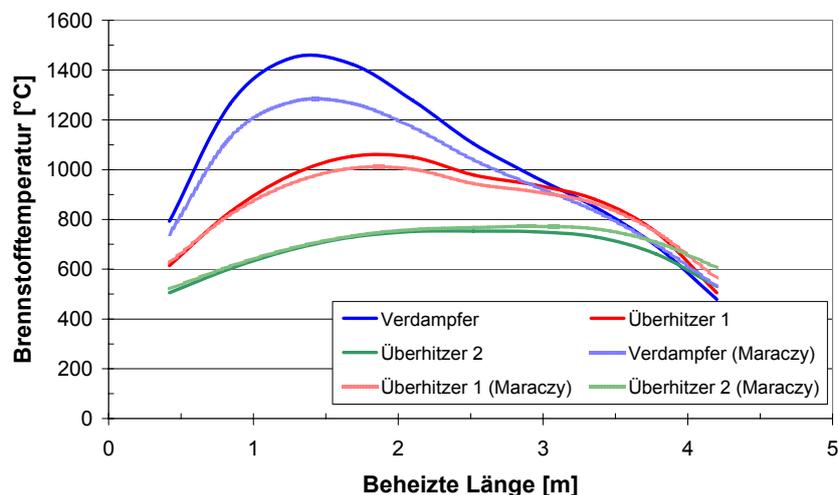


Abb. 3-2 Vergleich der Brennstofftemperatur des APROS-Kernmodells mit den Daten von Maraczy et al. [75].

### 3.1.2 Dampfkreislauf

Zur Modellierung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs werden die in der APROS-Bibliothek vorhandenen Standardkomponenten verwendet. Dies beinhaltet die HD-, MD- und ND-Turbine, den Speisewasserkessel, den Kondensator, die Hauptspeisewasserpumpe, die

Kondensatpumpe, die Kühlwasserpumpe, die Ventile und die Verrohrung zwischen den Komponenten.

Im APROS-Modell sind verschiedene Ebenen für den Dampf-Wasserkreislauf vorgesehen. Ein Teil der Speisewasserleitung und der Reaktoreintritt befinden sich auf der 32,43 m-Ebene, während die HD-, MD- und ND-Turbine und alle 7 Speisewasservorwärmer sich auf der 30 m-Ebene befinden. Der Unterschied von 2,43 m ergibt sich dabei aus der Differenz der Höhen des Speisewasserstutzens am Reaktoreintritt und dem Austritt der Dampfleitung aus dem Reaktor. Der Speisewasserkessel ist so positioniert, dass sich der obere Zulauf des Speisewassers aus den ND-Speisewasservorwärmern auf der 30 m-Ebene befindet. Bei einem Durchmesser von 4,8 m [71] ergibt sich eine geodätische Höhe von 25,2 m. Die verbleibenden Komponenten, wie die Hauptspeisewasserpumpe, die Kondensatpumpe, der Kondensator und die Kühlwasserpumpe, besitzen eine geodätische Höhe von 5 m, 10 m, 22 m und 25 m. Somit haben die Hauptspeisewasserpumpe und die Kondensatpumpe eine ausreichend hohe Zulaufhöhe von 20,2 m, bzw. 12 m.

### Speisewasserkessel:

Der Speisewasserkessel fungiert als offener Vorwärmer mit freier Oberfläche. In den ersten transienten Analysen des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs mit APROS, welche in den Arbeiten von Schlagenhauser et al. [99], [98] beschrieben werden, wird ein Speisewasserkesselvolumen von  $603 \text{ m}^3$  als erster Anhaltspunkt verwendet. Diese Größenordnung von Speisewasserkesseln findet in heutigen SWR-Kreisläufen mit einer thermischen Reaktorleistung von ungefähr  $4000 \text{ MW}_{\text{th}}$  Verwendung. Wird das Volumen mit der thermischen Leistung des HPLWRs von  $2300 \text{ MW}_{\text{th}}$  skaliert, ergibt sich unter Einhaltung der Proportionalität ein Speisewasservolumen von  $350 \text{ m}^3$ . In der Arbeit von Lemasson [71] wird ein Volumen von  $370 \text{ m}^3$  bei einem Innendurchmesser von 4,8 m angegeben, welches für die hier durchgeführten Analysen verwendet wird. Das größere Volumen ergab sich nach der Auslegung des Speisewasserkessels nach festigkeitsmechanischen Gesichtspunkten und der Extrapolation von Speisewasserkesseldimensionen, die die Einhaltung eines bestimmten Verhältnisses zwischen Länge zu Kesseldurchmesser für kleine Kessel vorgeben [102]. Zusätzlich wird in APROS die Wärmekapazität des Mantels durch eine Materialstruktur berücksichtigt. Das verwendete Material ist der ferritische Stahl P91.

### Hauptspeisewasserpumpe, Kondensatpumpe und Kühlwasserpumpe:

Die in Abb. 1-5 dargestellte Hauptspeisewasserpumpe wird in APROS durch vier Pumpen mit jeweils einer Förderleistung von 33% aufgelöst. Dies ermöglicht die in Kapitel 5.5.1 vorgestellten Analysen eines Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und Anfahren der redundanten Ersatzpumpe. Um ein Zurückfließen über die abgeschaltete Ersatzpumpe zu verhindern, müssen alle vier Hauptspeisewasserpumpen zusätzlich mit einer Rückschlagklappe, welche sich stromabwärts befindet, ausgestattet werden. Alle anderen im System vorhandenen Pumpen werden der Einfachheit halber nur mit einer Pumpenkomponente abgebildet.

### Speisewasservorwärmer:

Die geometrischen Daten aller Vorwärmer, die in APROS benötigt werden, sind aus der Arbeit von Brandauer [15] entnommen. Für die Vorwärmung des Speisewassers muss jeweils eine Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlungsstufe für den Dampf auf der Mantelseite der Vorwärmer separat modelliert werden. Abb. 3-3 zeigt beispielhaft den Temperaturver-

lauf für einen Vorwärmer und das entsprechende APROS-Modell mit allen drei vorhandenen Stufen. Da nicht in allen Turbinenanzapfungen überhitzter Dampf vorhanden ist, ist die Enthitzungszone nur für die Speisewasservorwärmer VW 1 bis VW 5 notwendig. Für Speisewasservorwärmer VW 6 und VW 7 kann diese daher entfallen. Zusätzlich ist das Ablaufregelventil für den Kondensatstand im Vorwärmer zu sehen, welches sich am Austritt der Unterkühlungszone befindet. Um die Wärmespeicherung des Mantels und der Rohrplatte, durch welche die U-Rohre gesteckt werden, zu simulieren, wird eine Materialstruktur mit dem korrespondierenden hydraulischen Durchmesser des Mantels an die mantelseitige, thermohydraulische Node der Kondensationskomponente gehängt. Dazu muss das Rohrplatten- und Mantelvolumen auf eine Hohlzylinderersatzgeometrie mit dem Innendurchmesser des Mantels umgerechnet werden. Das verwendete Material dieser Ersatzgeometrie und der Rohre ist der Stahl P91 [15].

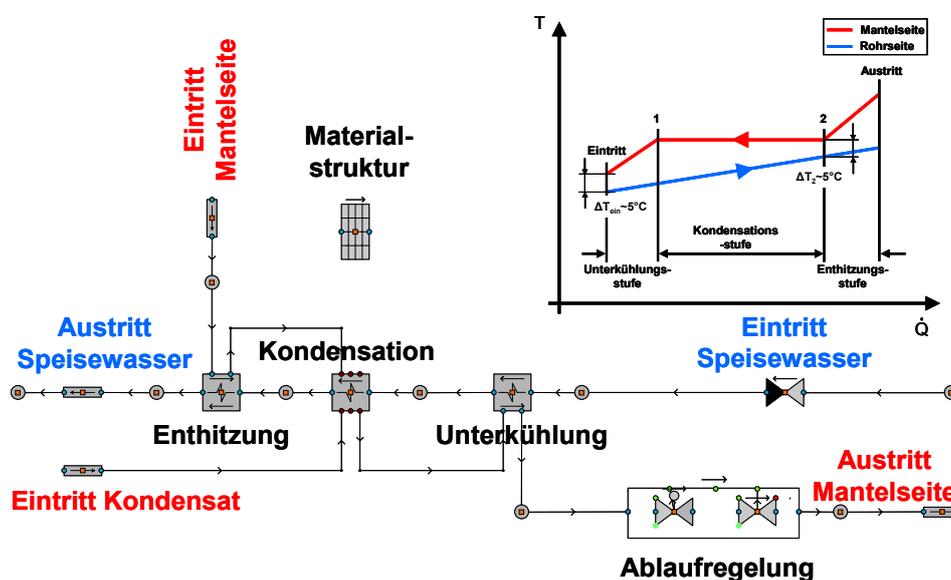


Abb. 3-3 Beispielhafte Vorwärmer-Modellierung in APROS mit Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlungszone nach dem Temperaturverlauf von Brandauer [15].

#### Ventile:

Die für die Dampf-Wasserkreislaufanalyse verwendeten Absperrventile haben alle eine Schließzeit von einer Sekunde. Dies ist ein typischer Wert von kurzzeit erhältlichen Absperrarmaturen, deren Schließzeiten im Bereich von 0,1s bis 4s liegen. Die Schließzeiten der Regelventile werden hingegen zu 10s angenommen.

Parametrische Studien, die den minimalen Gesamtströmungsquerschnitt des Turbinen-Bypassventils evaluieren sollten, zeigten, dass  $0,03 \text{ m}^2$  ein geeigneter Wert ist, wenn der Reaktor bei 50% Last abgeschaltet wird und die Turbine und der Zwischenüberhitzer abgeschaltet werden. Die Druckentlastung erfolgt dabei über den Turbinen-Bypass. Die Simulationen zeigen, dass während der Druckentlastung keine Temperatur- oder Drucküberschinger im Reaktor zu beobachten sind. Die Beschreibung dieser Analysen finden sich bei Schlagenhauer et al. [98].

Ein kleinerer Gesamtströmungsquerschnitt des Turbinen-Bypassventils kann hingegen für die Druckentlastung bei niedrigen Reaktorausstrittstemperaturen verwendet werden. Die in

Kapitel 3.4 vorgestellten Ergebnisse für ein kombinierten Ab- und Anfahrssystem werden mit einem Strömungsquerschnitt von  $0,01 \text{ m}^2$  durchgeführt. Das bedeutet, dass in diesem Fall zwei von drei Turbinenbypassventilen geschlossen werden könnten.

#### Verrohrung:

Die Verrohrung zwischen den Komponenten ist so dimensioniert, dass der Gesamtströmungsquerschnitt eine Geschwindigkeit von  $39 \text{ m/s}$  für Dampf und von  $4 \text{ m/s}$  für Wasser nicht übersteigt. Die von Brandauer et al. [14] angenommenen Rohrreibungsdruckverluste werden durch einen zusätzlichen Druckverlustkoeffizienten berücksichtigt.

### 3.2 Validierung des Volllastpunktes mit IPSEpro-Ergebnissen

Um die Güte der Modellierung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs beurteilen zu können, werden die APROS-Ergebnisse des Volllastpunktes mit den Ergebnissen aus der IPSEpro-Analyse von Brandauer et al. [14] verglichen. In Abb. 0-1, welche im Anhang B zu finden ist, wird neben den thermodynamischen IPSEpro Daten wie Massenstrom, Enthalpie, Druck und Temperatur die Nummerierung der Vergleichspunkte eingeführt und in Tab. 0-1 der relative Fehler berechnet. Die korrespondierenden Vergleichspunkte in APROS liegen dabei direkt am Komponentenein- und austritt. Der relative Fehler für den Vergleich der einzelnen Berechnungspunkte wird in Gl. (3-2) definiert.

$$f = \frac{x_{IPSEpro} - x_{APROS}}{x_{IPSEpro}} \quad (3-2)$$

Wobei  $x$  für die jeweiligen Vergleichsgrößen Massenstrom, Enthalpie, Druck und Temperatur steht.

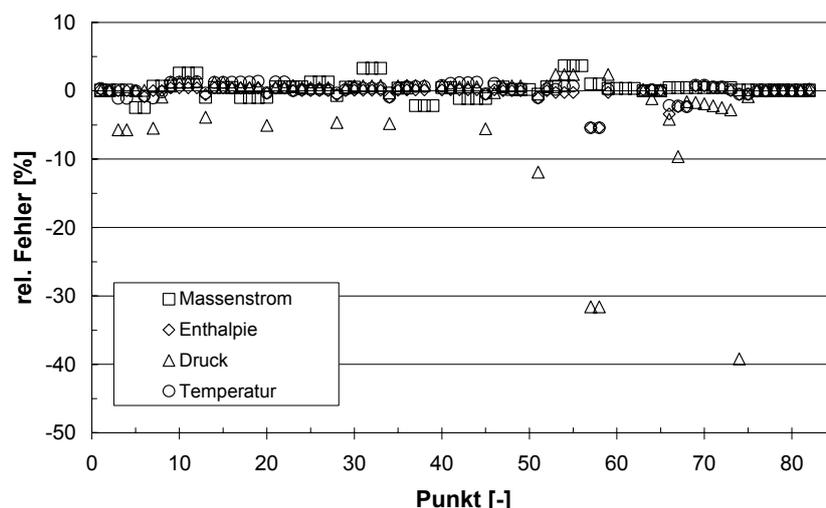


Abb. 3-4 Relativer Fehler der APROS-Modellierung im Vergleich zum IPSEpro-Dampf-Wasserkreislauf bei Volllast für Massenstrom, Enthalpie, Druck und Temperatur.

Abb. 3-4 zeigt den relativen Fehler für die jeweiligen Vergleichsgrößen. Es zeigt sich, dass die meisten Punkte sich zwischen einem relativen Fehler von  $\pm 3\%$  bewegen, was die gute Qualität der APROS-Modellierung bestätigt. Größere Abweichungen für den Druck ergeben

sich an den Stellen im APROS-Modell, an welchen ein hydrostatischer Druckgewinn zu verzeichnen ist, der in der IPSEpro-Modellierung nicht berücksichtigt wird. Dies ist vor allem bei allen Speisewasservorwärmern und dem Kondensator der Fall, da hier durch die Regelung eine Wassersäule im Mantel aufgebaut wird. Der größte Fehler von etwa -40% ergibt sich durch den hydrostatischen Druckgewinn durch den geodätischen Höhenunterschied Speisewasserkessel-Hauptspeisewasserpumpe und der Wassersäule im Speisewasserkessel.

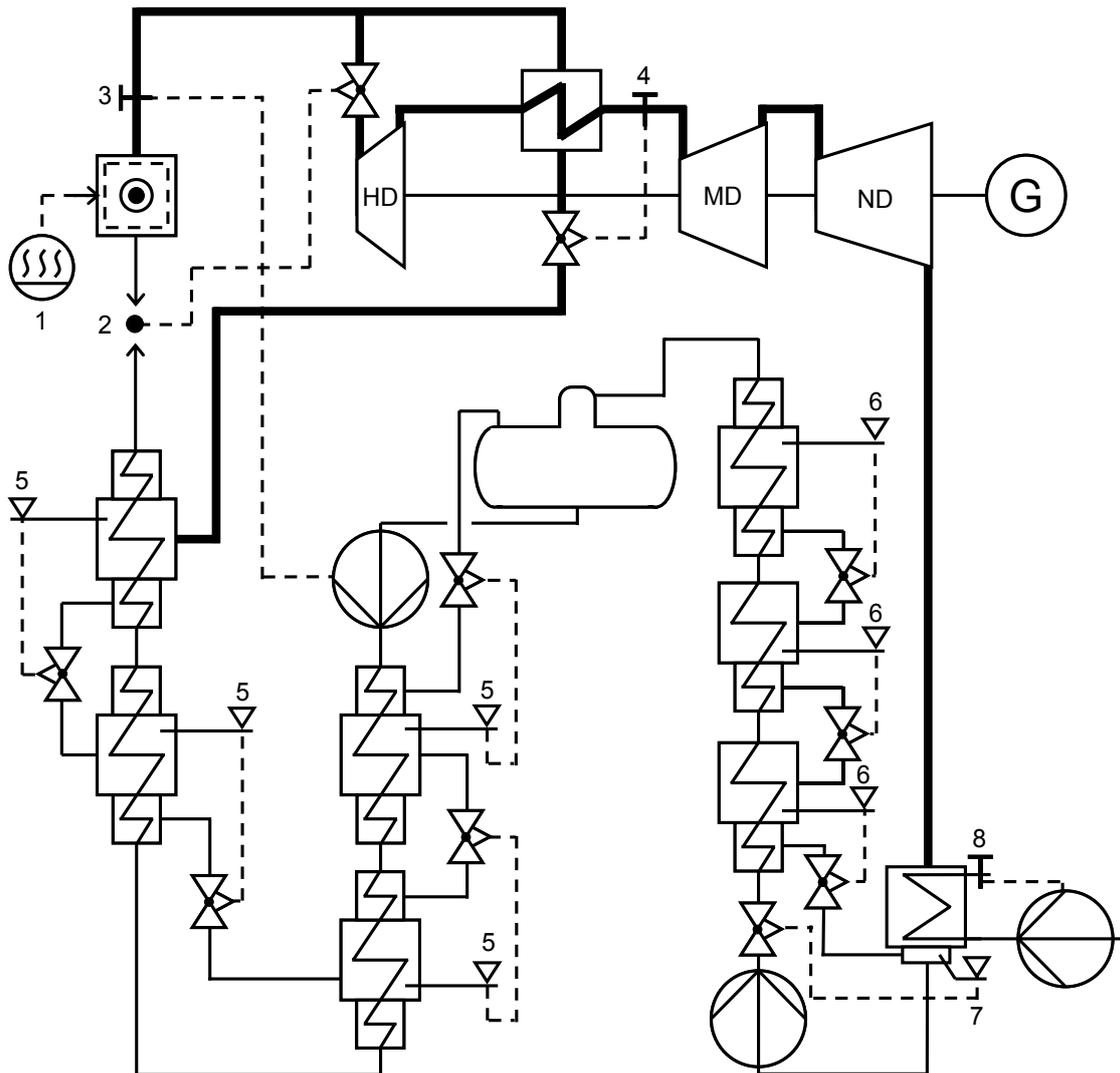
### **3.3 Regelung des HPLWR-Dampfkreislaufs im Lastbereich zwischen 50% und 100%**

Abb. 3-5 beschreibt vereinfacht die Dampf-Wasserkreislaufregelung des HPLWRs zwischen 50% und 100% Last. In dieser Arbeit ist die thermische Leistung kein Ergebnis der neutronischen Regelung des Reaktorkerns, sondern wird als Eingabeparameter den Brennstäben zugeführt (Regelkreis 1 in Abb. 3-5). Sollte in zukünftigen Arbeiten ein Reaktormodell mit neutronischer Rückwirkung vorhanden sein, kann die thermische Leistung mit den Steuerstäben geregelt werden, wie schon Ishiwatari et al. [49] in ihrer Arbeit beschrieben haben.

Der Reaktoreintrittsdruck wird durch das Turbinenventil geregelt, was unterschiedlich zu der Regelung eines SWRs ist, wo der Turbineneintrittsdruck geregelt wird (Regelkreis 2). Wie Rechnungen von Behnke et al. [6] gezeigt haben, scheidet ein Anfahren des Reaktors im Gleitdruckbetrieb aufgrund des Erreichens unzulässiger kritischer Siedezustände aus. Der HPLWR wird sowohl beim An- und Abfahren, sowie im Lastbetrieb im Festdruck gefahren, was durch verschiedene Öffnungsstellungen des Ventils gewährleistet wird.

Die Reaktoraustrittstemperatur wird durch die Hauptspeisewasserpumpe geregelt (Regelkreis 3). Eine Änderung der Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpe bewirkt eine Veränderung des Gesamtmassenstromes und somit die Aufheizung im Kern bei konstanter thermischer Leistung.

Die Zwischenüberhitzer temperatur wird durch das Zwischenüberhitzerventil geregelt (Regelkreis 4), welches sich auf der heißen Seite zwischen Zwischenüberhitzeraustritt und dem letzten HD-Speisewasservorwärmer befindet. Auch dies unterscheidet sich von einem konventionellen SWR, wo der Massenstrom zum Zwischenüberhitzer durch den Füllstand eines Regeltopfes, der sich am Austritt der heißen Seite befindet, geregelt wird. Da sich nach der Überhitzung des unterkritischen Dampfs nur pseudo-kondensiertes, überkritisches Wasser am Austritt der heißen Seite befindet, ist eine Füllstandsregelung nicht möglich. Die Entscheidung, das Regelventil für die Zwischenüberhitzertemperatur am Austritt der heißen Seite zu platzieren, hat den Grund, dass bei Nominalbetrieb der Zwischenüberhitzereintrittsdruck (22,6 MPa) knapp über dem kritischen Druck liegt. Dadurch wird verhindert, dass es zu Strömungsinstabilitäten und starken Änderungen des Wärmeübertragungsmechanismus kommen kann, falls es sich vor dem Wärmetauscher befindet und bei transienten Laständerungen der Druck hinter dem Regelventil unterkritisch wird.



- |                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| 1 Zuführung thermischer Leistung     | 5 HD-Speisewasservorwärmer-Kondensatregelung |
| 2 Reaktoreintrittsdruckregelung      | 6 ND-Speisewasservorwärmer-Kondensatregelung |
| 3 Reaktoraustrittstemperaturregelung | 7 Kondensator-Füllstandsregelung             |
| 4 Zwischenüberhitzerregelung         | 8 Kühlmittelaustrittstemperaturregelung      |

Abb. 3-5 Vereinfachter Schaltplan der HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufregelung zwischen 50% und 100% Last.

Die anderen Komponenten der Leistungsregelung im SWR, wie Turbinendrehzahl-, die Turbinenöffnungs- und die Umleitöffnungsregelung, werden für den APROS-Dampfkreislauf nicht näher betrachtet. Ferner wird kein Generator und kein elektrisches Netz modelliert.

Eine weitere Möglichkeit eines Regelungssystems wird, wie bereits erwähnt, in den Arbeiten von Ishiwatari et al. [49] beschrieben. Es unterscheidet sich vom Regelungssystem des HPLWRs dahingehend, als dass die Reaktorleistung durch die Hauptspeisewasserpumpen und die Reaktoraustrittstemperatur durch die Steuerstäbe geregelt werden. Jedoch zeigte diese Regelung eine verschlechterte Regelbarkeit als das andere System. Welches dieser Systeme für den HPLWR jedoch besser geeignet ist, kann nur durch zukünftige Analysen mit einem Reaktormodell mit neutronischer Rückwirkung entschieden werden.

Zusätzlich zu den zuvor beschriebenen Regelkreisen zeigt Abb. 3-5 noch die folgenden Regelsysteme. In allen HD- und ND-Speisewasservorwärmern wird der Kondensatstand in der sogenannten Kondensationszone geregelt (Regelkreise 5 und 6). Ein Volllaufen der Kondensationszone im Vorwärmer durch das anfallende Kondensat soll verhindert werden, da dies die effektive Kondensation von Dampf an der Außenseite der Rohre im Mantelraum des Speisewasservorwärmers behindern kann. Des Weiteren sollen die Rohre in der darauffolgenden Unterkühlungszone immer mit Wasser benetzt sein, um eine effektive Unterkühlung zu gewährleisten, weshalb ein Leerlaufen der Komponente nicht wünschenswert ist. Dies wird durch ein Ablaufventil bewerkstelligt, was sich zwischen dem Austritt der Unterkühlungszone und dem Eintritt der Kondensationszone des darauffolgenden Speisewasservorwärmers befindet. Ein Unterschied ergibt sich beim ersten ND-Speisewasservorwärmer, da hier das Kondensat in den Kondensatumpf des Kondensators geleitet wird.

Die Regelung des Kondensatfüllstands im Kondensator wird auch durch ein Ablaufventil durchgeführt (Regelkreis 7). Im Gegensatz zu den Speisewasservorwärmern ist die Funktionsweise dieses Ventils unterschiedlich. Das Kondensatorablaufventil befindet sich stromaufwärts der Kondensatpumpe, wie Abb. 3-5 zeigt. Die Kondensatpumpe ist im Gegensatz zur Hauptspeisewasserpumpe druckgeregelt, was bedeutet, dass die Drehzahl der Pumpe konstant ist. Die Arbeitsweise der Druckregelung wird in Abb. 3-6 ersichtlich, welche eine vereinfachte Darstellung der Kondensatpumpenkurve zeigt. Wenn die Ventilposition  $s$  des Kondensatorventils kleiner als die Nominalposition wird, erhöht sich der Gegendruck der Pumpe, was sich in einem verringerten Volumenstrom äußert und der Füllstand im Kondensator steigt. Öffnet sich nun das Kondensatorventil wieder,  $s$  wird größer, verringert sich somit der Gegendruck mit der Konsequenz, dass durch den nun erhöhten Volumenstrom der Kondensatorfüllstand fällt.

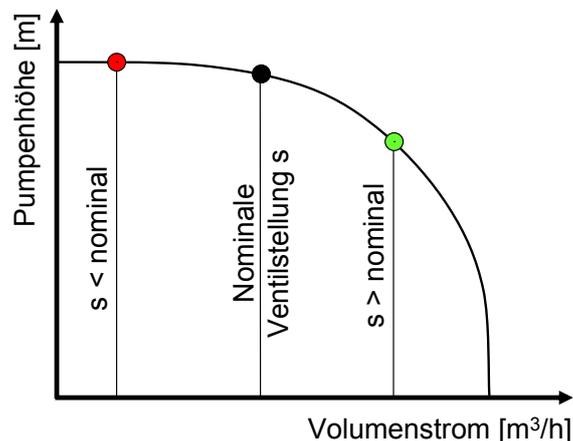


Abb. 3-6 Vereinfachte Pumpenkurve mit Darstellung der Druckregelung durch das Kondensatorablaufventil.

Um einen maximalen Teillastwirkungsgrad zu erreichen, wird die Kühlmittelaustrittstemperatur auf der Kühlmittelkreislaufseite des Kondensators durch die Drehzahl der Kühlwasserpumpe geregelt (Regelkreis 8). Da im Teillastbetrieb sich der aus der Niederdruckturbine kommende, zu kondensierende Dampfmassenstrom verringert, wird der Kühlmittelmassenstrom durch die Kühlwasserpumpe dahingehend verringert, sodass die maximale Aufheizung des Kühlmittels konstant 10°C beträgt.

In APROS wird die Regelung mit PI-Reglern abgebildet, mit denen bei Laständerungen ein stabiles Verhalten des Kreislaufs erreicht werden konnte. Gl. (3-3) beschreibt die Übertragungsfunktion des PI-Reglers in der Summendarstellung, wobei  $U$  und  $E$  das Laplace transformierte Aus-, bzw. Eingangssignal,  $K_p$  die Verstärkung,  $T_N$  die Nachstellzeit und  $s$  die jeweilige Variable darstellt.

$$\frac{U}{E}(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_N s} \right) \quad (3-3)$$

$K_p$  und  $T_N$  werden empirisch so eingestellt, dass keine Divergenz oder kontinuierliche Oszillationen im jeweils betrachteten Lastbereich auftreten. Tab. 3-6 fasst die Regelgrößen, die Stellgrößen in den regelnden Komponenten und die Einstellungsparameter  $K_p$  und  $T_N$  für den betrachteten Lastbereich zwischen 50% und 100% zusammen. Da die thermische Leistung und die Vorwärmung des Spalt- und Moderatorwassers ohne Regelung vorgegeben werden, fehlt in den entsprechenden Spalten der Eintrag.

Tab. 3-6 Beschreibung der Regelgrößen, der Stellgrößen in den regelnden Komponenten und der Einstellungsparameter  $K_p$  und  $T_N$  für den betrachteten Lastbereich zwischen 50% und 100%.

Regelgröße	Stellgröße	Komponente	Verstärkung $K_p$ [-]	Nachstellzeit $T_N$ [s]
thermische Leistung	relative thermische Leistung	Reaktorunterkanal	-	-
Spalt- und Moderatorwasservorwärmung	Heizleistung der Wand	beheiztes Rohr	-	-
Reaktoraustrittstemperatur	Pumpendrehzahl	Hauptspeisepumpe	-0,01	15
Reaktoreintrittsdruck	Ventilstellung	Turbinenventil	-0,05	10
Zwischenüberhitzertemperatur	Ventilstellung	Zwischenüberhitzventil	0,001	15
Vorwärmerfüllstand	Ventilstellung	Vorwärmerablaufventil	-0,1	100
Kondensatorfüllstand	Ventilstellung	Kondensatorablaufventil	-0,1	10
Kühlmittelaustrittstemperatur	Pumpendrehzahl	Kühlwasserpumpe	-0,09	10

### 3.3.1 Voll- und Teillastverhalten des HPLWR-Dampfkreislaufs

Um das Teillastverhalten des Dampf-Wasserkreislaufs zwischen 50% und 100% Last zu simulieren, folgt die relative thermische Leistung des Kerns einer vorgegebenen Ablaufkurve, die in Abb. 3-7 zu sehen ist. Die relative Leistung wird dabei jeweils um 5% in 100s abgesenkt und für 400s konstant gehalten. Mit diesen Rampen soll die Stabilität des Systems und

damit die Regelung überprüft werden. Sie gilt als gut, wenn der Dampf-Wasserkreislauf nach 400s einen stationären Zustand erreicht. Diese Prozedur wird dann wiederholt bis die thermische Leistung im Kern 50% erreicht. Hierbei muss aber angemerkt werden, dass die thermische Leistung, die für die Vorwärmung des Spalt- und Moderatorwassers verwendet wird, konstant gehalten wird, und nicht der Änderung der thermischen Leistung im Kern, die in Abb. 3-7 dargestellt ist, unterliegt. Dies beruht auf der Annahme, dass durch die konstante Reaktorausstrittstemperatur von 500°C zwischen 50% und 100% Last die treibende Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Spalt- und Moderatorwasser nahezu konstant bleibt.

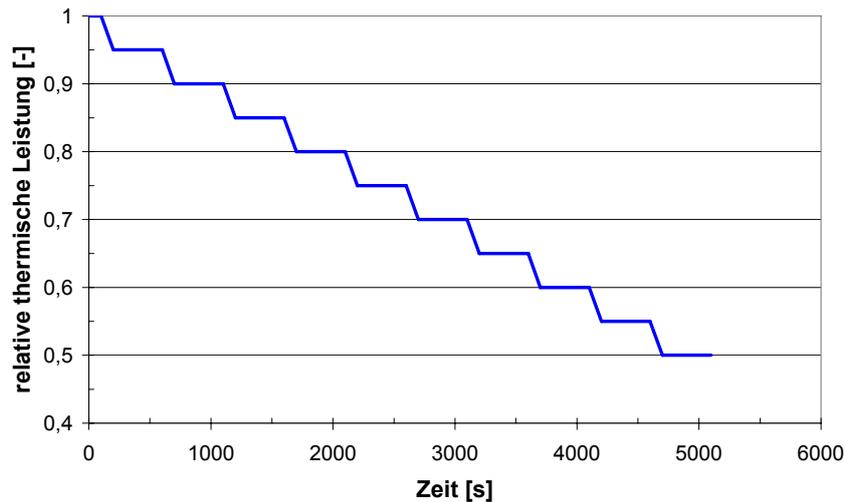


Abb. 3-7 Ablaufkurve für die thermische Leistung im Kern zwischen 50% und 100% Last.

Während des Teillastbetriebs erhalten die Regelkreise die in Tab. 3-7 festgelegten Sollwerte. Wie zu erkennen ist, wird der Reaktor im Festdruck betrieben und der Reaktoreintrittsdruck daher konstant auf 25 MPa geregelt. Die Reaktorausstrittstemperatur und Zwischenüberhitzertemperatur betragen 500°C, beziehungsweise 441°C im betrachteten Lastbereich. Hierdurch wird ein hoher Teillastwirkungsgrad erreicht und gewährleistet, dass die HD-Turbine während des Teillastbetriebs nicht in das Zweiphasengebiet entspannt. Die Endfeuchte der ND-Turbine bleibt durch die konstante Zwischenüberhitzung nahezu konstant.

Tab. 3-7 Sollwerte für die Regelung des HPLWR-Kreislaufs zwischen 50% und 100% Last

Regelgröße	Sollwert
Reaktoreintrittsdruck	25 MPa
Reaktoraustrittstemperatur	500°C
Zwischenüberhitzertemperatur	441°C
Vorwärmerfüllstand	1 m
Kondensatorfüllstand	1 m
Kühlmittelaustrittstemperatur	25°C

Weiterhin wird der Füllstand in allen Speisewasservorwärmern und dem Kondensator dahingehend geregelt, dass immer 1 m Wassersäule im Kondensationsbereich vorhanden ist. Der

Grund dafür ist, dass die Außenseite der Rohre der nachfolgenden Unterkühlungskomponente der Speisewasservorwärmer immer mit Wasser benetzt sein soll und die Zulaufhöhe der Kondensatpumpen durch den Kondensatorfüllstand geregelt wird. Um einen guten Teillastwirkungsgrad zu erreichen, wird die Kühlmittelaustrittstemperatur des Kondensators konstant auf 25°C geregelt. Da im Teillastbetrieb sich der Dampfmassenstrom aus der Turbine verringert, kann die Drehzahl der Kühlwasserpumpe reduziert und somit der Eigenbedarf des Kraftwerks abgesenkt werden. Die Pumpendrehzahl darf dabei eine Mindestdrehzahl von 10% der nominalen Drehzahl nicht unterschreiten, so dass immer eine Strömung in den Kondensatorrohren gewährleistet ist.

### 3.3.2 Ergebnisse der Vollastanalyse im HPLWR-Kern

Abb. 3-8 beschreibt den Verlauf der Enthalpie, der Dichte, des Drucks, der Unterkanaltemperatur, der Brennstofftemperatur und der Hüllrohrtemperatur für die Nominal- und Heißkanäle in den drei Kernbereichen für 100% Last. Im Verlauf der Enthalpie lässt sich sehr gut der vorgegebene Heißkanalfaktor von 2 in der Aufheizung der Heißkanäle wiederfinden. Die größte Aufheizung erfolgt dabei im Verdampfer und dann abnehmend in den darauffolgenden Kernbereichen Überhitzer 1 und Überhitzer 2. Des Weiteren ist zu erkennen, dass alle nachfolgenden Kernbereiche immer beim Ausgangswert des vorangehenden Kernbereichs starten, da die in APROS modellierten Mischkammern ideale Mischungen erzeugen. Dieser Idealzustand kann in Wirklichkeit nicht ganz erreicht werden, was Wank et al. [125] zeigen.

Die größte Dichteänderung im Reaktor findet im Verdampfer statt. Für den Nominalkanal des Verdampfers kann vom Ein- zum Austritt ein Dichteunterschied von einem Faktor von 3 und im Heißkanal von einem Faktor von 8 festgestellt werden. Geringere Dichteunterschiede sind im Überhitzer 1-Nominalkanal mit einem Faktor von 3 und für den Heißkanal mit einem Faktor von 4 vorhanden, während im Überhitzer 2 die Dichteunterschiede für den Nominal- wie den Heißkanal unter einem Faktor von 1,5 liegen.

Der Druckverlustverlauf der Heißkanäle ist im Vergleich zu ihren korrespondierenden Nominalkanälen anders. Diese Differenz ist im Verdampfer relativ stark ausgeprägt, da hier zum einen die Eintrittsblenden im Nominal- und Heißkanal einen unterschiedlichen Eintrittsdruck bewirken und zum anderen im Verdampfer die größte Dichteänderung herrscht. Da in den anderen Kernbereichen keine Eintrittsblenden vorhanden sind und der Dichtegradient kleiner wird, nimmt im Überhitzer 1 und im Überhitzer 2 die Differenz zwischen den Druckverläufen der Nominal- und Heißkanäle immer weiter ab. Des Weiteren kann aus der Abbildung herausgelesen werden, dass der Druckverlust über den Nominal- und Heißkanal im Verdampfer etwa 0,1 MPa, im Überhitzer 1 etwa 0,2 MPa und im Überhitzer 2 etwa 0,3 MPa beträgt.

Durch die Vorwärmung des Moderator- und Spaltwassers tritt das Kühlmittel mit etwa 310°C in den Verdampfer ein. Im Nominalkanal des Verdampfers steigt dann die Temperatur knapp über die dem anliegenden Druck entsprechende pseudokritische Temperatur von etwa 384°C, während im dazugehörigen Heißkanal die pseudokritische Temperatur nach ungefähr 2 m beheizter Länge überschritten wird und sich dort ein Plateau mit nahezu konstanter Temperatur ausbildet. Der Grund hierfür liegt in dem bereits erwähnten Maximum der spezifischen Wärmekapazität beim Überschreiten der pseudokritischen Temperatur. Die Fluidtemperatur im Verdampfer-Heißkanal steigt dann weiter auf über 500°C an und wird in der

oberen Mischkammer mit dem Fluid aus dem Verdampfer-Nominalkanal vermischt. Mit einer Temperatur von 386°C tritt dann das Fluid in den Überhitzer 1 ein und wird im Nominalkanal auf 441°C und im Heißkanal auf 616°C erhitzt. Durch die nachfolgende Vermischung in der unteren Mischkammer tritt das Fluid dann mit 444°C in den Überhitzer 2 ein und wird im Nominalkanal weiter auf 502°C erhitzt. Im Heißkanal des Überhitzers 2 ist eine Erwärmung auf 585°C feststellbar.

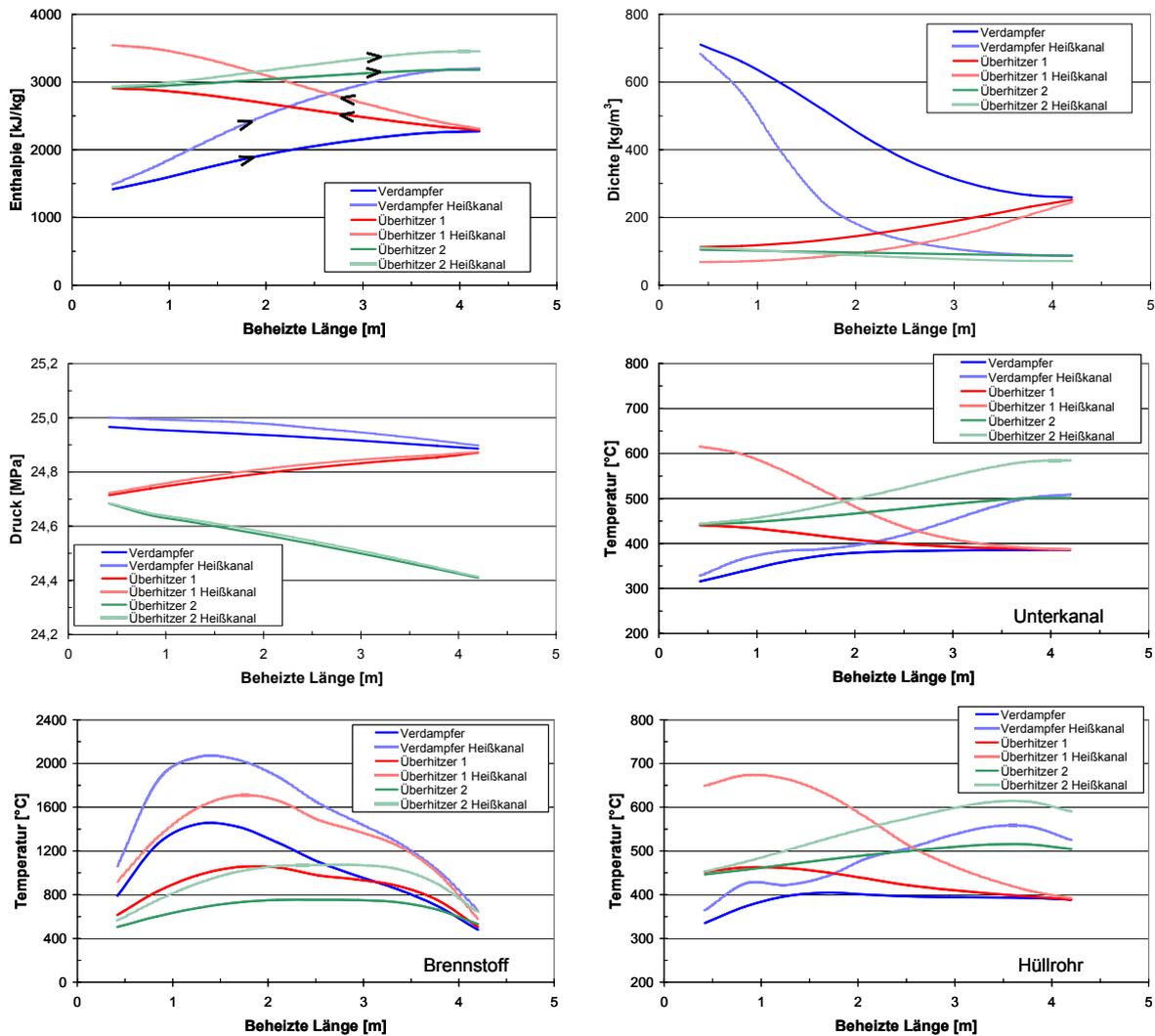


Abb. 3-8 Verlauf der Enthalpie, der Dichte, des Drucks, der Unterkanaltemperatur, der Brennstofftemperatur und der Hüllrohrtemperatur für die Nominal- und Heißkanäle in den drei Kernbereichen für 100% Last.

Der Brennstofftemperaturverlauf auf der Zentralachse für die 3 Kernbereiche zeigt, dass im Verdampfer die höchste Temperatur auftritt und in den nachfolgenden Überhitzern 1 und Überhitzern 2 niedrige Temperaturen auftreten. Der Grund dafür ist, dass im Verdampfer die höchste thermische Leistung erzeugt wird. Des Weiteren liegen die Brennstofftemperaturen der Heißkanäle über den Temperaturen ihrer korrespondierenden Nominalkanäle. So ergibt sich für den Verdampfer-Heißkanal eine maximale Brennstofftemperatur von 2058°C, für den Überhitzer 1-Heißkanal 1707°C und für den Überhitzer 2-Heißkanal 1071°C. Im Vergleich dazu liegen die maximalen Brennstofftemperaturen der Nominalkanäle des Verdampfers, des Überhitzers 1 und des Überhitzers 2 bei 1446°C, 1053°C und 753°C.

Als letztes sind in Abb. 3-8 die Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle dargestellt, die einen ähnlichen Verlauf wie die Unterkanaltemperaturen aufweisen. Beim Überschreiten der pseudokritischen Temperatur von 384°C ist im Nominalkanal des Verdampfers und vor allem im dazugehörigen Heißkanal eine Verminderung der Hüllrohrtemperatur erkennbar, die aufgrund des verbesserten Wärmeübergangs zurückzuführen ist. Die maximalen Hüllrohrtemperaturen in den Nominalkanälen des Verdampfers, des Überhitzers 1 und des Überhitzers 2 betragen 404°C, 462°C und 508°C. Im Vergleich ergeben sich in den Heißkanälen erfahrungsgemäß höhere Hüllrohrtemperaturen, die für den Verdampfer 555°C, für den Überhitzer 1 673°C und für den Überhitzer 2 612°C betragen. Somit kann der Heißkanal des Überhitzers 1 als der heißeste im Reaktor identifiziert werden, der sogar über den zulässigen 620°C für die Kriechfestigkeit liegt [25]. Genauere Rechnungen von Maraczy et al. [75] zeigen einen kleineren Heißkanalfaktor im Überhitzer 2, während er hier künstlich auf zwei angehoben wird. Des Weiteren kann ein Absinken der Hüllrohrtemperaturen in allen Kernbereichen am Ende der jeweiligen Aufheizung aufgrund des axialen Leistungsprofils im Kern beobachtet werden.

### 3.3.3 Ergebnisse der Teillastanalyse zwischen 50% und 100% Last

Nachfolgend wird nun auf die Dampf-Wasserkreislaufanalyse zwischen 50% und 100% Last eingegangen. Das Verhältnis der Druckverminderung über das Turbinenventil  $p_{aus}/p_{ein}$ , das Verhältnis des Reaktoreintrittsdrucks zum nominalen Reaktoreintrittsdruck bei Volllast  $p/p_{nom}$  und das Verhältnis des Gesamtmassenstroms zum nominalen Gesamtmassenstrom bei Volllast  $\dot{M} / \dot{M}_{nom}$  werden in Abhängigkeit der Last in Abb. 3-9 dargestellt.

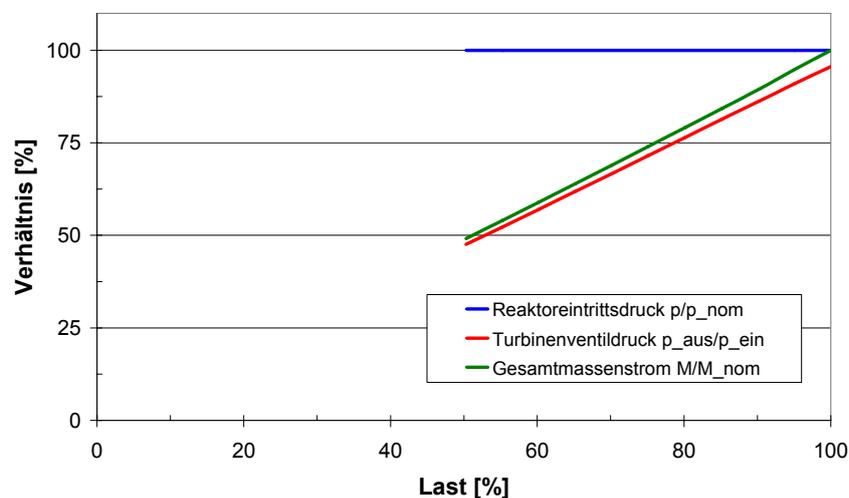


Abb. 3-9 Abhängigkeit des Reaktoreintrittsdrucks, der Druckminderung über das Turbinenventil und des Gesamtmassenstroms von der Last zwischen 50% und 100%.

Wie zu erkennen ist, befindet sich zwischen 50% und 100% Last der Reaktor im Festdruckbetrieb, da die Regelung des Reaktoreintrittsdrucks einen konstanten Sollwert in diesem Lastbereich voraussetzt. Demzufolge muss die Turbine sich im Gleitdruckbetrieb befinden, da nach dem Dampfkegelgesetz der Turbineneintrittsdruck bei festem Kondensatordruck mit sich verringerndem Massenstrom abnimmt. Die Kurve für die Druckminderung über das Turbinenventil nimmt bei Volllast nicht den Wert 1 an. Der Grund dafür ist, dass 5% des Turbi-

nenventileintrittsdrucks bei Volllast weggedrosselt werden muss, um den Reaktoreintrittsdruck auf 25 MPa zu regeln. Weiterhin zeigt sich, dass sowohl der Massenstrom als auch die Druckminderung über das Turbinenventil, und somit der Turbineneintrittsdruck eine lineare Abhängigkeit über den Lastbereich zeigen. Somit entsprechen 50% Last 49% des Volllastmassenstroms und 47% der Druckminderung über das Turbinenventil.

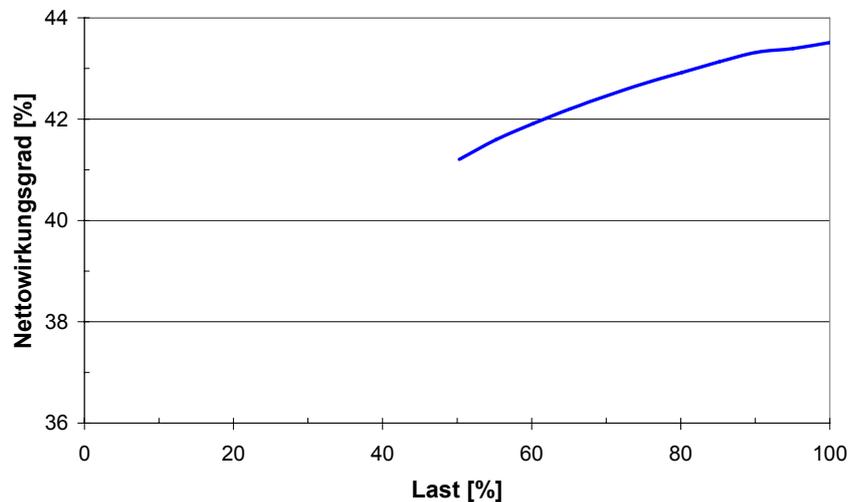


Abb. 3-10 Abhängigkeit des Nettowirkungsgrades von der Last zwischen 50% und 100%.

Der Verlauf des Gesamtwirkungsgrades zwischen 50% und 100% Last unter Berücksichtigung des Eigenbedarfs des Kreislaufs ist in Abb. 3-10 dargestellt. Der Gesamtwirkungsgrad fällt von 43,5% bei Volllast auf 41,1% bei 50% Last, was einen sehr guten Teillastwirkungsgrad darstellt.

In den nachfolgenden Abb. 3-11 bis Abb. 3-19 sind Analysen des Teillastverhaltens dargestellt. Auf der Abszisse ist dabei eine Zeitskala mit Werten bis 5100s dargestellt. Sie ergibt sich aus dem Verlauf der Ablaufkurve aus Abb. 3-7, welche ein stufenweises Abfahren des Reaktors auf 50% in 5%-Schritten darstellt.

Wie in Abb. 3-11 zu erkennen ist, sinkt die Reaktoreintrittstemperatur mit reduzierter thermischer Leistung von 280°C bei Volllast auf 244°C bei 50% Last. Der Grund hierfür ist das in Abb. 3-9 beschriebene Gleitdruckverhalten der Turbine hinter dem Turbinenventil, das durch das von Stodola [114] eingeführte Kegelgesetz beschrieben wird. Somit ist die Speisewasservorwärmung im Teillastbetrieb limitiert und erreicht nicht dieselbe Reaktoreintrittstemperatur wie bei Volllast. Diese Limitierung der Speisewasservorwärmung wird nachfolgend in diesem Kapitel näher erläutert. Als Konsequenz müssen variable Reaktoreintrittsbedingungen für die Reaktorauslegung berücksichtigt werden, da kälteres Speisewasser in einer besseren Moderation der Neutronen und somit in einer höheren Reaktivität resultiert. Darüber hinaus wird die Reaktoraustrittstemperatur durch die Regelung während des Abfahrprozesses konstant gehalten, um einen maximalen Teillastwirkungsgrad zu erreichen. Die geringen Unterschwinger der Reaktoraustrittstemperatur ergeben sich aus dem Umstand, dass die Regelung durch die Reduzierung der thermischen Leistung die Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpen und somit den Gesamtmassenstrom nachführt.

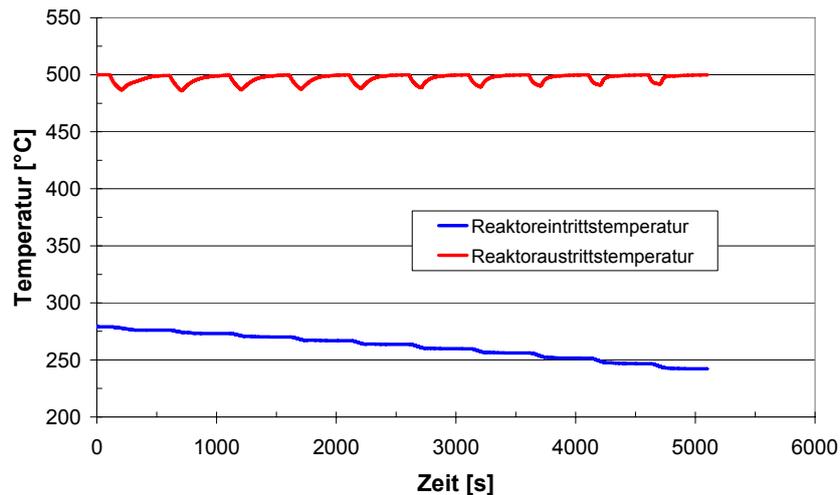


Abb. 3-11 Verlauf der Reaktoreintritts- und Reaktoraustrittstemperatur zwischen 50% und 100% Last.

Der Verlauf des Reaktoreintritts- und -austrittsdrucks ist in Abb. 3-12 dargestellt. Der Reaktoreintrittsdruck wird im Teillastbetrieb zwischen 50% und 100% Last konstant auf 25 MPa geregelt. Gleichzeitig steigt der Reaktoraustrittsdruck von 24 MPa bei Volllast auf 24,8 MPa bei 50% Last, da der Druckverlust im Reaktor bei abnehmendem Massenstrom immer geringer wird. Weiterhin lassen sich leichte Schwankungen im Reaktoreintritts- als auch im -austrittsdruck feststellen, da die thermische Leistung der in Abb. 3-7 definierten Teillastkurve folgt, in der die Leistung von 100% in 5%-Schritten abgesenkt wird.

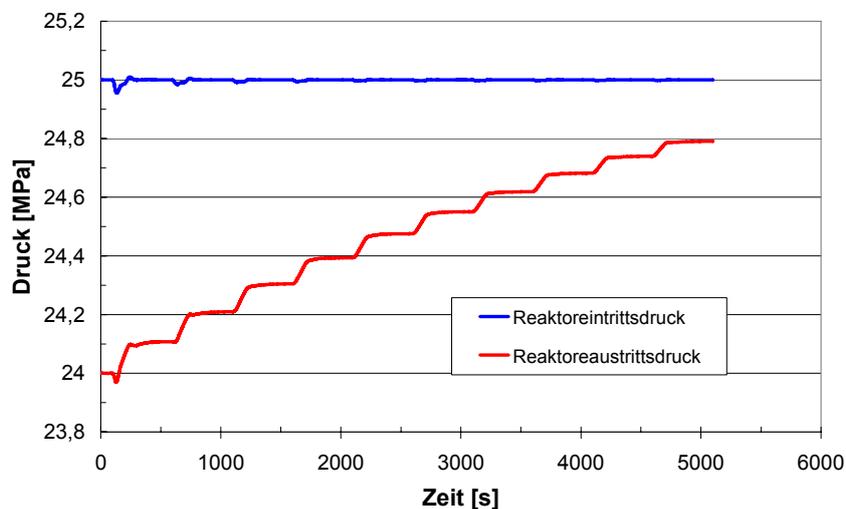


Abb. 3-12 Verlauf des Reaktoreintritts- und Reaktoraustrittsdrucks zwischen 50% und 100% Last.

Bei der ersten Lastabsenkung von 100% auf 95% beträgt der Unterschwinger im Vergleich zum Sollwert von 25 MPa 0,07 MPa. Wird die thermische Leistung weiter reduziert, werden die Unterschwinger im Druck immer geringer und sind unter 80% thermischer Leistung des Kerns nicht mehr feststellbar. Der Grund dafür ist, dass die Regler sich zwischen 80% und 100% thermischer Leistung im Vergleich zu dem restlichen betrachteten Teillastbereich langsamer verhalten. Das deutet daraufhin, dass sich die Totzeit im System maßgeblich än-

dert. Dies macht es schwierig, Reglereinstellungen zu finden, die die gleiche Güte der Regelung in allen Lastfällen aufweisen.

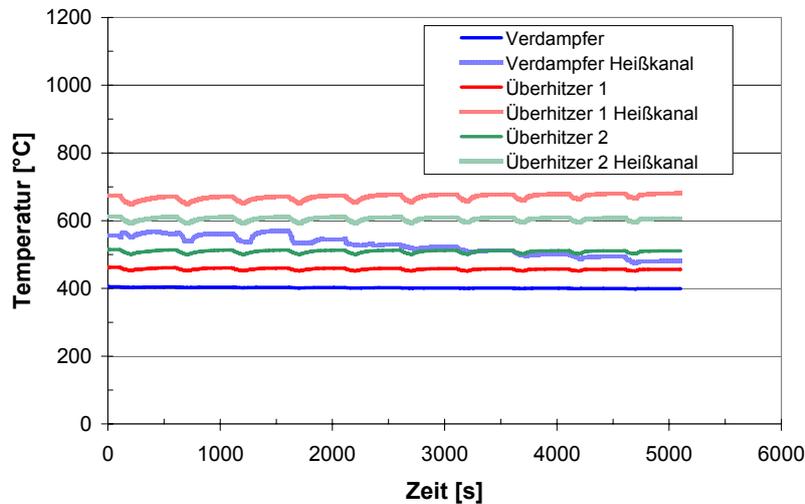


Abb. 3-13 Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle zwischen 50% und 100% Last.

Abb. 3-13 beschreibt den Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle zwischen 50% und 100% Last. Während die Hüllrohrtemperaturen der Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 Nominalkanäle als auch die Hüllrohrtemperatur des Überhitzers 2-Heißkanals während des Abfahrens auf 50% nahezu konstant bleiben, zeigt der Heißkanal des Verdampfers eine Verminderung um 75°C auf 480°C und der Heißkanal des Überhitzers 1 eine Erhöhung seiner Hüllrohrtemperatur um 8°C auf 680°C.

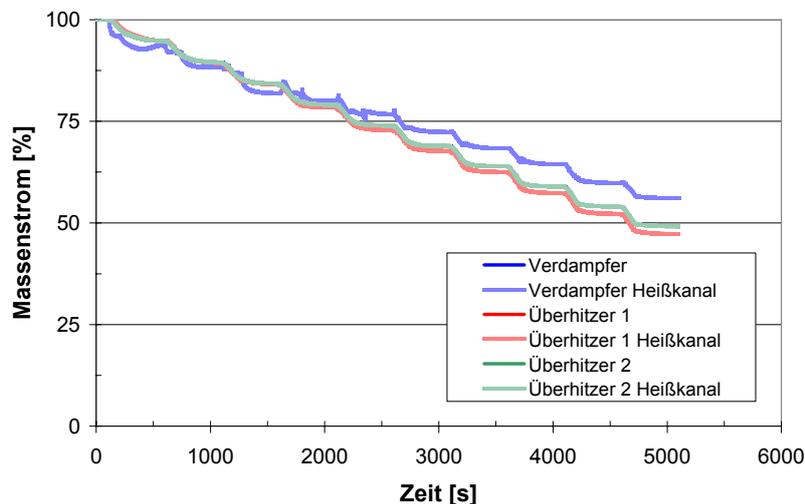


Abb. 3-14 Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle zwischen 50% und 100% Last.

Der Grund für die sich erniedrigende Hüllrohrtemperaturen des Verdampfer-Heißkanals liegt in der Verteilung des Massenstroms auf die Unterkanäle, was in Abb. 3-14 dargestellt ist. Bei 100% Last ist der Massenstrom in allen Unterkanälen gleich, da auf den jeweiligen 100% Last-Wert bezogen wird. Bei 50% Last (5100s) hat eine relative Umverteilung stattgefunden.

Der Heißkanal des Verdampfers erhält nun ca. 56% seines ursprünglichen Massenstroms, während der Heißkanal des Überhitzers 2 47% erhält. In allen anderen Kernbereichen werden 49% erreicht, wobei die Verläufe der Massenströme des Verdampfer-, Überhitzer 1- und Überhitzer 2-Nominalkanals ungefähr dem Massenstromverlauf des Überhitzer 2-Heißkanals entsprechen. Dies ist vergleichbar mit dem Verhältnis des Gesamtmassenstroms aus Abb. 3-9.

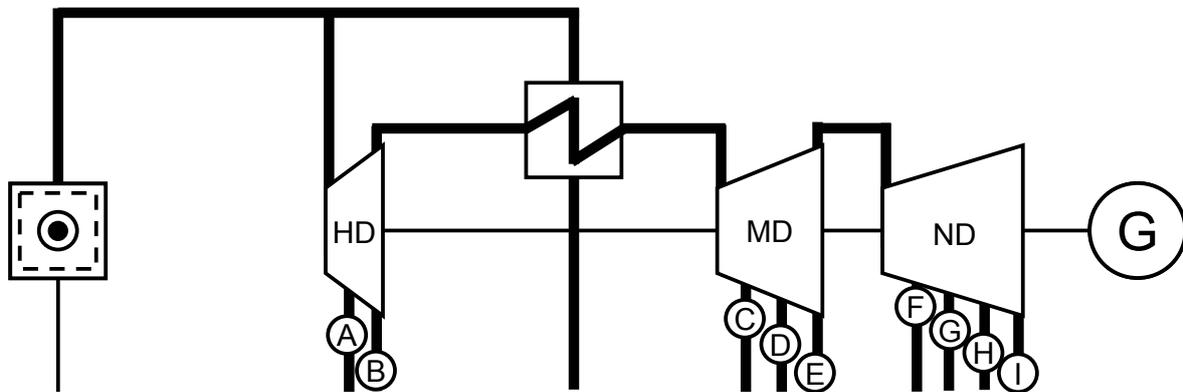


Abb. 3-15 Bezeichnung der Anzapfungen und Austritte der HD-, MD- und ND-Turbine.

Die zuvor erwähnte Limitierung der Speisewasservorwärmung wird durch das Turbinenkennfeld und durch den Massenstrom und die Temperaturen des Dampfs an den Turbinenanzapfungen und -austritten verursacht. Abb. 3-15 zeigt die Bezeichnung der einzelnen Anzapfungen, beziehungsweise die Austritte der HD-, MD- und ND-Turbine, die für die folgende Analyse Verwendung finden.

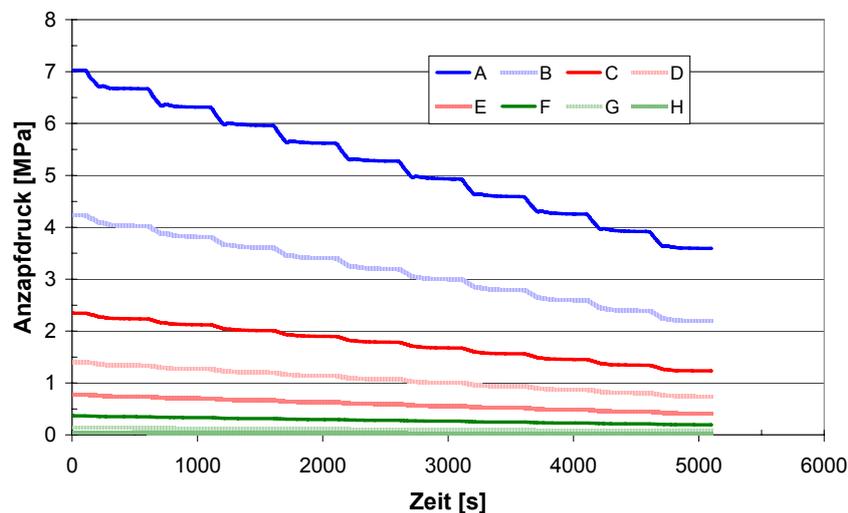


Abb. 3-16 Druck der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.

Abb. 3-16 beschreibt die Druckänderung während des Abfahrens auf 50% Last für die jeweiligen Anzapfungen und Austritte. Die Druckänderungen der Anzapfung A und des Austritts B der HD-Turbine sind während des Teillastbetriebs größer als für die MD- und ND-Turbine. Beispielsweise fällt der Druck für A und B bei 50 % Last um mehr als 3,5 MPa, beziehungsweise um 2 MPa ab. Hingegen kann bei der ND-Turbine (Anzapfung G) nur eine Verringerung des Drucks um 0,07 MPa festgestellt werden.

Ein ähnliches Verhalten ergibt sich für die Temperaturänderung der Anzapfung A und des Austritts B, welche sich in Abb. 3-17 wiederfinden. Wie zu erkennen ist, sinkt die Temperatur um 50°C beziehungsweise um 25°C. Jedoch zeigen die Anzapfungen C, D und der Austritt E der MD-Turbine keine Abhängigkeit von der Laständerung, obwohl wie bei der HD-Turbine immer überhitzter Dampf vorliegt. Die Temperatur der ND-Turbine bleibt bei Teillast ebenfalls konstant. Dieses konstante Verhalten begründet sich darin, dass der Druck im Zweiphasengebiet, in das alle ND-Anzapfungen entspannen (Abb. 3-18), während des Abfahrens nahezu konstant bleibt (Abb. 3-16) und somit eine konstante Siedetemperatur resultiert.

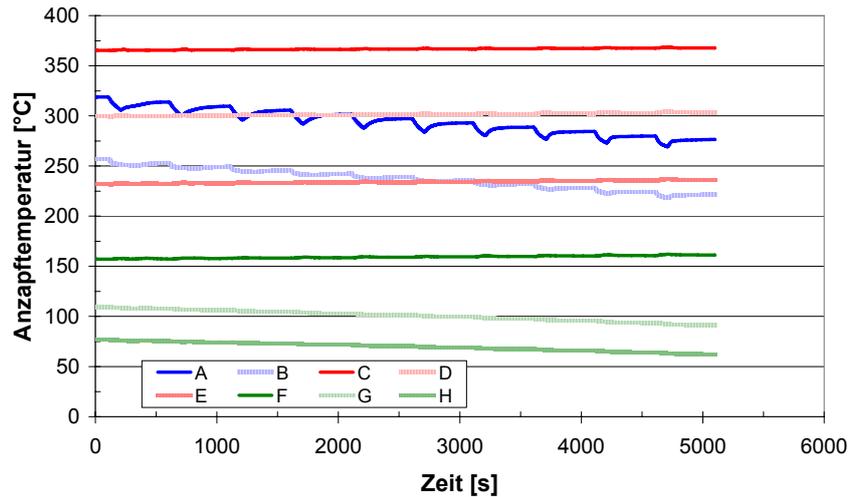


Abb. 3-17 Temperatur der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.

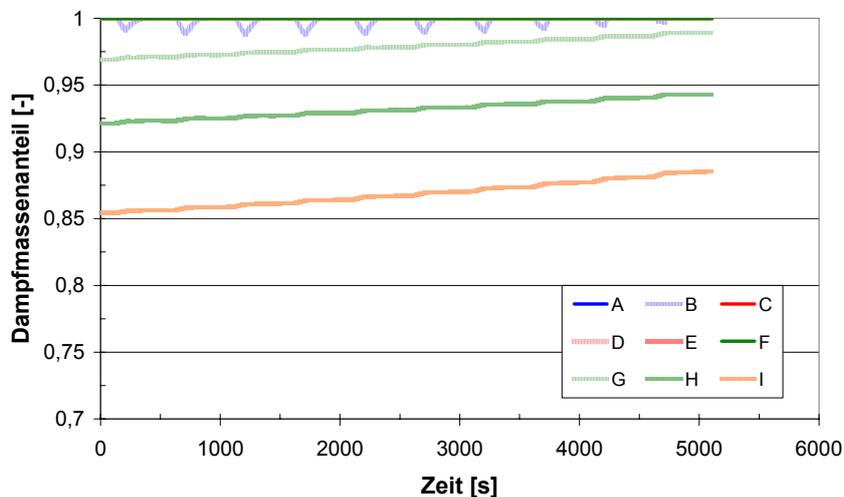


Abb. 3-18 Dampfmassenanteil der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.

Abb. 3-18 zeigt den Dampfmassenanteil für alle Anzapfungen und Turbinenausstritte als Funktion der Zeit. Während der Reduzierung der thermischen Leistung im Kern und der darauffolgenden Regelantwort expandiert der Dampf im Austritt B der HD-Turbine, der bei Volllast leicht überhitzt vorliegt, in das Zweiphasengebiet. Die erzeugte Nässe wird zu dem Zwischenüberhitzer transportiert und nachfolgend verdampft. Da aber der Dampf maximal nur 1,5% Nässe enthält, werden keine Probleme hinsichtlich Erosion in der HD-Turbine erwartet. Die MD-Turbine entspannt während des Abfahrens komplett in das Sattdampfgebiet. Des

Weiteren zeigen die Anzapfungen und der Austritt der ND-Turbine, dass die Nässe immer weiter abnimmt. Somit steigt der Dampfmassenanteil am Austritt der ND-Turbine von 85% auf 88%.

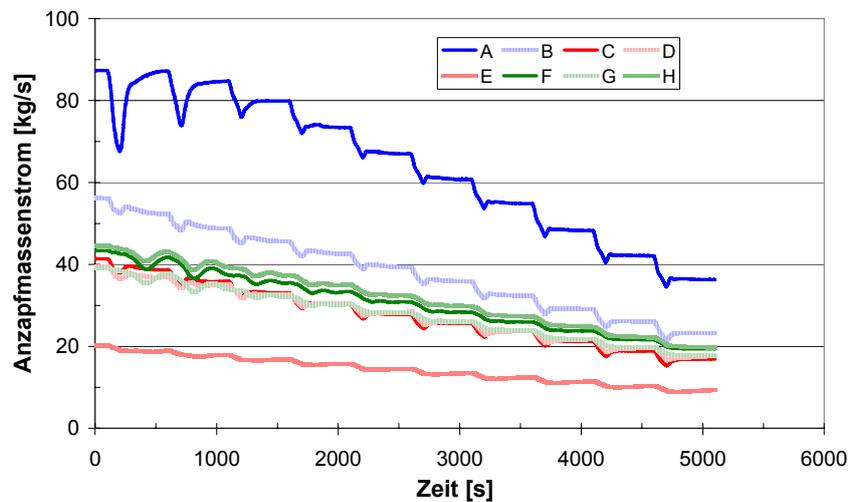


Abb. 3-19 Massenstrom der Turbinenanzapfungen zwischen 50% und 100% Last.

Einen linearen Abfall des Massenstroms der Turbinenanzapfungen und der Austritte der einzelnen Turbinen während des Teillastbetriebs zeigt Abb. 3-19. Wie schon bei den anderen Abbildungen zu beobachten ist, zeigt sich die HD-Turbine, vor allem Anzapfung A, sensitiv bei der Reduzierung der thermischen Leistung. Bei der ersten Absenkung von 100% auf 95% thermischer Leistung im Kern zeigt sich ein Unterschwinger des Anzapfmassenstroms A der HD-Turbine von ungefähr 20 kg/s. Bei weiterer Reduzierung der thermischen Leistung auf 80% nimmt der Absolutwert des Unterschwingers immer weiter ab und beträgt zwischen 80% und 50% thermischer Leistung nur noch 1 bis 2 kg/s. Die anderen Anzapfungen und Austritte zeigen sich dagegen relativ unsensitiv auf diese Regelung.

### 3.4 Entwicklung eines kombinierten Ab- und Anfahrsystems im Lastbereich unter 50%

Ausgehend von den in Kapitel 1.2 durchgeführten Überlegungen wird ein kombiniertes Ab- und Anfahrsystem entwickelt, das viele Vorteile der einzelnen Konzepte in sich vereinen soll. Grundsätzlich wird der HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf, wie in Kapitel 3.3.1 erwähnt, bei einem konstanten Druck von 25 MPa und einer konstanten Reaktoraustrittstemperatur von 500°C im Leistungsbetrieb zwischen 50% und 100% Last gefahren. Unterhalb von 50% Last wird angenommen, dass ein wirtschaftlicher Leistungsbetrieb nicht in Frage kommt. Unabhängig von der thermischen Leistung des Reaktors wird ein konstanter Mindestmassenstrom benötigt, um Strömungsumkehr im Kern zu verhindern. Dadurch sinkt jedoch die Reaktoraustrittstemperatur mit sinkender Leistung ab, was zur Folge hat, dass der Dampf in der HD-Turbine in das Zweiphasengebiet, mit Erosionsgefahr für die Turbinenschaufeln, entspannt wird.

Das Zweiphasengemisch hinter der HD-Turbine müsste dann im Zwischenüberhitzer komplett verdampft werden, was einen immer höher werdenden Anteil an Frischdampf benötigt,

um die mit sinkender Reaktoraustrittstemperatur ansteigende Feuchte wieder zu verdampfen. Da ein Dauerbetrieb mit Erosion in der HD-Turbine unvorteilhaft ist und zu Beschädigungen führt, kann entweder der Reaktor abgeschaltet und ohne Turbine kontrolliert abgefahren, oder durch konstruktive Maßnahmen im Dampfkreislauf dieses Problem umgangen werden. Eine konstruktive Maßnahme wäre, die HD-Turbine in einem Bypass zu umgehen und die MD-Turbine direkt mit Frischdampf zu beaufschlagen. Dazu müsste die HD-Turbine von der Welle, auf der alle Turbinen und der Generator platziert sind, entkoppelt und mit einer Kupplung wieder verbunden werden. Eine solche Anordnung ist in der Kraftwerkstechnik absolut unüblich und wird auch von Turbinenherstellern nicht angeboten.

Eine andere konstruktive Maßnahme wäre einen Wasserabscheider vor den Zwischenüberhitzer zu platzieren. Dadurch könnte der Turbinenbetrieb bis zu einer akzeptablen Restfeuchte in der HD-Turbine aufrechterhalten werden. Damit ist eine zusätzliche, im Leistungsbetrieb nicht benötigte Komponente vorhanden, die als Strömungswiderstand vor dem Zwischenüberhitzer wirkt und im Endeffekt die eigentlich zur Verfügung stehende Turbinenwellenleistung dadurch reduziert.

Aus den zuvor genannten Gründen sind konstruktive Maßnahmen im Dampfkreislauf nicht von Vorteil. Demnach wurde folgende Fahrweise des Reaktors und des Kreislaufs festgelegt:

- 100% - 50% Leistungsbetrieb
- 50% - 0% Ab- und Anfahrbetrieb

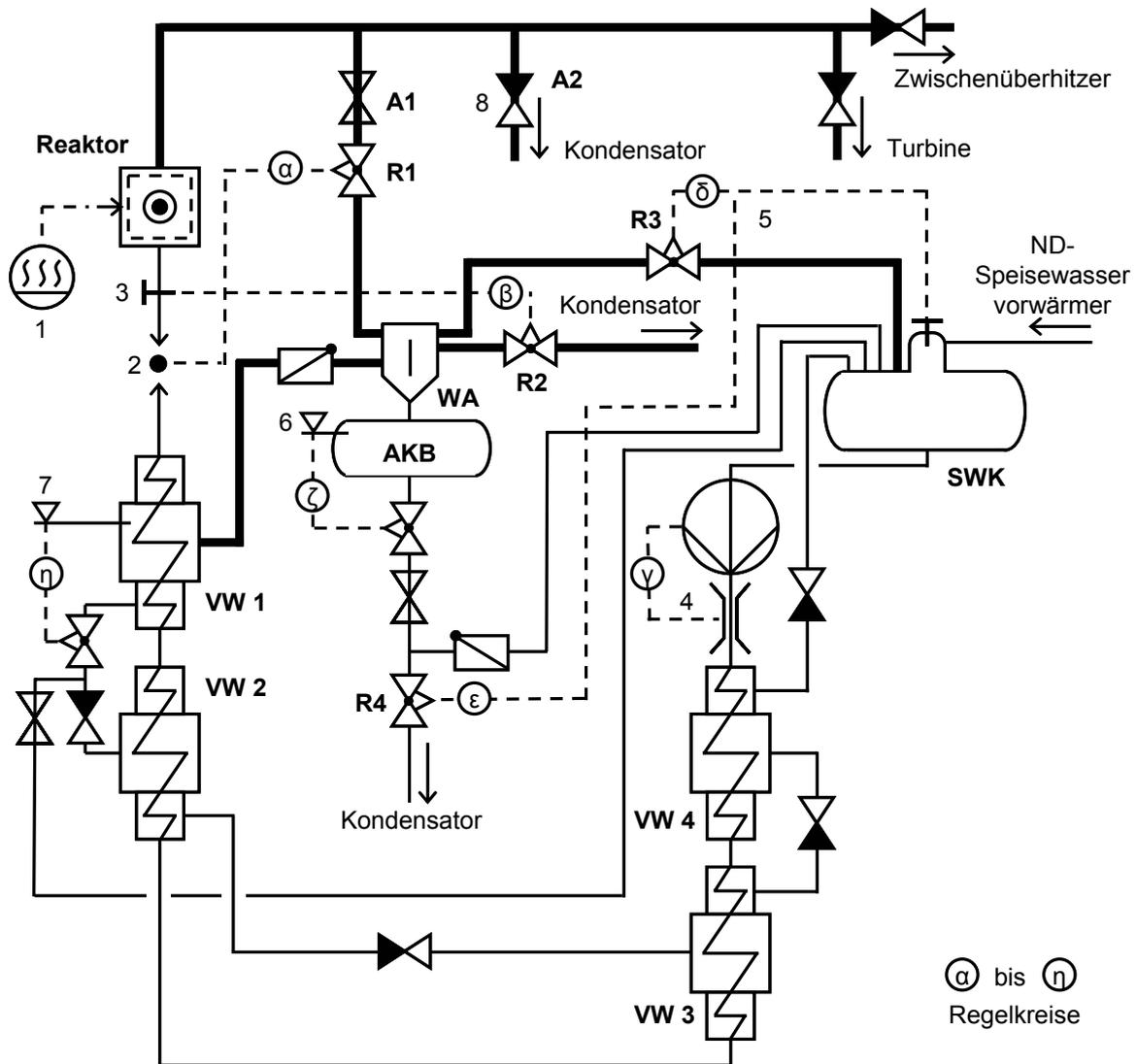
Eine Möglichkeit wäre eine Reaktorschnellabschaltung mit Turbinen- und Zwischenüberhitzerschnellschluss unter 50% Last durchzuführen, da diese für eine Notfallabschaltung des ganzen Systems bei jeglicher Last zur Verfügung stehen muss. Analysen von Schlagenhauer et al. [98] zeigten, dass ein zeitlich begrenzter Rückstrom im Überhitzer 1 während der Schnellabschaltung bei 50% Last zu einem leichten Anstieg der Hüllrohrtemperaturen führt, der jedoch nicht kritisch ist. Da aber der Dampf-Wasserkreislauf mit kaltem Wasser aus dem Speisewasserkessel und dem Kondensator geflutet wird, sind schnelle Temperaturänderungen in dickwandigen Bauteilen zu erwarten, die Wärmespannungen verursachen.

Zu diesem Zweck wurde im Rahmen dieser Arbeit ein kombiniertes Ab- und Anfahrssystem entwickelt. Es arbeitet bei konstantem Reaktoreintrittsdruck, um die Gefahr der Hüllrohrschädigung durch Siedekrise auszuschließen.

Im Betrieb bildet das kombinierte Ab- und Anfahrssystem zwei Kreisläufe:

1. Reaktor, Wasserabscheider (WA) mit Anfahrkondensatbehälter (AKB), Speisewasserkessel (SWK), Hauptspeisewasserpumpen und HD-Speisewasservorwärmer VW 1 bis VW 4.
2. Reaktor, Wasserabscheider mit Anfahrkondensatbehälter, Kondensator als Hauptwärmesenke, ND-Speisewasservorwärmer, Speisewasserkessel, Hauptspeisewasserpumpen und HD-Speisewasservorwärmer.

Es besteht bei beiden Kreisläufen die Möglichkeit, den letzten HD-Speisewasservorwärmer mantelseitig mit Dampf aus dem Wasserabscheider zu bespeisen. Hierdurch kann die Temperatur des Speisewassers im Reaktor so geregelt werden, dass unzulässige thermische Spannungen vermieden werden.



- |                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| 1 Zuführung thermischer Leistung     | 5 Speisewasserkesseltemperaturregelung       |
| 2 Reaktoreintrittsdruckregelung      | 6 Anfahrkondensatbehälter-Füllstandsregelung |
| 3 Reaktoreintrittstemperaturregelung | 7 HD-Speisewasservorwärmer-Kondensatregelung |
| 4 Speisewassermassenstromregelung    | 8 Turbinen-Bypass                            |

Abb. 3-20 Vereinfachter Schaltplan der kombinierten Ab- und Anfahrssystemregelung des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs unter 50% Last.

Abb. 3-20 stellt dieses kombinierte Ab- und Anfahrssystem für den HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf inklusive der benötigten Regelstrecken da. Der Übersicht halber wird auf die Darstellung des Kondensators, der Kondensatpumpe und der ND-Speisewasservorwärmer verzichtet (Kreislauf 2). Das System mit Wasserabscheider (WA) und Anfahrkondensatbehälter (AKB) für das abgeschiedene Wasser ist dem Anfahrssystem von kohlebefeuelten Kraftwer-

ken angelehnt und fasst die Vorteile der in Kapitel 1.2.4.1 vorgestellten Anfahr-Konzepte zusammen. Zusätzlich werden noch Regel- und Absperrventile benötigt, welche einen Festdruckbetrieb erst ermöglichen.

Solange sich der komplette Dampf-Wasserkreislauf im Teillastbetrieb zwischen 50% und 100% Last befindet, wirkt sich das kombinierte Ab- und Anfahrssystem nicht auf den restlichen Kreislauf aus, da es durch Absperrventile und Rückschlagklappen abgetrennt ist. Unter 50% Last werden die Leitungen zu und aus den Turbinen und dem Zwischenüberhitzer durch Ventile geschlossen und somit diese Komponenten und deren Regelung abgeschaltet. Zum langsamen Ab- und dem späteren Anfahren, beziehungsweise Anwärmen der Turbine und des Zwischenüberhitzers, wird auf die gängige Verfahrensweise verwiesen, die in Kapitel 1.2 beschrieben ist, und in dieser Arbeit daher nicht gesondert betrachtet.

Zum Abfahren wird der aus dem Reaktor kommende Dampf gleichzeitig durch das kombinierte Ab- und Anfahrssystem geleitet, indem sich bei 50% Last eine Absperrarmatur A1 öffnet, die sich vor dem Wasserabscheider befindet. Hierbei sollten zu große Druckspitzen während der Umschaltung vermieden werden. Währenddessen bleiben der Gesamtmassenstrom und der Reaktoreintrittsdruck konstant. Um den Festdruckbetrieb zu gewährleisten, wird ein druckminderndes Regelventil R1 benötigt, das sich zwischen der Absperrarmatur und dem Wasserabscheider befindet, da das Turbinenregelventil zur Reaktoreintrittsregelung nun nicht mehr zur Verfügung steht. Um Bauraum zu sparen, können die beiden Ventile A1 und R1 zu einem Ventilblock zusammengefasst werden. Eine Besonderheit dieses Systems ist, dass nach der Umschaltung zum kombinierten Ab- und Anfahrssystem der Dampf am Eintritt des Wasserabscheiders immer noch überhitzt ist, da das Regelventil noch nicht in das Zweiphasengebiet entspannt. Dies geschieht erst, wenn die Reaktoraustrittstemperatur unter etwa 425°C fällt, was die Schnittpunkttemperatur der 25 MPa-Isobaren mit der Isenthalpen der Taulinie im T-s-Diagramm darstellt. Somit muss dieses Ventil sowohl mit reinem Dampf als auch mit einem Zweiphasengemisch voll funktionsfähig sein.

Die Reaktoreintritts- und Speisewasserkesseltemperatur werden während des Abfahrprozesses so lange wie möglich konstant gehalten, um die Thermospannungen der Komponenten zu verringern. Ein Teil des Frischdampfs wird dazu, wie schon erwähnt, mantelseitig auf den letzten HD-Speisewasservorwärmer geleitet. Der Speisewasserkessel wird dadurch auf Temperatur gehalten, weil ihm sowohl Dampf aus dem Wasserabscheider als auch Kondensat aus dem Anfahrkondensatbehälter zugeführt werden.

Das dabei anfallende Kondensat des letzten HD-Speisewasservorwärmers wird nun nicht mehr durch die HD-Kondensatkaskade geleitet, da alle anderen HD-Speisewasservorwärmer wegen des fehlenden Turbinenanzapfmassenstroms keine Vorwärmung des Speisewassers erlauben und somit abgeschaltet werden. Aus diesem Grund wird das Kondensat über eine Bypassleitung direkt an den anderen HD-Speisewasservorwärmer vorbei in den Speisewasserkessel geführt. Zusätzlich wird die Kondensatregelung aller HD- und ND-Speisewasservorwärmer, bis auf den sich noch im Betrieb befindenden, abgeschaltet und die Kondensatleitungen jeweils durch eine Absperrarmatur geschlossen. Dies gewährleistet, dass der Kondensatfüllstand beim Abschalten der Speisewasservorwärmer erhalten bleibt.

Der restliche, nicht mehr zur Vorwärmung benötigte Dampf und das überschüssige abgeschiedene Wasser werden über Leitungen in den Kondensator geführt und dann als Speisewasser durch die ND-Speisewasservorwärmer in den Speisewasserkessel unter zur Hilfe-nahme der Kondensatpumpe gefördert. Dort wird es mit einem Teil des durch den Wasserabscheider getrennten Dampfs und dem abgeschiedenen Wasser und dem Kondensat aus dem letzten HD-Speisewasservorwärmer aufgeheizt, bevor es den Speisewasserkessel wieder in Richtung der Hauptspeisewasserpumpen verlässt. Der Druck des Speisewassers wird nach dem Verlassen des Speisewasserkessels auf überkritischen Druck durch die Hauptspeisewasserpumpen erhöht und durchfließt die nächsten drei HD-Speisewasservorwärmer und erfährt eine Aufheizung im letzten HD-Speisewasservorwärmer, bevor es wieder im Reaktor durch die thermische Leistung aufgeheizt wird.

Die thermische Leistung kann nun bis auf die Nachzerfallsleistung des Kerns abgesenkt werden, wobei die Reaktoraustrittstemperatur unter die pseudokritische Temperatur fällt. Somit verlässt ein Fluid mit höherer Dichte als Dampf den Reaktor und wird durch das Regelventil weiterhin in das Zweiphasengebiet entspannt. Im Kern tritt weiterhin kein Sieden auf. Durch die Absenkung der thermischen Leistung kann die Vorwärmung des Speisewassers ab einem bestimmten Zeitpunkt nicht mehr aufrechterhalten werden. Da dies aber erst bei niedriger thermischer Leistung bzw. Reaktoraustrittstemperatur erfolgt, sind die zu erwartenden Thermospannungen als relativ gering einzuschätzen. Schlussendlich muss der Dampf-Wasserkreislauf noch druckentlastet werden. Dies geschieht durch das Schließen des kombinierten Ab- und Anfahrsystems mithilfe der Absperrarmatur A1 vor dem Wasserabscheider und dem gleichzeitigen Öffnen des Turbinen-Bypassventils A2. Dies kann wie schon erwähnt bei niedrigen Temperaturen erfolgen, bei denen keine schwerwiegenden Materialtemperaturänderungen zu erwarten sind. Da der Dampf-Wasserkreislauf mit diesem System auch angefahren werden kann, ergibt sich die Anfahrprozedur in umgekehrter Reihenfolge.

Im Folgenden soll auf die Regelung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems eingegangen werden, da die Dampf-Wasserkreislaufregelung, welche zwischen 50% und 100% Last Verwendung findet, nicht mehr eingesetzt werden kann. Abb. 3-20 beschreibt die benötigten Regelkreise:

- Das kombinierte Ab- und Anfahrssystem benötigt eine alternative Reaktoreintrittsdruckregelung, um Festdruckbetrieb zu ermöglichen, da das Turbinenregelventil zusammen mit der Turbine abgeschaltet wird. Das dazu verwendete Regelventil R1 ist mit Regelkreis  $\alpha$  gekennzeichnet.
- Die Reaktoreintrittstemperatur wird durch den Regelkreis  $\beta$  geregelt. Das Regelventil R2 von  $\beta$  ist direkt mit dem Kondensator verbunden. Der durch den Wasserabscheider abgetrennte Dampf wird über eine Rückschlagklappe zu der Kondensationszone des letzten HD-Speisewasservorwärmers geleitet.
- Die in Kapitel 3.3 beschriebene Reaktoraustrittstemperaturregelung durch die Hauptspeisewasserpumpen wird auf die direkte Regelung des Speisewassermassenstroms umgeschaltet, um einen konstanten Durchsatz durch den Kern zu gewährleisten. Dies ist aus Regelkreis  $\gamma$  ersichtlich.

- Die Speisewasserkesseltemperatur wird über zwei Ventile R3 und R4 geregelt (Regelkreis  $\delta$  und  $\epsilon$ ), welche sich jeweils in der Dampfleitung des Wasserabscheiders, die den Wasserabscheider mit dem Speisewasserkessel verbindet, und der Drainageleitung des Anfahrkondensatbehälters befinden. Regelkreis  $\delta$  kontrolliert dabei direkt die Speisewasserkesseltemperatur durch den zugeführten Dampf, während das Regelventil von  $\epsilon$ , vergleichbar mit dem Regelkreis  $\beta$ , direkt mit dem Kondensator verbunden ist und dadurch das abgeschiedene Wasser über eine zusätzliche Leitung mit einer Rückschlagklappe dem Speisewasserkessel zugeführt wird.
- Da der Anfahrkondensatbehälter für das abgeschiedene Wasser eine freie Oberfläche besitzt, muss der Füllstand über das Ablaufventil des Regelkreises  $\zeta$  geregelt werden, um ein Volllaufen des Anfahrkondensatbehälters und des sich darüber befindenden Wasserabscheiders zu verhindern. Danach kann das abgeschiedene Wasser gemäß des Regelkreises  $\epsilon$  auf den Speisewasserkessel oder den Kondensator aufgeteilt werden.
- Bei niedriger thermischer Leistung wird Regelkreis  $\delta$  abgeschaltet und das dazugehörige Ventil R3 sperrt die Leitung komplett ab, da die Menge des abgeschiedenen Wassers und das Kondensat aus dem letzten HD-Speisewasservorwärmer ausreicht, die Speisewasserkesseltemperatur konstant zu halten. Der restliche abgetrennte Dampf kann somit komplett dem letzten HD-Speisewasservorwärmer zugeführt werden, was die Vorwärmung des Speisewassers über einen noch längeren Zeitraum ermöglicht.
- Die Kondensatfüllstandregelung der restlichen sechs HD- und ND-Speisewasservorwärmer wird wegen des fehlenden Turbinenanzapfmassenstroms ausgeschaltet und durch Schließung der Abschaltarmaturen mantelseitig voneinander getrennt.
- Die in Kapitel 3.3 beschriebenen Kondensator-Füllstand- und Kühlmittelaustrittstemperaturregelung sind weiterhin im kombinierten Ab- und Anfahrssystem in Betrieb.

Die beschriebene Regelung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems hat den Vorteil, dass sie bei jedem Lastbereich, also auch über 50% Last, angewendet werden kann, da die Momentanwerte der Reaktoreintrittstemperatur, der Speisewasserkesseltemperatur und des Gesamtmassenstroms als Sollgrößen dem Regelungssystem übergeben werden können. Da aber bei einer Aktivierung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems über 50% Last das meiste der thermischen Leistung im Kondensator abgeführt wird, ist dieser Betrieb nicht sinnvoll.

### 3.4.1 Modellierung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems in APROS

Der Wasserabscheider und der Anfahrkondensatbehälter des kombinierten Ab- und Anfahrsystems werden in APROS nicht separat modelliert und stattdessen durch eine thermodynamische Node ersetzt, die das eintretende Zweiphasengemisch perfekt trennt. Das Node-Volumen von  $5,9 \text{ m}^3$  entspricht dem inneren Gesamtvolumen von 96 kleinen Zyklon-Wasserabscheidern, die von Velluet [119] dimensioniert wurden. Dabei wird das Volumen des Anfahrkondensatbehälters vernachlässigt. Durchgeführte parametrische Studien, in de-

nen das Node-Volumen zwischen 2 und 45 m<sup>3</sup> variiert wurde, zeigen jedoch keine signifikanten Unterschiede während des Betriebs des kombinierten Ab- und Anfahrsystems. Unterschiede bestehen nur in der Füllzeit des Anfahrkondensatbehälters. Somit kann das Node-Volumen dementsprechend in fortführenden Arbeiten angepasst werden, sobald die Größe des Anfahrkondensatbehälters bekannt ist, ohne nennenswerte Unterschiede in den Ergebnissen befürchten zu müssen.

Velluet [119] fasst die Wasserabscheider in vier Wasserabscheiderbatterien zu je 24 Wasserabscheidern zusammen, die durch ein gemeinsames Zulaufrohr miteinander verbunden sind. Abb. 3-21 zeigt beispielhaft einen Wasserabscheider auf der linken Seite und eine Wasserabscheiderbatterie auf der rechten Seite. Der Abscheiderdurchmesser beträgt 0,41 m und die Höhe ist mit 0,71 m angegeben. Der Vorteil von kleinen Abscheidern besteht in der großen Gewichtsreduktion der kompletten Installation. Velluet berechnet für die 96 Wasserabscheider ohne Berücksichtigung des Gewichts des Anfahrkondensatbehälters und der benötigten Verbindungsrohre ein Gesamtgewicht von 27,6 t. Ein einziger Wasserabscheider würde ein Gewicht von 183 t aufweisen.

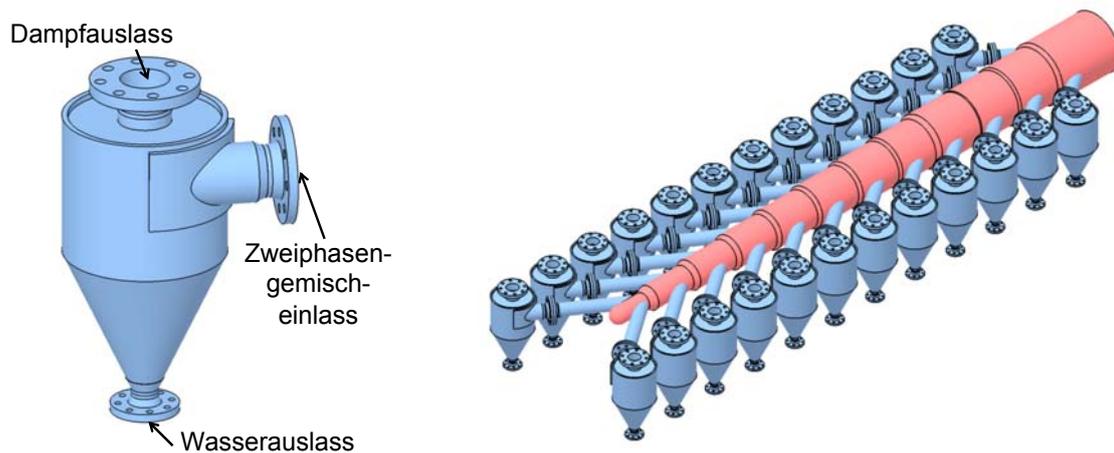


Abb. 3-21 Zyklon-Wasserabscheider für das kombinierte Ab- und Anfahrsystem und in Kombination mit 24 Abscheidern als eine von vier Wasserabscheiderbatterien [119].

Die zusätzlichen Regelkreise, die beim kombinierten Ab- und Anfahrsystem eingeführt werden, werden auch mit PI-Reglern realisiert. Dazu müssen die  $K_p$ - und  $T_N$ -Werte wieder empirisch so eingestellt werden, dass keine Divergenz oder kontinuierliche Oszillationen im kombinierten Ab- und Anfahrbetrieb auftreten. Tab. 3-8 fasst die Regelgrößen, die Stellgrößen in den regelnden Komponenten und die Einstellparameter  $K_p$  und  $T_N$  für den kombinierten Ab- und Anfahrbetrieb zusammen. Die Einstellparameter für die weiterhin geltenden Regelkreise, wie die für den Füllstand des letzten HD-Speisewasservorwärmers und des Kondensators, als auch die Kühlmittelaustrittstemperatur, finden sich in Tab. 3-6.

Tab. 3-8 Beschreibung der Regelgrößen, der Stellgrößen in den regelnden Komponenten und der Einstellungsparameter  $K_p$  und  $T_N$  für den kombinierten Ab- und Anfahrbetrieb.

Regelgröße	Stellgröße	Komponente	Verstärkung $K_p$ [-]	Nachstellzeit $T_N$ [s]
Reaktoreintrittsdruck	Ventilstellung	Ventil des Regelkreises $\alpha$	-0,005	10
Reaktoreintrittstemperatur	Ventilstellung	Ventil des Regelkreises $\beta$	-0,002	15
Speisewassermassenstrom	Pumpendrehzahl	Hauptspeisepumpe	0,09	10
Speisewasserkesseltemperatur	Ventilstellung	Ventil des Regelkreises $\delta$	0,001	15
	Ventilstellung	Ventil des Regelkreises $\epsilon$	-0,001	15
Anfahrkondensatbehälterfüllstand	Ventilstellung	Ventil des Regelkreises $\zeta$	-0,1	10

Da die thermische Leistung nur als Eingabeparameter ohne Reaktivitätsrückwirkung vorhanden ist, wird die Reaktorschnellabschaltung durch die Steuerstäbe und damit die Reduktion der thermischen Leistung vereinfacht als lineare Funktion modelliert. Die Dauer der Schnellabschaltung wird zu 3,5s gesetzt. Nach dieser Zeit wird angenommen, dass die thermische Leistung einer modifizierten Funktion der Nachzerfallswärme folgt. Gl. (3-4) beschreibt die Grundform der produzierten Nachzerfallsleistung in einem nuklearen System, nachdem das Zerfallsgesetz über der Zeit integriert wurde [109].

$$\frac{P_{res}}{P_{th}} = 0,0622 \cdot (t^{-0,2} - (t_0 + t)^{-0,2}) \text{ für } 10s < t < 10^7s \quad (3-4)$$

Dabei beschreibt  $P_{th}$  die thermische Leistung,  $P_{res}$  die Nachzerfallsleistung,  $t_0$  die Betriebsdauer des Kerns und  $t$  die Zeit nach der Abschaltung. Die modifizierte Gleichung für die Nachzerfallsleistung, die in APROS implementiert wird, ist in Gl. (3-5) dargestellt. Die folgenden Annahmen werden dabei getroffen: Die Betriebsdauer  $t_0$  des Kerns ist sehr viel größer als die Zeit  $t$  nach dem Abschalten, so dass der Ausdruck  $(t_0 + t)^{-0,2}$  zu Null wird. Der Zeit  $t$  nach dem Abschalten wird eine Sekunde hinzuaddiert. Dadurch wird gewährleistet, dass die lineare Funktion stetig bei 6,22% thermischer Leistung in die Nachzerfallsfunktion übergeht, da Gl. (3-4) normalerweise erst ab dem Zeitraum von etwa 10 Sekunden nach dem Abschalten gilt.

$$\frac{P_{res}}{P_{th}} = 0,0622 \cdot [(t + s)^{-0,2}] \quad (3-5)$$

Nicht nur bei der Schnellabschaltung wird Gl. (3-5) angewendet. Auch beim sequentiellen Abschalten der jeweiligen Kernbereiche wird angenommen, dass die thermische Leistung der modifizierten Nachzerfallsfunktion folgt, sobald die thermische Leistung unter 6,22% fällt.

Beim sequentiellen Anfahren des Kerns wird die momentane thermische Leistung gemessen, die immer noch der modifizierten Nachzerfallsleistung folgt, und mit der vorgegebenen Anfahrkurve verglichen. Steigt nun der Sollwert aus der Anfahrkurve über den Momentanwert der thermischen Leistung im Kern, wird Gl. (3-5) wieder ausgesetzt und der Kern folgt der Vorgabe der thermischen Leistung aus der Anfahrkurve. Durch diese Maßnahme wird ein stetiger Übergang zwischen den zwei Funktionen ermöglicht.

### 3.4.2 Ereignissequenz des HPLWR-Dampfkreislaufs im Lastbereich unter 50%

Wie auch schon beim Abfahren des Dampfkreislaufs von Volllast auf 50% Teillast, folgt die thermische Leistung des Kerns unter 50% Last und mit aktiviertem, kombiniertem Ab- und Anfahrssystem einer vorgegebenen Abfahrsequenz, die in Abb. 3-22 gegeben ist. Die thermische Leistung wird innerhalb von 1000s sequentiell in den jeweiligen Kernbereichen heruntergefahren und zwar zuerst in Überhitzer 2, gefolgt von Überhitzer 1 und schlussendlich im Verdampfer. Technisch realisieren könnte man dies durch die Steuerstäbe, die den Kern von Außen nach Innen abschalten.

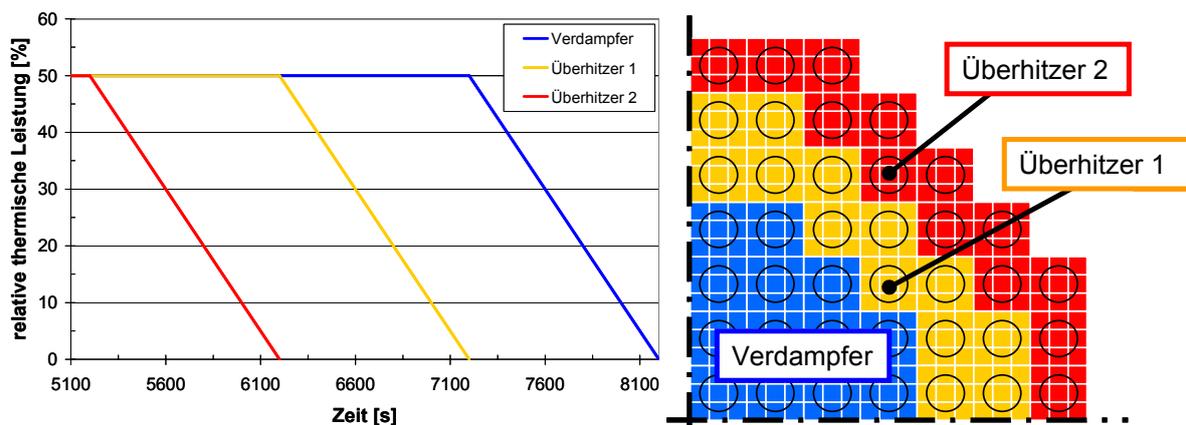


Abb. 3-22 Stufenweise Abschaltung der einzelnen Kernbereiche unter 50% Last.

Diese Fahrweise ist mit Hilfe gekoppelter 3D-Neutronik-Thermohydraulik-Simulationen zu überprüfen. Die stufenweise Abschaltung wird im Realfall sicher nicht so ausführbar sein, wie hier angenommen wurde, da der Neutronenfluss im Kern stetig verläuft. Der Grund für die sequentielle Fahrweise der thermischen Leistung ist, dass der Durchgang durch die pseudo-kritische Temperatur immer im Verdampfer vonstatten gehen soll um Strömungsinstabilitäten zu vermeiden, die im Überhitzer 1 auftreten können, falls die größte Dichteänderung dort auftritt und somit dichteres Fluid nach unten und dampfförmiges Fluid, wegen des Auftriebs-effekts, nach oben strömt.

Die Vorwärmung des Spalt- und Moderatorwassers, die noch zwischen 50% und 100% Last als konstant angenommen wurde, folgt unter 50% Last proportional der jeweiligen Änderung der thermischen Leistung der drei Kernbereiche, da nun die Reaktorausstrittstemperatur ab-

gesenkt wird und somit das treibende Temperaturgefälle zwischen den Moderator- und Brennelementkästen abnimmt.

Wie bereits erwähnt wurde, werden die Reaktoreintrittstemperatur und die Speisewasserkesseltemperatur durch die Regelung solange wie möglich konstant gehalten, um die thermischen Belastungen von dickwandigen Bauteilen, wie dem Reaktordruckbehälter, so gering wie möglich zu halten. Zu diesem Zweck werden der Momentanwert der Temperaturen des Reaktoreintritts und des Speisewasserkessels beim Umschalten auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem gespeichert und als Sollwerte ihrer jeweiligen Regelkreise zugeführt. Bei 50% Last entsprechen die Reaktoreintrittstemperatur  $241^{\circ}\text{C}$  und die Speisewasserkesseltemperatur  $135^{\circ}\text{C}$ . Nach Abschaltung des Kerns durch Reduzierung der thermischen Leistung auf die Nachzerfallsleistung, wird das kombinierte Ab- und Anfahrssystem durch Absperrventile abgetrennt und gleichzeitig der Reaktor durch Öffnen des Turbinen-Bypass druckentlastet.

Um den Dampf-Wasserkreislauf wieder anfahren zu können, wird die Abfahrprozedur in umgekehrter Reihenfolge durchlaufen. Dazu wird der Speisewassermassenstrom durch die Hauptspeisewasserpumpen auf den 50%-Last-Wert geregelt. Um eine gleichmäßige Druckerhöhung im System ohne Druckschwankungen zu gewährleisten, kann das Ventil R1 im Regelkreis  $\alpha$ , welches für die Regelung des Reaktoreintrittsdrucks zuständig ist, während der Simulation nicht komplett geschlossen werden. Parametrische Studien zeigen, dass das Ventil mindestens zu 0,1% geöffnet sein muss. Technisch kann dies in zwei Arten realisiert werden. Zum einen mit einem Regelventil, das wie in der Simulation, sich nicht komplett schließen lässt, oder mit sogenannten Resistor-Röhren, welche als Bypass zum Regelventil ausgeführt sind und einen erheblichen Druckverlust verursachen, welcher die Regelbarkeit durch das Ventil nicht beeinträchtigt.

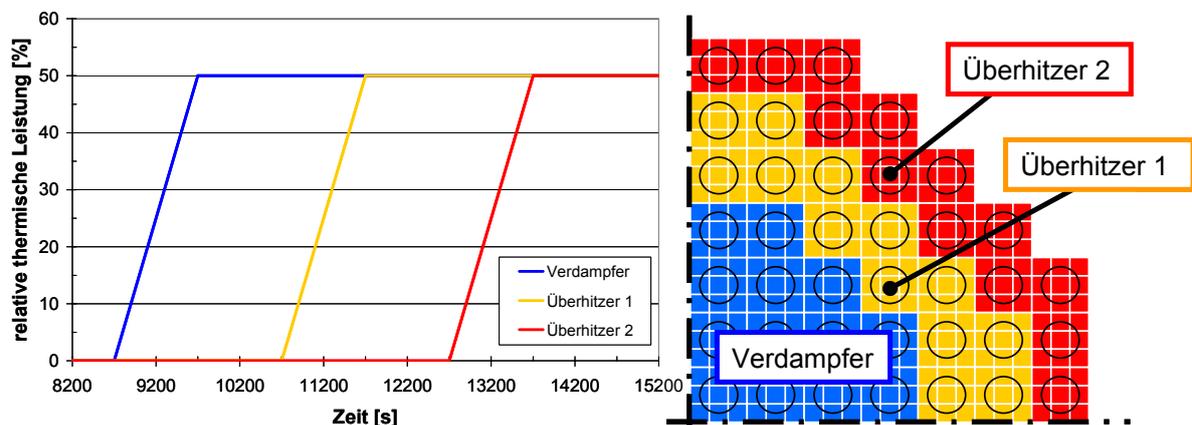


Abb. 3-23 Stufenweises Anfahren der einzelnen Kernbereiche unter 50% Last.

Die Aufheizung des Dampf-Wasserkreislaufs durch den Reaktor erfolgt nachdem der Systemdruck auf 25 MPa erhöht wird, da im Festdruck angefahren werden soll. Abb. 3-23 beschreibt die sequentielle Erhöhung der thermischen Leistung auf jeweils 50% in den drei Kernbereichen in 1000s. Zuerst wird die thermische Leistung im Verdampfer, danach im Überhitzer 1 und schlussendlich im Überhitzer 2 erhöht. Der Grund hierzu ist derselbe wie beim sequentiellen Abschalten der Kernbereiche, da die großen Dichtegradienten immer im auf-

wärts strömenden Verdampfer vonstatten gehen sollen. Eine Wartezeit von 1000s zwischen den einzelnen Leistungserhöhungen wird zur Verifizierung der Regelbarkeit eingeführt. Die Vorwärmung des Moderator- und Spaltwassers unter 50% Last und mit aktiviertem Ab- und Anfahrssystem wird als proportional zur Leistungserhöhung in den einzelnen Kernbereichen angenommen.

Die beim Abfahrprozess gespeicherten Sollwerte für die Reaktoreintrittstemperatur- und Speisewassertemperaturregelung werden beim Anfahren wiederverwendet, um den gleichen Ausgangszustand bei 50% Last wie beim Abfahren zu erreichen. In diesem Fall betragen die Sollwerte 135°C für die Speisewassertemperatur und 241°C für die Reaktoreintrittstemperatur.

Ist die Erhöhung der thermischen Leistung in allen Kernbereichen auf 50% abgeschlossen, wird das kombinierte Ab- und Anfahrssystem ausgeschaltet und der aus dem Reaktor kommende Dampf auf den Zwischenüberhitzer und die Turbine geleitet und der normale Systembetrieb bei 50% Teillast wieder aufgenommen. Danach kann die thermische Leistung in allen Kernbereichen wieder auf 100% erhöht werden und der Dampf-Wasserkreislauf befindet sich im Volllastbetrieb. Dabei sollen die verwendeten Ab- und Anfahrkurven nur als ein erster Schritt betrachtet werden. Sie können dahingehend optimiert werden, falls sich durch die vorgestellte Fahrweise Thermospannungen ergeben sollten, die nur durch genaue strukturelle Analysen von Bauteilen feststellbar sind.

Tab. 3-9 Sollwerte für die Regelung des HPLWR-Kreislaufs beim Betrieb des kombinierten Ab- und Anfahrsystems.

Regelgröße	Sollwert
Reaktoreintrittsdruck	25 MPa
Reaktoreintrittstemperatur	Momentanwert gemessen bei Aktivierung des kombinierten An- und Abfahrsystems
Speisewassermassenstrom	Momentanwert gemessen bei Aktivierung des kombinierten An- und Abfahrsystems
Speisewasserkesseltemperatur	Momentanwert gemessen bei Aktivierung des kombinierten An- und Abfahrsystems
Anfahrkondensatbehälterfüllstand	2 m
Vorwärmerfüllstand	1 m
Kondensatorfüllstand	1 m
Kühlmittelaustrittstemperatur	25°C

Während des Betriebs des kombinierten Ab- und Anfahrsystems erhalten die Regelkreise die in Tab. 3-9 festgelegten Sollwerte, die unterhalb von 50% Last konstant gehalten werden. Wie zu erkennen ist, wird der Reaktor im Festdruck betrieben und der Reaktoreintrittsdruck daher konstant auf 25 MPa geregelt. Die Besonderheit des Systems ist, dass die Reaktoreintrittstemperatur-, die Speisewasserkesseltemperatur- und die Speisewassermassenstromregelung die Momentanwerte erhalten, die beim Umschalten auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem gemessen und gespeichert werden. Weiterhin wird der Füllstand im letzten sich noch im Betrieb befindlichen HD-Speisewasservorwärmer und dem Kondensator dahinge-

hend geregelt, dass immer 1 m Wassersäule im Kondensationsbereich vorhanden ist, um ein Leer- oder Volllaufen der beiden Komponenten zu verhindern. Aus demselben Grund wird der Füllstand des Anfahrkondensatbehälters des kombinierten Ab- und Anfahrsystems, der sich im APROS-Modell aus den 96 Wasserabscheidern und dem Anfahrkondensatbehälter zusammensetzt, auf 2 m Füllstandshöhe geregelt. Des Weiteren wird die Kühlmittelaustrittstemperatur des Kondensators unter der Niederdruckturbine weiterhin konstant auf 25°C geregelt. Auch während des Betriebs des kombinierten Ab- und Anfahrsystems darf die Drehzahl der Kühlmittelpumpen dabei einen bestimmten Wert nicht unterschreiten, so dass ein Mindestmassenstrom durch die Rohre im Kondensator immer noch vorhanden ist. Die Mindestdrehzahl beträgt 10% der nominalen Drehzahl.

Tab. 3-10 beschreibt die Zeitleiste für die Abfahr- und Anfahrprozedur des Dampfkreislaufs beim Betrieb des kombinierten Ab- und Anfahrsystems.

Tab. 3-10 Zeitleiste für die Abfahr- und Anfahrprozedur des HPLWR-Dampf-Wasserkreislaufs unter 50% Last.

Zeit [s]	Ereignis	
5100	Abschaltung der Turbinen und des Zwischenüberhitzers und Inbetriebnahme des kombinierten Ab- und Anfahrsystems	
5200	Beginn der Absenkung der thermischen Leistung im Überhitzer 2 auf Nachzerfallsleistung	← Abfahren ↓
6200	Beginn der Absenkung der thermischen Leistung im Überhitzer 1 auf Nachzerfallsleistung	
7200	Beginn der Absenkung der thermischen Leistung im Verdampfer auf Nachzerfallsleistung	
8200	Reaktorkern komplett abgeschaltet; Druckentlastung über den Turbinen-Bypass mit abgeschaltetem kombinierten Ab- und Anfahrsystem	
8600	Schließung des Turbinen-Bypass und Aktivierung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems	
8700	Beginn der Erhöhung der thermischen Leistung im Verdampfer auf 50%	← Anfahren ↓
9700	Erhöhung der thermischen Leistung im Verdampfer auf 50% abgeschlossen	
10700	Beginn der Erhöhung der thermischen Leistung im Überhitzer 1 auf 50%	
11700	Erhöhung der thermischen Leistung im Überhitzer 1 auf 50% abgeschlossen	
12700	Beginn der Erhöhung der thermischen Leistung im Überhitzer 2 auf 50%	
13700	Erhöhung der thermischen Leistung im Überhitzer 2 auf 50% abgeschlossen	
14700	Abschaltung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems und Inbetriebnahme der Turbinen und des Zwischenüberhitzers; Umschaltung auf Nominalbetriebsregelung innerhalb von 100s	
15700	Ende des Anfahrens auf 50% Last	

### 3.4.3 Ergebnisse der Simulation des kombinierten Ab- und Anfahrsystems

#### 3.4.3.1 Abfahren im Festdruck unter 50% Last

Der Abfahrprozess mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem wird laut Zeitleiste aus Tab. 3-10 ab Zeitpunkt 5100s initialisiert. Abb. 3-24 beschreibt den Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintrittsdrucks und des Wasserabscheiderdrucks. Nach 100s folgt die thermische Leistung der in Abb. 3-22 vorgegebenen Abschaltkurve für die einzelnen Kernbereiche. Des Weiteren ist in Abb. 3-24 die gesamte thermische Leistung des Reaktors aufgetragen, die sich sowohl aus der thermischen Leistung der drei Kernbereiche als auch aus der thermischen Leistung, die für die Vorwärmung des Moderator- und Spaltwassers im Kern verwendet wird, zusammensetzt. Somit beträgt diese über 50%. Da die drei Kernbereiche unterschiedlich hohe thermische Leistungen aufweisen und der Abfahrprozess bei allen Kernbereichen 1000s beträgt, äußert sich dies in einer unterschiedlichen Steigung der Abfahrkurve der thermischen Leistung. Gut zu erkennen ist ein nahezu konstanter Bereich am Ende jeder Absenkung der thermischen Leistung. Dieser kommt zustande, wenn die thermische Leistung unter 6,22% nun nicht mehr der linearen Funktion, sondern dem Zerfallsgesetz folgt. Nach 3000s ( $\approx$  8100s) ist der Kern komplett heruntergefahren.

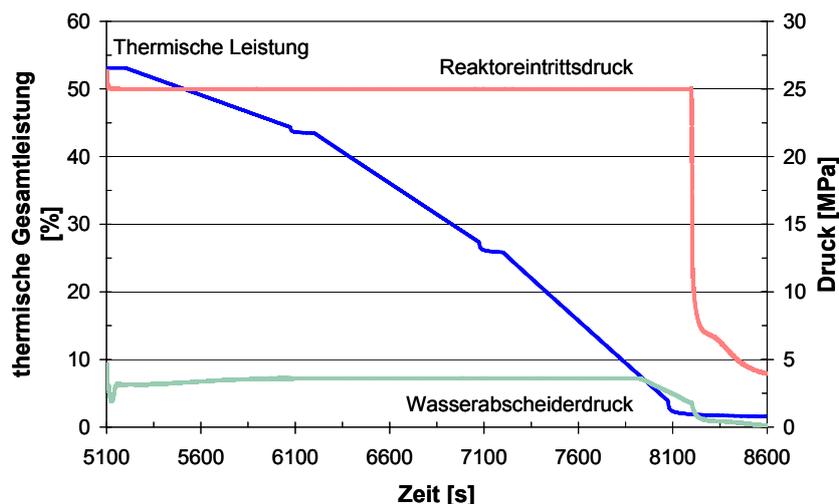


Abb. 3-24 Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintrittsdrucks und des Wasserabscheiderdrucks beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Während des Umschaltens auf die Leitungen des kombinierten Ab- und Anfahrsystems und der damit verbundenen Schließungen der Dampfleitungen zu den Turbinen und dem Zwischenüberhitzer wird ein Drucküberschwinger von kleiner als 1 MPa festgestellt. Während des Abfahrens bleibt der Druck konstant auf 25 MPa und fällt nach 3100s durch das Öffnen des Turbinen-Bypass und dem Schließen des kombinierten Ab- und Anfahrsystems durch die Druckentlastung auf unter 4 MPa. Dabei ist die Druckentlastung von 25 MPa auf 7,5 MPa relativ schnell und geht danach langsamer vonstatten, da der kritische Massenstrom im Turbinen-Bypassventil den Gesamtmassenstrom begrenzt und somit die Druckabsenkung behindert.

Auch im Wasserabscheider (WA) ist eine kurzzeitige Drucküberhöhung von 2,5 MPa während des Umschaltens auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem zu beobachten. Danach stabilisiert sich der Druck des Wasserabscheiders auf 4 MPa und bleibt konstant, bis sich durch die Absenkung der Reaktoraustrittstemperatur zwangsweise auch der Wasserabscheiderdruck absenken muss. Der Grund dafür ist, dass die Reaktoreintritts- und die Speisewasserkesseltemperatur durch die Umverteilung des aus dem Wasserabscheider (WA) kommenden Dampfes und Wassers auf einen konstanten Wert geregelt werden, und somit im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) und im Speisewasserkessel (SWK) eine freie Oberfläche und somit ein konstanter Siededruck vorliegt. Dies äußert sich in konstanten Druckrandbedingungen für den Wasserabscheider (WA).

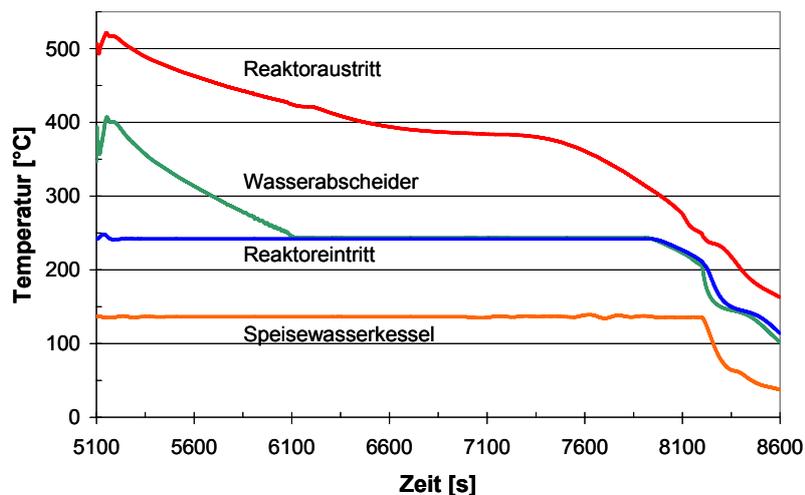


Abb. 3-25 Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Abb. 3-25 zeigt den Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur. Die Reaktoraustrittstemperatur steigt beim Umschalten auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem leicht um 25°C auf 525°C an. Der Grund dafür ist, dass die Frischdampftemperatur nicht mehr durch die Hauptspeisewasserpumpen geregelt wird und durch die in Abb. 3-24 beobachtete Druckschwankung sich der Gesamtmassenstrom kurzzeitig erniedrigt und somit eine erhöhte Austrittstemperatur zur Folge hat. Nachfolgend sinkt die Reaktoraustrittstemperatur durch die Reduzierung der thermischen Leistung weiter ab, wobei keine lineare Absenkung auftritt. Bei einer Temperatur von ungefähr 384°C verläuft die Temperaturkurve nahezu konstant, da dies die pseudokritische Temperatur bei einem Druck von 25 MPa darstellt und dort die Wärmekapazität ihr Maximum hat. Kurz bevor das System durch den Turbinen-Bypass druckentlastet wird, beträgt die Endtemperatur des Reaktoraustritts 252°C.

Die Wasserabscheidertemperatur steigt beim Umschalten auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem auf 400°C und folgt dem Verlauf der Reaktoraustrittstemperatur augenblicklich. Ein konstanter Wert, der minimal über der Reaktoreintrittstemperatur liegt, stellt sich jedoch nach ungefähr 1000s ein, wenn die Reaktoraustrittstemperatur unter 425°C fällt. Zu diesem Zeitpunkt entspannt das Druckregelventil zum ersten Mal den aus dem Reaktor kommenden

Dampf in das Zweiphasengebiet. In der APROS-Node, die den Wasserabscheider (WA) und den Anfahrkondensatbehälter (AKB) zusammenfasst, bildet sich durch die Ablaufregelung eine freie Wasseroberfläche. Da der Druck, wie in Abb. 3-24 gezeigt wird, im Wasserabscheider (WA) konstant ist, muss somit auch die Temperatur, die der Siedetemperatur beim gegebenen Druck entspricht, konstant bleiben. Eine weitere Absenkung der Reaktoraustrittstemperatur führt aber dazu, dass die Vorwärmung des Speisewassers nicht mehr gegeben ist und sich daher auch die Wasserabscheider Temperatur, beziehungsweise der Siededruck des Wasserabscheiders (WA) absenken muss, da der mantelseitige Siededruck im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1), der die Druckrandbedingung für den Wasserabscheider (WA) vorgibt, fällt.

Die Reaktoreintritts- und die Speisewasserkesseltemperatur werden während des Abfahrprozesses durch die Regelung nahezu konstant gehalten. Nach 2900s allerdings, was einer thermischen Leistung von etwa 8% entspricht, fällt die Reaktoreintrittstemperatur, da das Regelungssystem die Temperatur wegen der weiter fallenden Reaktoraustrittstemperatur nicht länger konstant halten kann.

Nach der Druckentlastung fallen alle Temperaturen, da das kombinierte Ab- und Anfahrssystem abgeschaltet und der ganze Dampf-Wasserkreislauf mit kaltem Kondensatorwasser geflutet wird. Während des Vorgangs können keine Temperaturspitzen beobachtet werden.

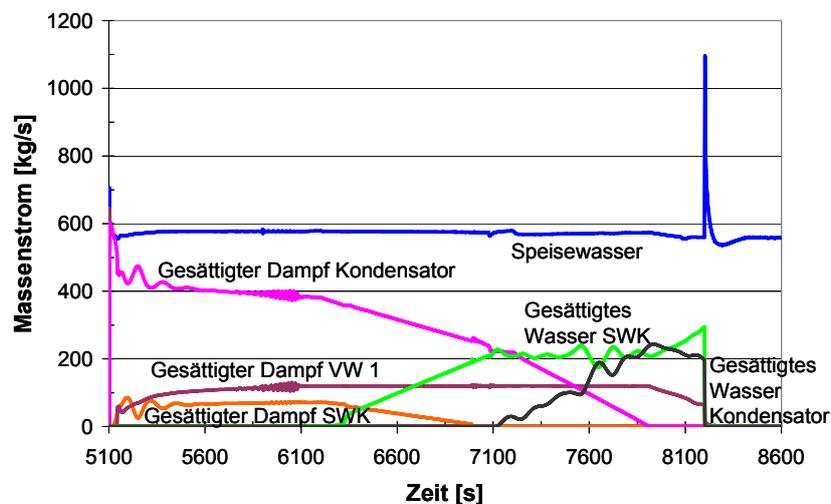


Abb. 3-26 Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Der Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Abfahren ist in Abb. 3-26 dargestellt. Der Speisewassermassenstrom wird während des Abfahrens durch die Hauptspeisewasserpumpen konstant gehalten. Nur beim Beginn des Abfahrprozesses, wenn der Zwischenüberhitzer und die Turbine abgeschaltet werden, und am Ende, wenn der Turbinen-Bypass bei der Druckentlastung geöffnet wird, ergeben sich Überschwinger im Gesamtmassenstrom. Im ersten Fall beträgt der Überschwinger etwa 100 kg/s und im letzteren etwa 600 kg/s. Jedoch sind dadurch keine Probleme für den Betrieb des kombinierten Ab- und Anfahrprozesses zu erwarten, da die Überschwinger nur

kurzzeitig auftreten und nur im letzteren Fall aufgrund der Druckentlastung in den Kondensator zu solch hohen Werten führt.

Zu Beginn der Abfahrsequenz wird der Frischdampf zum Wasserabscheider (WA) geleitet, wo er auf den letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1), den Speisewasserkessel (SWK) und den Kondensator je nach Erfordernis verteilt wird. Das Druckregelventil entspannt dabei noch nicht in das Zweiphasengebiet. Somit liegt nur Dampf zur Vorwärmung des Speisewassers im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) und im Speisewasserkessel (SWK) vor. Etwa 75% des Dampfs wird zum Kondensator geleitet. Darüber hinaus wird in den ersten 45s des Abfahrprozesses kein Dampf zum letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) geleitet, da der Druck im Vorwärmer den Wasserabscheiderdruck übersteigt und die Rückschlagklappe daher geschlossen ist.

Die Dampfmassenströme zum letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) und zum Speisewasserkessel (SWK) bleiben während des Abfahrens nahezu solange konstant, bis das Druckregelventil in das Zweiphasengebiet entspannt und sich zum ersten Mal Wasser abscheidet. Die zeitliche Verzögerung von etwa 100s, die zwischen dem ersten Abscheiden und dem Zuführen des abgeschiedenen Wassers zum Speisewasserkessel (SWK) liegt, hat die Ursache, dass das APROS-Volumen, das die Wasserabscheider (WA) und den Anfahrkondensatbehälter enthält, sich am Anfang langsam füllt und die Regelung das Ablaufventil erst öffnet, wenn der Füllstand einen gewissen Wert übersteigt. Da durch die Reduzierung der Reaktoraustrittstemperatur die Menge des abgeschiedenen Wassers zunimmt, steigt der Massenstrom des abgeschiedenen Wassers zum Speisewasserkessel (SWK). Als Folge muss die Regelung den Dampfmassenstrom zum Speisewasserkessel (SWK) zurücknehmen. Nach 2000s ist der Massenstrom des abgeschiedenen Wassers hoch genug, um alleine den Speisewasserkessel (SWK) auf Temperatur zu halten. Demzufolge reduziert die Regelung den Dampfmassenstrom zum Speisewasserkessel (SWK) auf Null, indem das Regelventil R3 komplett geschlossen wird. Dies gibt nun die Möglichkeit den Dampf komplett während des weiteren Abfahrens dem letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) zuzuführen. Ab diesem Zeitpunkt werden das überschüssige, abgeschiedene Wasser dem Kondensator zugeführt. Die Mengen des dem Speisewasserkessel (SWK) und dem Kondensator zugeführten, abgeschiedenen Wassers halten sich nach 2700s ungefähr in der Waage.

Der überschüssige Dampfmassenstrom, der nicht zur Vorwärmung des Speisewassers benötigt und zum Kondensator geleitet wird, nimmt beim Abfahren immer weiter ab, da immer weniger Dampf im Wasserabscheider (WA) getrennt wird. Nach 2800s wird kein Dampf mehr dem Kondensator zugeführt und der komplette Dampfmassenstrom wird nur dem letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) zur Verfügung gestellt. Wird ab diesem Zeitpunkt die Reaktoraustrittstemperatur noch weiter abgesenkt, reduziert sich der für die Vorwärmung des Speisewassers benötigte Dampfmassenstrom, was die in Abb. 3-25 beschriebene Absenkung der Reaktoreintrittstemperatur zur Folge hat. Nach 3100s wird das kombinierte Ab- und Anfahrssystem abgeschaltet und der Turbinen-Bypass geöffnet. Somit reduzieren sich die korrespondierenden Massenströme zu Null.

Abb. 3-27 stellt den Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last dar. Aufgrund des sukzessiven Abschaltens des Reaktors, beginnend mit Überhitzer 2 und Überhitzer 1, sinken

die korrespondierenden Hüllrohrtemperaturen auf 400°C. Der Grund hierfür ist, dass durch die Regelung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems die Reaktoreintrittstemperatur konstant gehalten wird. Im weiteren Verlauf der Simulation fallen die Hüllrohrtemperaturen auf 250°C, sobald im Verdampfer die thermische Leistung auf die Nachzerfallswärme reduziert wird und die Regelung die Reaktoreintrittstemperatur aufgrund der sinkenden Reaktorausstrittstemperatur nicht mehr konstant halten kann.

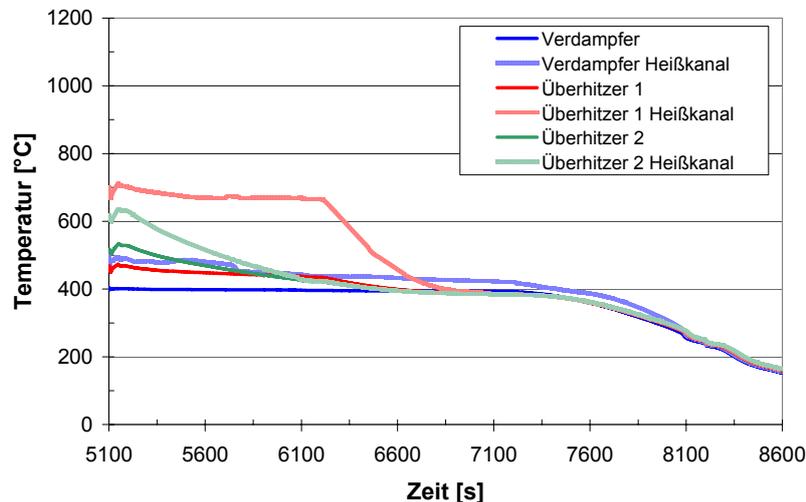


Abb. 3-27 Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Zusätzlich sei noch der Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last in Abb. 3-28 diskutiert.

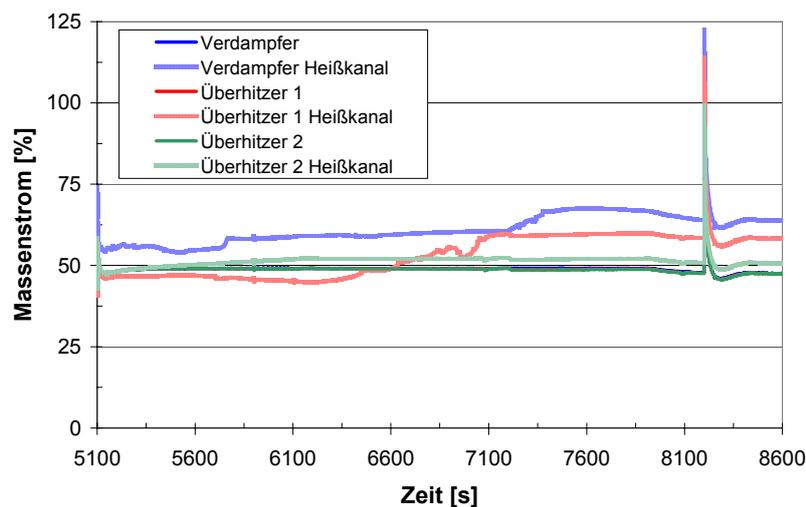


Abb. 3-28 Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Abfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Wie zu erkennen ist, bleiben die Massenströme durch alle Nominalkanäle und der Massenstrom durch den Überhitzer 2-Heißkanal während des Abfahrens nahezu konstant und zeigen einen Wert von 50%. Nur bei der Druckentlastung ergibt sich ein Peak in den Massen-

strömen, da der Turbinen-Bypass zum Kondensator geöffnet wird. Die Heißkanäle des Verdampfers und des Überhitzers 1 zeigen jedoch ein anderes Verhalten. Während der Massenstrom des Überhitzer 1-Heißkanals am Anfang des Abfahrens ein paar Prozentpunkte unter den Nominalkanälen liegt, steigt sein Massenstrom über 50% sobald die thermische Leistung im Überhitzer 1 unter 25% fällt. Für den Verdampfer-Heißkanal ist dasselbe zu beobachten. Ein etwas größerer Anstieg ist ab dem Zeitpunkt 7100s zu sehen, da hier die thermische Leistung im Verdampfer reduziert und somit der Druckverlust aufgrund der niedrigeren Aufheizung im Unterkanal vermindert wird.

### 3.4.3.2 Anfahren im Festdruck bis 50% Last

Der Reaktor soll nun mit Hilfe des kombinierten Ab- und Anfahrsystems angefahren werden. Vereinfachend wird hier nicht von einem kalten System auf Umgebungstemperatur gestartet, sondern von einem Stand-By-Betrieb, der als Ausgangszustand die Bedingungen bei 8600s des Abfahrverhaltens wiedergibt (s. Tab. 3-10). Das Anfahrsignal startet das kombinierte Ab- und Anfahrssystem.

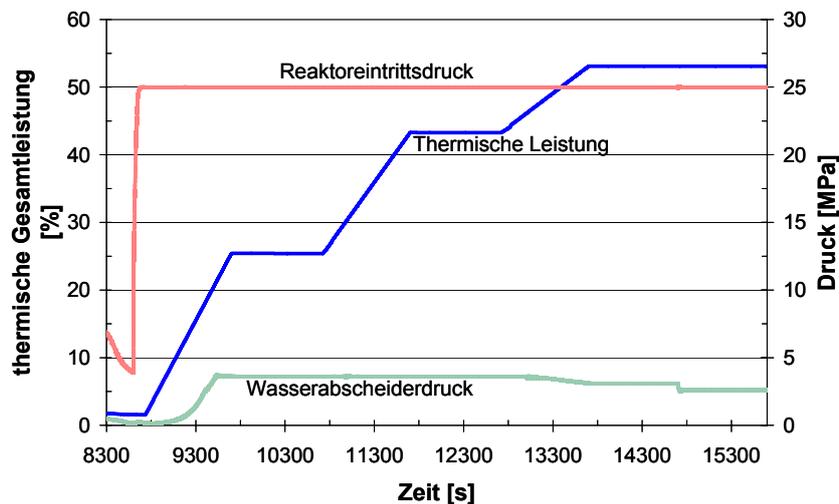


Abb. 3-29 Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintrittsdrucks und des Wasserabscheiderdrucks beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Abb. 3-29 zeigt den Verlauf der thermischen Leistung, des Reaktoreintritts- und des Wasserabscheiderdrucks. Die thermische Leistung folgt nach 100s der in Abb. 3-23 vorgegebenen Anfahrkurve für die jeweiligen Kernbereiche, nachdem das System auf 25 MPa Druck gebracht wurde. Da, wie schon erwähnt, die gesamte thermische Leistung des Reaktors aufgetragen ist, beträgt diese am Ende des Anfahrprozesses über 50%. Des Weiteren zeigt die thermische Leistung während des Anfahrens die bereits beschriebenen unterschiedlichen Steigungen, die mit den ungleichen thermischen Leistungen der jeweiligen Kernbereiche zusammenhängen. Zwischen dem Anfahren der jeweiligen Kernbereiche ist die durch die Anfahrkurve vorgegebene Wartezeit von 1000s zu erkennen, bevor im nächsten Kernbereich die thermische Leistung erhöht wird. Nach 5000s nach dem Anfahren des Reaktors besitzt jeder Kernbereich eine relative Leistung von 50% seiner jeweiligen Nominalleistung.

Nach der Schließung des Turbinen-Bypass und der damit verbundenen gleichzeitigen Umschaltung auf die Leitungen des kombinierten Ab- und Anfahrsystems wird der Reaktoreintrittsdruck durch das Druckregelventil auf 25 MPa geregelt. Dies geschieht kontinuierlich und ohne nennenswerte Druckschwankungen. Während des restlichen Anfahrens bleibt der Reaktoreintrittsdruck konstant auf 25 MPa. Während der Inbetriebnahme der Turbinen und des Zwischenüberhitzers und der Schließung der Zuleitung zum kombinierten Ab- und Anfahrssystem kann keine Schwankung des Reaktoreintrittsdrucks beobachtet werden.

Der Druck im Wasserabscheider (WA) steigt während des Anfahrens des Verdampfers auf etwa 4 MPa und bleibt solange konstant bis die Reaktoraustrittstemperatur wieder über 425°C steigt, und somit das Druckregelventil nicht mehr ins Zweiphasengebiet entspannt. Der Grund dafür ist derselbe wie beim Abfahren. Die Reaktoreintritts- und die Speisewasserkesseltemperatur wird durch die Umverteilung des aus dem Wasserabscheider (WA) kommenden Dampfs und Wassers auf einen konstanten Wert geregelt. Dadurch ergeben sich im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) und im Speisewasserkessel (SWK) konstante Siededrucke, die sich wiederum in konstanten Druckrandbedingungen für die freie Oberfläche im Wasserabscheider (WA) äußern. Nach dem Überschreiten der Reaktoraustrittstemperatur von 425°C fällt der Druck im Wasserabscheider (WA) sukzessive und erreicht einen Endwert von 2,5 MPa, sobald das kombinierte Ab- und Anfahrssystem laut Zeitleiste bei 14700s ausgeschaltet wird und der Dampf-Wasserkreislauf sich wieder im Nominalbetrieb befindet. Da das komplette System adiabat modelliert ist, wird vereinfachend angenommen, dass der Wasserabscheider (WA) beim erneuten Abfahren von demselben Druck von 2,5 MPa und derselben Temperatur von 350°C (s. Abb. 3-30) startet.

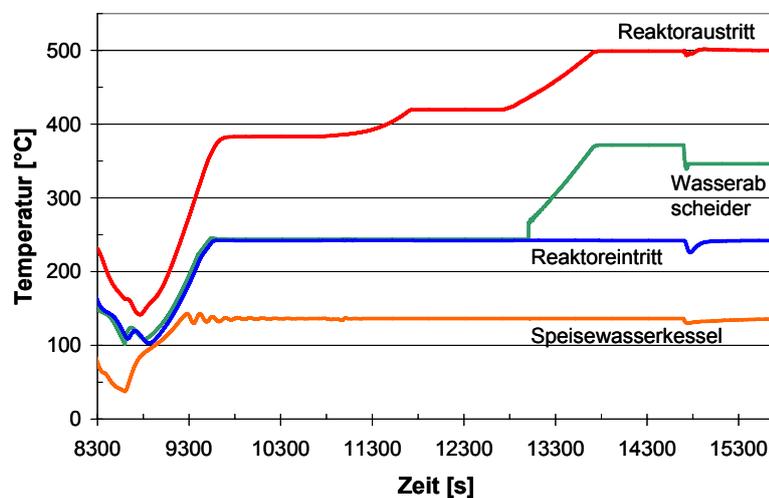


Abb. 3-30 Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Abb. 3-30 zeigt den Verlauf der Reaktoreintritts-, der Reaktoraustritts-, der Wasserabscheider- und der Speisewasserkesseltemperatur während des Anfahrprozesses. Die Reaktoraustrittstemperatur steigt gemäß der Charakteristik der aus Abb. 3-23 vorgegebenen thermischen Leistungserhöhung kontinuierlich auf 500°C an, wobei die Temperatur nach Erhöhung der thermischen Leistung im Verdampfer auf 50% knapp über 384°C liegt, was die pseudo-

kritische Temperatur bei 25 MPa darstellt. Somit ist gewährleistet, dass die größte Dichteänderung wie beabsichtigt im Verdampfer stattfindet und nicht durch den kompletten Kern wandert.

Die Wasserabscheidertemperatur folgt beim Umschalten auf das kombinierte Ab- und Anfahrssystem nach der Druckentlastung augenblicklich dem Verlauf der Reaktoraustrittstemperatur. Ein konstanter Wert, der minimal über der Reaktoreintrittstemperatur liegt, stellt sich nach ungefähr 975s ein, wenn die Reaktoreintritts- und Speisewasserkesseltemperatur ihre von der Regelung vorgegebenen Sollwerte von 241°C, beziehungsweise 135°C erreichen. Da das Druckregelventil R1 bis zu einer Reaktoraustrittstemperatur unterhalb von 425°C in das Zweiphasengebiet entspannt, befindet sich im APROS-Wasserabscheider (WA) eine freie Oberfläche, die durch die Ablaufregelung konstant auf eine bestimmte Füllhöhe gehalten wird. Da der Druck, der in Abb. 3-29 aufgetragen ist, im Wasserabscheider (WA) konstant bleibt, muss somit auch die Temperatur, die der Siedetemperatur beim gegebenen Druck entspricht, konstant sein. Sobald die Reaktoraustrittstemperatur über 425°C steigt, entspannt das Druckregelventil nicht mehr in das Zweiphasengebiet und das Wasser im Abscheider verdampft, da die Regelung den Ablauf schließt. Die Temperatur kann nun ansteigen und erreicht einen maximalen Wert von 375°C, bevor sie durch das Umschalten des Dampf-Wasserkreislaufs auf Nominalbetrieb auf 350°C absinkt und konstant bleibt.

Sobald das kombinierte Ab- und Anfahrssystem gestartet wird, steigt bei noch abgeschaltetem Kern die Speisewasserkesseltemperatur an. Der Grund dafür ist, dass die Regelung alle Massenströme zum Kondensator auf Null reduziert, um die Vorwärmung des Speisewassers so schnell wie möglich durchzuführen. Dadurch ergibt sich ein geschlossener Kreislauf über den Speisewasserkessel (SWK), da die Ablaufregelung des Kondensators das Regelventil vor der Kondensatpumpe schließt und somit kein kaltes Speisewasser mehr vom Kondensator zum Speisewasserkessel (SWK) fließen kann. Somit könnte der Dampf-Wasserkreislauf nur mit der zugeführten Wärme durch die Hauptspeisewasserpumpen und ohne das Anfahren der thermischen Leistung im Kern warm gefahren werden. Da aber die thermische Leistung erhöht wird, sobald das System auf einem überkritischen Druck von 25 MPa ist, erreichen die Reaktoreintritts- und Speisewasserkesseltemperatur ihre Sollwerte bei einer thermischen Leistung von 20%, und zwar 625s nachdem die thermische Leistung im Verdampfer erhöht wurde. Für den Rest des Anfahrprozesses bleiben die beiden Temperaturen konstant und zeigen nur beim Umschalten auf Nominalbetrieb kleine Temperaturunterschwingen.

Der Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Anfahren ist in Abb. 3-31 dargestellt. Der Speisewassermassenstrom wird während des Anfahrens durch die Hauptspeisewasserpumpen konstant gehalten. Nur beim Beginn des Anfahrprozesses, wenn der Turbinen-Bypass geschlossen und der Druck durch das Regelventil R1 des kombinierten Ab- und Anfahrprozesses auf 25 MPa erhöht wird, fällt der Gesamtmassenstrom kurzfristig um die Hälfte.

Während der ersten 600s des Anfahrprozesses werden das abgeschiedene Wasser und der abgetrennte Dampf komplett dem Speisewasserkessel (SWK) beziehungsweise, dem letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) zugeführt, da die entsprechenden Temperaturen unter den Sollwerten der Regelung liegen. Wie schon bereits erwähnt, bedeutet dies, dass weder Wasser noch Dampf zum Kondensator geleitet werden und der gesamte Massenstrom über

den Speisewasserkessel (SWK) geführt wird, bis die Temperaturen ihre jeweiligen Sollwerte erreichen.

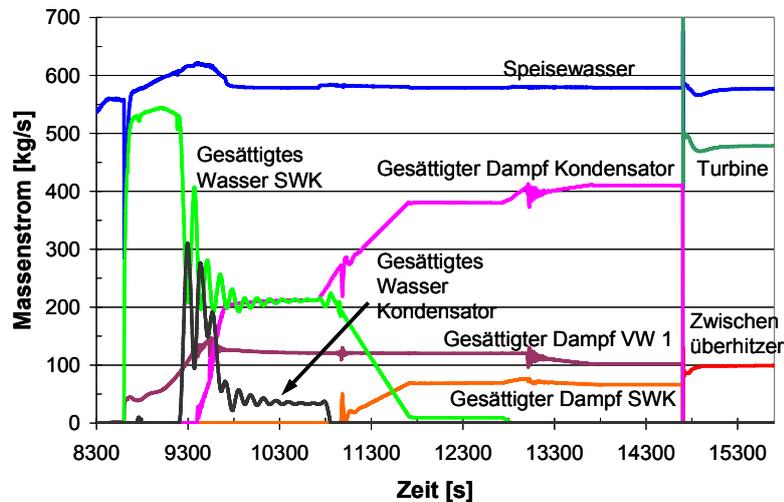


Abb. 3-31 Verlauf des Speisewassermassenstroms und der jeweiligen Wasserabscheidermassenströme beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Am Anfang des Anfahrprozesses werden 93% flüssiges Wasser und somit 7% Dampf des Gesamtmassenstroms dem Speisewasserkessel (SWK), beziehungsweise dem letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) zugeführt. Nach 600s fällt der Wassermassenstrom zum Speisewasserkessel (SWK) auf 200 kg/s (33% des Gesamtmassenstroms), da die Speisewasserkesseltemperatur ihren Sollwert von 135°C erreicht hat. Gleichzeitig wird das nun überschüssige Wasser über den Kondensator geleitet und nimmt während der Erhöhung der thermischen Leistung des Verdampfers immer mehr ab und beträgt am Ende der Erhöhung des Verdampfers auf 50% thermische Leistung nur noch knapp 7% des Gesamtmassenstroms. Eine weitere Erhöhung der thermischen Leistung im Kern führt dazu, dass der Wassermassenstrom zum Kondensator komplett versiegt und zwangsweise auch der Massenstrom zum Speisewasserkessel (SWK) abnehmen muss. Um die Temperatur des Speisewasserkessels (SWK) weiterhin konstant zu halten, wird nun ein Teil des abgetrennten Dampfs aus dem Wasserabscheider (WA) benötigt. Da am Ende der Erhöhung der thermischen Leistung des Überhitzers 1 auf 50% die Reaktoraustrittstemperatur unter 425°C liegt, und somit das Druckregelventil immer noch in das Zweiphasengebiet entspannt, wird weiterhin in den 1000s Wartezeit, bevor die thermische Leistung im Kern weiter erhöht wird, ein geringer Wassermassenstrom dem Speisewasserkessel (SWK) zugeführt. Dieser verschwindet komplett 100s nach Beginn der thermischen Leistungserhöhung im Überhitzer 2. Somit steht im kombinierten Ab- und Anfahrssystem nur noch Dampf zur Vorwärmung des Speisewassers zur Verfügung. Davon werden am Ende des Anfahrprozesses ungefähr 11% für die Vorwärmung des Speisewasserkessels (SWK) und 19% für die Vorwärmung im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) benötigt. Der Rest wird zum Kondensator geleitet.

Der Dampfmassenstrom, der am Anfang des Anfahrens allein für die Vorwärmung im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) verwendet wird, beträgt, wie schon erwähnt wurde, 7% des Gesamtmassenstroms. Mit steigender thermischer Leistung nimmt die Menge des er-

zeugten Dampf im Wasserabscheider (WA) kontinuierlich zu. Nach ungefähr 700s des Anfahrens wird ein Teil des Dampfes dem Kondensator zugeführt, da der Sollwert der Reaktoreintrittstemperatur nach weiteren 25s erreicht wird. Dieser Dampfmassenstrom nimmt bei Erhöhung der thermischen Leistung weiter zu, während der zur Vorwärmung im letzten HD-Speisewasservorwärmer (VW 1) verwendete Dampfmassenstrom nahezu konstant bleibt.

Weiterhin ist zu erkennen, dass leichte Oszillationen in allen Massenströmen vorhanden sind, die aus dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem führen, wenn jeweils der Wassermassenstrom zum Kondensator, beziehungsweise der Wassermassenstrom zum Speisewasserkessel (SWK) versiegt. Da aber die Regelung die Schwankungen ausgleichen kann, werden diese als nicht kritisch angesehen.

Die Inbetriebnahme der Turbinen und des Zwischenüberhitzers und die gleichzeitige Abkopplung des kombinierten Ab- und Anfahrssystems erfolgen bei Zeitpunkt 14700s. Ein stationärer Nominalbetrieb aller Dampf-Wasserkreislaufparameter wird nach weiteren 100s erreicht, sollte aber im Interesse geringer Wärmespannungen minimiert werden.

Abb. 3-32 stellt den Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last dar. Aufgrund des sukzessiven Hochfahrens des Reaktors, beginnend mit dem Verdampfer, steigen alle Hüllrohrtemperaturen zuerst auf 400°C, da das kombinierte Ab- und Anfahrssystem die Reaktoreintrittstemperatur auf den Wert bei 50% Last regelt und somit eine konstante Eintrittsrandbedingung vorgibt. Im weiteren Verlauf der Simulation steigen die Hüllrohrtemperaturen entsprechend der Erhöhung der thermischen Leistung in den jeweiligen Kernbereichen wieder auf den Wert, den sie beim Abfahren unter 50% Last besitzen.

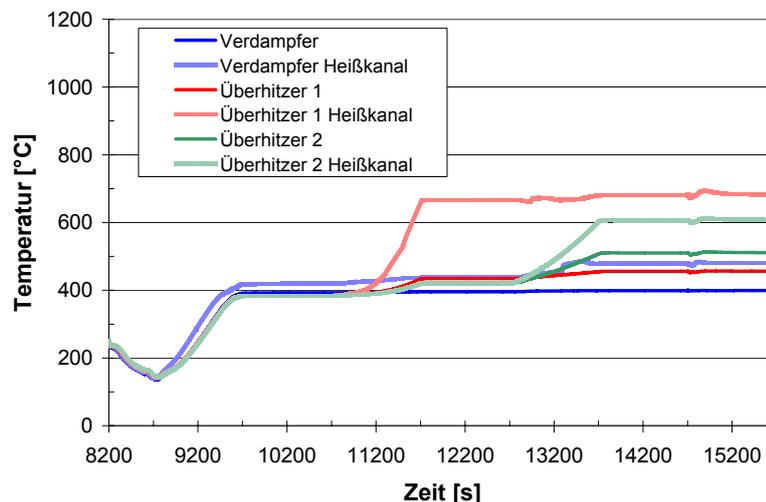


Abb. 3-32 Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Abschließend ist in Abb. 3-33 noch der Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren dargestellt. Auch beim Anfahren bleiben die Massenströme durch alle Nominalkanäle und der Massenstrom durch den Überhitzer 2-Heißkanal, wie schon beim Abfahren in Abb. 3-28 gezeigt, nahezu konstant und zeigen einen Wert von 50%. Nur bei der

Druckerhöhung auf 25 MPa beim Anfahren und dem Umschalten auf Nominalbetrieb nach dem Anfahren ergeben sich leichte Störungen im Verlauf.

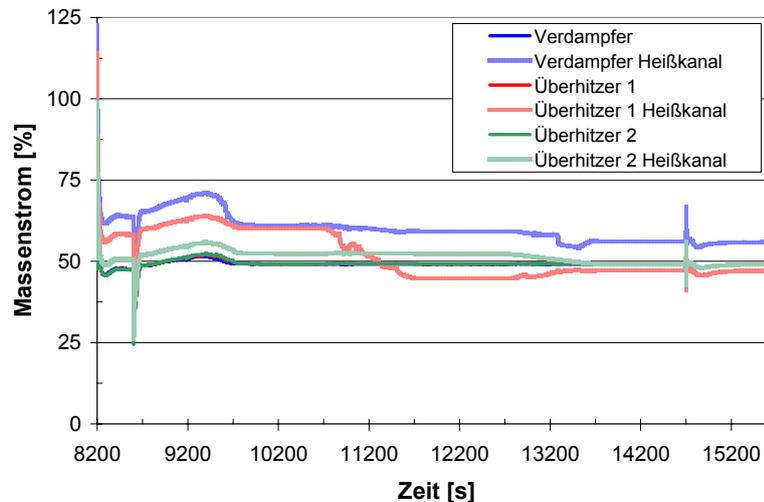


Abb. 3-33 Verlauf der Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle beim Anfahren mit dem kombinierten Ab- und Anfahrssystem unter 50% Last.

Die Heißkanäle des Verdampfers und des Überhitzers 1 zeigen den beim Abfahren diskutierten Verlauf in umgekehrter Richtung. Während der Massenstrom des Überhitzer 1-Heißkanals am Anfang des Anfahrens ein paar Prozentpunkte über den Nominalkanälen liegt, fällt sein Massenstrom unter 50%, sobald die thermische Leistung im Überhitzer 1 größer als 25% wird. Auch beim Verdampfer-Heißkanal ist das umgekehrte Verhalten wie beim Abfahren zu beobachten. Eine etwas größere Reduzierung ist ab dem Zeitpunkt 9400s zu sehen, da hier durch die Erhöhung der thermischen Leistung im Verdampfer der Druckverlust aufgrund der Aufheizung im Unterkanal erhöht wird.

### 3.5 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen für die Dampfkreislaufanalyse

Der HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf ist hinsichtlich seines thermodynamischen Verhaltens unter Vollast- und Teillastbetrieb analysiert worden, sowie auch das transiente Ansprechverhalten während Laständerungen. Transiente Simulationen wurden mit dem kommerziellen Systemcode APROS durchgeführt, in dem der Dampf-Wasserkreislauf modelliert worden ist. Der Detailgehalt des Modells ist dabei im Vergleich zu andern Arbeiten als sehr hoch einzustufen, da es auch Bereiche umfasst, die bisher nicht betrachtet wurden, wie die komplette Auflösung der Speisewasservorwärmer und die benötigten Abzapfungen der Turbine. Durch die Modellierung des kompletten Dampfkreislaufs und die dazu notwendige Dimensionierung aller Komponenten, ist es nun möglich, eine umfassende Systemanalyse durchzuführen. Nachfolgende Arbeiten können aufgrund der modularen Bauweise des Systems relativ einfach Änderungen am Dampfkreislauf vornehmen und ihn um benötigte Komponenten erweitern.

Ein Kraftwerkregelungssystem wurde entwickelt, in welchem der Reaktoreintrittsdruck durch das Turbinenventil und die Reaktoraustrittstemperatur durch die Hauptspeisewasserpumpen

geregelt werden. Es wird angenommen, dass die Reaktorleistung in diesem Modell wegen der fehlenden Reaktivitätsrückwirkung nicht geregelt, sondern ein vorgegebener Eingabeparameter ist. Dabei stellte sich die Zwischenüberhitzerregelung als komplett neues System heraus. Aufgrund des überkritischen Betriebs kann keine bekannte Regelung von fossil befeuerten Kraftwerken oder dem SWR adaptiert werden. Es wird daher ein Regelventil vorgeschlagen, das sich am Austritt der heißen Seite des Zwischenüberhitzers befindet und die Zwischenüberhitzertemperatur am Austritt der kalten Seite regelt. Da der überkritische Dampf in den Rohren pseudo-kondensiert und somit keine definierte Wasseroberfläche vorhanden ist, wandert die pseudokritische Temperatur bei großen Reglervorgaben in den Rohren hin und her, was zu relativ großen Schwankungen des überkritischen Dampfmassenstroms zum Zwischenüberhitzer und daher zur Turbine führen kann. Aus diesem Grund darf der Regler den Ist-Wert nur sehr langsam auf den eingestellten Sollwert heranführen. Weitere Untersuchungen hinsichtlich Stabilität und Mechanismus einer Pseudo-Kondensation sind für eine weitere Regler-Optimierung nötig. Zusätzliche Regelungen, die der Turbinendrehzahl und dem Generator gelten, werden in dieser Arbeit nicht betrachtet, da kein Verbrauchernetz simuliert wird. Jedoch können in zukünftigen Arbeiten das Verbrauchernetz und der Generator an das bestehende System angefügt werden. Die Kraftwerksregelung kann alle Lastwechsel inklusive komplettem Abschalten ohne Stabilitätsprobleme realisieren.

Zur Code-zu-Code-Validierung wurde der Volllastpunkt mit den IPSEpro Ergebnissen verglichen und zeigt eine Übereinstimmung von  $\pm 3\%$ . Dies spricht für die hohe Modellgüte der Simulation.

Die Analysen zeigten, dass der Dampf-Wasserkreislauf zwischen 50% und 100% Last mit angemessenem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Der Reaktoreintrittsdruck wird in diesem Lastbereich konstant gehalten, während die Reaktoreintrittstemperatur bei Teillast abfällt. Der Grund dafür sind die thermodynamischen Beschränkungen der Speisewasservorwärmung, da der zugeführte Dampf aus den Turbinenanzapfungen in der Temperatur begrenzt ist. Damit erhöht sich die Aufheizspanne bei 50% Last von 220°C (100%: Eintritt. 280°C; Austritt 500°C) auf 260°C (50%: Eintritt. 241°C; Austritt 500°C), da die Reaktoraustrittstemperatur konstant auf 500°C bei Teillast geregelt wird. Die Konsequenz ist, dass der Reaktor nun mit kälterem Wasser bespeist wird. Dies hat nicht nur Auswirkungen auf die Neutronik des Reaktors, weil kälteres Wasser ein besserer Moderator ist, sondern auch auf die Regelung. Es konnte eine Verkürzung der Totzeit des Systems hin zu 50% Last festgestellt werden, was die Schwankungen beispielsweise in der Reaktoraustrittstemperatur während Transienten abmildert.

Eine Reaktorschnellabschaltung mit Turbinen- und Zwischenüberhitzerschnellschluss wird für eine Notfallabschaltung des ganzen Systems bei jeglicher Last benötigt. Analysen von Schlagenhauer et al. [98] zeigten, dass ein zeitlich begrenzter Rückstrom im Überhitzer 1 während der Schnellabschaltung bei 50% Last zu einem leichten Anstieg der Hüllrohrtemperaturen führt. Da bei einer Schnellabschaltung aber der Dampf-Wasserkreislauf mit kaltem Wasser aus dem Speisewasserkessel und dem Kondensator geflutet wird, wird ein kontrollierter Abfahrprozess zur Vermeidung von schwerwiegenden Temperaturänderungen in dickwandigen Bauteilen entwickelt. Die Turbine wird dabei abgeschaltet, um Erosion in den letzten Stufen der HD- und ND-Turbine zu verhindern, wenn bei konstantem Massenstrom die thermische Leistung und somit die Reaktoraustrittstemperatur abgesenkt wird. Stattdes-

sen wird der Dampf wegen den abgeschalteten Turbinen und des somit abgeschalteten Zwischenüberhitzers durch das kombinierte Ab- und Anfahrssystem geleitet, das aus Wasserabscheidern und einem Anfahrkondensatbehälter besteht. Der Dampf wird durch ein vorgeschaltetes Regelventil entspannt, um den Reaktor im Festdruck betreiben zu können. Das abgeschiedene Wasser und der abgetrennte Dampf werden jeweils zum Speisewasserkessel und zum letzten HD-Speisewasservorwärmer geleitet, der als einziger von den Speisewasservorwärmern noch im Betrieb ist. Dies ermöglicht weiterhin eine Vorwärmung des Speisewassers so lange wie möglich. Der Speisewassermassenstrom wird durch die Hauptspeisewasserpumpen konstant gehalten, während die thermische Leistung im Kern reduziert wird. Das Abfahrprogramm sieht vor, dass die thermische Leistung zuerst im Überhitzer 2, dann im Überhitzer 1 und schlussendlich im Verdampfer zurückgenommen wird, da der Durchgang durch die pseudokritische Temperatur immer im Verdampfer bleiben und somit nur dort die größte Dichteänderung stattfinden soll. Dasselbe Abfahrssystem wird beim Anfahren in umgekehrter Reihenfolge verwendet, um das Kraftwerk im Festdruckbetrieb zu starten.

Das kombinierte Ab- und Anfahrssystem beinhaltet im Vergleich zum Festdruckanfahren mit Entspanner-Behälter und Gleitdruckanfahren mit Wasserabscheidern einige Vorteile von beiden Systemen. Aufgrund des Festdruckbetriebs bei überkritischem Druck werden alle Problematiken, die bei einer Zweiphasenströmung auftreten können, vermieden. Weiterhin konnte der große Entspanner-Behälter durch den Einsatz von 96 sehr kleinen Wasserabscheidern ersetzt werden. Aufgrund der Vorwärmung des Speisewassers mit dem abgeschiedenen Wasser und Dampf können Temperaturgradienten an die auftretenden Thermo- spannungen in den Komponenten entsprechend angepasst und die Wärmeverluste über den Kondensator beim Ab- und Anfahren verringert werden. Übliche Nachteile aufgrund des Festdruckbetriebs bleiben auch bei dem vorgestellten System vorhanden, da druckreduzierende Ventile beim Ab- und Anfahren benötigt werden.

Abschließend lässt sich festhalten, dass der HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf prinzipiell im Festdruck mit schwachen Temperaturtransienten ab- und angefahren werden kann. Die hier entwickelte Kraftwerksregelung ist neu und nicht mit existierenden Kernkraftwerken oder fossil gefeuerten Kraftwerken vergleichbar. In zukünftigen Arbeiten sollte die Reaktivitätsrückwirkung in dem einfachen Kernmodell berücksichtigt werden, um eine realistische Feineinstellung der Regler zu ermöglichen. Weiterhin sollte aus neutronen-physikalischen Gesichtspunkten das sequentielle Ab- und Anfahren des Kerns mit gekoppelten neutronischen, thermohydraulischen Analysen unter Berücksichtigung der Rückwirkungen des Dampf-Wasserkreislaufs überprüft werden.

## 4 Sicherheitssysteme und ihre Anwendung auf den DWR, SWR und Super LWR

An jede technische Anlage und im Besonderen in der chemischen Verfahrenstechnik und im nuklearen Bereich werden gewisse Sicherheitsanforderungen gestellt. Smidt [110] fasst diese Anforderungen in drei Problemkreise zusammen:

- Sicherheit gegen materielle Schäden, die Reparaturen oder Ersatzleistungen erfordern und einen möglichen Ausfall der Anlage zu Folge haben;
- Sicherheit gegen Personenschäden der im Kraftwerk arbeitenden Menschen;
- Sicherheit gegen Personenschäden bei der in der Nähe wohnenden Bevölkerung.

Um die Risiken für Umwelt und Bevölkerung so gering wie möglich zu gestalten, wurden durch Gremien und Regulierungsbehörden Prüf- und Zulassungsvorschriften verfasst, die auch für die Auslegung und Inbetriebnahme von Kernkraftwerken gelten. Sie wurden in Europa in den European Utility Requirements [28] zusammengefasst, die als Grundlage für die hier beschriebenen Sicherheitssysteme dienen. In diesem Zusammenhang ist es wichtig, in der Konzept- und Designphase Sicherheitsanalysen mit Systemcodes durchzuführen, die es schon relativ früh erlauben, das Reaktordesign zu optimieren und die Kernkomponenten und Ansprechzeiten der Sicherheitsmaßnahmen zu bestimmen. So hängen die Wahrscheinlichkeit und das Ausmaß des Schadens von der Zuverlässigkeit der Komponenten und der Sicherheitssysteme zusammen [110].

Smidt [110] beschreibt, dass für einen sicheren Betrieb von kerntechnischen Anlagen die inhärenten Eigenschaften durch ingenieurtechnische Sicherheitsmaßnahmen ergänzt, beziehungsweise komplett ersetzt werden sollen. So führt zum Beispiel zwar eine ungewollte Leistungssteigerung zu einer erwünschten Minderung der Reaktivität durch den Dopplereffekt und den negativen Dampfblasenkoeffizienten, aber dies muss durch die technische Notabschaltung ergänzt werden.

Die Definition eines Sicherheitssystems ist daher, dass es nicht in den regulären Funktionsablauf eingreift und nur aktiviert wird, um das Funktionssystem zu schützen und die Folgen von Störungen im Funktionssystem zu reduzieren [110]. Wird diese allgemeingültige Definition auf Kernkraftwerke angewendet, so ist die Integrität des mehrstufigen Barrierensystems sicher zu stellen. Das mehrstufige Barrierenprinzip ist für den Schutz der Umwelt und der Bevölkerung vor dem Austritt radioaktiver Stoffe und Strahlen bei Störfallszenarien, als auch im stationären Betrieb zuständig. Als erste Sicherheitsbarriere gegen das Austreten von Spaltprodukten dient das Kristallgitter des Brennstoffs. Die nächste Barriere ist die den Brennstoff umschließende Hüllrohre, die 3. Barriere der Reaktordruckbehälter und das Primärsystem. Die 4. und letzte Barriere ist schließlich das Containment.

Aufgrund dieser Forderungen ist es notwendig, dass das Sicherheitssystem zuverlässig funktioniert. Dies wird auf zwei unterschiedlichen Wegen erreicht:

- Das Prinzip der Redundanz besagt, dass mehrere gleiche, vollständig unabhängige Einheiten parallel oder hintereinander geschaltet werden und somit beim Versagen eines Systems noch die gleiche Funktion erreicht wird [110]. Als Beispiel kann das mehrfache Vorhandensein von Pumpen genannt werden, von denen eine oder mehrere im Nominalbetrieb nicht benötigt, aber beim Ausfall einer Pumpe hinzugeschaltet werden können.
- Das Prinzip der Diversität besagt, dass das Sicherheitssystem von verschiedenen Signalen angesprochen werden kann, denen das gleiche Ereignis zugrunde liegt, oder dass mehrere Sicherheitssysteme mit der gleichen Wirkung in das Funktionssystem eingreifen können [110]. Auf diese Weise wird die Wahrscheinlichkeit reduziert, dass sogar beim Ausfall ganzer redundanter Sicherheitseinrichtungen keine Aktion des Sicherheitssystems mehr möglich ist. Smidt [110] beschreibt, dass die verschiedenartigen Systeme nicht unbedingt das gleiche Zeitverhalten zeigen müssen, wobei im Normalfall das schnellste System Verwendung findet und nur beim Ausfall von langsameren ersetzt wird.

Im folgenden Kapitel werden die Sicherheitssysteme vom DWR und SWR im Prinzip vorgestellt und die fundamentalen Unterschiede zum Super LWR dargelegt. Daraus ergeben sich Anforderungen an das Sicherheitssystem des HPLWRs, die im Rahmen der Möglichkeiten des Systemcodes APROS in dieser Arbeit untersucht werden.

### **4.1 Sicherheitssysteme des Druckwasserreaktors**

Der Druckwasserreaktor (DWR) enthält folgende Sicherheitssysteme [110], die das oben beschriebene Barrierenprinzip schützen, oder im Falle einer Verletzung die nötigen Aktionen durchführen:

Die Abschaltstäbe des DWRs werden von oben durch Zuhilfenahme der Schwerkraft in den Kern eingefahren. Sie werden durch Elektromagnete außerhalb des Kerns bei Nominalbetrieb in Position gehalten. Bei einem Ausschalten des elektrischen Stroms oder bei Stromausfall fallen die Abschaltstäbe aufgrund der Schwerkraft in den Kern und schalten diesen ab. Als zweites Notabschaltsystem befinden sich mehrere Behälter im Containment, die mit einer Borsäurelösung befüllt sind. Bei steckenbleibenden oder nicht einfahrenden Abschaltstäben wird die Borsäurelösung in den Reaktor geleitet und dieser abgeschaltet, da Bor einen sehr hohen Absorptions-Wirkungsquerschnitt für Neutronen besitzt.

Im Falle eines Leitungsbruchs im Primärkreislauf bildet sich durch die Druckentlastung Dampf im Containment. Das DWR-Containment kann den Druckanstieg durch den austretenden Dampf aufnehmen. Im Falle des EPRs wird der Dampf durch ein unter der Containmentdecke befindliches Gebäude-Sprühsystem kondensiert, um den Druckanstieg im Containment zu begrenzen. Zusätzlich müssen bei einem Bruch der Primärleitungen die Verschlussventile in den Lüfterleitungen geschlossen werden, da ansonsten die 4. Barriere verletzt würde und aus dem Primärkreislauf austretender kontaminierter Dampf an die Umgebung abgegeben werden könnte.

Zum Schutz vor Einwirkungen von Außen wie einem Flugzeugabsturz und dem sicheren Einschluss des Primärkreislaufs besteht das Containment aus mehreren voneinander unabhängigen Sicherheitsbehältern. Bei älteren Anlagen besteht der innere Sicherheitsbehälter aus einem kugelförmigen Stahlliner, der im Falle eines Bruchs der Hauptkühlmittelleitung bei gleichzeitigem Versagen des Gebäude-Sprühsystems den maximal auftretenden Druck aufnehmen kann. Um diesen inneren Sicherheitsbehälter befindet sich eine zweite Sicherheitschale, die aus Beton besteht und als zusätzlicher biologischer Schild wirkt und zusätzlichen Schutz gegen Einwirkungen von Außen wie dem bereits erwähnten Flugzeugabsturz liefert. Neuere Anlagen, wie der sich im Bau befindliche EPR in Finnland, bestehen aus zwei Beton-Sicherheitsbehältern, wobei der innere Behälter durch einen Stahlliner gasdicht gemacht wurde. Dieser äußere Sicherheitsbehälter nimmt die Leckage aus dem inneren Sicherheitsbehälter auf. Aus diesem Grund befindet sich zwischen den zwei Sicherheitsbehältern ein Raum in dem gegenüber der Atmosphäre ein Unterdruck herrscht. Somit ist nur Leckage nach innen möglich. Dieser Unterdruck wird über ein sich außerhalb des Containments befindendes Entlüftergebläse erzeugt. Da sich aber radioaktive Stoffe in der abgepumpten Luft befinden können, müssen diese zuerst durch einen Absolutfilter herausgefiltert werden, bevor die nun gereinigte Luft über den Abluftkamin an die Umgebung abgegeben werden kann.

## **4.2 Sicherheitssysteme des Siedewasserreaktors**

Im Unterschied zum DWR besteht der Dampfkreislauf des Siedewasserreaktors (SWR) aus einem Direktkreislauf und nicht aus zwei separaten Kreisläufen [110]. Es können somit radioaktive Partikel und Spaltedelgase über den Frischdampf bis zur Turbine gefördert werden. Diese werden über die Vakuumpumpe im Kondensator abgesaugt und durch einen Absolutfilter geleitet. Die festen Spaltprodukte werden bei diesem Prozess entfernt, während die Spaltedelgase in der nachfolgenden Verzögerungsanlage mehrere Tage zum Abbau ihrer Aktivität verweilen müssen, bevor sie mit Luft verdünnt über einen Kamin an die Umwelt abgegeben werden. Dabei darf jedoch zum Schutz der Umwelt eine Maximalaktivität nicht überschritten werden. Beim SWR ist damit im Nominalbetrieb die 4. Barriere durchbrochen. Sie muss im Schadensfall erst geschlossen werden.

Als weiterer Unterschied zum DWR fahren die Steuer- und Abschaltstäbe von unten in den Kern ein. Dies macht ein automatisches Einfallen der Abschaltstäbe durch die Schwerkraft unmöglich, weshalb die Abschaltstäbe hydraulisch betrieben werden müssen. Dies wird durch Behälter bewerkstelligt, die unter hohem Druck stehen. Besonderes Augenmerk muss darauf gerichtet werden, dass ein versehentliches Ausfahren oder Herausfallen der Abschalt-, bzw. der Steuerstäbe verhindert wird. Als weiteres unabhängiges Abschaltssystem befinden sich außerhalb des Sicherheitsbehälters mehrere Behälter, die im Falle eines Steckenbleibens oder nicht Einfahrens der Abschaltstäbe Borsäure in den Kern einspeisen und somit den Kern abschalten können. Der zur Einspeisung benötigte Druck wird entweder durch Pumpen bereitgestellt oder die Behälter werden bereits vorher aufgeladen. Um ein unbeabsichtigtes Einspeisen zu verhindern, sind die Behälter durch mehrere Absperrarmaturen im Nominalbetrieb vom Reaktor getrennt.

Im Falle eines Bruchs der Frischdampfleitungen begrenzt eine Venturi-Düse in den Frischdampfleitungen den Dampfmassenstrom auf den kritischen Massenstrom, wodurch gewährleistet wird, dass der Kern durch die Druckentlastung weniger Wasser verliert. So beschreibt

Smidt [110], dass bei einem Abriss von einer von vier Frischdampfleitungen sich der Massenstrom aufgrund der Venturi-Düse nur auf das doppelte des Nominalmassenstroms erhöht. Findet der Bruch der Frischdampfleitungen außerhalb des Containments statt, muss ein Austreten von Spaltprodukten an die Umgebung verhindert werden. Dies geschieht durch Schließung der Durchdringungsarmaturen, die sich innerhalb und außerhalb des Sicherheitsbehälters befinden. Da die Durchdringungsarmaturen eine gewisse Zeit (1 bis 2s, [109]) vom Detektieren des Bruchs bis zum Schließen benötigen, wird der Dampfmassenstrom wiederum durch die Venturi-Düse begrenzt. Bei einem Bruch einer Frischdampfleitung im Containment ist im Gegensatz dazu kein Austreten von Spaltstoffen an die Umgebung außerhalb des Containments zu befürchten. Zwar findet hier auch eine Schließung der Durchdringungsarmaturen statt, jedoch wird der im Containment austretende Dampf in ein Wasserbecken geleitet und dort kondensiert. Dadurch wird ein unzulässiger Druckanstieg im Containment vermieden, weshalb der Sicherheitsbehälter einen geringeren Druck aushalten muss als im Vergleich zum DWR, der keine Kondensationsbecken im Containment besitzt. Aus diesen Gründen kann der Sicherheitsbehälter, der meist eine kugelförmige Form besitzt, kleiner dimensioniert werden, wobei als weiteres Sicherheitssystem zur Minderung des Druckanstiegs im Falle eines Leitungsbruchs im Containment sich ein Sprühsystem unter der Decke des Sicherheitsbehälters befindet.

Im Falle des bereits erwähnten Bruchs einer Frischdampfleitung außerhalb des Containments werden die Durchdringungsarmaturen zum Containmentabschluss betätigt und somit der Kern von der Kühlmittelversorgung durch die Hauptspeisewasserpumpen getrennt. Die darauffolgende Reaktorschnellabschaltung erfolgt entweder über das Einfahren der Abschaltstäbe oder durch die Einspeisung von Borsäure. Die Kühlung des Kerns erfolgt nun bei funktionierenden Umwälzpumpen, die in den Reaktor Druckbehälter in der Nähe der Bodenkalotte eingelassen sind, durch Zwangskonvektion. Der erzeugte Dampf verlässt den Reaktor durch das Leck in den Frischdampfleitungen und wird im Containment kondensiert. Selbst bei einem Ausfall der Umwälzpumpen kann der Kern durch Naturkonvektion hinreichend gekühlt werden. Da jedoch der Wasserfüllstand durch die fehlende Kühlmittelspeisung und den Wärmeeintrag im Reaktor sinkt, müssen nun Systeme in Betrieb genommen werden, die den Kern zu jedem Zeitpunkt mit Wasser bedeckt halten können. Im SWR wird dies durch die Inbetriebnahme eines Ersatzkreislaufs realisiert. So stehen Systeme zur Verfügung, die unter Zuhilfenahme von Pumpen Wasser aus dem Kondensationsbecken in die Speisewasserleitung bei niedrigem und hohem Druck einspeisen können. Die dazu benötigten Leitungen werden durch Rückschlagklappen im Nominalbetrieb von den Speisewasserleitungen getrennt. Diese sogenannten Nieder- und Hochdruckeinspeisesysteme sind zusätzlich mit Rohrbündelwärmetauschern ausgestattet, die als Wärmesenke für die im Laufe des Störfalls sich erwärmenden Kondensationskammern dienen.

Bei einem kleinen Leck in der Frischdampfleitung werden neben dem Containmentabschluss, der Reaktorschnellabschaltung und der Inbetriebnahme der Einspeisesysteme die Entlastungsventile in den Frischdampfleitungen geöffnet. Dies verhindert ein Ansteigen des Reaktor drucks über die festgelegten Maximalwerte. Die Abblaseleitungen, die durch die Entlastungsventile mit den Frischdampfleitungen verbunden sind, münden in die sogenannten Spargers, welche im Kondensationsbecken versenkt sind. Die Spargers bestehen dabei meist aus einem verbreiterten Rohrquerschnitt, der vertikal oder horizontal angeordnet sein kann und mit vielen Löchern perforiert ist, durch die der Dampf abgeblasen werden kann.

### 4.3 Vergleich der Sicherheitssysteme der Druck- und Siedewasserreaktoren mit dem Super LWR

Obwohl das Konzept des Super LWRs auf bestehenden Leichtwasserreaktoren und überkritischen Kohlekraftwerken basiert, müssen die Sicherheitskriterien für diese neue Leichtwasserreakorttechnologie neu evaluiert und gegebenenfalls angepasst werden. Zu diesem Zwecke werden nachfolgend die Unterschiede zwischen den Systemen des DWRs und des SWRs und den sich daraus resultierenden Sicherheitsvorgaben im Vergleich zum Super LWR aufgezeigt. Ishiwatari et al. [48] beschreiben, dass der Super LWR mehrere Sicherheitscharakteristiken besitzt, die nur diesem Reaktortyp zu Grunde liegen und sich daher die Sicherheitsvorgaben aus dem Reaktordesign ergeben müssen.

Abb. 4-1 beschreibt vereinfacht den Hauptunterschied im Kühlkreislaufsystem zwischen SWR, DWR und einem Super LWR. Der SWR besitzt wie der Super LWR einen Direktkreislauf, wobei im SWR aufgrund des unterkritischen Drucks und der Verdampfung im Kern eine freie Oberfläche zwischen den zwei Phasen Wasser und Dampf besteht. Bei einem überkritischen Drucksystem wie dem Super LWR existiert kein Übergang zwischen den beiden Phasen und somit kein Sieden, bzw. keine Kondensation, wodurch der Kern nur durch ein einphasiges Medium gekühlt wird. Weiterhin wird das Kühlmittel im SWR durch zusätzliche Kühlmittelpumpen im Kern umgewälzt. Diese sind in den Super LWR-Systemen nicht vorhanden. Hier wird der Kühlmittelmassenstrom durch die Hauptspeisewasserpumpen aufrecht erhalten.

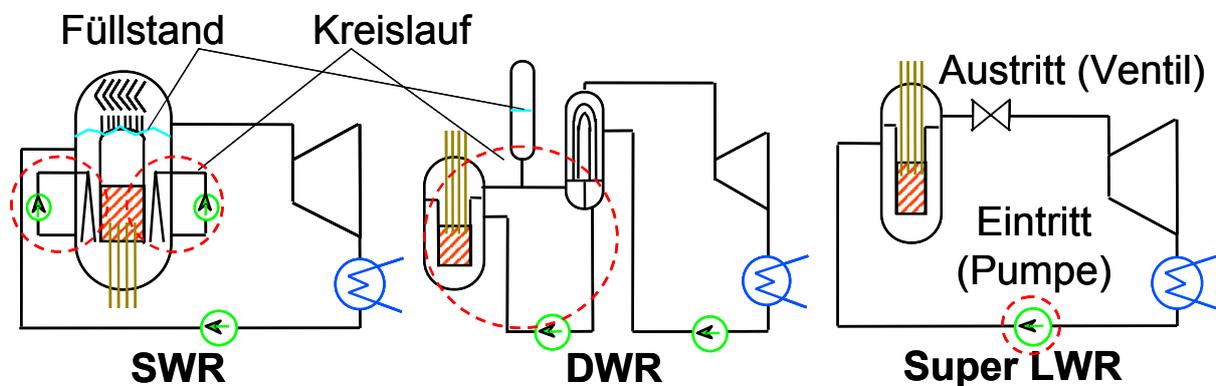


Abb. 4-1 Vergleich der Kühlkreisläufe eines Siede- und Druckwasserreaktors mit einem Super LWR nach Ishiwatari et al. [48]

Ein ähnliches Bild zeichnet sich bei einem Vergleich mit dem DWR. Obwohl durch den Dampferzeuger der Dampfkreislauf in den Primär- und Sekundärkreislauf aufgeteilt wird, und somit ein indirekter Dampfkreislauf vorliegt, wird wie beim SWR der Kühlmittelmassenstrom durch zusätzliche Kühlmittelpumpen im Primärkreis erzeugt. Die freie Oberfläche befindet sich hingegen nicht im Kern, sondern im benötigten Druckhalter. Zusammenfassend lässt sich für den Dampfkreislauf des Super LWRs festhalten, dass weder eine interne Kühlmittelrezirkulation, noch eine freie Oberfläche wie beim DWR und SWR vorhanden sind. Weiterhin wird durch die Vorgaben der Thermodynamik des Direktkreislaufs des Super LWRs zur Erzielung eines gesteigerten Wirkungsgrades eine relativ hohe Kernaustrittstemperatur benötigt. Durch die hohe Temperaturdifferenz ergibt sich ein im Vergleich zum SWR und DWR geringerer Gesamtmassenstrom. So beträgt dieser bei einer angenommenen Aufheizung von

228°C nur ein Achtel des Kühlmittelmassenstroms eines SWRs, beziehungsweise ein Zwölftel beim DWR [86]. Dies schlägt sich auch in einem geänderten Brennelementdesign nieder, welches wiederum das Reaktorverhalten und somit das Sicherheitssystem maßgeblich beeinflusst. Wegen des verringerten Massenstroms müssen die Querschnittsflächen der Unterkanäle der Brennstäbe verkleinert werden, um eine ausreichend hohe Massenstromdichte für die Kühlung zu gewährleisten. Da sich die Dichte des Kühlmittels am Austritt sehr stark verringert und nur noch ein Viertel im Vergleich zum SWR, beziehungsweise nur noch ein Siebtel im Vergleich zum DWR beträgt, ist eine zusätzliche Moderation vor allem in den oberen Kernbereichen notwendig. Sie erfolgt durch separate Wasserkästen, die sich in der Mitte des Brennelements befinden. Der SCLWR-H und der HPLWR weisen in dieser Hinsicht eine Besonderheit in der Strömungsführung im Kern auf, da das Moderatorwasser von oben nach unten durch die Wasserkästen fließt ([86], [44]).

Tab. 4-1 Vergleich der unterschiedlichen Sicherheitskonzepte und der zu überwachen- den Betriebsparameter für SWR, DWR und Super LWR (nach Ishiwatari et al. [48]).

	SWR	DWR	Super LWR
<b>Anforderung</b>	RDB-Kühlmittel- inventar	Kühlmittelinventar im Primärkreislauf	Kühlmittelmassenstrom
<b>Überwachender Betriebsparameter</b>	RDB-Kühlmittel- füllstand	Druckhalterfüllstand	Kühlmittelmassenstrom, Reaktoraustrittsdruck

Beim SWR und DWR ist das oberste Prinzip der Sicherheitsstrategie, eine ausreichende Menge an Kühlmittelinventar dem Kern bereitzustellen. Dies geschieht im SWR dadurch, dass der Füllstand im RDB überwacht und geregelt wird. Somit soll sichergestellt werden, dass der Kern zu jeder Zeit komplett mit Wasser bedeckt ist. Im DWR, der aufgrund seiner Trennung in Primär- und Sekundärkreislauf keine freie Oberfläche und somit keinen Kühlmittelfüllstand im Kern besitzt, wird als Kühlmittelinventar der komplette Primärkreislauf betrachtet. Als zu regelnde Größe wird hier der Füllstand des sich im Primärkreislauf befindenden Druckhalter verwendet. Im Gegensatz dazu ist das fundamentale Sicherheitsprinzip eines Super LWRs ein anderes. Da es keinen geschlossenen Primärkreis gibt, ist die Aufrechterhaltung des Kühlmittelinventars nicht ausreichend. Weiterhin ist die Bereitstellung und Aufrechterhaltung des Kühlmittelinventars im DWR und SWR nur sinnvoll, wenn eine Umwälzung des Kühlmittels durch Zwangumlauf oder Naturkonvektion gegeben ist. Dies geschieht, wie bereits erwähnt, im ersteren Fall beim SWR durch die im RDB angebrachten Umwälzpumpen, bzw. beim DWR durch die Hauptkühlmittelpumpen im Primärkreislauf. Beides ist beim Super LWR-Konzept nicht gegeben. Eine Naturkonvektion bei Verlust der Kühlmittelströmung ist nicht möglich. Daher muss im Super LWR aufgrund seiner charakteristischen Eigenschaften die Aufrechterhaltung des Zwangdurchlaufs des Kühlmassenstroms zum Reaktorkern hin gewährleistet sein [48]. Ishiwatari et al. [48] beschreiben, dass dazu die Versorgung mit Kühlmittel durch den kalten Strang des Reaktors bei gleichzeitiger Möglichkeit des Ausflusses des Kühlmittels aus dem heißen Strang gegeben sein muss. Die zu überwachenden Betriebsparameter sind hier somit die Kühlmittelmassenstromversorgung am Eintritt

und der Systemdruck am Austritt. Tab. 4-1 fasst die Unterschiede der drei Leichtwasserreaktorkonzepte vereinfacht zusammen.

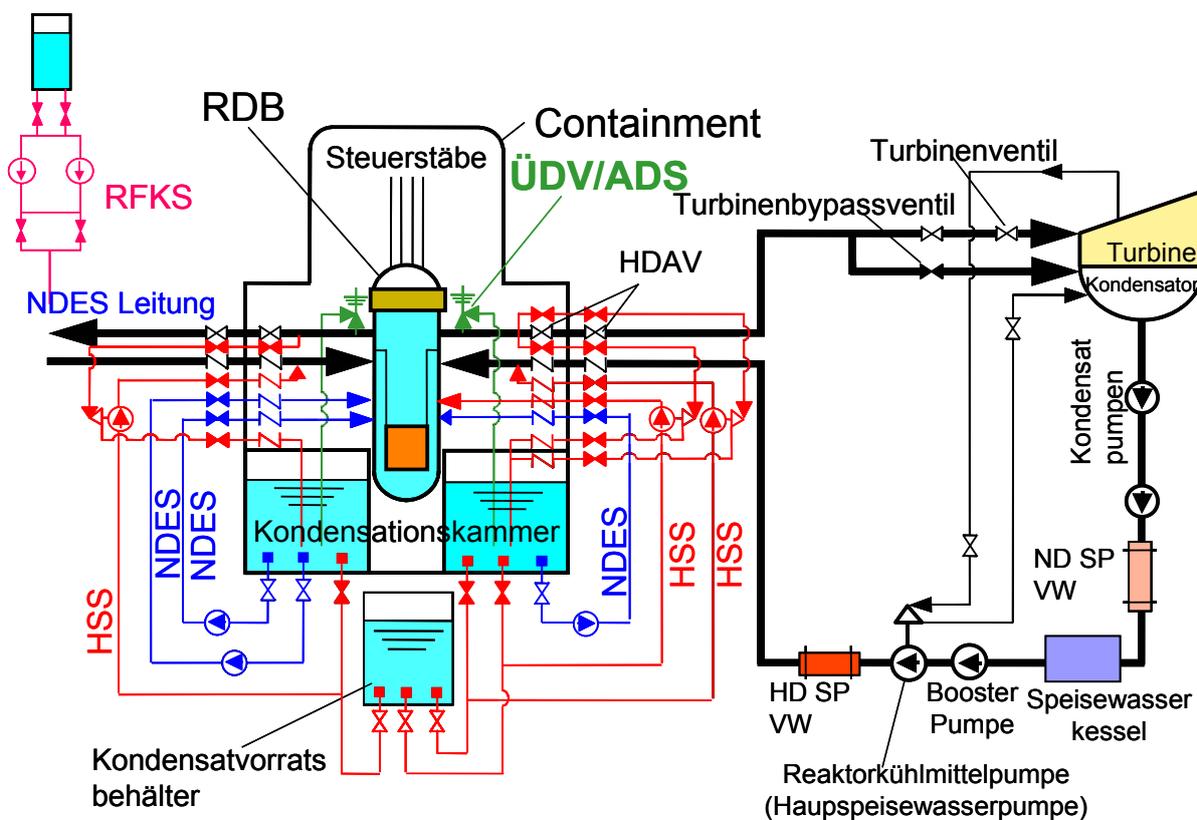


Abb. 4-2 Dampfkreislauf und Sicherheitssysteme eines japanischen Super LWR-Konzepts [48].

Abb. 4-2 beschreibt schematisch im Falle des japanischen Super LWR-Konzepts die von Ishiwatari et al. [48] vorgeschlagenen Sicherheitssysteme, die das Sicherheitsprinzip zur Aufrechterhaltung der Kühlmittelversorgung am kalten Strang und die Aufrechterhaltung des Kühlmittelausflusses am heißen Strang gewährleisten. Für den ersten Fall stehen dem japanischen Super LWR zwei Systeme zur Verfügung. Das Hilfsspeisewassersystem (HSS) speist Wasser im Falle eines Verlusts der Kühlmittelströmung in den kalten Strang ein. Dazu kann Wasser entweder aus der sich im unteren Bereich des Containments befindlichen Kondensationskammer oder aus dem sich außerhalb des Containments befindlichen Kondensatvorratsbehälter verwendet werden. Die notwendige Druckerhöhung erfolgt dabei durch eine turbinenbetriebene Pumpe, wobei die Turbine mit Dampf aus der Frischdampfleitung (heißer Strang) beaufschlagt wird. Das HSS soll laut Ishiwatari et al. [48] als Reaktorkühlsystem eingesetzt werden, wenn das Containment komplett isoliert ist und der Kern somit komplett von allen Einspeisesystemen wie den Hauptspeisewasserpumpen abgekapselt ist. Das Niederdruckeinspeisungssystem (NDES) wird dagegen durch eine motorbetriebene Pumpe angetrieben und speist Wasser aus der Kondensationskammer in die Speisewasserleitung (kalter Strang) ein. Es soll im Falle der Nachwärmeabfuhr für die langfristige Kühlung eingesetzt werden.

Für die Aufrechterhaltung des Kühlmittelausflusses am heißen Strang sind die Überdruckventile (ÜDV) zuständig, falls der ungehinderte Abfluss aus den Frischdampfleitungen behindert

dert wird und der Druck im RDB über einen sicherheitsrelevanten Wert steigt. Dabei können die ÜDV wieder geschlossen werden, falls der Druckanstieg nur kurzfristig vorhanden war. Des Weiteren sind die ÜDV in das automatische Druckentlastungssystem (ADS) integriert, wie es beim SWR vorhanden ist, und können eine komplette Druckentlastung des Kerns herbeiführen.

Der Einsatz des ADSs erzeugt beim Super LWR ein anderes Verhalten als im Vergleich zum SWR, da wie bereits erwähnt die Strömungsführung im Kern eine andere ist. Ishiwatari et al. [48] beschreiben, dass bei einer Druckentlastung durch den nach unten strömenden Moderator in den Wasserkästen kein Bypass-Massenstrom wie im SWR möglich ist und daher immer ein eindeutiger Kühlmittelmassenstrom vorliegt. Während der Druckentlastung wird aus einem sich unter dem RDB-Deckel befindenden Wasserreservoir, dem sogenannten internen Wasserspeicher, passiv Kühlmittel in den Kern eingespeist und somit die Kühlung für die ersten Minuten eines Störfalls gewährleistet, falls kein Wasser durch die Speisewasserleitung dem Reaktor zugeführt werden kann [48]. Wie bereits erwähnt, stellt dabei das Ausblenden des Kühlmittelmittelinventars keine Gefahr für die Sicherheit des Reaktors dar, solange genügend Kühlmittelmassenstrom bereit steht. Es ist sogar notwendig, um bei Ausfall der Speisewasserpumpen den Dampfmassenstrom aufrecht zu erhalten. Weiterhin wird die Reaktivität des Kerns während der Druckentlastung selbst bei nicht initiiertem Reaktorschnellabschaltung (RESA) verringert, da die Super LWR einen negativen Dampfblasenkoeffizient besitzen ([48], [101]). Nach der Druckentlastung wird der Kern durch das Nachwärmeabfuhrsystem (NWAS) gekühlt.

Die Systeme für die RESA können direkt vom DWR übernommen werden. Zum einen sind das die von oben in den Kern einfahrenden Abschalt- und Steuerstäbe und zum anderen die Einspeisung von borisiertem Wasser durch das Reserve-Flüssigkeitskontrollsystem (RFKS).

Zusammenfassend besteht das Sicherheitssystem des Super LWRs aus der Verknüpfung von SWR- und DWR-Technologie. Das HSS, das NDES, die ÜDV und das ADS sind Systeme, die im SWR Verwendung finden, während das Steuerstäbe- und das Reaktivitätsregelsystem und der RDB dem DWR-Prinzip entsprechen. Das Containment entspricht dem Kondensationskammernprinzip des SWRs.

Yamaji et al. [128] fassen in ihrer Arbeit zusammen, in welcher Transiente und in welchem Störfall die verschiedenen Sicherheitssysteme für den SCLWR-H aktiviert werden. Tab. 4-2 zeigt für die Abweichungen vom Nominalbetrieb „niedriger Kühlmittelmassenstrom“, „hoher Druck“ und „niedriger Druck“ die zu aktivierenden Sicherheitssysteme [48]. Dabei entspricht der Fall „niedriger Kühlmittelmassenstrom“ dem bereits erwähnten Sicherheitsprinzip, dass immer genügend Kühlmittel durch die Speisewasserleitung in den Reaktor gefördert werden muss, während „hoher Druck“ sich auf den gestörten Ausfluss aus dem Kern bezieht.

Tab. 4-2 Abweichungen vom Nominalbetrieb und die dazugehörige Aktivierung der Sicherheitssysteme nach Ishiwatari et al. [48].

<b>„niedriger Kühlmittelmassenstrom“</b>	
Stufe 1	RESA
Stufe 2	HSS
Stufe 3	ADS / NDES
<b>„hoher Druck“</b>	
Stufe 1	RESA
Stufe 2	ÜDV
<b>„niedriger Druck“</b>	
Stufe 1	RESA
Stufe 2	ADS / NDES

Im Falle der Detektion „niedriger Kühlmittelmassenstrom“ wird für das japanische Super LWR-Sicherheitskonzept als erstes die RESA durchgeführt und dann das HSS dazugeschaltet, das einen Ersatzkreislauf im Containment bei überkritischem Druck für die Kühlung des Kerns aufbaut. Sollte aus irgendwelchen Gründen die Nachwärmeabfuhr bei überkritischem Druck nicht ausreichend sein, wird im nächsten Schritt die Druckentlastung durch das ADS durchgeführt und die Nachwärme durch das NDES abgeführt.

Auch bei der Messung von „hohem Druck“ wird als erstes die RESA durchgeführt und im Anschluss automatisch die ÜDV geöffnet, bis sich der Überdruck abgebaut hat und danach wieder geschlossen. Die Bereitstellung von Kühlwasser wird dabei weiterhin durch die Hauptspeisewasserpumpen geleistet, die die Nachwärme bei überkritischem Druck aus dem Kern abführen.

Fällt der Druck vom überkritischen in den unterkritischen Bereich, wird bei gleichbleibender thermischer Leistung ein Austrocknen der Brennstaboberfläche aufgrund der sehr hohen Wärmestromdichten stattfinden. Die Konsequenz ist ein rasches Ansteigen der Hüllrohrtemperaturen. Ishiwatari et al. [48] beschreiben weiterhin, dass der minimale Wärmeübertragungskoeffizient sehr klein in Bereichen um den kritischen Druck wird und daher der Systemdruck sich nicht um den kritischen Druck bewegen oder sich langsam absenken soll. Deshalb soll im Fall „niedriger Druck“ bei gleichzeitiger RESA das ADS aktiviert werden, um eine schnelle Druckentlastung zu gewährleisten. Ein Aktivierungsdruck für das ADS von 106% des kritischen Drucks wird von Ishiwatari et al. [48] vorgeschlagen. Die langfristige Nachwärmeabfuhr wird über das NDES gewährleistet.

Tab. 4-3 fasst die Sicherheitssysteme und deren Aktivierungsbedingungen für das japanische Super LWR-Konzept zusammen. Ishiwatari et al. [48] beschreiben, dass aufgrund der Besonderheit des Super LWR-Konzepts das ADS und die Hauptdampfabsperrentile (HDAV) durch dasselbe Signal aktiviert werden sollen, da ein Schließen der HDAV ohne ADS Aktivierung eine Verringerung des Kühlmassenstroms zur Folge hätte.

Tab. 4-3 Übersicht über das Sicherheitssystem beim japanischen Super LWR-Konzept nach Ishiwatari et al. [48].

Sicherheitssystem	Aktivierungsbedingungen				
Abfahren des Reaktors (RESA)	hoher Druck (Stufe 1)	hohe Reaktorleistung (120%)		niedriger Kühlmittelmassenstrom (Stufe 1)	
	niedriger Druck (Stufe 1)	hoher Druckkammerdruck		schnelles Schließen des Turbinenregelventils	
	Schließen der HDAV (90%)	Ausfall der Hauptspeisewasserpumpen		Schließen des Turbinenschnellschlussventils	
	Anfahren des Notfallkernkühlungssystems	Ausfall der Fremdnetzeinspeisung		niedrige Reaktorperiode (10s)	
HSS (4% des Nominalmassenstroms, drei Einheiten, turbinenbetrieben)	Ausfall der Hauptspeisewasserpumpen		niedriger Kühlmittelmassenstrom (Stufe 2)		
	Ausfall der Fremdnetzeinspeisung		schnelles Schließen des Turbinenregelventils		
	Ausfall der Kondensatpumpen		Schließen des Turbinenschnellschlussventils		
ÜDV (20% des Nominalmassenstroms pro Ventil, 8 Stück)	Überdruckventilfunktion			Sicherheitsventilfunktion	
	Öffnen (MPa)	Schließen (MPa)	Anzahl	Öffnen (MPa)	Anzahl
	26,2	25,2	1	27,0	2
	26,4	25,4	1	27,2	3
	26,6	25,6	3	27,4	3
26,8	25,8	3			
ADS (eine der ÜDV-Funktionen) HDAV NDES (20% des Nominalmassenstroms pro Pumpe, 3 Stück, motorbetrieben)	niedriger Druck (Stufe 2) niedriger Kühlmittelmassenstrom (Stufe 3) hoher Druckkammerdruck				

#### 4.3.1 Klassifizierung der zu untersuchenden sicherheitsrelevanten Betriebsereignisse

Da der Super LWR ein vereinfachter LWR ist, können für die Sicherheitsanalysen die zu untersuchenden Betriebsereignisse direkt mit denen von DWR und SWR verglichen werden. Tab. 4-4 führt für DWR, SWR und Super LWR die Arten der möglichen Abweichungen vom Nominalbetrieb auf und beschreibt, welche Ereignisse zu diesen Abweichungen kommen können [48].

Tab. 4-4 Vergleich der anormalen Ereignisse: ○: Transiente; ● Störfall - (einige Ereignisse werden doppelt aufgeführt) nach Ishiwatari et al. [48].

Art der Abweichung	Ereignis	DWR	SWR	Super LWR
Abweichung in Reaktivität und Leistungsverteilung	Unkontrolliertes Ziehen von Steuerstäben	○	○	○
	Fehlstellung und Einfall von Steuerstabgruppen	○		○
	Auswerfen eines Steuerstabs	●		●
	Einfall eines Steuerstabs		●	
	Verdünnung der Bor-Konzentration	○		1)
	Anfahren eines inaktiven Reaktorkühlmittelkreislaufs	○	○	○
	Verlust der Speisewasservorwärmung		○	○
	Fehlfunktion in der Reaktorkühlmitteldurchsatz-Regelung		○	
	Fehlfunktion im Speisewasser-Regelsystem		○	
	Unbeabsichtigtes Anfahren des HSSs			○
Verringerung des Reaktorkühlmittelmassestroms	Teilweiser Verlust des Reaktorkühlmittelmassestroms	○	○	○
	Kompletter Verlust des Reaktorkühlmittelmassestroms	● <sup>2)</sup>	●	●
	Verlust der Fremdnetzeinspeisung	○	○	○
	Verlust der Turbinenlast			○
	Absperrern der Frischdampfleitung			○
	Festfressen der Reaktorkühlmittelpumpe	●	●	●
Abweichung im Reaktordruck und Kühlmittelinventar	Verlust der Fremdnetzeinspeisung		○	○
	Verlust der Turbinenlast		○	○
	Absperrern der Frischdampfleitung		○	○
	Druckentlastung des Reaktorkühlsystems	○		○
	Unbeabsichtigtes Anfahren des Notkühlsystems	○	○	
	Fehlfunktion im Reaktordruck-Regelsystem		○	○
	Unbeabsichtigtes Öffnen der Überdruckventile		○	○

Art der Abweichung	Ereignis	DWR	SWR	Super LWR
	Verlust des kompletten Speisewassermassenstroms		○	3)
	LOCA (Loss of coolant accident)	●	●	●
	Bruch der Frischdampfleitung	●	4)	4)
	Bruch der Speisewasserleitung	●	4)	4)
Abweichung im Sekundärkreislauf	Verlust der Turbinenlast	○		
	Lasterhöhung	○		
	Druckentlastung	○		
	Verlust des kompletten Speisewassermassenstroms	○		
	Erhöhung des Wasserstands in den Dampferzeugern	○		
Abweichung im Containment	LOCA	●	●	●
	Erzeugung von H <sub>2</sub> Gas	●	●	●
	Dynamische Last auf das Containment		●	●
Abgabe von Reaktivität	Bersten des Abgasabklingbehälters	●	●	●
	Unsachgemäßes Einführen oder Fallenlassen des Brennelements	●	●	●
	Bruch der Frischdampfleitung außerhalb des Containments		●	●
	Bersten eines Rohres im Dampferzeuger	●		
	LOCA	●	●	●
	Auswerfen eines Steuerstabs	●		●
	Einfall eines Steuerstabs		●	

<sup>1)</sup> nicht möglich für Super LWR aufgrund des Direktkreislaufs; <sup>2)</sup> klassifiziert als Störfall für japanische DWR; <sup>3)</sup> dasselbe wie „Kompletter Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms“ da keine Umwälzung und kein sekundärer Kreislauf; <sup>4)</sup> abgedeckt durch LOCA da kein Sekundärkreislauf

Wie bereits erwähnt, sind die Ereignisse, bei denen sich der Reaktorkühlmittelmassenstrom verringert, eine der wichtigsten für die Sicherheitsanalysen für Super LWR. Ishiwatari et al. [48] beschreiben, dass aufgrund des unterschiedlichen Kühlmittelkreislaufs die sicherheitsrelevanten Ereignisse, die eine Verminderung des Reaktorkühlmittelmassenstroms beim DWR und SWR zur Folge haben, neu für die Anwendung auf den Super LWR bewertet werden müssen. So entspricht der Ausfall der Hauptkühlmittelpumpen beim DWR und beim SWR dem Ausfall der Hauptspeisewasserpumpen beim Super LWR. Die Ereignisse „Verlust des kompletten Speisewassermassenstroms“ und „Verlust des kompletten Kühlmittelmassenstroms“ sind für die Analysen beim Super LWR dieselben.

Für den SCLWR-H bedeutet der Verlust der Versorgung des Speisewasserkessels mit Speisewasser ein Abschalten der Hauptspeisewasserpumpen, weil die Zulaufhöhe durch den

sinkenden Füllstand im Speisewasserkessel fällt. Dieses anormale Ereignis hat als Auslöser z.B. den Verlust der Fremdnetzeinspeisung. Durch die fehlende Fremdversorgung mit Strom fallen die motorbetriebenen Kondensatpumpen aus, während die turbinenbetriebenen Hauptspeisewasserpumpen durch den aus der Turbine kommenden Dampf noch eine zeitlang weiter verwendet werden können, da die Füllmenge im Speisewasserkessel ausreichend groß dimensioniert ist. Ishiwatari et al [48] beschreiben, dass bei einer Speisewasserkesselfüllmenge von  $140 \text{ m}^3$  das Kesselinventar nur um 7% in 10s nach Ausfall der Kondensatpumpen verringert wird. Dies gibt die Möglichkeit rechtzeitig eine RESA des Kerns durchzuführen, bevor auch die Hauptspeisewasserpumpen abgeschaltet werden müssen. Im Falle des SCLWR-Hs werden die Hauptspeisewasserpumpen 10s nach Beginn der Transiente abgeschaltet, während der SCRAM direkt bei der Detektion der Transienten „Verlust der Fremdnetzeinspeisung“, „Ausfall der Kondensatpumpen“ und „Schnelles Schließen des Turbinenregelventils“ durchgeführt wird [48].

Beim Verlust des für den Betrieb der Hauptspeisewasserpumpen benötigten Dampfes werden diese zwangsweise auch abgeschaltet. Jedoch muss dies nicht direkt bei der Feststellung der Transienten „Verlust der Turbinenlast“ und „Isolation der Frischdampfleitung“ geschehen. Wie auch beim SWR befindet sich in den Dampfleitungen und der Turbine noch genügend Restdampf, um die Hauptspeisewasserpumpen noch 10s in Betrieb zu halten [48]. Der durchzuführende SCRAM kann wie bereits beschrieben schon vor dem Stillstand der Pumpen innerhalb der ersten 10s bei Feststellung der Transiente erfolgen. Als auszulösendes Ereignis werden bei der Feststellung der Transiente die durchzuführenden Aktionen „Schnelles Schließen des Turbinenregelventils“ und „Schließen der HDAV“ für den SCRAM verwendet, da diese die Reaktorkühlmittelströmung verringern.

Die anderen Abweichungen vom Nominalbetrieb in Tab. 4-4 sind entweder den durchzuführenden Sicherheitsuntersuchungen vom DWR oder SWR angelehnt, da der Super LWR Eigenschaften von beiden besitzt. Jedoch müssen einige ausschließlich für den SCLWR-H zu untersuchende Abweichungen im Hinblick auf den HPLWR anders bewertet werden, da für das HPLWR-Sicherheitssystem kein HSS wie in der japanischen Version vorgesehen ist.

### 4.3.2 Sicherheitskriterien und daraus folgende Anforderungen an das Sicherheitssystem

Die allgemeine Definition für die bei Transienten zulässigen Randbedingungen beim LWR ist, dass kein systematischer Brennstabschaden auftreten und der Systemdruck nicht über den maximalen Auslegungsdruck der Komponenten steigen darf, während für die Verhinderung eines Störfalls beim LWR ein Kernschaden verhindert werden muss [48]. Da Experimente zur Validierung der Grenzwerte für die Sicherheitsanalysen eines Super LWRs momentan nicht zur Verfügung stehen, müssen diese in späteren Analysen neu bewertet werden.

Ishiwatari et al. [48] unterscheiden drei unterschiedliche Sicherheitskriterien:

- das Kriterium für die Brennstabfestigkeit,
- das Kriterium für die Druckfestigkeit und

- das Sicherheitskriterium für ATWS (Anticipated Transient without SCRAM).

Für das Kriterium der Brennstabfestigkeit ist die Wahl des Hüllrohrmaterials von essentieller Bedeutung. Aufgrund der hohen Belastung kommen nur austenitische Edelstähle oder auf Nickel basierende Werkstoffe in Frage. Weiterhin müssen für die jeweiligen Analysen die unterschiedlichen Versagensarten und Kriterien für Kategorien „Transiente“ und „Störfall“ definiert werden. Ishiwatari et al. [48] unterteilen dabei in Tab. 4-5 noch zusätzlich die Versagensarten aufgrund der Ursache in „Verlust der Kühlung“ und „hohe Leistung“.

Tab. 4-5 Sicherheitskriterien für Brennstabfestigkeit nach Ishiwatari et al. [48].

Kategorie	Anforderung	Mechanisches Versagen			Aufheizung
		Verlust der Kühlung		hohe Leistung	Verlust der Kühlung
		Beulen	Bersten	Brennstoff-Hüllrohr-Interaktion	
Störfall	kein unangemessen hoher Schaden	Kein Kriterium	Kein Kriterium	Enthalpie < Limit für RIA	Oxidation < Limit, Maximale Hüllrohr-oberflächentemperatur < Limit
Transiente	kein systematischer Schaden	$\Delta p$ über Hüllrohr < Limit	plastische Verformung < Limit	Brennstofftemperatur < Limit, plastische Verformung < Limit, Enthalpie < Limit	Kein Kriterium

Das mechanische Versagen des Brennstabs während einer Transiente kann sowohl durch den Verlust der Kühlung, als auch durch zu hohe thermische Leistung erfolgen. Bei dem Verlust der Kühlung tritt ein Beulen des Brennstabs auf, falls die Druckdifferenz über das Brennstabhüllrohr größer als das festgesetzte Limit ist. Der Grund hierfür ist nach Ishiwatari et al. [48] die Reduzierung des E-Moduls bei hohen Materialtemperaturen, weshalb die Hüllrohrtemperatur während einer Transiente begrenzt sein muss. Yamaji et al. [128] geben an, dass die Hüllrohrtemperatur mit einigen Sicherheitsmargen 850°C nicht überschreiten soll, so dass die maximale Druckdifferenz über das Hüllrohr weniger als ein Drittel des Versagensdrucks entspricht. Um ein Bersten des Brennstabs während einer zu hohen Leistungsexkursion zu verhindern, muss die plastische Verformung kleiner als die maximale Zugfestigkeit des Werkstoffs sein. Gleiches gilt für die Brennstoff-Hüllrohr-Interaktion, wobei die plastische Verformung, die maximale Brennstofftemperatur und -enthalpie unter dem jeweiligen Grenzwert liegen müssen. Für Edelstähle als Hüllrohrmaterial ist jedoch die Brennstoff-Hüllrohr-Interaktion nicht so kritisch im Vergleich zu Zircaloy-Hüllrohren, da Brennstoff und Edelstahl einen ähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen und daher Bersten das wichtigste Versagenskriterium für Edelstähle ist [86]. Yamaji et al. [128] haben auch für diese Fälle die

maximal erlaubte Leistungserhöhung für Transienten berechnet, die ein Schmelzen des Brennstoffs und eine plastische Verformung verhindern. Für kleine Leistungserhöhungsraten, die 0,1% bis 1% der nominalen Leistung pro Sekunde entsprechen, beträgt die maximal erlaubte Leistung 124%. Dagegen entspricht die maximal erlaubte Leistungserhöhung für Erhöhungsraten zwischen 1% und 10% pro Sekunde 136% der nominalen Leistung und 182% für Erhöhungsraten über 10% pro Sekunde.

Das Versagenskriterium aufgrund des Überschreitens des minimalen DNB-Verhältnisses während der Aufheizung wird bei den Transienten nicht berücksichtigt [48]. Der Grund dafür ist, dass das Auftreten des Phänomens der Verschlechterung des Wärmeübergangs beim Überschreiten der pseudokritischen Temperatur nicht so kritisch für die maximale Hüllrohrtemperatur ist wie der DNB.

In der Kategorie Störfall muss für den Fall „Verlust der Kühlung“ laut Ishiwatari et al. [48] die Struktur soweit intakt bleiben, dass sie noch kühlbar ist. Der limitierende Faktor ist daher die Oxidation des Hüllrohrmaterials. Für den SCLWR-H wird als maximale Hüllrohrtemperatur gegen Oxidation 1260°C angenommen. Dieser Wert entspricht dem Kriterium für Edelstähle bei einem „Verlust der Kühlung“-Störfall in amerikanischen DWR [20]. Selbst bei Nickelbasislegierungen, die eine ähnliche Materialzusammensetzung wie Edelstähle besitzen, kann das Kriterium der maximalen Hüllrohrtemperatur von 1260°C gegen Oxidation auch verwendet werden [48].

Für den Fall einer zu hohen Leistungsexkursion in der Kategorie Störfall, die mit „Reactivity Initiated Accident“ (RIA) bezeichnet wird, muss laut Ishiwatari et al. [48] die maximal erlaubte Brennstoffenthalpie bestimmt werden. Beim SCLWR-H beträgt diese 230 cal/g. Dies entspricht dem Sicherheitskriterium für LWR.

Das Kriterium der Druckfestigkeit bei Super LWR kann nicht direkt von den LWR übernommen werden, da die relative Druckänderung im System aufgrund des Direktdampfkreislaufs und dem hohen Arbeitsdruck kleiner als bei den LWR ist [48]. Für den SCLWR-H betragen die maximal erlaubten Drücke für Transiente und Störfälle 105%, beziehungsweise 110% des Nominaldrucks, während für LWR diese 110% und 120% betragen [48]. In diesem Zusammenhang muss auf die Kriechfestigkeit der verwendeten Materialien und auf die damit einhergehende Werkstoffermüdung bei hohen Temperaturen besonders geachtet und geeignete Werkstoffe für die Hüllrohre gefunden werden, weil diese die höchsten Oberflächentemperaturen während des nominalen Betriebs und auch während Transienten und Störfällen erfahren.

Das dritte zu betrachtende Sicherheitskriterium ist die Kategorie ATWS, das durch eine anormale Transiente gekennzeichnet ist, bei der keine RESA erfolgt. Wie auch bei den anderen zu untersuchenden Kriterien können die Vorgaben der LWR für die Bewertung der ATWS beim Super LWR herangezogen werden, da dieser eine vereinfachte Version des LWR-Konzepts darstellt [48]. Dies betrifft vor allem die Eintrittswahrscheinlichkeit und die Bewertung der Ereignisse. Eine deterministische Betrachtung der ATWS-Szenarien, die erst die inhärenten Sicherheitseigenschaften von LWR, wie zum Beispiel negativer Dampfblasenkoeffizient, als auch die komplette Reaktordynamik inklusive Dampfkreislauf aufzeigen, sind laut Ishiwatari et al. [48] unbedingt nötig, da dies bei nicht ausreichend dimensionierten

Sicherheitsmargen zu einem schweren Kernschaden führen kann. Für den SCLWR-H wurden diese von Ishiwatari et al. [47] untersucht. Als zu bewertende Kenngrößen werden wie beim LWR dieselben Sicherheitskriterien verwendet, die auch für Störfälle gelten, auch wenn die Wahrscheinlichkeiten eines ATWS-Auftretens weit unter denen für Störfälle liegen.

Tab. 4-6 Vergleich der maximalen Hüllrohrtemperaturen für Nominalbetrieb, die Sicherheitskriterien für Transienten und Störfälle in den drei Kernbereichen des HPLWRs.

	<b>SCLWR-H Ein-Pass- Konzept</b>	<b>Verdampfer</b>	<b>HPLWR Überhitzer 1</b>	<b>Überhitzer 2</b>
Stationärer Nominalbetrieb am Eintritt	305°C	310°C	389°C	441°C
Stationärer Nominalbetrieb am Austritt	500°C	389°C	441°C	500°C
Stationäre Nominalbedingung am Hüllrohr (Brennelementauflösung)	650°C			
Stationäre Nominalbedingung am Hüllrohr (Pin-by-Pin-Auflösung)	710°C	noch zu bestimmen		
Stationäre Nominalbedingung am Hüllrohr (Pin-by-Pin-Auflösung + Unsicherheitsfaktor)	740°C			
Stationäre Nominalbedingung am Hüllrohr bei Heißkanalfaktor von 2 nach [105]	nicht berechnet	620°C	620°C	620°C
Sicherheitskriterium für Transiente Versagenswert für Transiente	850°C	850°C	850°C	850°C
Sicherheitskriterium für Störfall Versagenswert für Störfall	1260°C	1260°C	1260°C	1260°C
		Werkstoffabhängig		

Tab. 4-6 zeigt den Vergleich der maximalen Hüllrohrtemperaturen eines SCLWR-Hs für Nominalbetrieb mit den maximalen Hüllrohrtemperaturen der drei Kernbereiche des HPLWRs. Zusätzlich werden die Sicherheitskriterien für Transiente und Störfall, die in dieser Arbeit verwendet werden, dargestellt. Ein direkter Vergleich zwischen dem Ein-Pass-Kern des SCLWR-Hs und dem 3-Pass-Kern des HPLWRs ist nur bedingt möglich, da die Aufheizung im ersten Fall von knapp 300°C auf 500°C in einem Schritt erfolgt und im letzten auf drei Aufheizschritte verteilt wird. Dennoch lässt sich so ein wichtiger Vorteil des HPLWR-3-Pass-Konzepts gegenüber dem SCLWR-H anhand der niedrigeren maximalen Hüllrohrtemperaturen des Heißkanals in den jeweiligen Aufheizstufen Verdampfer, Überhitzer 1 und Überhitzer 2 aufzeigen.

Im japanischen Super LWR-Konzept wird das heißeste Hüllrohr in der Designphase auf 650°C festgelegt. Mit diesem Grenzwert wurde eine dreidimensionale Kernausslegung auf Brennelementebene durchgeführt [128]. Da diese Betrachtung jedoch die lokalen Unterkanaleffekte und die unterschiedliche Leistungsverteilung auf Brennstabebene nicht berücksichtigt, zeigten mit einer Abbrandsimulation gekoppelte Unterkanalanalysen, dass sich die Hüllrohrtemperatur um weitere 60°C auf 710°C erhöhte [129]. Weiterhin wurden Monte-

Carlo-Berechnungen durchgeführt, die die ingenieurmäßigen Unsicherheiten bei der Auslegung berücksichtigen. Yang et al. [130] berechneten einen weiteren 30°C Anstieg des heißesten Hüllrohrs auf 740°C.

Somit ergeben sich für die Sicherheitsanalysen für den HPLWR folgende maximale Temperaturerhöhungen von 230°C für Transienten und 640°C für Störfälle.

Für die hier durchgeführten Sicherheitsanalysen ergeben sich nun für die jeweiligen Kernbereiche des HPLWRs die in Tab. 4-7 dargestellten Werte bei stationärem Volllastbetrieb. Da die in dieser Arbeit durchgeführten Sicherheitsanalysen mit zwei unterschiedlichen APROS-Versionen berechnet wurden, ergeben sich minimale Unterschiede in den maximalen Hüllrohrtemperaturen, die in der Umverteilung der thermischen Leistung in den drei Kernzonen ihre Ursache haben und genauer in Kapitel 3.1 beschrieben sind.

Tab. 4-7 Randbedingungen für die Sicherheitsanalysen beim stationären Volllastbetrieb

APROS 5.08 Brennelement	Verdampfer		Überhitzer 1		Überhitzer 2	
	Nominalkanal	Heißkanal	Nominalkanal	Heißkanal	Nominalkanal	Heißkanal
Massenstromdichte [kg/(sm <sup>2</sup> )]	1420	1055	1420	1153	1420	1333
Kühlmitteleintritts- / - austrittstemperatur [°C]	303 / 386	303 / 509	386 / 441	386 / 616	441 / 502	441 / 585
Heißeste Hüllrohrtemperatur [°C]	405	556	462	673	515	612
APROS 5.09 Brennelement	Verdampfer		Überhitzer 1		Überhitzer 2	
	Nominalkanal	Heißkanal	Nominalkanal	Heißkanal	Nominalkanal	Heißkanal
Massenstromdichte [kg/(sm <sup>2</sup> )]	1420	1158	1420	1124	1420	1328
Kühlmitteleintritts- / - austrittstemperatur [°C]	303 / 386	303 / 507	386 / 441	386 / 616	441 / 503	441 / 585
Heißeste Hüllrohrtemperatur [°C]	405	565	464	678	516	614

#### 4.3.3 Das Sicherheitssystem des HPLWRs und Auswahl der zu untersuchenden Ereignisse

Aus dem direkten Vergleich mit den Sicherheitsanalysen für den SCLWR-H ergeben sich einige Unterschiede für den HPLWR. Diese beinhalten die Strömungsführung im Kern und das zu untersuchende Sicherheitssystem. Weiterhin ist durch die Modellierung der Heißkanäle mit einem Heißkanalfaktor von 2 mit höheren Hüllrohrtemperaturen zu rechnen. Dies erlaubt die Auslegung der Sicherheitssysteme des HPLWRs mit einer erhöhten Reserve gegenüber den vorgestellten Limits der Sicherheitskriterien.

Ein erstes Sicherheitskonzept für den HPLWR wurde von Bittermann et al. [11] vorgeschlagen. Sie beschreiben, dass für den HPLWR folgende Sicherheitsfunktionen garantiert werden müssen:

- Reaktorschnellabschaltung
- Containmentabschluss
- Druckabbau und Druckentlastung des RDBs
- Wärmeabfuhr aus dem RDB
- Ergänzung des Wassers im Reaktor
- Wärmeabfuhr aus dem Containment

Aus diesen Funktionen müssen nun für den HPLWR Sicherheitssysteme abgeleitet werden, die es erlauben die einzelnen Transienten und Störfälle bei Beibehaltung der bereits beschriebenen Sicherheitskriterien zu beherrschen. Bittermann et al. [11] geben dabei einen allgemeinen Überblick der Sicherheitssysteme und ihrer Sicherheitsfunktionen, der in Tab. 4-8 dargestellt ist. Dabei entsprechen die vier redundanten Niederdruckeinspeisesysteme den vier Nachwärmeabfuhrsystemen.

Ein erstes Containmentdesign wurde von De Marsac et al. [21] vorgeschlagen, welches dem Containment von modernen SWR wie dem SWR1000 von AREVA angelehnt ist. Weiterhin wurden erste stationäre Analysen für zwei verschiedene Einspeisesysteme durchgeführt.

Tab. 4-8 Übersicht der Sicherheitssysteme und ihrer Funktion beim HPLWR nach Bittermann et al. [11].

<b>Sicherheitsfunktion</b>	<b>Sicherheitssysteme</b>
Reaktivitätskontrolle	zwei unabhängige RESA-Systeme
Containmentabschluss	zwei HDAV per Frischdampfleitung
Reaktordruckkontrolle und Druckentlastung Kernflutung und Kühlung	acht ÜDV und ADS vier Niederdruckeinspeisesystem, vier Hochdruckeinspeisesysteme
Nach- / Wärmeabfuhr aus dem RDB	vier Nachwärmeabfuhr- und Niederdruckeinspeisesysteme
Nach- / Wärmeabfuhr aus dem Containment	vier Nachwärmeabfuhrsysteme, vier Gebäudedekondensatoren

Hervorgehend aus Tab. 4-8 werden für die Simulation des HPLWR-Sicherheitssystems nur Transiente und Störfälle betrachtet, die eine Aktivierung des ADSs, des Niederdruckeinspeisesystems und des Hochdruckeinspeisesystems benötigen. Da das ADS die ÜDV verwendet, müssen diese simuliert werden. Jedoch wird kein Fall betrachtet, in dem die ÜDV nach dem Druckabbau wieder schließen.

Weiterhin werden aus Tab. 4-4 für die Sicherheitsanalysen diejenigen herausgesucht, die keine abnormalen Ereignisse der Reaktivität, wie unkontrolliertes Ziehen eines Steuerstabs oder Verlust der Speisewasservorwärmung voraussetzen, da diese von ungarischen Projektpartnern [56] untersucht werden. Aus Tab. 4-9 wird ersichtlich, dass die verbleibenden Ereignisse im Grunde Transienten und Störfälle beinhalten, die eine Verringerung des Reaktorkühlmittelmassenstroms und eine Abweichung im Reaktordruck zu höheren Werten mit anschließender RESA darstellen. Die Konzentration auf Ereignisse, die eine RESA beinhalten, erlaubt die Simulation mit dem vereinfachten Reaktormodell ohne Reaktivitätsrückwirkung, das zur Kreislaufanalyse entwickelt wurde. Dies gibt die Möglichkeit eine konservative Abschätzung des Verlaufs der Hüllrohrtemperaturen während Transienten und Störfällen bis zur vollständigen RESA durchzuführen, da danach die Reaktivitätsrückwirkung keine Rolle mehr spielt.

Beispielhaft wird aus der Gruppe der Transienten ein teilweiser Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms berechnet. Die erste Transiente (Transiente 1) in Tab. 4-9 tritt auf, wenn eine oder mehrere Hauptspeisewasserpumpen ausfallen und dadurch der Reaktorkühlmittelmassenstrom reduziert wird. Diese Transiente kann anschließend das Anfahren einer Ersatz-Hauptspeisewasserpumpe beinhalten. Der Verlust der Fremdnetzeinspeisung (Transiente 2) hat ein Ausfallen aller elektrischen Systeme zur Folge, weshalb eine RESA bei gleichzeitigem Ausfall aller Pumpen zu berücksichtigen ist. Wird jedoch ein verspätetes Abschalten des Reaktors durchgeführt oder bleibt die Abschaltung wegen einem Fehler im SCRAM-System aus, müssen im ersteren Fall die Kriterien für Störfall und für den letzteren Fall für ATWS herangezogen werden, weshalb Transiente 2 zu Gunsten des Störfalls nicht analysiert wird.

Tab. 4-9 Auswahl der Ereignisse für die Sicherheitsanalysen für den HPLWR.

<b>Verringerung des Reaktorkühlmittelmassenstroms</b>	
<b>Transiente</b>	
1	Teilweiser Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms
2	Verlust der Fremdnetzeinspeisung (nicht betrachtet)
<b>Störfall</b>	
1	Kompletter Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms
2	kleiner LOCA (kleines Leck außerhalb Containment)
3	kleiner LOCA (kleines Leck innerhalb Containment)
4	Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM

Die vier Ereignisse, die für Störfallszenarien herangezogen werden, beinhalten als übergeordnetes Ereignis die Verringerung des Reaktorkühlmittelmassenstroms wie schon bei den Transienten davor. Ein kompletter Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms liegt vor, wenn beispielsweise alle Hauptspeisewasserpumpen durch mechanischen Schaden oder fehlende Stromversorgung ausfallen (Störfall 1). Weiterhin ist es möglich, durch LOCA (Loss of Coolant Accident) außerhalb und innerhalb des Containments Reaktorkühlmittel zu verlieren (Störfälle 2 und 3). Der Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM wird, wie bereits erwähnt, als Ereignis 4 bei den Störfällen eingeordnet.

Um die Anzahl der zu untersuchenden Fälle zu minimieren, wird in dieser Arbeit nach gemeinsamen Merkmalen bei den in Tab. 4-9 beschriebenen Szenarien gesucht und beispielhaft jeweils eine Analyse durchgeführt:

Da der Dampfkreislauf mit den Speisewasser- und Frischdampfleitungen per Definition die 4. Barriere, also das Containment, durchbricht, ist bei Schäden der Leitungen und dem daraus resultierenden Kühlmittelverlust aus dem Dampfkreislauf folgender Ereignisablaufplan vorgesehen:

- Reaktorschnellabschaltung
- Turbinenschnellschluss
- Containmentabschluss
- Druckentlastung und Aufbau eines Ersatz-Dampfkreislaufs innerhalb des Containments

Das auslösende Ereignis, das in Tab. 4-9 einen kompletten Verlust des Reaktorkühlmittel-massenstroms bewerkstelligt, ist die Schließung aller Speisewasser- und Frischdampfdurchdringungsarmaturen des Containments (Störfall 1). Es werden daher Störfälle untersucht, die als gemeinsames Merkmal einen Containmentabschluss beinhalten. Dies kann beispielsweise Kühlmittelverlust außerhalb oder innerhalb des Containments aufgrund eines kleinen Lecks sein (Störfälle 2 bis 3). Für Störfälle, die einen großen Kühlmittelverlust betrachten, ist dieses Ereignis nicht geeignet, da durch die schnelle Druckentlastung durch den Leitungsbruch der Druck nicht wie bei einem kleinen LOCA im überkritischen Bereich nahezu konstant bleibt und das ADS bei zu niedrigem Systemdruck aktiviert wird.

Im Gegensatz zu dem bereits beschriebenen Ereignisablaufplan erfolgt die RESA erst bei Messung eines zu hohen Drucks, der durch den Containmentabschluss verursacht wird, und nicht bei zu niedrigem Massenstrom oder Diskrepanz zwischen Kühlmittel- und Dampfmassestrom. Dies ist ein konservativeres Vorgehen bei der Auslegung des Sicherheitssystems gegenüber den in den Tab. 4-2 und Tab. 4-3 beschriebenen japanischen Sicherheitssystemen und Auslösekriterien.

Im Falle des Verlusts der Fremdnetzeinspeisung (Störfall 4) mit verzögertem SCRAM, das auch wie bei Störfall 1 durch einen Ausfall aller Hauptkühlmittelpumpen einen kompletten Verlust des Reaktorkühlmittelmassestroms beinhaltet, soll die Fragestellung des Nutzens eines Schwungrads, das die Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpen verlängern soll, genauer untersucht werden.

Das Ziel der Arbeit ist, durch eine Parameterstudie das Reaktorverhalten für die beschriebenen Transienten und Störfälle zu untersuchen und damit das Sicherheitssystem zu optimieren.

Die Arbeit ist dazu in die folgenden Schritte gegliedert:

- Die Parameterstudie für das automatische Druckentlastungssystem ist in Kapitel 5.2 zu finden.
- Systeme, die nach der Druckentlastung einen Ersatz-Dampfkreislauf im Containment aufbauen, werden in Kapitel 5.3 und 5.4 diskutiert.
- Analysen für den Ausfall und das Anfahren einer Hauptspeisewasserpumpe und der komplette Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen bei einem Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM sind in Kapitel 5.5 beschrieben.



## 5 Simulation und Ergebnisse des HPLWR-Sicherheitsystems mit APROS

Mit dem in APROS modellierten HPLWR-Dampf-Wasserkreislauf kann ein Modell für Analysen der betrachtenden Sicherheitssysteme entwickelt werden. Der Vorteil besteht darin, dass nun das ganze Verhalten des Dampfkreislaufs berücksichtigt werden kann, was in einem besseren Verständnis der Dynamik der HPLWR-Sicherheitssysteme resultiert, da normalerweise bei Sicherheitsanalysen das zu betrachtende System nur sehr vereinfacht modelliert wird.

Abb. 5-1 zeigt die für die APROS-Simulation vorgesehenen drei Sicherheitssysteme in einem vereinfachtem Containmentmodell, basierend auf einem Vorschlag von De Marsac et al. [21]. Im Falle, dass der Druck im RDB über den Auslösedruck des automatischen Druckentlastungssystems (ADS) steigt, wird der Reaktor notabgeschaltet. Gleichzeitig öffnen sich die acht Sicherheitsüberdruckventile und der Dampf wird durch acht Spargers in die Flutbecken abgelassen. Die Langzeitkühlung nach der Druckentlastung, die wegen der im Kern auftretenden Nachzerfallswärme notwendig ist, wird entweder durch das Niederdruck- oder das Hochdruckeinspeisesystem bereitgestellt.

Beide Einspeisesysteme sind so ausgelegt, dass sie bei unterkritischem Druck arbeiten. Deshalb muss die Druckentlastung vorher zwangsweise durch die Spargers in das Flutbecken erfolgen.

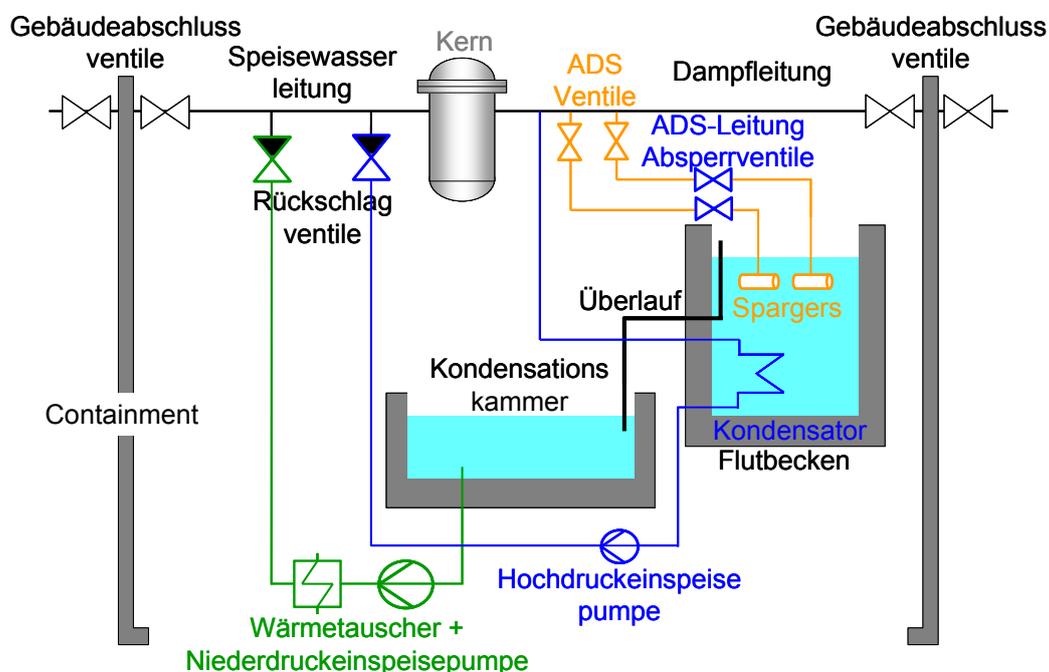


Abb. 5-1 Vereinfachtes Containment-Modell mit ADS, Niederdruck- und Hochdruckeinspeisesystem.

Das vorgesehene Niederdruckeinspeisesystem basiert auf bewährten SWR-Sicherheitsansätzen. Es ist ein offener Kreislauf, der in Abb. 5-2 rot dargestellt ist. Das Niederdruckein-

speisesystem ist als ein vierfach redundantes, aktives System ausgeführt, welches kaltes Wasser von der Kondensationskammer in den Kern speist. Dazu werden ein Wärmetauscher und eine elektrisch betriebene Pumpe benötigt, die sich unter der Kondensationskammer befinden und notfalls von Dieselmotoren angetrieben werden können. Da während der Druckentlastung der aus dem Reaktor kommende Dampf in dem Flutbecken kondensiert und somit warmes Wasser durch Überlaufleitungen in die Kondensationskammer fließt, wärmt sich das Wasser im Kondensationsbecken langsam auf. Um den Kern immer mit kaltem Wasser zu versorgen und die Nachzerfallwärme aus dem Containment abzuführen, wird das Wasser durch den der Niederdruckeinspeisepumpe nachgeschalteten Wärmetauscher abgekühlt. Des Weiteren soll die Niederdruckeinspeisepumpe nur bei geringen Drücken einspeisen, um die benötigte Pumpenleistung und somit den benötigten Stellplatz unter der Kondensationskammer zu reduzieren. Als Einspeisungsdruck für das Niederdruckeinspeisesystem sind 6 MPa vorgesehen. Danach speist die Niederdruckeinspeisepumpe das Wasser in die Speisewasserleitung ein, die durch ein Rückschlagventil vom Niederdruckeinspeisesystem getrennt ist. Das Rückschlagventil ist bei Nominalbetrieb geschlossen und trennt somit das Niederdruckeinspeisesystem vom restlichen Kreislauf ab.

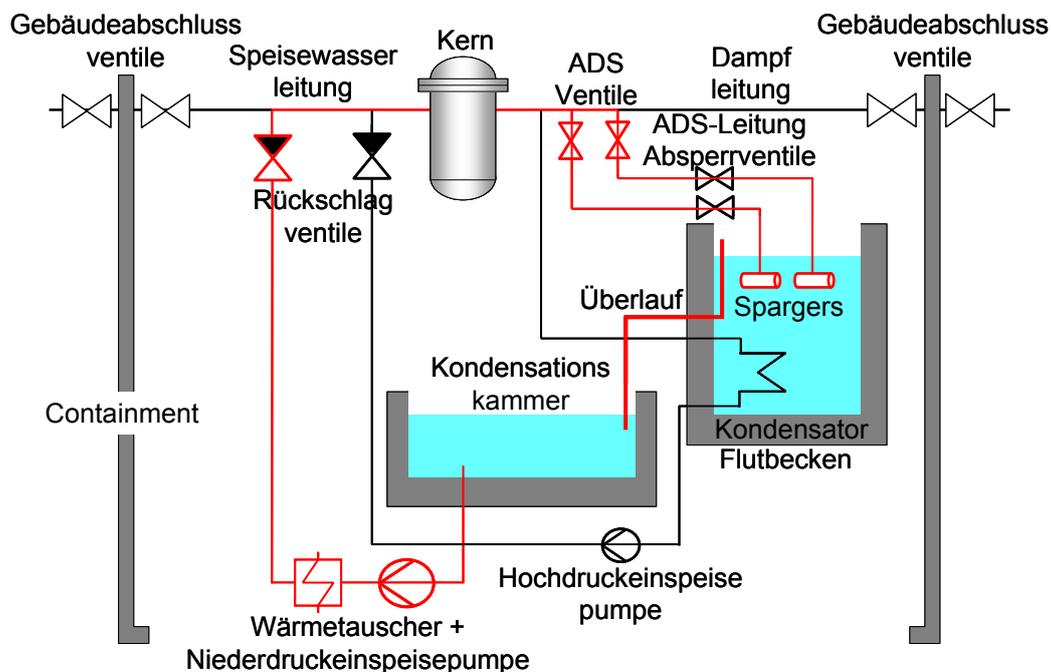


Abb. 5-2 Niederdruckeinspeisesystem im Betrieb (in rot gekennzeichnet).

Das Hochdruckeinspeisesystem wird als eine weitere Option neben dem Niederdruckeinspeisesystem untersucht. Es ist im Gegensatz zum Niederdruckeinspeisesystem ein geschlossener Kreislauf, wie in Abb. 5-3 rot gezeigt, und besteht aus einem Kondensator und einer notfalls batteriebetriebenen Hochdruckeinspeisepumpe.

Wie beim Niederdruckeinspeisesystem ist das Hochdruckeinspeisesystem mit einer vierfachen Redundanz ausgeführt. Es befindet sich auf der gleichen geodätischen Höhe unter der Kondensationskammer wie das Niederdruckeinspeisesystem. Der Kondensator, der zum Abkühlen des eintretenden Dampfs aus der Dampfleitung benötigt wird, wird zwecks Wärmeabfuhr in das Flutbecken getaucht.

Die Hochdruckeinspeisepumpe speist ein, wenn der Reaktoreintrittsdruck unter 10 MPa fällt. Da in diesem Fall Dampf zum Kondensator im Flutbecken geleitet wird, müssen die ADS-Leitungen wieder geschlossen werden, um einen geschlossenen Kreislauf zu etablieren. Folglich müssen zusätzliche Absperrventile in die ADS-Leitung eingeführt werden, die die Leitung wieder schließen, sobald der meiste Dampf aus dem Kern in das Flutbecken durch die Spargers abgeblasen wurde. Die benötigten Ventile werden aktiv geregelt.

Das Hochdruckeinspeisesystem wird an die Speisewasserleitung über ein Rückschlagventil angeschlossen, das während des Nominalbetriebs geschlossen ist. Der Eintritt des Hochdruckeinspeisesystems wird an die Dampfleitung durch ein T-Stück ohne ein Ventil verknüpft. Der Vorteil eines solchen Systems ist, dass die benötigte Pumpenleistung viel geringer als beim Niederdruckeinspeisesystem sein kann, da nur der Druckverlust des geschlossenen Kreislaufs kompensiert werden muss, und dass weniger Dampf abgeblasen wird.

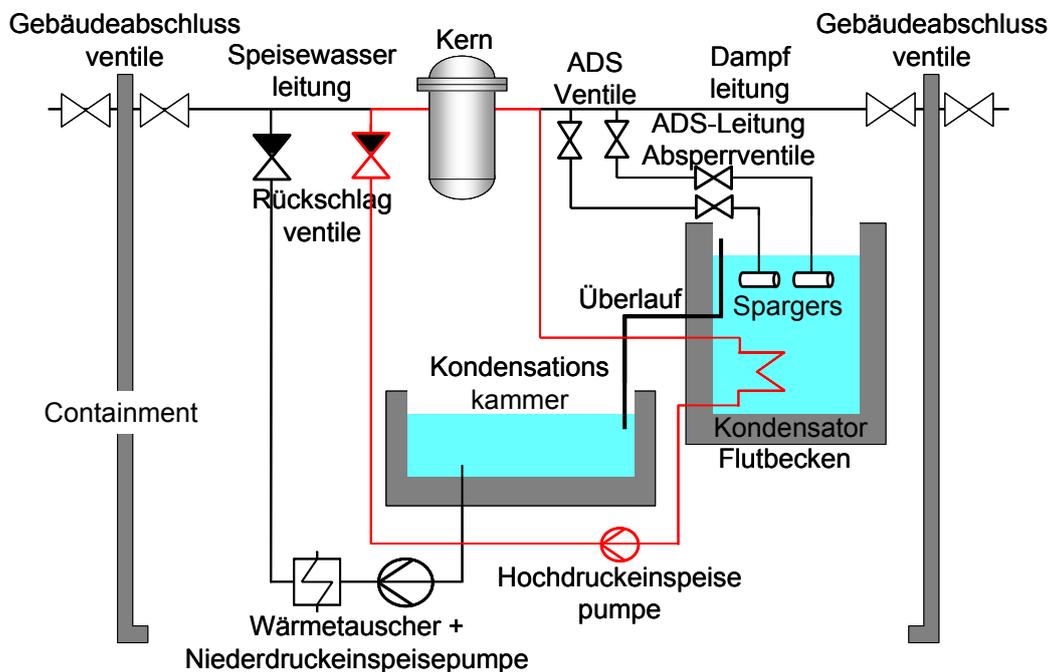


Abb. 5-3 Hochdruckeinspeisesystem im Betrieb (in rot gekennzeichnet) nachdem die Absperrventile der ADS-Leitung geschlossen wurden.

## 5.1 Modellierung des HPLWR-Sicherheitsystems

Das beschriebene Sicherheitssystem mit der dazugehörigen Regelung und den Schnittstellen zum Containment wird dem APROS-Dampf-Wasserkreislauf hinzugefügt. Allerdings müssen einige Vereinfachungen getroffen werden, um die Modellierungskomplexität und die Rechenzeit auf ein akzeptables Limit herabzusenken. Das APROS-Containment und Sicherheitssystem beinhaltet somit:

- die Containmentabschlussventile,
- die Speisewasser- und Dampfleitungen,

- das Flutbecken,
- die Kondensationskammer,
- das automatische Druckentlastungssystem (ADS) einschließlich Überdruckventile,
- das Niederdruckeinspeisesystem und
- das Hochdruckeinspeisesystem.

Die Containmentabschlussventile, die Speisewasser- und Dampfleitungen werden entsprechend dem Containmentlayout von De Marsac et al. [21] modelliert. Krümmen, T-Verzweigungen und Höhendifferenzen werden durch zusätzliche Druckverlustkoeffizienten in den Komponenten berücksichtigt.

Das Flutbecken wird auf zwei Arten in APROS dargestellt. Die Spargers werden mit einer Node verknüpft, die den entsprechenden Druck des Flutbeckens von 0,1 MPa, die Temperatur von 40°C und ein Wasservolumen von 1121 m<sup>3</sup> besitzt. Dies ermöglicht, dass der hydrostatische Druck der Wassersäule über den Spargers berücksichtigt werden kann. Weiterhin wird die Druckänderung während des Abblasens in das Flutbecken nicht in der Node berücksichtigt, was eine konstante Druckrandbedingung während der Simulation ermöglicht. Im Gegensatz dazu wird der Kondensator des Hochdruckeinspeisesystems nur mit einer konstanten Point-Randbedingung verknüpft, die die Temperatur und den Druck des Flutbeckens besitzt. Um den stetigen Wandwärmestrom während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems zu ermöglichen, wird die Rohraußenseite mit dem Point durch ein Wärmeübertragungsmodul verbunden. Diese Art der Modellierung vernachlässigt die Erwärmung des Flutbeckens während der Druckentlastung des Reaktors und der daraus resultierenden Kondensation von Dampf und die Wärmeabfuhr über den Kondensator des Hochdruckeinspeisesystems. Die Vernachlässigung ist gerechtfertigt, da es nach De Marsac et al. [1] über acht Stunden dauert bis das Wasser von 40°C auf 100°C durch die Abführung der Nachzerfallswärme aus dem Kern aufgeheizt und nur das Kurzzeitverhalten berücksichtigt wird.

Die Kondensationskammer wird auch nur als eine konstante Temperatur- und Druckrandbedingung vorgegeben. Die Aufheizung der Kondensationskammer in den langfristigen Transienten durch das Einströmen von warmem Wasser aus dem Flutbecken über die Überlaufleitungen wird somit hier auch vernachlässigt. Zusätzlich wird aber der hydrostatische Druck des Wassers in der Kondensationskammer in der Druckrandbedingung berücksichtigt, da der Ablauf sich am Beckenboden befindet. Somit ergeben sich für den Druck und die Temperatur die folgenden Werte von 0,14 MPa, beziehungsweise 40°C.

Die Spargers werden durch relativ kleine Nodes mit einem Gesamtvolumen von 0,167 m<sup>3</sup> dargestellt, das dem inneren Volumen der von De Marsac et al. [21] vorgeschlagenen acht zylinderförmigen Sparger entspricht. Sie werden durch kurze Rohre mit der Node, die das Flutbecken repräsentiert, verbunden und besitzen eine Gesamtströmungsfläche von 0,15 m<sup>2</sup> und einen hydraulischen Durchmesser von 2 mm. Die Rohre stellen die Löcher im Mantel der Spargers dar, durch die der Dampf in das Flutbecken geleitet wird. Die Höhendifferenzen des ADSs werden entsprechend dem Containment-Modell von De Marsac et al. [21] berück-

sichtigt. Weiterhin wird der zusätzliche Druckverlust durch Krümmen und T-Verzweigungen durch Druckverlustkoeffizienten in den Verrohrungen eingefügt.

In den ADS-Ventilen und den Rohren, die den Spargerlöchern entsprechen, wird die Begrenzung des Massenstroms durch den kritischen Massenstrom beim Druckentlasten des Kerns erlaubt. Im engsten Querschnitt herrscht maximal Schallgeschwindigkeit.

Das Niederdruckeinspeisesystem ist ein vierfach redundantes Sicherheitssystem, das aus jeweils einem Wärmetauscher und einer Pumpe besteht. Zur Vereinfachung wird der Wärmetauscher im APROS-Containment nicht modelliert, da auch die Aufheizung in der Kondensationskammer nicht berücksichtigt wird. Zusätzlich wird nur eine Pumpe verwendet. Die Sequenz für das Niederdruckeinspeisesystem sieht vor, dass die Pumpe einspeist, sobald der Reaktoreintrittsdruck unter 6 MPa fällt. Der Reaktordruck wird dabei mit einer Verzögerung von 0,1s gemessen. Die Drehzahl der Pumpe erhöht sich dann auf 100% in einer Sekunde und bleibt während der restlichen Transiente konstant. Tab. 5-1 beschreibt die Haupteingabeparameter für die Niederdruckeinspeisepumpe. Die Höhendifferenzen des Niederdruckeinspeisesystems werden entsprechend dem Containment-Layout von De Marsac et al. [21] in das APROS-Modell übernommen und der Druckverlust aufgrund von Krümmern, T-Verzweigungen und dem vernachlässigtem Wärmetauscher als zusätzliche Druckverlustkoeffizienten in die Verrohrung implementiert.

Tab. 5-1 Haupteingabeparameter für das Nieder- und Hochdruckeinspeisesystem.

	<b>Niederdruckeinspeisepumpe</b>	<b>Hochdruckeinspeisepumpe</b>
nominaler Massenstrom [kg/s]	400	200
nominale Pumpenhöhe [m]	602	42
maximale Pumpenhöhe [m]	752	52
Zulaufhöhe [m]	7,18	9,3
<b>Hochdruckeinspeisekondensator</b>		
Hydraulischer Durchmesser [m]	0,015	
Wandstärke [m]	0,001	
Rohrlänge [m]	3	
Anzahl der Rohre [-]	7000	

Das Hochdruckeinspeisesystem besitzt, wie auch das Niederdruckeinspeisesystem eine vierfache Redundanz und besteht aus einem Kondensator und einer batteriebetriebenen Pumpe. Zur Vereinfachung werden nur eine Pumpe und ein Kondensator modelliert. Die Sequenz des Hochdruckeinspeisesystems sieht vor, dass die Pumpe einspeist, sobald der Reaktoreintrittsdruck unter 10 MPa fällt. Der Reaktordruck wird dabei mit einer Verzögerung von 0,1s gemessen. Die Drehzahl der Pumpe erhöht sich dann auf 100% in einer Sekunde und bleibt während der restlichen Transiente konstant. Der Kondensator ist so ausgelegt, dass er 200 kg/s überhitzten Dampf bei einem Druck von 10 MPa und einer Temperatur von 500°C vollständig kondensieren und das Kondensat um 20°C unterkühlen kann. Die Unterkühlung ist nötig, um ein Kavitiesieren der Pumpe zu verhindern. Tab. 5-1 beschreibt die Haupteingabeparameter für die Hochdruckeinspeisepumpe und den dazugehörigen Kondensator.

sator. Weiterhin besitzen die Absperrventile in der ADS-Leitung eine Schließzeit von 2s und einen Gesamtströmungsquerschnitt von  $0,168 \text{ m}^2$ , der der Verrohrung des ADSs entspricht.

Zusätzlich benötigte Geometrie- und Systemgrößen, wie der Aktivierungsdruck des ADSs, die Verfahrzeiten und Strömungsquerschnitte der ADS-Ventile und die Verfahrzeiten der Containmentabschlussventile, werden in der folgenden Parameterstudie ermittelt.

## 5.2 Parameterstudie des automatischen Druckentlastungssystems

Eine Reaktorschnellabschaltung mit anschließender Druckentlastung durch das ADS wird analysiert, um die Leistungsfähigkeit des APROS-Codes beim Übergang vom überkritischen zum unterkritischen Druckregime zu überprüfen, da bisher sehr viele Systemcodes wie RELAP und ATHLET an dieser Transiente scheitern. Des Weiteren soll die Effektivität des ADSs überprüft und gegebenenfalls durch Anpassung der Systemparameter verbessert werden. Die vorgestellten Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle sollen dabei eher qualitativ interpretiert werden, da nur ein grobes Reaktormodell ohne Reaktivitätsrückwirkungen Verwendung findet.

Zu diesem Zweck wird eine parametrische Studie für das ADS durchgeführt, um den Einfluss auf die Hüllrohrtemperaturen des Heißkanals und den beim Druckentlasten auftretenden Maximaldruck am Reaktoreintritt zu untersuchen, da diese Faktoren als die kritischsten Parameter identifiziert wurden. Das Ziel dieser Parameterstudie ist es, einen Satz von Werten zu finden, die für spätere Analysen des Sicherheitssystems verwendet werden. Die variierten Systemparameter für die automatische Druckentlastung sind:

- Aktivierungsdruck für ADS (I),
- Verfahrzeit der ADS-Ventile (II),
- Verfahrzeit der Hauptspeisewasserabschlussventile (HSAV) und Hauptdampfabschlussventile (HDAV) (III) und
- Strömungsquerschnitt der ADS-Ventile (IV).

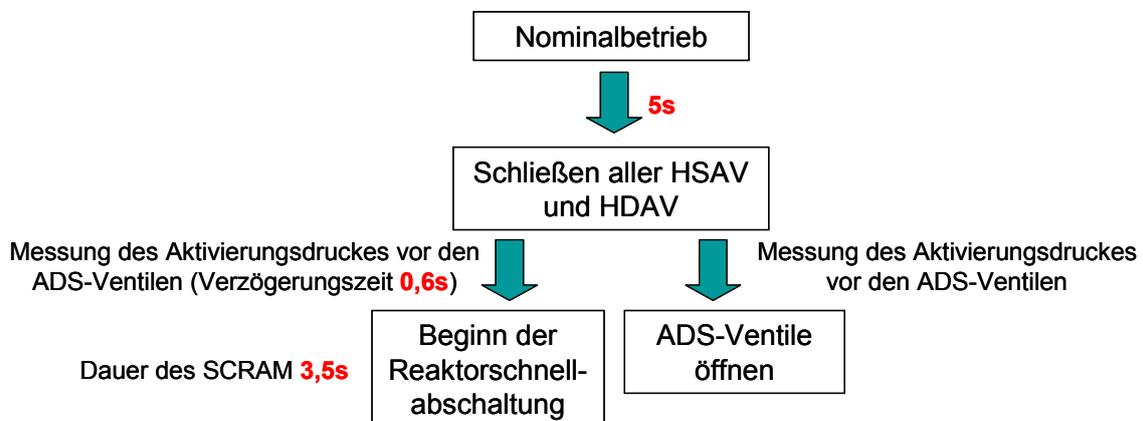


Abb. 5-4 Zeitliche Abfolge der Druckentlastung.

In den vier verschiedenen parametrischen Studien wird einer der vier Parameter variiert und die anderen auf einen konstanten Wert gesetzt. Die zeitliche Abfolge der Ereignisse bei der durchgeführten Parameterstudie ist in Abb. 5-4 dargestellt.

Ein Schließen aller HSAV und HDAV wird nach 5s Nominalbetrieb willkürlich angenommen. Die ADS-Ventile öffnen, nachdem der Druck vor den ADS-Ventilen über den Aktivierungsdruck steigt. Ein Signal mit einer Verzögerungszeit von 0,6s wird zu dem Schnellabschaltungssystem des Reaktors gesendet und die Steuerstäbe fallen in den Kern ein, wodurch sich die thermische Leistung linear auf 6,22% innerhalb von 3,5s reduziert. Danach folgt die thermische Leistung der Funktion der Nachzerfallswärme, die in Gl. (3-5) beschrieben wird.

In den nachfolgenden Abbildungen sind immer der Reaktoreintrittsdruck und die während der Transiente maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen dargestellt. Weiterhin sagt die Parameterstudie nichts über die zeitliche Dauer der Temperaturspitze aus und an welcher Stelle im Heißkanal die Spitze auftritt.

Die Systemparameter, die für Parameterstudie I definiert werden müssen, sind in Tab. 5-2 beschrieben. Der Aktivierungsdruck der ADS-Ventile wird zwischen 24,5 MPa und 29 MPa in Schritten von 0,5 MPa variiert, wobei die HSAV, die HDAV und die ADS-Ventile jeweils eine Verfahrzeit von 3s, 3s und 0,2s besitzen und die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile 0,09 m<sup>2</sup> beträgt.

Tab. 5-2 Eingabeparameter für Parameterstudie I.

<b>Verfahrzeit der HSAV und HDAV [s]</b>	<b>Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile [m<sup>2</sup>]</b>	<b>Verfahrzeit der ADS-Ventile [s]</b>	<b>Aktivierungsdruck des ADSs (variiert) [MPa]</b>
3	0,09	0,2	24,5 - 29

Die Abhängigkeit der maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen und des maximal auftretenden Reaktoreintrittsdrucks vom ADS-Aktivierungsdruck ist in Abb. 5-5 dargestellt.

Der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck erhöht sich linear mit steigendem ADS-Aktivierungsdruck. Dies ist offensichtlich, da der Reaktoreintrittsdruck ansteigt bis das ADS bei einem gewissen Druck öffnet und die Druckentlastung stattfinden kann. Jedoch muss beachtet werden, dass der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck nicht den Auslegungsdruck des RDBs von 28,75 MPa [31] übersteigt. Das bedeutet, dass der Aktivierungsdruck des ADSs nicht höher als 27,5 MPa liegen darf. Die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen zeigen ein vergleichbares Verhalten und sinken bei niedrigen ADS-Aktivierungsdrücken. Für die weiteren Parameterstudien wird ein Öffnungsdruck von 26 MPa verwendet.

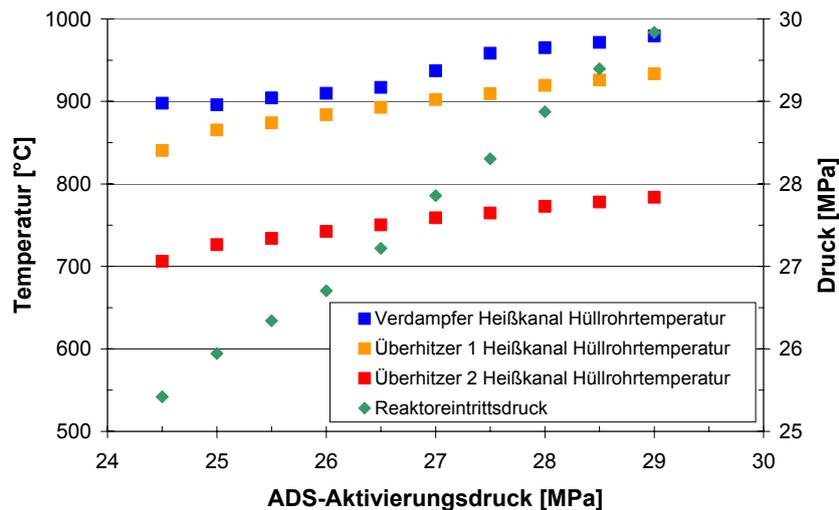


Abb. 5-5 Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion des ADS-Aktivierungsdrucks.

Die Systemparameter, die für die Parameterstudie II festgelegt werden, sind in Tab. 5-3 beschrieben. Die Verfahrzeit der ADS-Ventile wird zwischen 0,1s und 4s variiert, während die HSAV und HSAV beide eine Verfahrzeit von 3s besitzen und die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile 0,09 m<sup>2</sup> beträgt.

Tab. 5-3 Eingabeparameter für Parameterstudie II.

Verfahrzeit der HSAV und HDAV [s]	Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile [m <sup>2</sup> ]	Verfahrzeit der ADS-Ventile (variiert) [s]	Aktivierungsdruck des ADSs [MPa]
3	0,09	0,1 - 4	26

Die Abhängigkeit der maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen und des maximal auftretenden Reaktoreintrittsdrucks von den Verfahrzeiten der ADS-Ventile ist in Abb. 5-6 dargestellt.

Der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck sinkt mit niedriger ADS-Ventil-Verfahrzeit. Der Grund dafür ist, dass die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile in einer viel kürzeren Zeit zur Verfügung steht und somit den Maximaldruck verringert. Das gleiche gilt für die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle, da ein höherer Massenstrom früher zur Kühlung zur Verfügung steht und somit die Hüllrohrtemperaturen verringert. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die Überhitzer 1 und Überhitzer 2 Hüllrohrtemperaturen des Heißkanals fast unbeeinflusst von der Variation der Verfahrzeiten der ADS-Ventile sind. Im Gegensatz dazu die Hüllrohrtemperatur des Verdampfer-Heißkanals, die sich bei niedrigen ADS-Ventil-Verfahrzeiten verringert, jedoch unter 2s nahezu konstant bleibt.

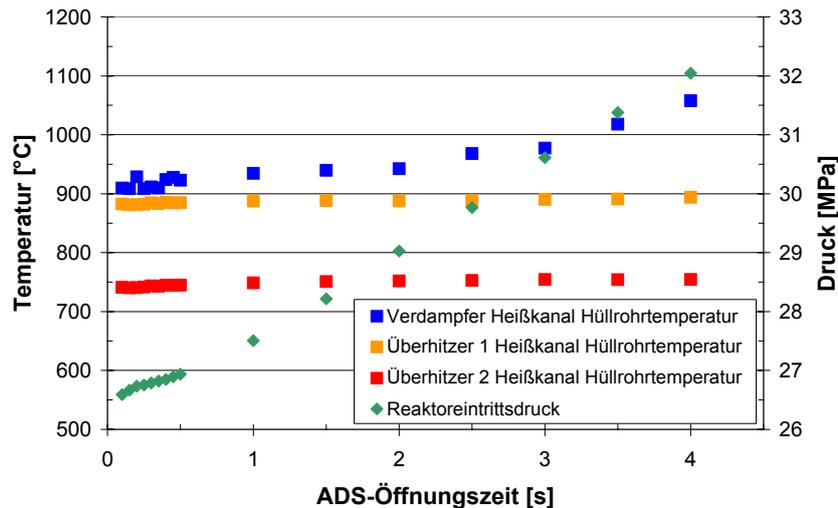


Abb. 5-6 Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Verfahrzeiten der ADS-Ventile.

Die Systemparameter für die parametrische Studie III sind in Tab. 5-4 in festgelegt. Die Verfahrzeit für die HSAV und HDAV wird zwischen 1s und 10s in Schritten von 1s variiert, wobei die ADS-Ventile eine Verfahrzeit von 0,2s besitzen. Die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile beträgt 0,09 m<sup>2</sup> und der Aktivierungsdruck des ADSs wird auf 26 MPa konstant gehalten.

Tab. 5-4 Eingabeparameter für Parameterstudie III.

Verfahrzeit der HSAV und HDAV (variiert) [s]	Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile [m <sup>2</sup> ]	Verfahrzeit der ADS-Ventile [s]	Aktivierungsdruck des ADSs [MPa]
1 - 10	0,09	0,2	26

Die Abhängigkeit der maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen und des maximal auftretenden Reaktoreintrittsdrucks von den Verfahrzeiten der HSAV und HDAV ist in Abb. 5-7 dargestellt.

Der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck ist nahezu unabhängig von der Variation der Verfahrzeiten der HSAV und HDAV und beträgt etwa 27 MPa. Die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle verringern sich bei größeren HSAV- und HDAV-Verfahrzeiten, weil längere Zeit vor dem kompletten Containmentabschluss noch Speisewasser eingespeist werden kann.

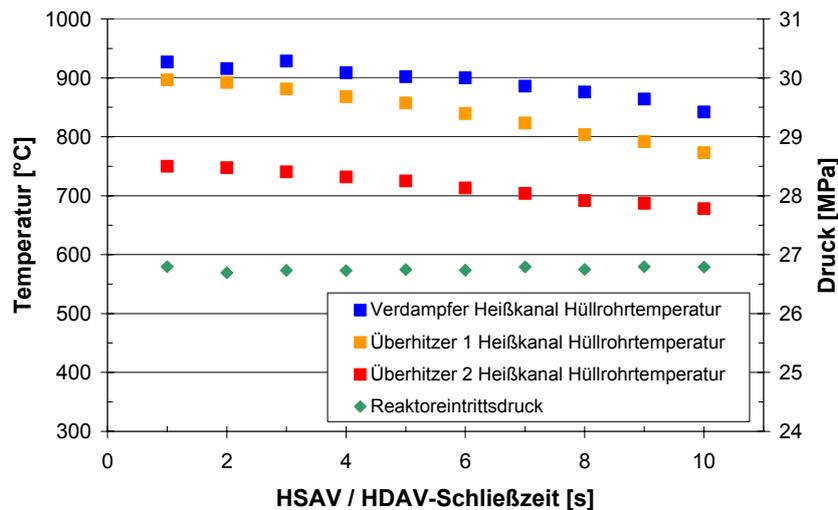


Abb. 5-7 Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Verfahrzeiten der HSAV und HDAV.

Die Systemparameter für die Parameterstudie IV sind in Tab. 5-5 dargestellt. Die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile wird zwischen 0,01 m<sup>2</sup> und 0,1 m<sup>2</sup> in Schritten von 0,005 m<sup>2</sup> variiert. Die HSAV, die HDAV und die ADS-Ventile haben jeweils eine Verfahrzeit von 3s, 3s und 0,2s und der Aktivierungsdruck des ADSs beträgt 26 MPa.

Tab. 5-5 Eingabeparameter für Parameterstudie IV.

Verfahrzeit der HSAV und HDAV [s]	Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile (variiert) [m <sup>2</sup> ]	Verfahrzeit der ADS-Ventile [s]	Aktivierungsdruck des ADSs [MPa]
3	0,01 – 0,1	0,2	26

Die Abhängigkeit der maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen und des maximal auftretenden Reaktoreintrittsdrucks von der Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile ist in Abb. 5-8 dargestellt.

Der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck übersteigt bei weitem den Auslegungsdruck von 28,75 MPa des RDBs für kleine ADS-Strömungsflächen unter 0,025 m<sup>2</sup> und bleibt für größere Querschnittsflächen nahezu konstant. In diesem Fall ist der ADS-Querschnitt nicht mehr der kleinste Querschnitt in der Abblaseleitung, sondern die Spargerlöcher. Da dieser Wert in der Parameterstudie nicht geändert wird, bleibt der maximale Reaktoreintrittsdruck konstant. Die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle sinken, wenn die Strömungsfläche auf 0,06 m<sup>2</sup> erweitert wird. In diesem Fall ist das Sperren der ADS-Ventile durch den kritischen Massenstrom stärker ausgeprägt, wenn das System unter den kritischen Druck fällt und die Strömungsfläche kleiner als 0,06 m<sup>2</sup> ist.

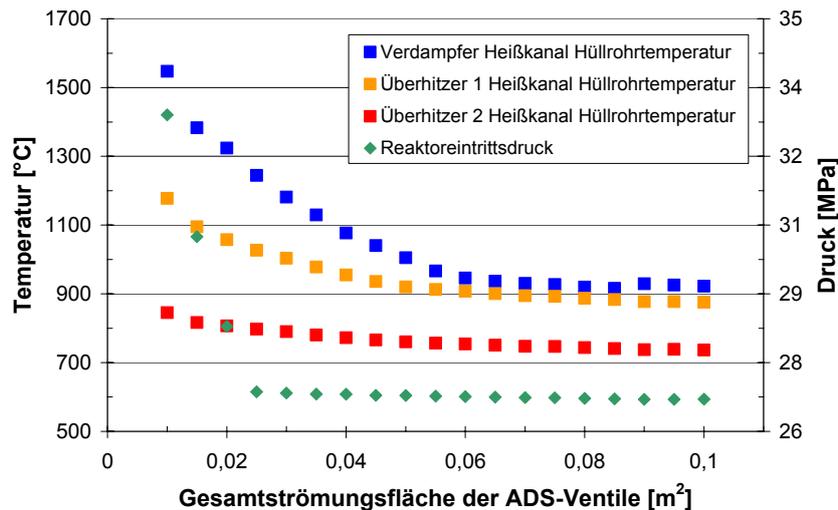


Abb. 5-8 Maximal auftretende Hüllrohrtemperaturen und maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck als Funktion der Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile.

Eine weitere Vergrößerung der Strömungsfläche der ADS-Ventile über 0,06 m<sup>2</sup> bewirkt jedoch keine weitere signifikante Reduktion der maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen, da der Strömungswiderstand der ADS-Ventile nun vernachlässigbar gegenüber dem der restlichen ADS-Leitung ist.

Basierend auf dieser Parameterstudie, zeigt Tab. 5-6 die empfohlenen Werte für das ADS des HPLWRs. Diese Werte werden für alle weiteren Untersuchungen der Sicherheitssysteme verwendet.

Tab. 5-6 Aufgrund der Parameterstudie festgelegte Werte für das ADS und die Containmentabschlussventile des HPLWRs.

Verfahrzeit der HSAV und HDAV [s]	Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile [m <sup>2</sup> ]	Verfahrzeit der ADS-Ventile [s]	Aktivierungsdruck des ADSs [MPa]
3	0,09	0,2	26

Im Folgenden wird nun eine Druckentlastungstransiente mit den in Tab. 5-6 festgelegten Werten für das ADS durchgeführt und die Gründe für die erhöhten Hüllrohrtemperaturen diskutiert. Die Zeitleiste entspricht dabei derselben, die für die Parameterstudie verwendet wurde und ist in Abb. 5-4 zu finden.

Der Verlauf der Hüllrohrtemperaturen während der Druckentlastung ist in Abb. 5-9 dargestellt. Die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Nominalkanäle sind dabei nicht von Belang, da die Maximaltemperatur im Überhitzer 2 unter 650°C bleibt und somit nur knapp über der Grenze von 620°C liegt, die von Ehrlich et al. [25] als Maximalwert der Hüllrohrtemperaturen im Dauerbetrieb für austenitische Edelstähle im Hinblick auf ihre Kriechfestigkeit vorgeschlagen wurde. Auf der anderen Seite steigen aber die maximal auftretenden

Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle während der Druckentlastung sehr stark an. Im Verdampfer-Heißkanal ist ein Temperaturanstieg von maximal 370°C zu verzeichnen, während in den anderen Heißkanälen der Überhitzer 1 und Überhitzer 2 Kernbereiche ein geringerer Temperaturanstieg zu beobachten ist. Erhöhte Temperaturen sind dabei für ungefähr 10s feststellbar, bevor sie wieder unter ihre Nominalwerte sinken. Damit übersteigen keine Hüllrohrtemperaturen das Kriterium für Störfälle von 1260°C, wenn ein kompletter Verlust des Reaktorkühlmittelmassenstroms zu verzeichnen ist. Des Weiteren sind zwei Spitzen von erhöhten Hüllrohrtemperaturen sowohl in den Nominal- als auch in den Heißkanälen zu beobachten.

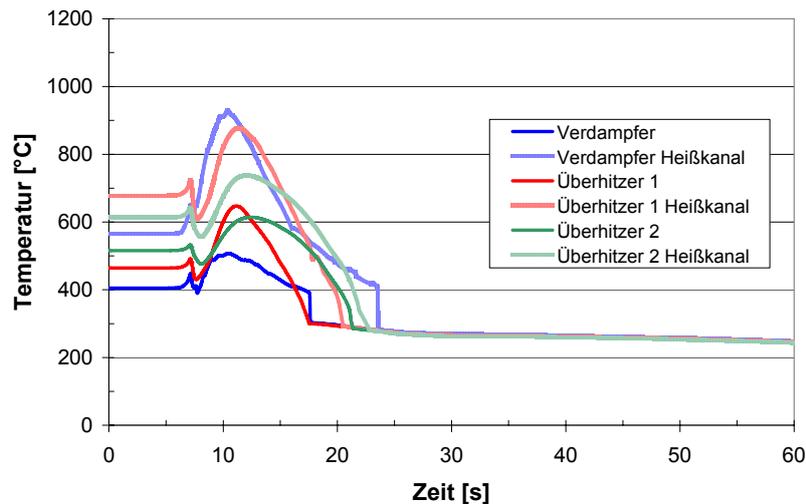


Abb. 5-9 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während der Druckentlastung.

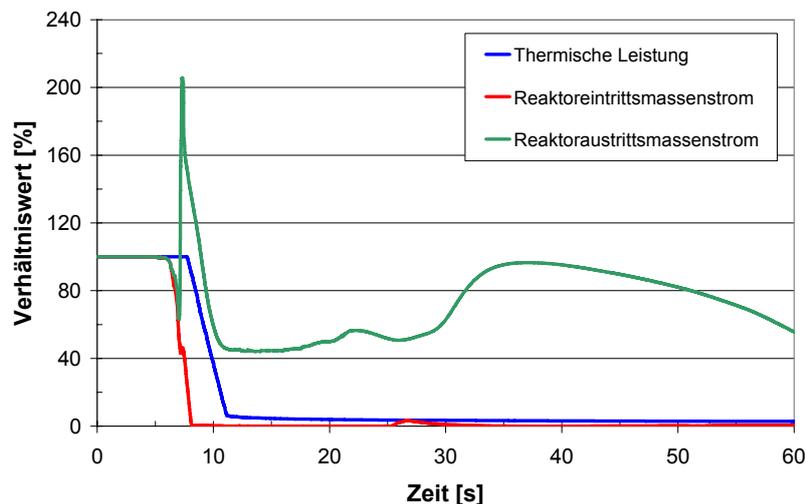


Abb. 5-10 Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während der Druckentlastung.

Ein Grund für die Höchstwerte der Hüllrohrtemperaturen kann mit Hilfe der Abb. 5-10 in den ersten Sekunden der Druckentlastung gefunden werden. Der Reaktoreintrittsmassenstrom fällt rapide durch die Schließung der HSAV annähernd auf Null, wohingegen die thermische Leistung immer noch konstant ist, weil die Reaktorschnellabschaltung noch nicht initiiert

wurde. Dies resultiert in einer kurzzeitigen ungenügenden Kühlung des Hüllrohrmaterials, da der Reaktorausstrittsmassenstrom wegen der Schließung der HDAV abfällt. Es ist zu erwarten, dass dieses Maximum deutlich geringer ausfällt, sobald die Reaktivitätsrückwirkung mit berücksichtigt wird. Sobald jedoch das ADS öffnet und die Druckentlastung beginnt, steigt der Reaktorausstrittsmassenstrom auf seinen doppelten Nominalwert. Nach 5s der Druckentlastung wird der Massenstrom aus dem Reaktor durch den kritischen Massenstrom eines Zwei-Phasengemischs in den ADS-Ventilen limitiert und ist annähernd konstant. Eine Stabilisierung der Hüllrohrtemperaturen auf 280°C, die in Abb. 5-9 dargestellt ist, tritt ungefähr 15s nach der Druckentlastung ein. Zu diesem Zeitpunkt ist die thermische Leistung auf die Nachzerfallsleistung abgesunken, und der Massenstrom, der zunächst durch den Kern und danach durch das ADS strömt, reicht für die Kühlung vollkommen aus.

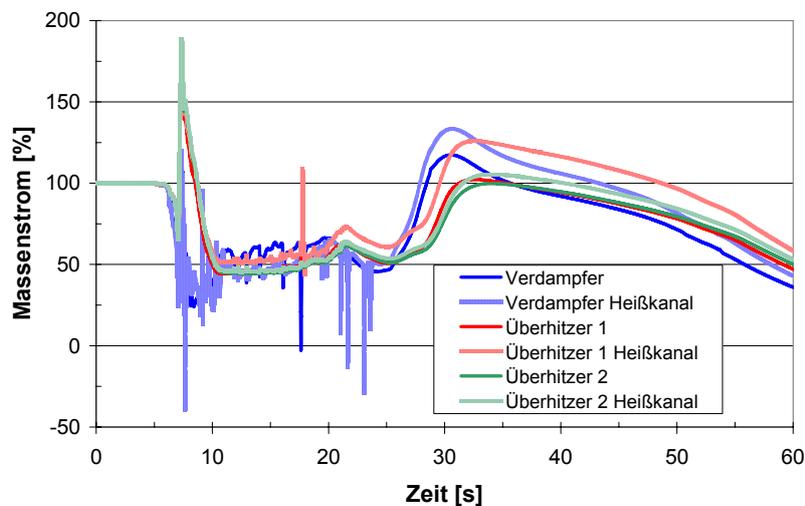


Abb. 5-11 Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle während der Druckentlastung.

Eine detaillierte Aufschlüsselung der einzelnen Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle ist in Abb. 5-11 zu sehen. Obwohl die Massenströme durch die Nominalkanäle sich in den ersten 20s während der Druckentlastung auf etwa 50% des Nominalwertes verringern, sind sie trotzdem hoch genug, um eine Kühlung des Hüllrohrmaterials zu gewährleisten. Auch durch die Heißkanäle strömt etwa 50% des Nominalmassenstroms von ca. 7s - 27s in Abb. 5-11. Die Hüllrohrtemperaturen erhöhen sich aber stärker, da der Heißkanal eine höhere thermische Leistung besitzt. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die Heißkanäle stärker fluktuierende Massenströme besitzen als ihre Nominalkanäle, wobei im Verdampfer-Heißkanal sogar temporäre Rückströmungen beobachtet werden können. Eine weitere Ursache für die zwei Spitzen im Verlauf der Hüllrohrtemperaturen kann in der Druckentlastung eines überkritischen, einphasigen Fluids und der anschließenden Transformation in ein unterkritisches Zwei-Phasengemisch, bzw. unterkritisches Dampf gefunden werden. Ein Vergleich mit einer Druckentlastung ohne Berechnung des kritischen Wandwärmestroms, was ein Auftreten einer Siedekrise ausschließt, zeigt, dass niedrigere Hüllrohrtemperaturen auftreten. Dies lässt auf eine Siedekrise in den hier gezeigten Analysen mit Berechnung des kritischen Wandwärmestroms schließen, die zu einer verschlechterten Kühlung des Hüllrohrmaterials führt. Auch kann in dieser Zeit eine Verlängerung der erhöhten Hüllrohrtempe-

raturen und somit eine Verzögerung festgestellt werden, bevor sich die Hüllrohrtemperaturen auf 280°C stabilisieren.

Der Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina ist in Abb. 5-12 dargestellt. In Abb. 5-12 stellen die Abkürzungen VER, ÜH1 und ÜH2 die Kernbereiche Verdampfer, Überhitzer 1, bzw. Überhitzer 2 dar. Alle Reaktorvolumina befinden sich in einem unterkritischen Druckbereich, wenn die höchsten Hüllrohrtemperaturen in Abb. 5-9 auftreten.

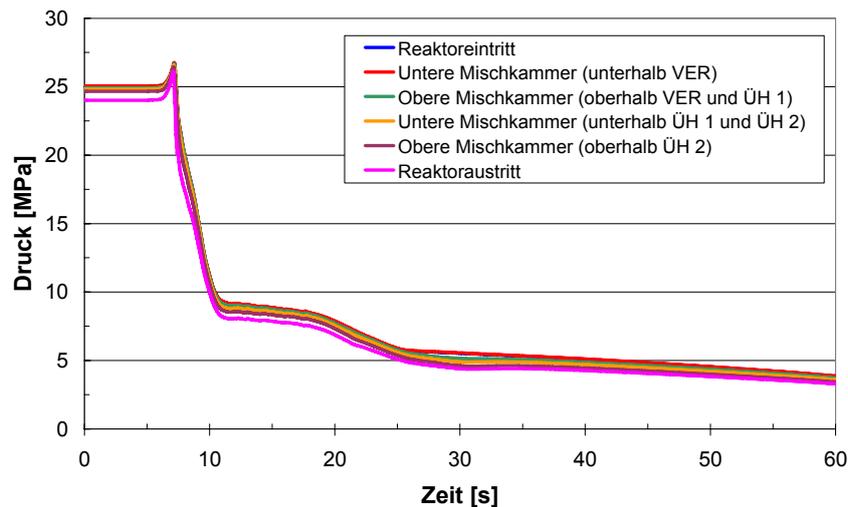


Abb. 5-12 Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Druckentlastens.

Zusätzlich zeigt Abb. 5-12 einen kleinen Druckanstieg bevor die Druckentlastung beginnt. Der Grund hierfür ist, dass die HSAV und HDAV schließen und das ADS erst zur Druckentlastung öffnet, sobald ein Druck von 26 MPa erreicht wird. Ein maximal auftretender Druck von 26,7 MPa herrscht dann am Reaktoreintritt. Er ist wegen des Druckverlusts im Kern ein wenig höher als der Aktivierungsdruck des ADSs von 26 MPa, und weil die Ventile etwas Zeit zum Öffnen benötigen und der Druck bis dahin weiter ansteigen kann. Der Auslegungsdruck des RDBs von 28,75 MPa [31] wird jedoch nicht überschritten. Ein maximaler Druckunterschied von 1,2 MPa zwischen Reaktorein- und -austritt ist zwischen 10s und 30s festzustellen. Daher sollten Spannungen und Verformungen der Moderator- und Brennelementkästen in zukünftigen Festigkeitsuntersuchungen überprüft werden, da die Kästen nur für eine maximale Druckdifferenz von 0,48 MPa [38] ausgelegt wurden.

Der Temperaturverlauf des Kühlwassers am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während der Druckentlastung ist in Abb. 5-13 gegeben. Eine Temperaturerhöhung von ungefähr 100°C über der nominalen Reaktoraustrittstemperatur von 500°C ist in der unteren Mischkammer zwischen Überhitzer 1 und Überhitzer 2 und zeitverzögert in der darauffolgenden oberen Mischkammer über dem Überhitzer 2 und im Reaktorausritt feststellbar. Nach 20s stabilisiert sich die Fluidtemperatur am Reaktorausritt auf einen Wert von 260°C. Diese wird hauptsächlich durch die gemittelte Temperatur der angehängten Materialstruktur am Reaktoreintritt und aus der Erwärmung des Fluids durch die Nachzerfallswärme im Kern gebildet.

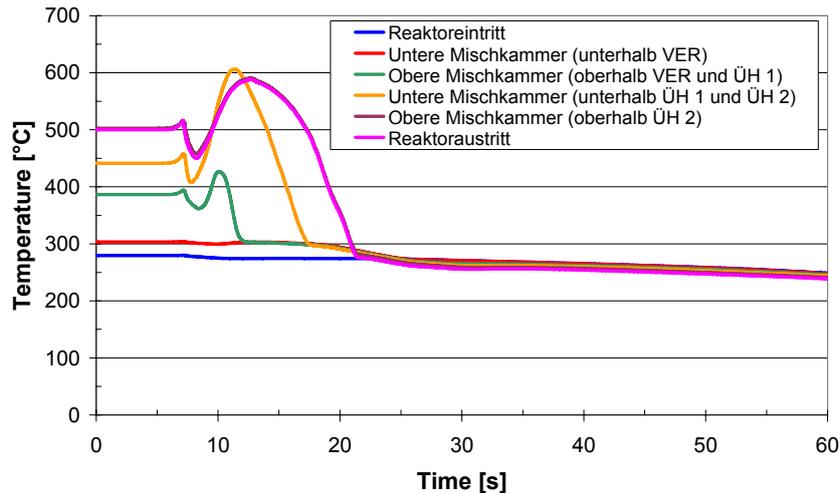


Abb. 5-13 Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Druckentlastens.

### 5.3 Ergebnisse der Studie des Niederdruckeinspeisesystems

Die Simulation des Niederdruckeinspeisesystems wird mit den Pumpenparametern, die in Tab. 5-1 festgelegt sind, durchgeführt. Die zusätzlichen Systemparameter, die durch die Parameterstudie des ADSs definiert wurden, sind in Tab. 5-6 zu finden.

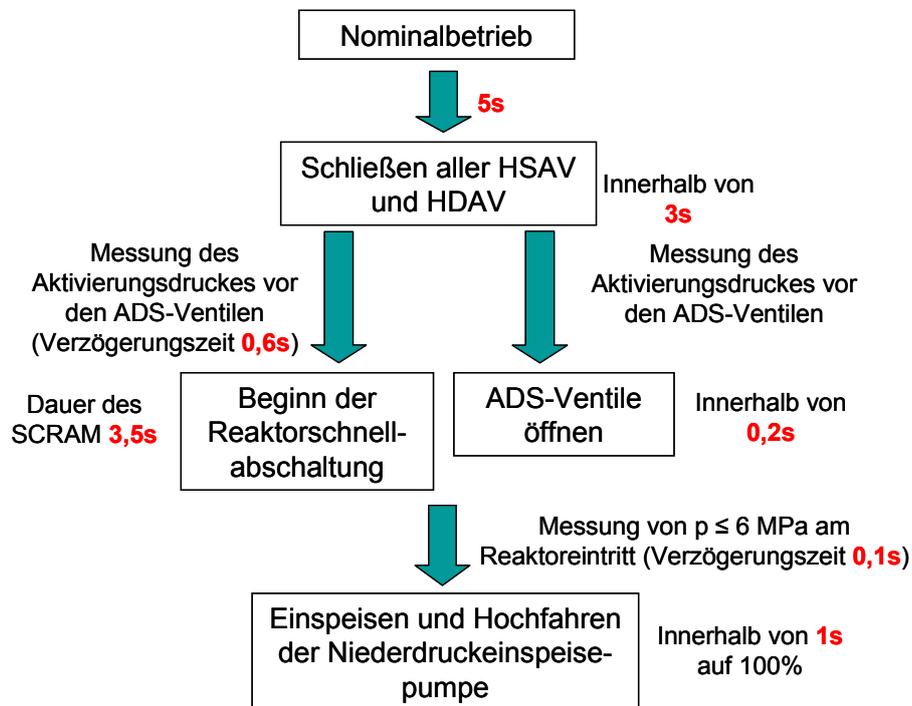


Abb. 5-14 Ablaufsequenz für die Druckentlastung über das ADS und nachfolgendes Anfahren des Niederdruckeinspeisesystems.

Die Ablaufsequenz für eine Druckentlastung über das ADS und das anschließende Anfahren des Niederdruckeinspeisesystems ist in Abb. 5-14 beschrieben. Ein willkürliches Schließen aller HSAV und HDAV geschieht 5s nach nominalem Betrieb. Die ADS-Ventile öffnen 0,2s

nachdem der Druck vor den ADS-Ventilen über den ADS-Aktivierungsdruck von 26 MPa gestiegen ist. Ein Signal, das eine Verzögerungszeit von 0,6s hat, löst die Reaktorschnellabschaltung aus. Innerhalb von 3,5s sinkt die thermische Leistung linear auf die Nachzerfallsleistung. Das Öffnen der Rückschlagklappe durch das Hochfahren der Niederdruckeinspeisepumpe auf volle Drehzahl innerhalb von einer Sekunde wird angenommen, nachdem der Druck am Reaktoreintritt unter 6 MPa fällt. Für die Messung des Reaktoreintrittsdrucks, die für das Hochfahren der Pumpe auf volle Drehzahl verantwortlich ist, wird eine Verzögerungszeit von 0,1s angesetzt.

Das Verhalten der Hüllrohrtemperaturen während der Druckentlastung und dem anschließenden Anfahren der Niederdruckeinspeisepumpe ist in Abb. 5-15 zu finden. Wie für die bereits diskutierten Druckentlastungstransienten sind die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Nominalkanäle nicht von belang, während die maximal auftretende Hüllrohrtemperatur des Verdampfer-Heißkanals auf ca. 900°C für annähernd 10s steigt. In den anderen Heißkanälen wird dabei ein niedriger Temperaturanstieg in den Hüllrohren beobachtet. Eine Region mit nahezu konstanten Hüllrohrtemperaturen in allen Kernbereichen wird nach ungefähr 70s erreicht.

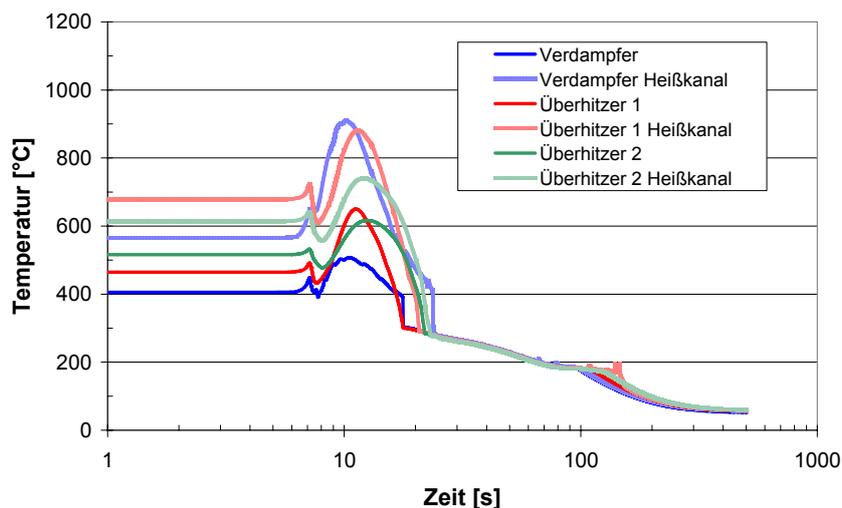


Abb. 5-15 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.

Der Grund für dieses Verhalten kann in Abb. 5-16 gefunden werden. Der Reaktoraustrittsmassenstrom fällt nach 70s auf annähernd Null, was die konstanten Hüllrohrtemperaturen erklärt, obwohl 75% (885 kg/s) des nominalen Speisewassermassenstroms durch das Niederdruckeinspeisesystem in den Kern eingespeist werden. Der gemessene Niederdruckeinspeisemassenstrom liegt dabei über dem nominalen Pumpenauslegungsmassenstrom von 400 kg/s, da der Gegendruck der Pumpe durch die Druckentlastung des ADSs fällt und die Pumpe immer bei voller Drehzahl betrieben wird. Im Zeitraum von 20s - 70s siedet das Wasser im Wasserspeicher oberhalb des Kerns. Der Reaktor wirkt damit als Druckhalter. Sobald kaltes Wasser aus der Kondensationskammer in den Reaktor gelangt, sinkt der Druck dort und damit das treibende Druckgefälle über den Kern, was als Konsequenz den sinkenden Austrittsmassenstrom zur Folge hat. Nach 140s sind die Reaktorein- und -austrittsmassenströme gleich. Dies ist ein Anzeichen dafür, dass der Reaktor nun komplett mit kaltem Was-

ser gefüllt ist, was in Abb. 5-17 durch das Absinken des Dampfvolumentanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina auf Null nach 140s dargestellt ist.

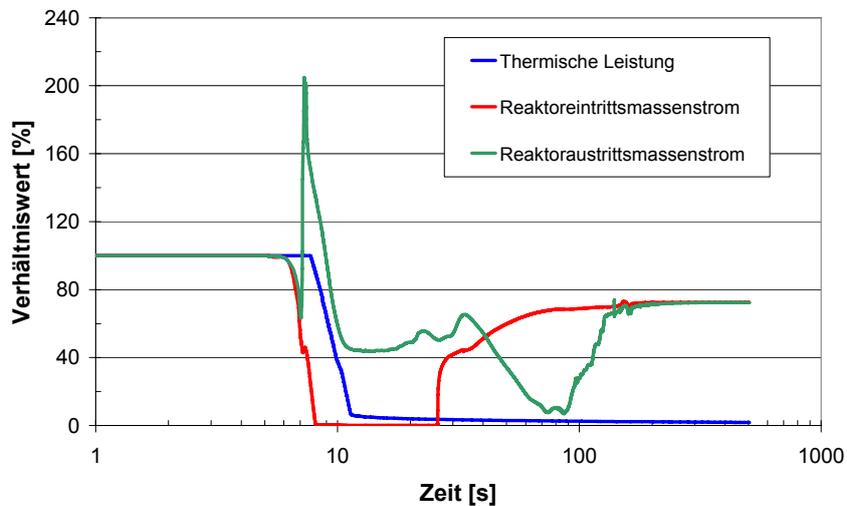


Abb. 5-16 Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.

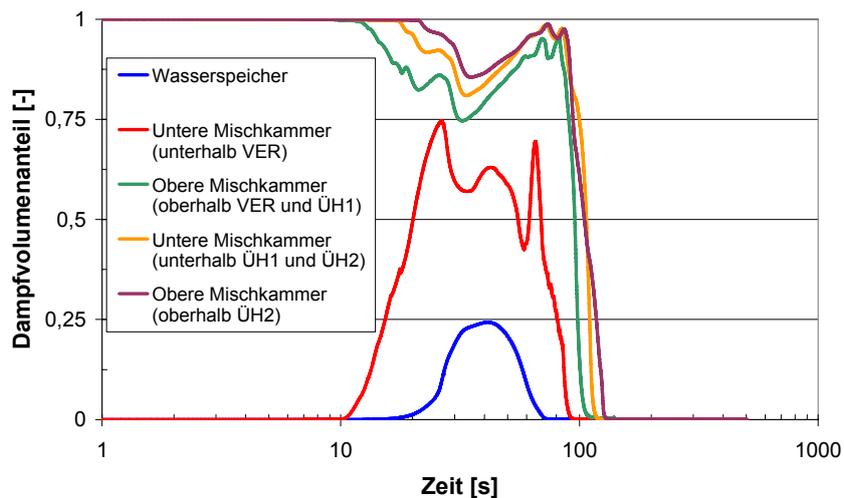


Abb. 5-17 Verlauf des Dampfvolumentanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Niederdruckeinspeisesystems.

Die maximal benötigte Pumpenleistung für das Niederdruckeinspeisesystem wird während der Simulation zu 2950 kW<sub>el</sub> angegeben, die notfalls von einem Dieselgenerator zur Verfügung gestellt werden kann.

#### 5.4 Ergebnisse der Studie des Hochdruckeinspeisesystems

Das Hochdruckeinspeisesystem wird mit dem Kondensator und der Pumpe, die in Kapitel 5.1 beschrieben sind, simuliert. Zusätzlich benötigte Parameter, die aufgrund der Parameterstudie erhalten wurden, sind in Tab. 5-6 gegeben.

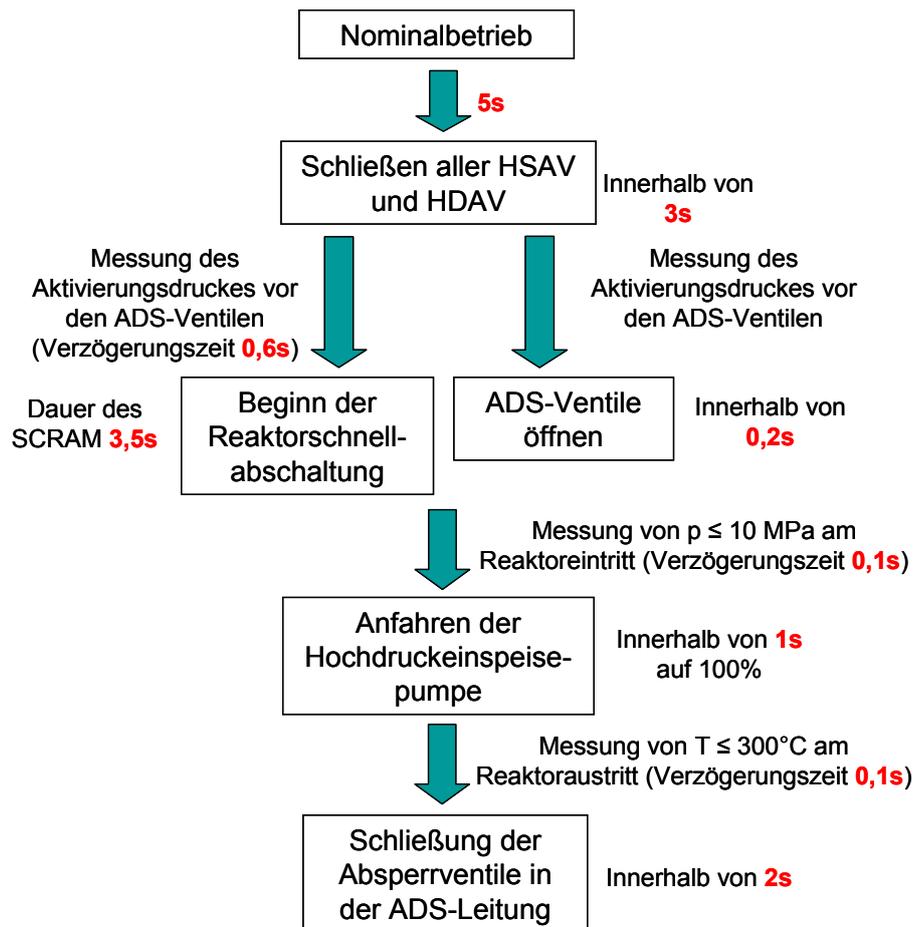


Abb. 5-18 Zeitleiste für die Druckentlastung über das ADS und nachfolgendes Anfahren des Hochdruckeinspeisesystems.

Die Zeitleiste für die Druckentlastung über das ADS und das nachfolgende Anfahren des Hochdruckeinspeisesystems wird in Abb. 5-18 beschrieben. Nach 5s des Nominalbetriebs schließen die HSAV und HDAV durch ein Signal innerhalb von 3s. Die ADS-Ventile öffnen innerhalb von 0,2s, nachdem der Druck vor den ADS-Ventilen über den Aktivierungsdruck von 26 MPa gestiegen ist. Ein Signal, das eine Verzögerungszeit von 0,6s hat, löst zeitnah die Schnellabschaltung des Reaktors aus, wobei die thermische Leistung in 3,5s linear auf die Nachzerfallsleistung absinkt. Danach folgt die thermische Leistung der Nachzerfallsfunktion bis zum Ende der Simulation. Ein weiteres Signal wird zu der Hochdruckeinspeisepumpe gesendet, die innerhalb von 1s auf voller Drehzahl ist, wenn der Reaktoreintrittsdruck unter 10 MPa fällt. Für die Messung des Reaktoreintrittsdrucks wird eine Verzögerungszeit von 0,1s angenommen. Nach einer gewissen Zeit wird die Reaktoraustrittstemperatur aufgrund des Wärmeentzugs durch das ADS unter 300°C fallen. Wenn dies geschieht, wird ein Signal zu den zusätzlichen Absperrventilen in der ADS Leitung gesendet, die innerhalb von 2s schließen und somit einen geschlossenen Kreislauf für das Hochdruckeinspeisesystem ermöglichen. Für die Messung der Reaktoraustrittstemperatur wird wiederum einer Verzögerungszeit von 0,1s angenommen.

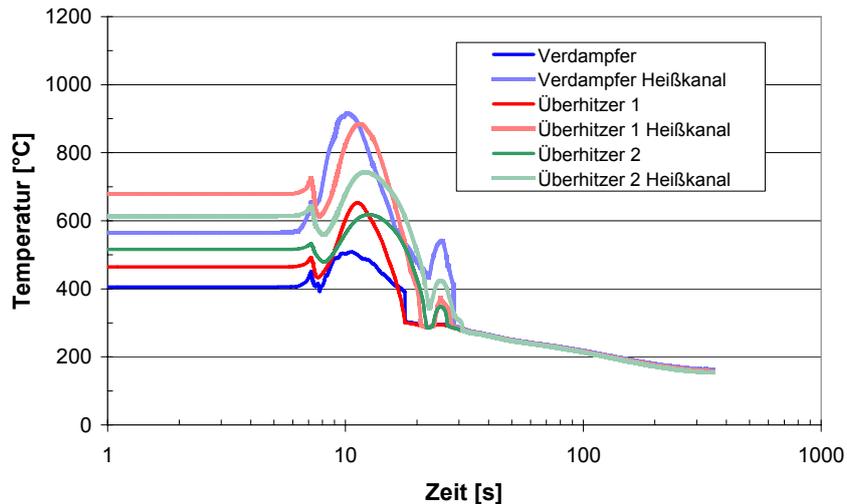


Abb. 5-19 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.

Das Verhalten der Hüllrohrtemperaturen während der Druckentlastung und dem anschließenden Anfahren der Hochdruckeinspeisepumpe ist in Abb. 5-19 zu sehen. Wie bei den anderen Druckentlastungstransienten schon beschrieben, sind die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Nominalkanäle nicht sicherheitsrelevant. Nur die maximal auftretende Hüllrohrtemperatur des Verdampfer-Heißkanals steigt ungefähr um  $370^{\circ}\text{C}$  für annähernd 10s, während in den anderen Heißkanälen ein niedriger Anstieg der Hüllrohrtemperaturen zu erkennen ist. Die Hüllrohrtemperaturen stabilisieren sich bei  $155^{\circ}\text{C}$  nach 300s der Druckentlastung und des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems, da die thermische Leistung auf die Nachzerfallswärme reduziert wurde und der Massenstrom durch den geschlossenen Kreislauf eine ausreichende Kühlung ermöglicht.

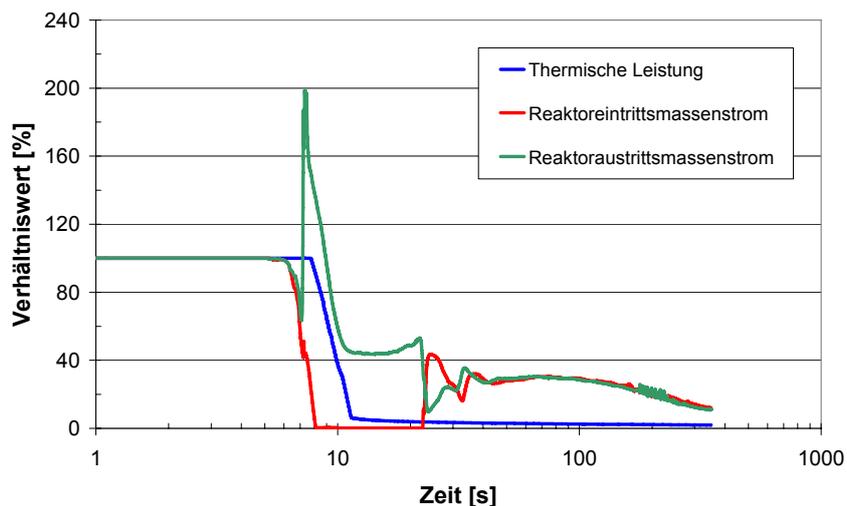


Abb. 5-20 Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.

Abb. 5-20 beschreibt das Verhalten der thermischen Leistung, des Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstroms während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems. Wegen der Schließung der HSAV fällt der Reaktoreintrittsmassenstrom nahezu auf den Wert Null. Nach

25s steigt der Reaktoreintrittsmassenstrom aufgrund der Einspeisung mit kaltem Wasser durch das Hochdruckeinspeisesystem wieder auf 44% des Nominalspeisewassermassenstroms. Der Reaktoraustrittsmassenstrom gleicht dem Reaktoreintrittsmassenstrom nach 35s.

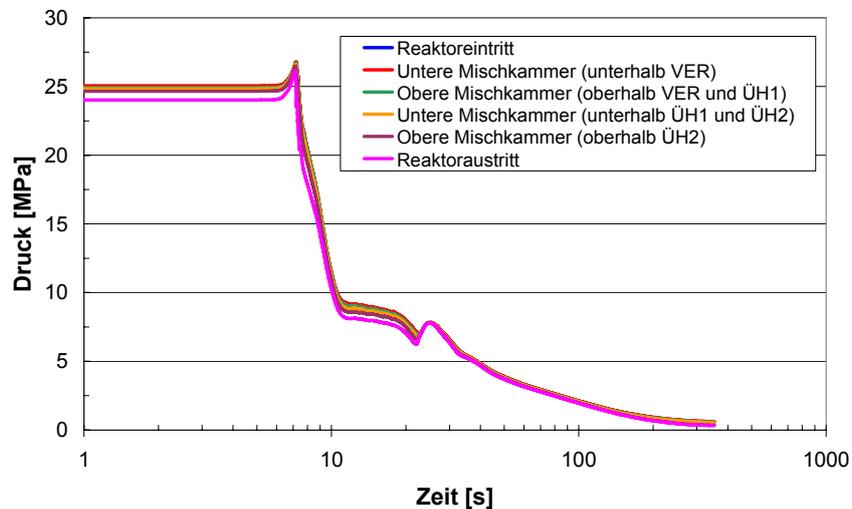


Abb. 5-21 Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.

Der Druckverlauf am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina wird in Abb. 5-21 gezeigt. Der Druck steigt nach 25s kurzzeitig an, da die zusätzlichen Absperrventile in der ADS-Leitung schließen und somit einen geschlossenen Kreislauf erzeugen. Des Weiteren wird ein Reaktoreintrittsdruck von etwa 0,55 MPa nach 300s nach dem Beginn der Simulation erreicht. Ein andauernder Betrieb des Hochdruckeinspeisesystems ist nicht vorgesehen, da die Hochdruckeinspeisepumpe nach einiger Zeit anfangen würde zu kavitieren. Der Grund dafür ist, dass der Druck immer weiter fällt, da die Wärme aus dem System durch den Kondensator abgezogen wird und somit das Volumen reduziert wird. Um dieses Problem zu umgehen und um eine langfristige Kühlung des Reaktors zu gewährleisten, könnte das Niederdruckeinspeisesystem bei niedrigem Druck gestartet und das Hochdruckeinspeisesystem abgeschaltet werden.

Der Temperaturverlauf des Kühlwassers am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems ist in Abb. 5-22 dargestellt. Nach 25s fällt die Reaktoraustrittstemperatur unter 300°C, was das Absperrsignal für die zusätzlichen Ventile in der ADS Leitung darstellt. Zu dieser Zeit fällt die Reaktoreintrittstemperatur auf 20°C, da die Leitung des Hochdruckeinspeisesystems am Anfang der Simulation mit kaltem Wasser gefüllt ist. Danach steigt die Temperatur wieder auf 140°C, da nun warmes Wasser aus dem Kondensator strömt. Nach 300s stabilisiert sich die Reaktoraustrittstemperatur auf ungefähr 160°C, weil die Materialstruktur, die den RDB darstellt und die Nachzerfallswärme das Kühlmittel aufheizen.

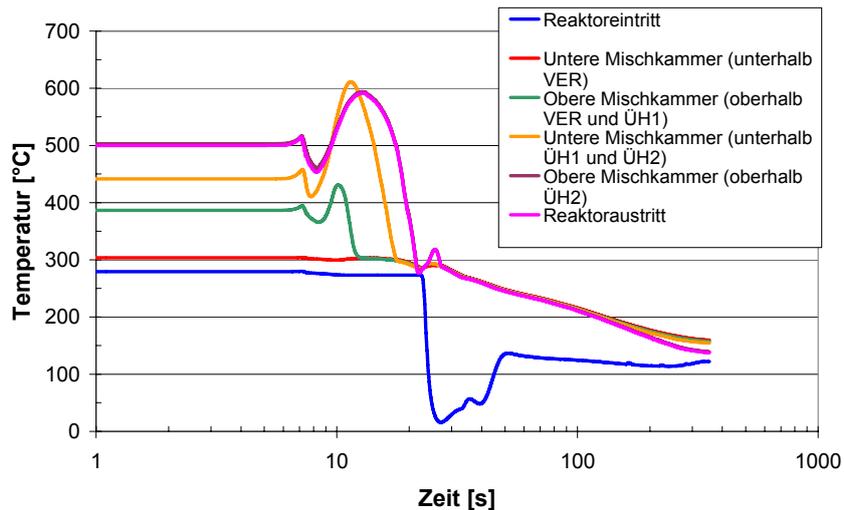


Abb. 5-22 Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.

Abb. 5-23 zeigt den Verlauf des Dampfvolumentanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems. Es kann festgestellt werden, dass alle Volumina Dampf enthalten. Die einzige Ausnahme ist die untere Mischkammer, die sich unter dem Verdampfer befindet, welche nach 340s komplett mit Wasser gefüllt ist, obwohl der Wasserspeicher, der stromaufwärts gelegen ist, Dampf enthält. Der Grund hierfür ist, dass der Druck in der unteren Mischkammer sich aufgrund des hydrostatischen Druckgewinns über dem Siededruck bei der gegebenen Temperatur befindet. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Hochdruckeinspeisesystem nicht in der Lage ist, den Kern komplett mit kaltem Wasser zu fluten. Das Hochdruckeinspeisesystem kühlt somit durch Verdampfen und nicht durch einphasigen Wärmeübergang wie das Niederdruckeinspeisesystem. Sollte nun das Niederdruckeinspeisesystem angeschaltet werden, könnte aufgrund des Zusammenbrechens des Dampfvolumentanteils und somit des Sättigungsdrucks kurzfristig eine Umkehrströmung im Kern auftreten, bis der Kern geflutet wird.

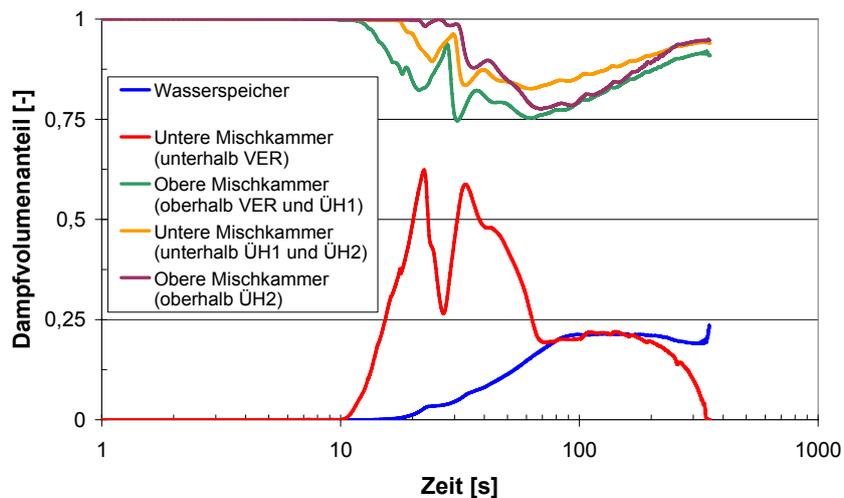


Abb. 5-23 Verlauf des Dampfvolumentanteils in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Betriebs des Hochdruckeinspeisesystems.

Die maximal benötigte elektrische Pumpenleistung, die auch durch eine Batterie innerhalb des Containments geliefert werden kann, wird während der Simulation zu 100 kW berechnet.

## 5.5 Simulation eines Ausfalls von Hauptspeisewasserpumpen

Nachfolgend werden nun die Hauptspeisewasserpumpen sicherheitstechnisch optimiert. Als erstes werden die Auswirkungen eines Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und das anschließende Starten der im Hot-Stand-By betriebenen Ersatzhauptspeisewasserpumpe simuliert (nach Tab. 4-9: Transiente 1). Zweitens wird der komplette Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen mit anschließender Reaktorschnellabschaltung und Druckentlastung über das ADS durch einen Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM simuliert (nach Tab. 4-9: Störfall 4). Dabei wird in beiden Rechnungen die Auswirkung unterschiedlicher Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpe untersucht, um die mögliche Nutzung eines Schwungrads an den Hauptspeisewasserpumpen bewerten zu können.

### 5.5.1 Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe und Starten der Ersatzhauptspeisewasserpumpe

Der prinzipielle Verlauf des Speisewassermassenstroms beim Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe und dem anschließenden Starten der Ersatzspeisewasserpumpe ist in Abb. 5-24 dargestellt.

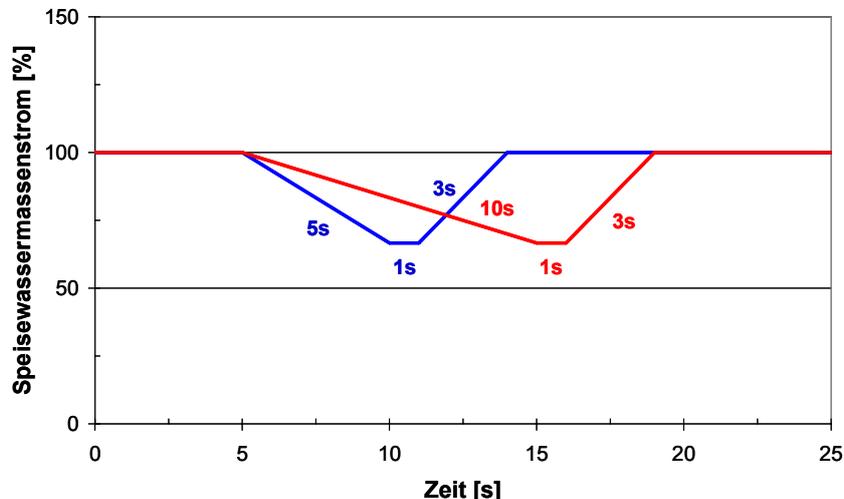


Abb. 5-24 Idealer Verlauf des Speisewassermassenstroms beim Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe mit anschließendem Anfahren der Ersatzpumpe für zwei unterschiedliche Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpe.

Nach 5s des normalen Betriebs fällt eine Hauptspeisewasserpumpe aus, wobei zwei Transienten mit unterschiedlichen Auslaufzeiten von 5s beziehungsweise 10s simuliert werden. Da die Hauptspeisewasserpumpen als 4 x 33% im Dampf-Wasserkreislauf simuliert werden, fällt der Speisewassermassenstrom auf 66%. Dabei werden die Hauptspeisewasserpumpen von der Regelung der Reaktorausstrittstemperatur entkoppelt und die momentane Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpen gespeichert und während der restlichen Simulation als kon-

stant angenommen. Nach einer Sekunde nachdem der Speisewasserstrom auf 66% reduziert wurde, fährt die Ersatzpumpe innerhalb von 3s auf die zuvor in der Regelung gespeicherte Drehzahl hoch.

#### 5s Rampe:

Die Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Stand-by-Pumpe bei einer Auslaufzeit von 5s sind in Abb. 5-25 dargestellt. Die Hüllrohrtemperaturen steigen beim Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe nach etwa 20s nach Simulationsbeginn auf ihren Maximalwert. Dabei ist in den Heißkanälen ein höherer Anstieg zu beobachten, als in den dazugehörigen Nominalkanälen. Im Verdampfer ist nahezu kein Anstieg der Hüllrohrtemperaturen während der Transiente zu beobachten, da dort in der Nähe des pseudokritischen Punktes mit einem Maximum in der spezifischen Wärmekapazität eine große Wärmemenge in das Fluid eingespeist werden kann, ohne dass die Temperatur signifikant steigt. Die Hüllrohrtemperaturen der anderen Nominalkanäle steigen um etwa 120°C an, bleiben aber weit unter 850°C. Als kritisch zu betrachtender Heißkanal stellt sich der Überhitzer 1 heraus, der eine maximal auftretende Hüllrohrtemperatur von knapp 880°C zeigt und somit leicht über der Grenze von 850°C liegt. Nach 50s nach Simulationsbeginn sinken alle Hüllrohrtemperaturen unter ihre Werte bei normalem Betrieb. Eine kurze Temperaturerhöhung in den Hüllrohren über ihren Nominalwert ist ab Zeitpunkt 150s zu beobachten. Der Mechanismus wird nun im Folgenden genauer diskutiert.

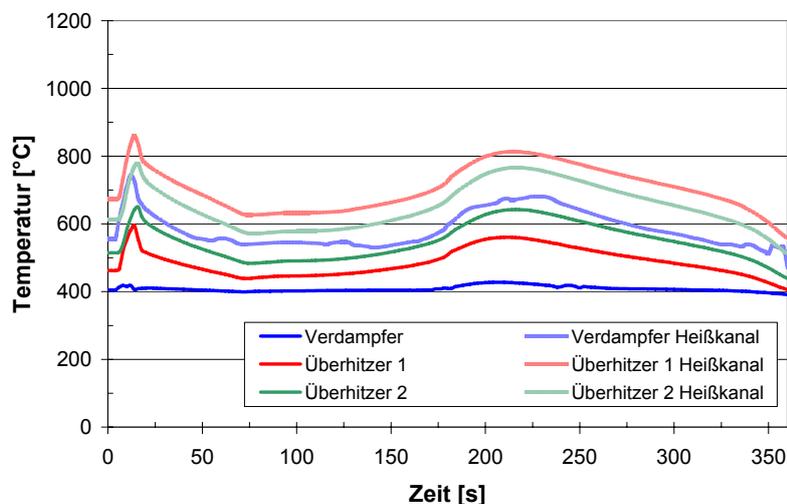


Abb. 5-25 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.

Abb. 5-26 zeigt den Druckverlauf am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorkolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s. Der Druck sinkt im Reaktor kurzzeitig wegen des Ausfalls der Hauptspeisewasserpumpe, bevor er auf über 26 MPa im Reaktoreintritt steigt. Nach 60s fällt der Reaktoreintrittsdruck auf knapp 23 MPa und stabilisiert sich in den nächsten 100s auf den Sollwert von 25 MPa, bevor er wieder auf über 26 MPa steigt und dann bei

Simulationseende unter den kritischen Druck fällt. Die Erklärung für das beschriebene Verhalten des Drucks kann in Abb. 5-27 gefunden werden.

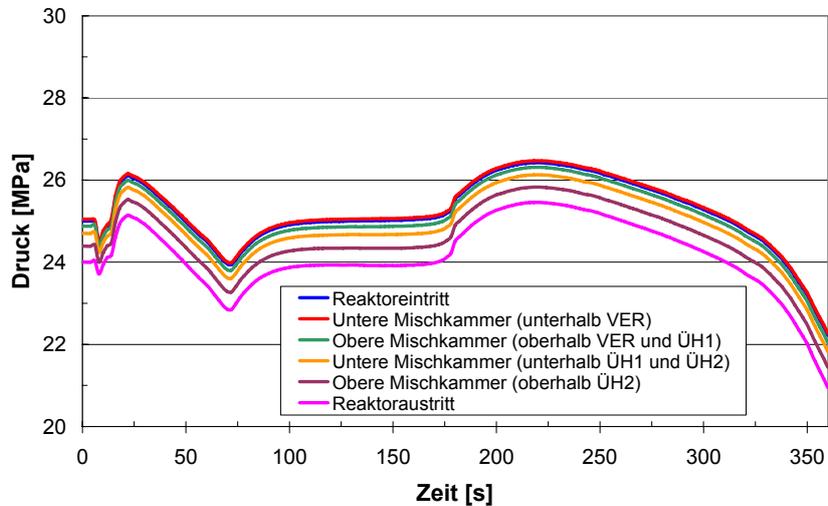


Abb. 5-26 Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorkammern während des Ausfalls einer Hauptspeisepumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.

Wie zu erkennen, ist der Druck im Reaktor nach 25s des Simulationsbeginns maximal, sobald die Reaktoraustrittstemperatur auf etwa 650°C gestiegen ist. Ein Grund hierfür ist, dass das Zwischenüberhitzventil sich schließt, um die Zwischenüberhitzerterperatur auf 441°C zu regeln.

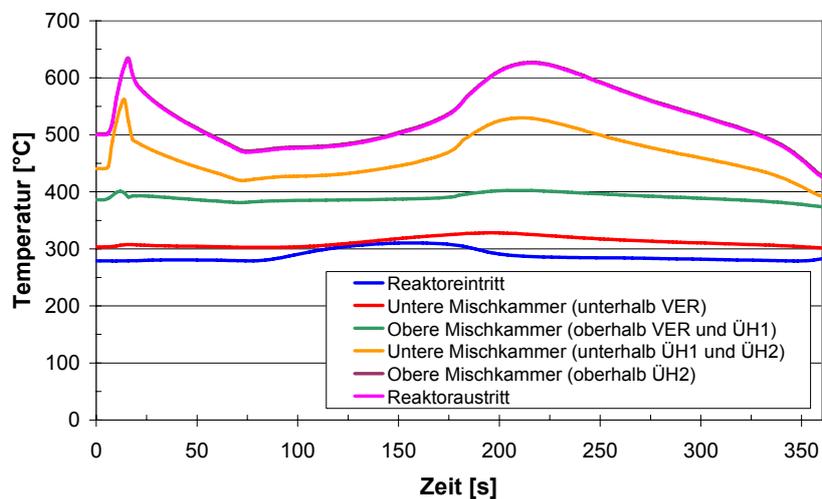


Abb. 5-27 Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorkammern während des Ausfalls einer Hauptspeisepumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s.

In der weiteren Transiente fällt die Reaktoraustrittstemperatur auf etwa 450°C, was das Zwischenüberhitzventil sich relativ weit öffnen lässt. Der Massenstrom durch den Zwischenüberhitzer wird dabei so groß, dass keine vollständige Kondensation mehr möglich ist. Der nachfolgende Speisewasservorwärmer, der neben der Turbinenanzapfung zusätzlich das

Kondensat aus dem Zwischenüberhitzer zur Vorwärmung erhält, wird nun mit Dampf aus dem Zwischenüberhitzer beaufschlagt. Dies hat eine erhöhte Reaktoreintrittstemperatur zur Folge, die sich wiederum in einer zeitlich verzögerten erhöhten Reaktoraustrittstemperatur niederschlägt, obwohl nach 14s nach Simulationsbeginn die Ersatzspeisewasserpumpe schon auf voller Drehzahl läuft und sich das System stabilisiert haben sollte. Der weitere Verlauf der Simulation ist durch die Wechselwirkung zwischen Reaktoraustrittstemperatur zu hohem Reaktordruck und dem sich daraus resultierenden vermindertem Speisewasserstrom und dem Regelverhalten des Zwischenüberhitzerventils gekennzeichnet. Bei Simulationseende sinkt die Reaktoraustrittstemperatur so stark, dass das Zwischenüberhitzerventil so weit öffnet, dass der Systemdruck im Reaktor unterkritisch wird und somit die Rechnung nicht mehr fortgesetzt werden kann. Um trotzdem eine Aussage über die Relevanz unterschiedlicher Auslaufzeiten beim Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe und dem anschließenden Starten der Ersatzpumpe treffen zu können, wird für die nun folgenden Simulationen die Regelung der Zwischenüberhitzertemperatur ausgeschaltet und somit ein konstanter Strömungsquerschnitt im Zwischenüberhitzerventil eingestellt, der im nominalen Betrieb mit drei Hauptspeisewasserpumpen die Zwischenüberhitzertemperatur auf 441°C einstellt.

Abb. 5-28 zeigt den Druckverlauf am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorkammern während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Stand-by-Pumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung. Im Gegensatz zu Abb. 5-26 ist ein geringerer maximal auftretender Reaktoreintrittsdruck zu erkennen. Die Differenz beträgt ungefähr 0,5 MPa und somit wird ein maximaler Druck im Reaktor von 25,5 MPa erreicht. Nach 75s nach Simulationsbeginn hat sich das System wieder auf den Ausgangszustand eingependelt. Somit ist die Vermutung, dass die Regelung des Zwischenüberhitzerventils für die Instabilitäten in den zuvor gezeigten Simulationen in dieser Art von Transienten verantwortlich ist, bestätigt.

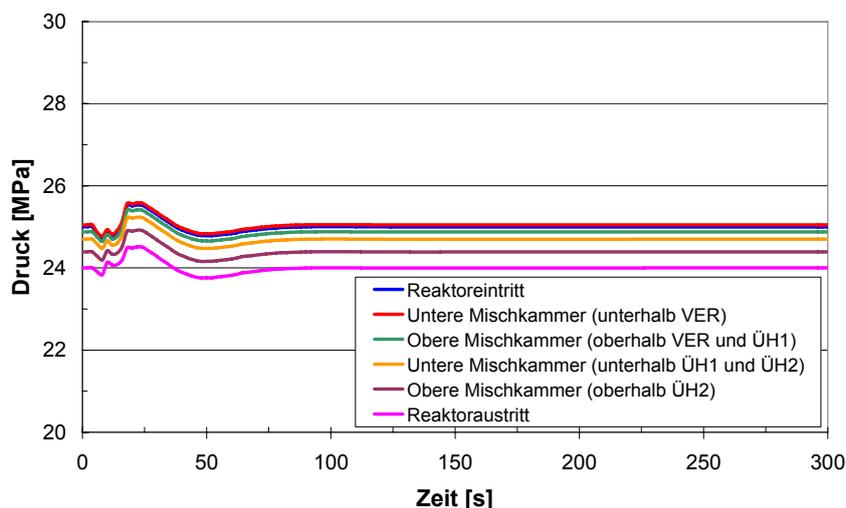


Abb. 5-28 Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorkammern während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.

Ähnliche Ergebnisse sind auch im Temperaturverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorkammern in den ersten 50s der Simulation zu beobachten. Für die restliche

Zeit der Simulation verhalten sich die jeweiligen Temperaturen konstant und erreichen ihre Nominalwerte ab dem Zeitpunkt 200s.

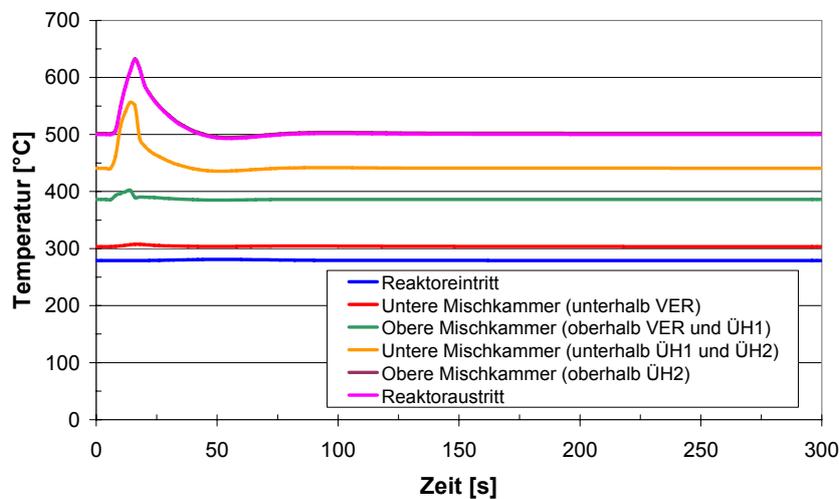


Abb. 5-29 Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.

Auch im Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Stand-by-Pumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung zeigen sich nahezu keine Unterschiede in den ersten 50s im Vergleich zu Abb. 5-25, wobei etwas geringere Hüllrohrtemperaturen im Falle der ausgeschalteten Zwischenüberhitzerregelung zu beobachten sind.

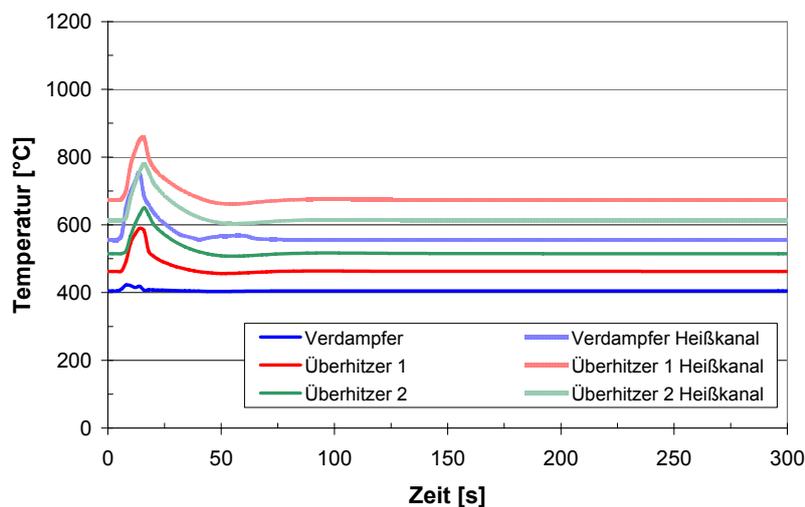


Abb. 5-30 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 5s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.

10s Rampe:

Abb. 5-31 zeigt die Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Stand-by-Pumpe bei einer Auslaufzeit von 10s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung. Durch die längere Auslaufzeit und somit späterem Starten der Ersatzpumpe ergeben sich im direkten Vergleich höhere Maximaltemperaturen der Hüllrohre als bei einer Auslaufzeit der Hauptspeisewasserpumpe von 5s.

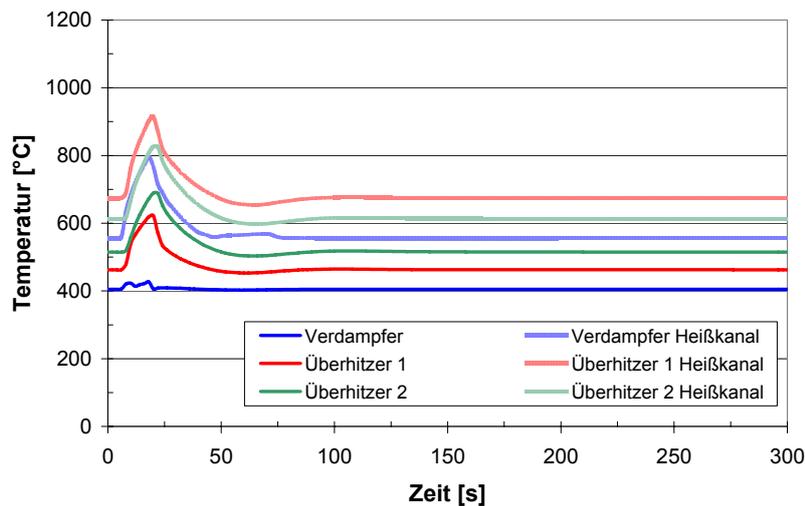


Abb. 5-31 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls einer Hauptspeisewasserpumpe und dem Anfahren der Ersatzpumpe bei einer Auslaufzeit von 10s und ausgeschalteter Zwischenüberhitzer-Regelung.

Abschließend sei noch der Vergleich der simulierten Massenströme in der Leitung nach den Pumpen mit den als ideal angenommen Massenstromverläufen, die bereits in Abb. 5-24 vorgestellt wurden, für unterschiedliche Auslaufzeiten der ausfallenden Hauptspeisewasserpumpe in Abb. 5-32 dargestellt.

Wie zu erkennen ist, bricht der Massenstrom nach einer Sekunde bzw. nach drei Sekunden für die jeweiligen Auslaufzeiten von 5s und 10s auf nahezu 70% des Gesamtmassenstroms zusammen. Der Grund hierfür ist, dass jede der vier Hauptspeisewasserpumpen mit einer Rückschlagklappe auf der Hochdruckseite ausgestattet ist. Fällt nun eine Hauptspeisewasserpumpe aus, schließt die Rückschlagklappe, um ein Zurückströmen durch die Pumpe zu verhindern, obwohl die Pumpe im Falle von einer Auslaufzeit von 10s noch eine Drehzahl von 70% besitzt. Dieselbe Erklärung ist für das Anfahren der Ersatzpumpe gültig, da hier auch erst eine gewisse Mindestdrehzahl und somit eine Mindestförderhöhe erreicht werden muss, bevor die Rückschlagklappe sich öffnet. Des Weiteren ist dadurch eine viele längere Zeit mit niedrigem Massenstrom gegeben, als die geplante eine Sekunde mit 66% des Gesamtmassenstroms. Als Fazit kann aus den beiden Simulationen mit unterschiedlichen Auslaufzeiten und ausgeschalteter Zwischenüberhitzerregelung gezogen werden, dass ein Schwungrad nicht den erhofften Erfolg verspricht, um den Abfall des Massenstroms auf 66% längere Zeit hinauszuzögern, wenn mit dem Hochfahren der Ersatzpumpe bis zum Auslaufen der ausfallenden Hauptspeisewasserpumpe gewartet wird, da die Rückschlagklappe relativ schnell die Hauptspeisewasserpumpe absperrt.

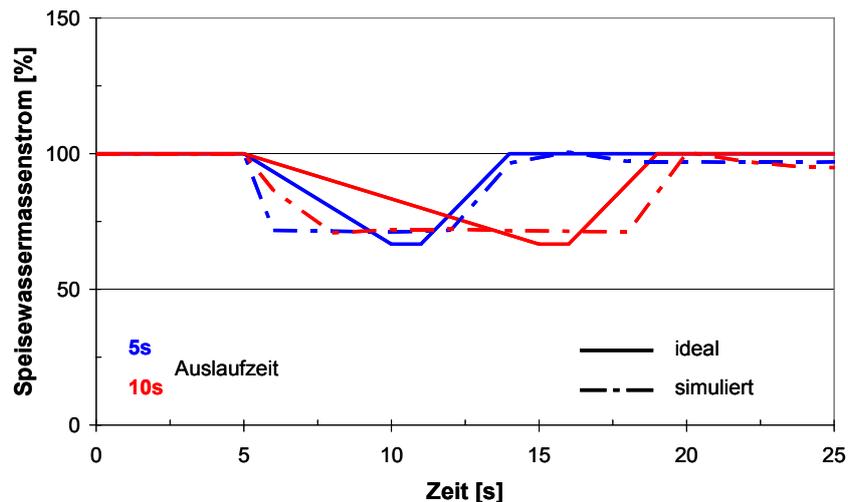


Abb. 5-32 Vergleich des ideal angenommenen Soll-Massenstroms mit dem in der Simulation berechneten Massenstroms für die Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpe von 5s und 10s.

### 5.5.2 Simulation des Verlusts der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM

Die Simulation des Verlusts der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM wird mit den zusätzlichen Systemparametern in Tab. 5-6, die durch die Parameterstudie des ADSs definiert wurden, durchgeführt. Bei diesem Störfall wird kein System für die Nachwärmeabfuhr hinzugeschaltet, da mit dieser Simulation der Zeitpunkt bestimmt werden soll, ab wann die Hüllrohrtemperaturen aufgrund der fehlenden Kühlung wieder anfangen zu steigen.

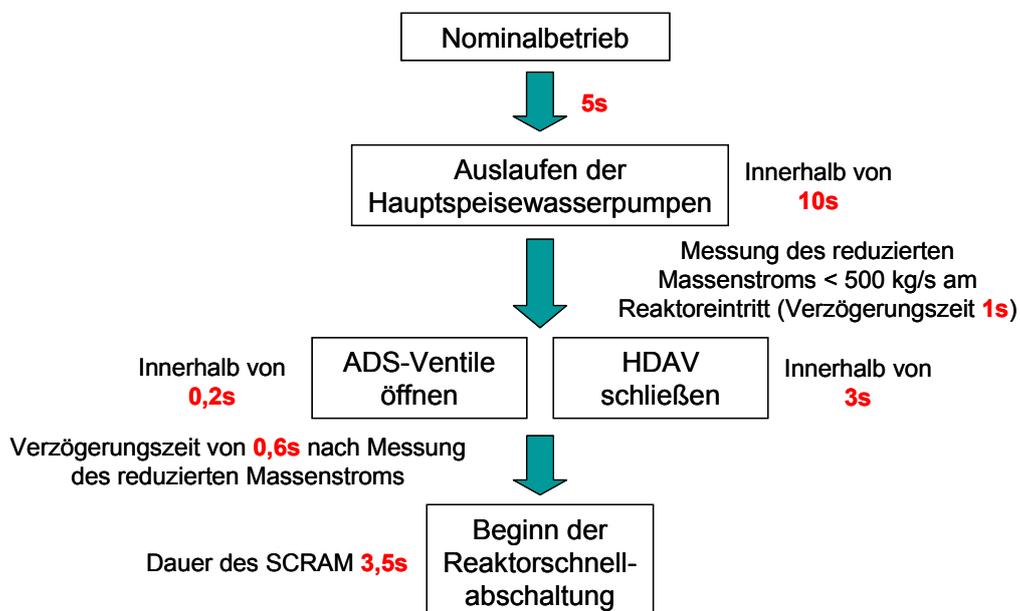


Abb. 5-33 Zeitleiste für den Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen und die anschließende Druckentlastung über das ADS.

Die Zeitleiste für den Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen und die anschließende Druckentlastung über das ADS wird in Abb. 5-33 beschrieben. Nach 5s des nominalen Betriebs

beginnen alle Hauptspeisewasserpumpen innerhalb von 10s ihre Drehzahl auf Null zu reduzieren. Dadurch sinken die Förderhöhe und der Speisewassermassenstrom. Der für die Simulation interessierende Massenstrom wird am Reaktoreintritt mit einer Verzögerungszeit von 1s gemessen. Fällt der Massenstrom am Reaktoreintritt dann unter den Wert von 500 kg/s, werden Signale zu dem ADS und dem HDAV gesendet. Die ADS-Ventile öffnen sich innerhalb von 0,2s und leiten die Druckentlastung ein, während die HDAV sich innerhalb von 3s schließen um den Frischdampf komplett in das Flutbecken abblasen zu können. Zeitgleich mit dem Beginn der Druckentlastung und dem Schließen der HDAV wird ein Signal mit einer Verzögerungszeit von 0,6s zu der Reaktorschnellabschaltung gesendet und die thermische Leistung wird innerhalb von 3,5s linear auf die Nachzerfallsleistung reduziert. Der Wert für das Signal für niedrigen Massenstrom wurde aufgrund folgender Tatsache gewählt, dass er unter dem Massenstrom von 579 kg/s liegt, der beim Ab- und Anfahrprozess bei unter 50% Last verwendet wird.

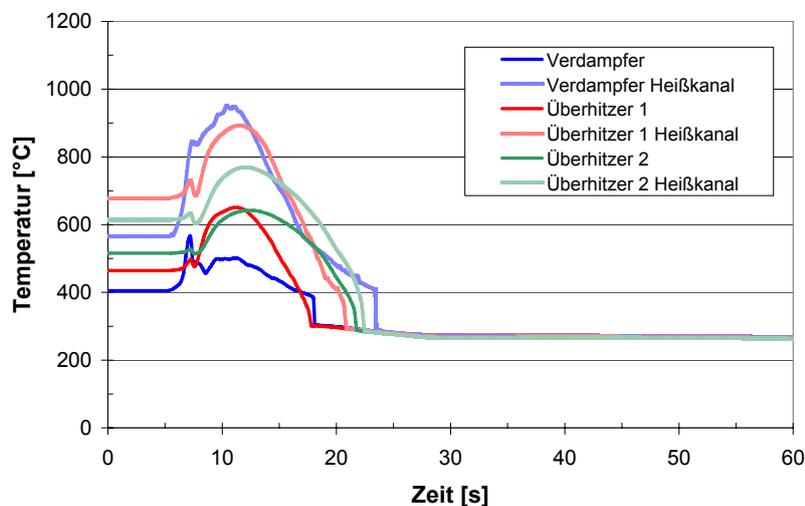


Abb. 5-34 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.

Der Verlauf der Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen wird in Abb. 5-34 dargestellt. Die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Nominalkanäle sind dabei wie schon bei der Parameterstudie der Druckentlastung in Abb. 5-9 gezeigt nicht kritisch, da die Maximaltemperatur im Überhitzer 2 unter 650°C bleibt. Jedoch steigen die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen sehr stark an. Im Verdampfer-Heißkanal ist ein Temperaturanstieg von maximal 390°C auf ca. 950°C zu verzeichnen. Dies ist 22°C heißer als bei der Parameterstudie der Druckentlastung. In den anderen Heißkanälen der Überhitzer 1 und Überhitzer 2 Kernbereiche sind weitere Temperaturanstiege und somit höhere Hüllrohrtemperaturen (15°C bzw. 32°C höher) zu beobachten. Erhöhte Temperaturen sind dabei für ungefähr 13s feststellbar, bevor sie wieder unter ihre Nominalwerte sinken. Des Weiteren sind zwei Spitzen von erhöhten Hüllrohrtemperaturen sowohl in den Nominal- als auch in den Heißkanälen zu beobachten. Diese sind im Vergleich zu Abb. 5-9 mehr ausgeprägt. Im Falle des Verdampfer-Nominalkanals ist der erste Peak sogar größer als der zweite Peak, der bei Zeitpunkt 10s auftritt. Weitere Unterschiede bestehen darin, dass die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Überhitzer 1 und Überhitzer 2 No-

minalkanäle sich nahezu gleichen, während in Abb. 5-9 der Überhitzer 2-Nominalkanal kälter als der Überhitzer 1-Nominalkanal ist. Des Weiteren kann in allen Kernbereichen, wie schon bei der Parameterstudie der Druckentlastung in Abb. 5-9 gezeigt, eine Siedekrise festgestellt werden, die aber nahezu keinen Beitrag für die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen liefert, sondern nur ab Zeitpunkt 10s den Rückgang der erhöhten Hüllrohrtemperaturen verzögert.

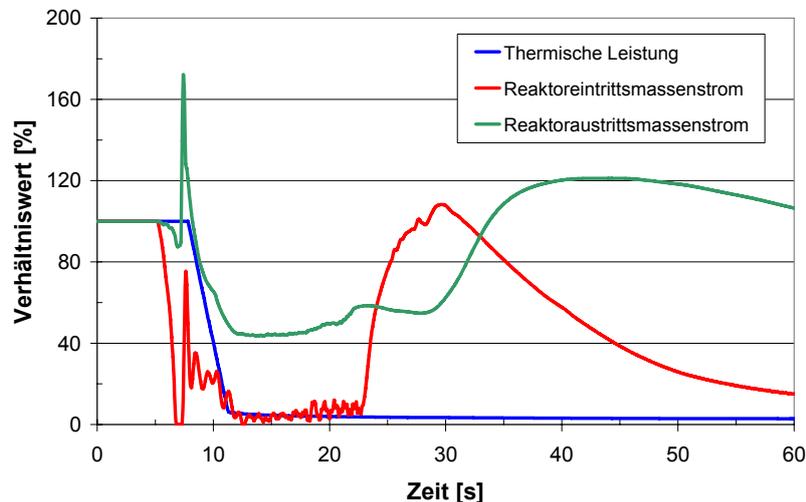


Abb. 5-35 Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.

Ein Grund für die zuvor erwähnten zwei Peaks der Hüllrohrtemperaturen kann in den ersten Sekunden während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen in Abb. 5-35 gefunden werden. Der Reaktoreintrittsmassenstrom fällt rapide in den ersten Sekunden auf Null, wohingegen die thermische Leistung immer noch konstant ist, weil die Reaktorschnellabschaltung noch nicht initiiert wurde. Dies resultiert in einer ungenügenden Kühlung des Hüllrohrmaterials. Unter Berücksichtigung der Reaktivitätsrückwirkung sollte auch dieser Temperaturpeak niedriger sein. Der Grund für die schnelle Absenkung des Reaktoreintrittsmassenstroms liegt in der automatischen Schließung aller Rückschlagklappen auf der Hochdruckseite der Hauptspeisewasserpumpen und somit der Schließung der Rückschlagklappe am Eintritt des Containments in der Speisewasserleitung etwa 7s nach Simulationsbeginn, obwohl die Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpen noch 80% beträgt. Der Reaktoraustrittsmassenstrom fällt anfangs zeitverzögert wegen der Reduzierung des Reaktoreintrittsmassenstroms geringfügig ab. Sobald jedoch das ADS wegen des Signals für zu niedrigen Massenstrom aktiviert wird und die Druckentlastung beginnt, steigt der Reaktoraustrittsmassenstrom dann erheblich auf 180% des Nominalwertes und der Reaktoreintrittsmassenstrom erhöht sich schlagartig auf 80% des Nominalwertes, da durch die Druckabsenkung die Rückschlagklappe am Containment wieder öffnet und das Wasser aus der Speisewasserleitung einspeist. Die Speisewasserleitung ist für 2,3s durch die Rückschlagklappen am Containment und hinter den Pumpen komplett isoliert. Eine Erhöhung der Auslaufzeiten der Hauptspeisewasserpumpen hat durch die Rückschlagklappen nahezu keinen Einfluss auf die Hüllrohrtemperaturen, was die Nutzung eines Schwungrads obsolet macht.

In der Simulation sinkt der Reaktoreintrittsmassenstrom innerhalb von 15s auf nahezu Null. Dabei öffnet und schließt sich die Rückschlagklappe am Containment je nach Druckdifferenz. Am Zeitpunkt 23s steigt der Reaktoreintrittsmassenstrom wieder stark auf 110% an und fällt dann kontinuierlich auf 15% bei 60s nach Simulationsbeginn.

Der Massenstrom aus dem Reaktor wird nach 5s der Druckentlastung durch den kritischen Massenstrom eines Zweiphasengemischs in den ADS-Ventilen limitiert und ist annähernd konstant. Eine Stabilisierung der Hüllrohrtemperaturen auf 280°C, die in Abb. 5-34 dargestellt ist, tritt ungefähr 17s nach der Druckentlastung ein, wenn die thermische Leistung auf die Nachzerfallsleistung gefallen ist und ein genügend hoher Massenstrom für die Kühlung des Kerns vorhanden ist.

Der Druckverlauf am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina ist in Abb. 5-36 dargestellt. Die Reaktorschnellabschaltung und die Aktivierung des ADSs wird durch das Signal für niedrigen Massenstrom ausgelöst, so dass in Abb. 5-36 keine Druckspitze erkennbar ist. Der weitere Verlauf des Drucks im Reaktor ist dem aus der Parameterstudie der Druckentlastung in Abb. 5-12 sehr ähnlich.

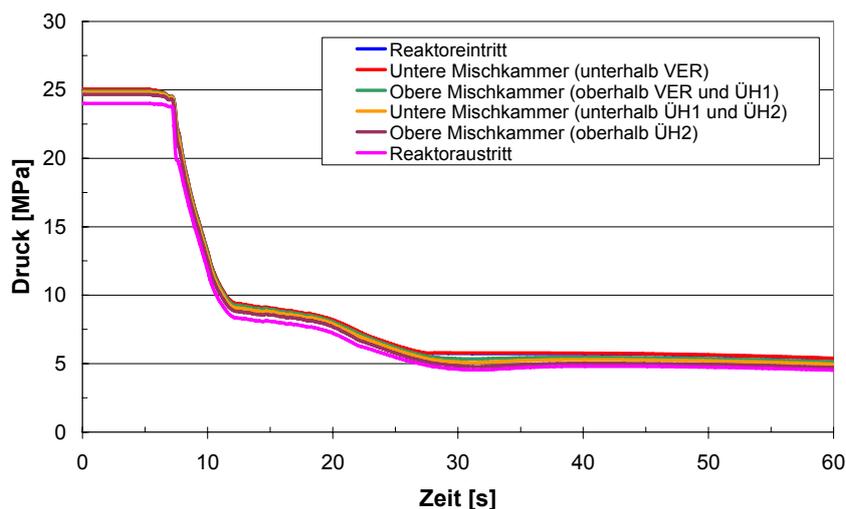


Abb. 5-36 Druckverlauf des Reaktorein- und -austritts und der jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.

Eine detaillierte Aufschlüsselung der einzelnen Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle ist in Abb. 5-37 gegeben. Die Massenströme sowohl durch den Nominal- als auch den Heißkanal des Verdampfers folgen dem Reaktoreintrittsmassenstrom aus Abb. 5-35 und fallen nach ungefähr 2s nach Beginn des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen auf nahezu Null. Alle anderen Nominal- und Heißkanäle des Überhitzers 1 und Überhitzers 2 folgen eher dem Reaktoraustrittsmassenstrom aus Abb. 5-35. Sobald das ADS die Druckentlastung durchführt, steigen die Massenströme im Verdampfer auf 80% ihres Nominalwertes und stabilisieren sich mit den anderen Massenströmen des Überhitzers 1 und Überhitzers 2 auf 50% des Nominalwertes bei 11s nach Simulationsbeginn.

Obwohl die Massenströme durch die Nominalkanäle sich in den ersten 5s während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen erheblich verringern, sind die Massenströme trotzdem

hoch genug um eine Kühlung des Hüllrohrmaterials zu gewährleisten. Im Gegensatz dazu reichen die Massenströme durch die Heißkanäle nicht aus, um eine signifikante Erhöhung der Hüllrohrtemperaturen verhindern zu können. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass die Heißkanäle ein etwas instabileres Verhalten der Massenströme zeigen als ihre Nominalkanäle. Nach 22s nach Simulationsbeginn kann sogar ein temporäres Zurückströmen im Heißkanal des Verdampfers beobachtet werden. Der erneute Anstieg des Reaktoreintrittsmassenstroms in Abb. 5-35 bei 22s kann im Verdampfermassenstrom nicht beobachtet werden, da der stromaufwärts befindliche Wasserspeicher als Puffer dient. Somit lässt sich feststellen, dass die Massenströme durch die drei Kernbereiche eher dem Reaktorausstritt folgen, sobald das ADS die Druckentlastung eingeleitet hat.

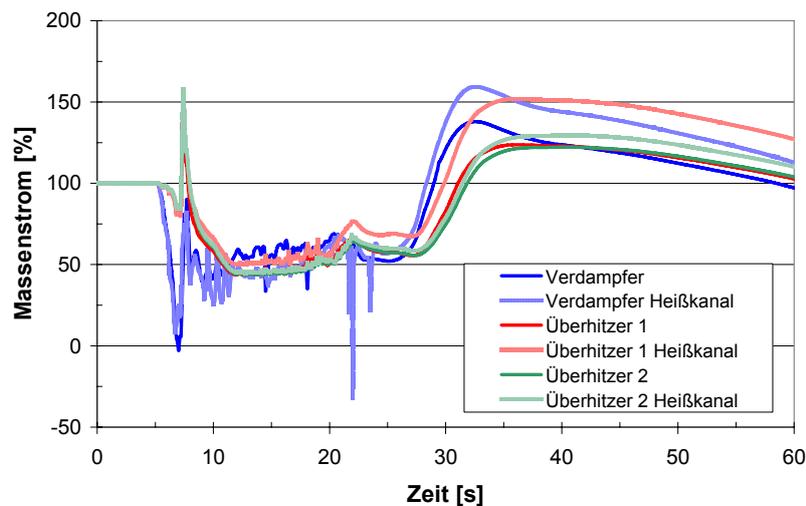


Abb. 5-37 Massenströme durch die Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.

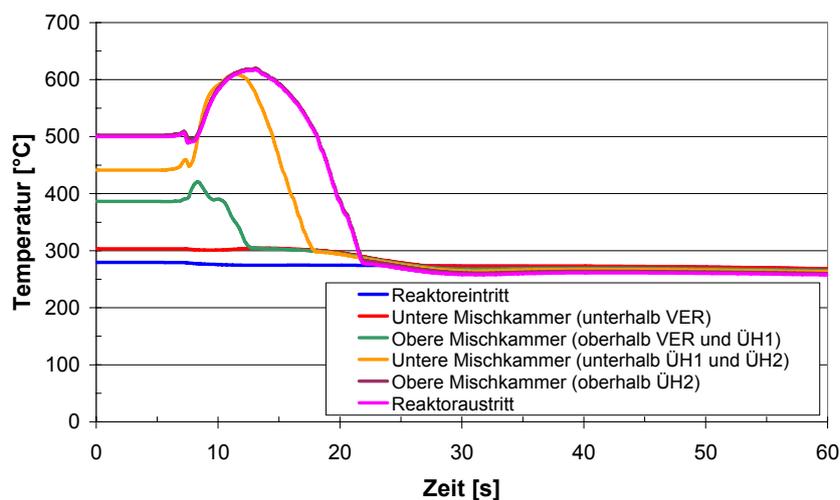


Abb. 5-38 Temperaturverlauf des Kühlmittels am Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen.

Der Temperaturverlauf des Kühlmittels im Reaktorein- und -austritt und in den jeweiligen Reaktorvolumina während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen ist in Abb. 5-38 dargestellt. So ist beim Ausfall aller Hauptspeisewasserpumpen eine erhöhte Temperatur von

ungefähr  $100^{\circ}\text{C}$  über der nominalen Reaktoraustrittstemperatur von  $500^{\circ}\text{C}$  in der unteren Mischungskammer zwischen Überhitzer 1 und Überhitzer 2 und zeitverzögert in der darauffolgenden oberen Mischkammer über dem Überhitzer 2 und im Reaktoraustritt feststellbar. Nach 20s stabilisiert sich die Fluidtemperatur am Reaktoraustritt auf einen Wert von  $260^{\circ}\text{C}$ , was der gemittelten Temperatur der angehängten Materialstruktur am Reaktoreintritt und zusätzlich dem Wärmeeintrag durch die Nachzerfallswärme im Kern entspricht.

Abb. 5-39 zeigt, dass nach 100s bzw. nach 200s nach Simulationsbeginn die Hüllrohrtemperaturen sich kurzzeitig erhöhen und dann aber wieder auf etwa  $200^{\circ}\text{C}$  zurückfallen. Im letzteren Fall sind die Erhöhung und der Zeitraum erhöhter Hüllrohrtemperaturen etwas ausgeprägter, was noch nachfolgend diskutiert wird.

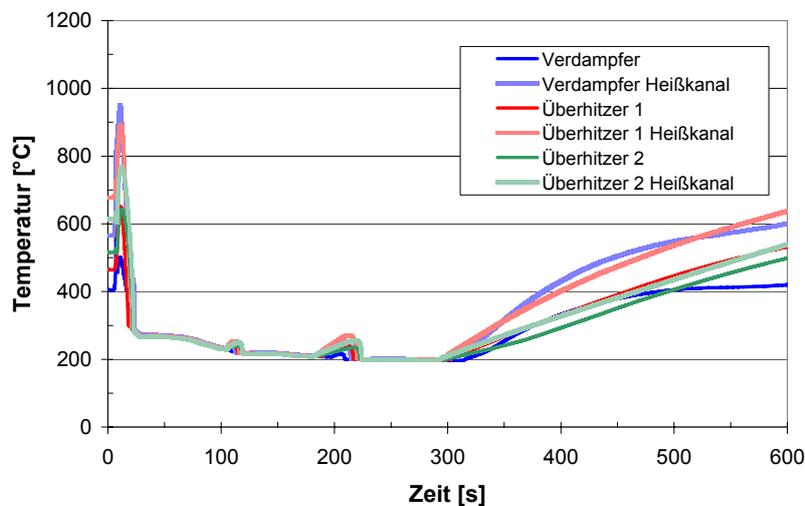


Abb. 5-39 Hüllrohrtemperaturen der Nominal- und Heißkanäle während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen und ohne Einschalten irgendwelcher Nachwärmeabfuhrsysteme.

Nach 600s nach Simulationsbeginn steigen die Hüllrohrtemperaturen jedoch an und erreichen im Überhitzer 1-Heißkanal eine Temperatur von über  $600^{\circ}\text{C}$ , da der Massenstrom durch den Kern wegen der fehlenden Druckdifferenz allmählich zum Erliegen kommt. Dies ist in Abb. 5-40 zu sehen, wo der Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und die thermische Leistung während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen und ohne das Einschalten irgendwelcher Nachwärmeabfuhrsysteme dargestellt sind.

Wie bereits erwähnt, sinkt der Reaktoraustrittsmassenstrom nach 60s nach Simulationsbeginn auf 15% des Nominalwertes ab. Danach öffnet und schließt sich die Rückschlagklappe am Containment je nach Druckdifferenz. Dies ist bei Zeitpunkt 100s bzw. 200s nach Simulationsbeginn zu beobachten. Obwohl der resultierende Reaktoreintrittsmassenstrom nicht besonders hoch ist, reicht dieser aus um das weitere Ansteigen der Hüllrohrtemperaturen in den ersten beiden Fällen zu verhindern, da die thermische Leistung nun sehr niedrig ist. Der Reaktoraustrittsmassenstrom folgt dabei zeitverzögert dem Reaktoreintrittsmassenstrom. 300s nach Simulationsbeginn ist der Massenstrom jedoch so gering, dass die Hüllrohrtemperaturen wieder anfangen zu steigen.

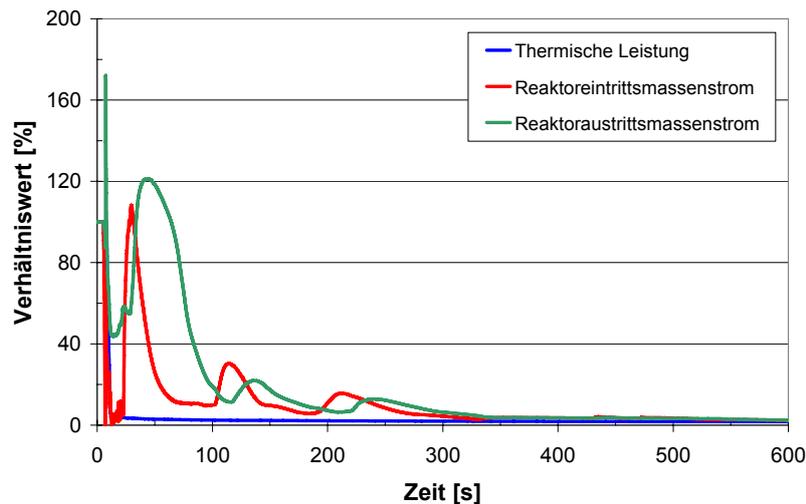


Abb. 5-40 Reaktoreintritts- und -austrittsmassenstrom und thermische Leistung während des Ausfalls aller Hauptspeisewasserpumpen und ohne Einschalten irgendwelcher Nachwärmeabfuhrsysteme.

## 5.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen für die Sicherheitsanalyse

Die Simulation eines kompletten Containmentabschlusses mit nachfolgender Druckentlastung durch das ADS zeigte, dass der Reaktor effektiv gekühlt werden kann. Die Hüllrohrtemperaturen der Nominalkanäle stellten sich dabei als unkritisch im Hinblick auf die Materialeigenschaften heraus, da die maximal auftretende Hüllrohrtemperatur unter  $650^{\circ}\text{C}$  lag. Jedoch zeigten die Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle einen signifikanten Anstieg um ungefähr  $370^{\circ}\text{C}$ . Als kritischster Bereich stellte sich der Verdampfer-Heißkanal heraus, dessen maximale Hüllrohrtemperatur über  $900^{\circ}\text{C}$  lag. Nichtsdestotrotz sollten die auftretenden Hüllrohrtemperaturverläufe eher qualitativ interpretiert werden, da keine neutronische Rückwirkung den Anstieg der Brennstofftemperatur und somit der Hüllrohrtemperatur verhindert. Jedoch wurde bei keiner als Störfall bezeichneten Analyse das Kriterium von  $1260^{\circ}\text{C}$  überschritten.

Weiterhin sollte ein mögliches Verbiegen der Moderator- und Brennelementkastenwände aufgrund der Druckdifferenz über der Wand in Betracht gezogen werden. Eine maximal auftretende Druckdifferenz von 1,2 MPa zwischen Reaktorein- und austritt konnte nach 20s der Druckentlastung beobachtet werden. Eine strukturelle Untersuchung dieses Sachverhaltes sollte diesbezüglich Klarheit verschaffen, da die Wände nur für eine maximale Druckdifferenz von 0,45 MPa dimensioniert wurden [38]. Hierzu ist auch ein detailliertes Kernmodell notwendig, um lokale Druckdifferenzen über die Boxwände zu berechnen. Zweitens darf der maximal auftretende Druck im Reaktor nicht den Auslegungsdruck von 28,75 MPa des RDBs übersteigen, bevor das ADS aktiviert wird.

In der durchgeführten Parameterstudie wurden die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen der Heißkanäle und der maximal auftretende Reaktoreintrittsdruck als Indikatoren für den Einfluss der variierten Systemparameter herangezogen, da diese als die kritischsten Größen während der Druckentlastung identifiziert wurden. Die variierten Systemparameter waren der ADS-Aktivierungsdruck, die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile, die Schließzeiten der

ADS-Ventile und die Schließzeiten der HSAV und HDAV. Großen Einfluss zeigte eine Änderung des ADS-Aktivierungsdrucks, der Schließzeiten und der Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile. Dabei sollte der ADS-Aktivierungsdruck nicht oberhalb eines Wertes gewählt werden, der den Reaktoreintrittsdruck während des Druckentlastens über den Auslegungsdruck des RDBs ansteigen lässt. Die Gesamtströmungsfläche der ADS-Ventile sollte einen Wert übersteigen, der nicht mehr den maximal auftretenden Reaktoreintrittsdruck und die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen beeinflusst, da nun der Strömungswiderstand von anderen Faktoren wie dem Rohrdurchmesser dominiert wird. Somit ergeben sich ein ADS-Aktivierungsdruck von 26 MPa und für die ADS-Ventile eine Gesamtströmungsfläche von  $0,09 \text{ m}^2$  und eine Schließzeit von 0,2s (siehe Tab. 5-6).

Die Simulation des Niederdruckeinspeisesystems zeigte im Prinzip keine Nachteile gegenüber den im SWR eingesetzten Einspeisesystemen. Der Reaktor kann mit diesem System ausreichend gekühlt werden, sobald der Kern durch die Spargers druckentlastet wurde. Nachdem das Niederdruckeinspeisesystem Wasser bei 6 MPa einspeist, steigen die Hüllrohrtemperaturen wieder an, da der Reaktor zuerst mit Wasser gefüllt werden muss. Beim Wiederbefüllen des RDBs erfolgt die Kühlung nur durch das verdampfende Wasser. Die Simulation mit einer Pumpe, die bei 6 MPa für einen nominalen Massenstrom von 400 kg/s ausgelegt wurde, hindert das Ansteigen der Hüllrohrtemperaturen, da der Kern wieder relativ schnell geflutet werden konnte. Jedoch sollte angemerkt werden, dass die Pumpe immer bei voller Drehzahl betrieben wird. Dies bedeutet, dass der effektive eingespeiste Massenstrom während der Simulation wegen des fallenden Gegendrucks immer weiter ansteigt. Die Niederdruckeinspeisepumpe benötigte während der Transiente eine maximale elektrische Leistung von 2950 kW, die notfalls von einem Dieselgenerator aufgebracht werden muss.

Ein Ansatz für ein optionales Hochdruckeinspeisesystem wurde präsentiert, das aus einer Pumpe, die von einer 100 kW-Batterie betrieben wird, und einem Kondensator besteht. Der Kondensator wird benötigt um den Dampf, der aus dem Reaktor strömt, abzukühlen. Der Einspeisedruck wird zu 10 MPa angenommen. Da das Hochdruckeinspeisesystem nur in einem geschlossenen Kreislauf betrieben werden kann, benötigt das System zusätzliche Absperrventile in den ADS-Leitungen. Somit können Hochdruck- und Niederdruckeinspeisesystem nicht simultan betrieben werden. Während das Niederdruckeinspeisesystem den Kern komplett mit Wasser fluten kann, ist dies beim Hochdruckeinspeisesystem nicht der Fall, da hier immer nach dem Druckentlasten eine Zwei-Phasenströmung vorliegt. Der Vorteil des Hochdruckeinspeisesystems liegt in der viel kleineren benötigten Pumpenleistung, da nur der Druckverlust des geschlossenen Kreislaufs überwunden werden muss. Jedoch kann das Hochdruckeinspeisesystem nicht für die Langzeitkühlung des Reaktors eingesetzt werden, da durch die Wärmeabfuhr durch den Kondensator der Druck im geschlossenen Kreislauf soweit absinkt, dass irgendwann die Pumpe anfangen würde zu kavitieren. Eine Möglichkeit dies zu umgehen, besteht im Hochfahren des Niederdruckeinspeisesystems bei niedrigen Drücken und dem aktiven Schließen des Hochdruckeinspeisesystems. Jedoch müssen zukünftige Simulationen zeigen, ob die Hüllrohrtemperaturen wieder anfangen zu steigen, solange der Kern mit dem Niederdruckeinspeisesystem aufgefüllt wird. Es könnte aufgrund des Zusammenbrechens des Dampfvolumens und somit des Sättigungsdrucks beim Einspeisen von kaltem Wasser kurzfristig eine Umkehrströmung im Kern auftreten, bis der Kern geflutet wird und der Zwangdurchlauf wieder hergestellt ist.

Der Ausfall einer Hauptspeisewasserpumpe und das Anfahren der im Hot-Stand-By betriebenen vierten Hauptspeisewasserpumpe innerhalb von 3s wurde mit zwei unterschiedlichen Auslaufzeiten von 5s und 10s für die Hauptspeisewasserpumpe simuliert. Die Wartezeit, nachdem die Drehzahl der Hauptspeisewasserpumpe auf 0 gefallen ist und dem Anfahren der Hot-Stand-By Pumpe, betrug 1s. Die Drehzahl der anderen Hauptspeisewasserpumpen wurde während der Transiente als konstant angenommen und der Ersatzhauptspeisewasserpumpe nach dem Anfahren als Sollwert vorgegeben. Bei der Simulation zeigte sich, dass die Zwischenüberhitzerregelung durch das Öffnen und Schließen des dazugehörigen Regelventils eine Instabilität bezüglich des Systemdrucks verursachte, die zum Unterschreiten des kritischen Drucks im Reaktor führte. Um dennoch Aussagen bezüglich der maximalen Hüllrohrtemperaturen treffen zu können, wurde die Zwischenüberhitzerregelung bei Beginn der Simulation ausgeschaltet und somit ein konstanter Ventilquerschnitt vorgegeben. Somit konnte für eine Auslaufzeit von 5s bzw. 10s eine maximale Hüllrohrtemperatur im Überhitzer 1-Heißkanal von 880°C bzw. 900°C festgestellt werden. Somit überschreiten die Hüllrohrtemperaturen das Kriterium für transiente Ereignisse von 850°C beim ersten Fall geringfügig. Aufgrund der sich auf der Hochdruckseite der Hauptspeisewasserpumpen befindlichen Rückschlagklappen konnte die auslaufende Pumpe keinen Massenstrom mehr in den Reaktor fördern, da die Rückschlagklappen schon bei 70% Drehzahl die Hauptspeisewasserpumpen absperren. Somit ergeben sich längere Zeiträume mit niedrigem Massenstrom als die angedachte Wartezeit zwischen Ausfall und Anfahren von einer Sekunde. Zukünftige Simulationen sollten daher ein Niedrigdrehzahlssignal beinhalten, das die vierte Hauptspeisewasserpumpe schon früher zum Anfahren anregt.

Abschließend wurde der Verlust der Fremdnetzeinspeisung mit verspätetem SCRAM mit anschließender Druckentlastung über das ADS simuliert. Die Druckentlastung wurde aufgrund eines Niedrigmassenstromsignals von 500 kg/s initialisiert, welches den Massenstrom am Reaktoreintritt abtastet. Die schon beim Ausfall nur einer Hauptspeisewasserpumpe festgestellte Problematik, dass sich die auf der Hochdruckseite angebrachten Rückschlagklappen beim Auslaufen der Hauptspeisewasserpumpen schließen, konnte auch hier beobachtet werden. Somit konnte eine Absperrung der Speisewasserleitung zwischen der Rückschlagklappe am Containment und den Pumpen für einige Sekunden beobachtet werden, die erst nach der Druckentlastung durch das ADS aufgehoben wird. Während und nach dem Druckentlasten folgt das System ungefähr dem Mechanismus, der schon beim kompletten Containmentabschluss mit nachfolgender Druckentlastung beobachtet wurde. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass Schwungräder an den Hauptspeisewasserpumpen nicht nutzvoll sind, um die maximal auftretenden Hüllrohrtemperaturen während des Auslaufens zu reduzieren bzw. den Speisewassermassenstrom so lang wie möglich aufrecht zu erhalten.

Es kann abschließend festgehalten werden, dass alle betrachtenden Störfälle, weit unter der maximalen Hüllrohrtemperatur von 1260°C lagen, während beim Ausfall und Anfahren einer Hauptspeisewasserpumpe die maximale Hüllrohrtemperatur von 850°C für transiente Ereignisse leicht überschritten wurde. Soweit ist das HPLWR-Sicherheitssystem voraussichtlich in der Lage, alle betrachtenden Ereignisse zu beherrschen und den Kern effektiv zu kühlen.

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

$A$	$\text{m}^2$	durchströmte Fläche
$A_1 - A_8$		Koeffizienten für die Materialeigenschaftsfunktion des Produktes spezifische Wärmekapazität mit der Dichte
$B_1 - B_8$		Koeffizienten für die Materialeigenschaftsfunktion der Wärmeleitfähigkeit
$c_g$		Zweiphasenmultiplikator der gasförmigen Phase
$c_{g,ns}$		Zweiphasenmultiplikator der nicht stratifizierten, gasförmigen Phase
$c_{g,st}$		Zweiphasenmultiplikator der stratifizierten, gasförmigen Phase
$c_k$		Zweiphasenmultiplikator der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$c_l$		Zweiphasenmultiplikator der flüssigen Phase
$c_{l,en}$		Zweiphasenmultiplikator der flüssigen Phase mit Tröpfchenmitriss
$c_{l,ne}$		Zweiphasenmultiplikator der flüssigen Phase ohne Tröpfchenmitriss
$c_{l,st}$		Zweiphasenmultiplikator der stratifizierten, flüssigen Phase
$c_p$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität
$c_{pl}$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität der flüssigen Phase
$D_1$	$\text{m}$	Eintrittsdurchmesser vor Blende
$D_2$	$\text{m}$	Blendendurchmesser
$D_H$	$\text{m}$	Hydraulischer Durchmesser
$D_{Hg}$	$\text{m}$	Hydraulischer Durchmesser des Dampffilms
$D_{Hl}$	$\text{m}$	Hydraulischer Durchmesser des Flüssigkeitsfilms

$E$		Rate des Tröpfchenmitrisses
$E$		Laplace transformiertes Eingangssignal
$f$		relativer Fehler
$f_{cr,k}$		kritischer Reibungsdruckverlustkoeffizient der Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig)
$f_k$		Reibungsdruckverlustkoeffizient der Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig)
$f_n$		Korrekturfaktor für nicht-kondensierbare Gase
$f_{sp,k}$		Einphasen-Reibungsfaktor der Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig)
$F_{fl}$	$N\ m^{-3}$	Reibungskraft aufgrund der Änderung der Geometrie pro Einheitsvolumen
$F_i$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft pro Einheitsvolumen
$F_{ia}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft in Ringströmung pro Einheitsvolumen
$F_{ib}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft in Blasenströmung pro Einheitsvolumen
$F_{id}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft in Tröpfchenströmung pro Einheitsvolumen
$F_{ig}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft auf die gasförmige Phase pro Einheitsvolumen
$F_{ik}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft auf die Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig) pro Einheitsvolumen
$F_{il}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft auf die flüssige Phase pro Einheitsvolumen
$F_{ins}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft der nicht geschichteten Strömung pro Einheitsvolumen
$F_{ist}$	$N\ m^{-3}$	Grenzflächenreibungskraft der geschichteten Strömung pro Einheitsvolumen
$F_{va}$	$N\ m^{-3}$	Reibungskraft durch ein Ventil pro Einheitsvolumen

$F_{wk}$	$\text{N m}^{-3}$	Wandreibungskraft auf die Phase $k$ ( $l = \text{flüssig}$ oder $g = \text{gasförmig}$ ) pro Einheitsvolumen
$\bar{g}$	$\text{m s}^{-2}$	Erdbeschleunigung
$Gr_g$		Grashof-Zahl der gasförmigen Phase
$h$	$\text{J kg}^{-1}$	Totale spezifische Enthalpie des Fluids
$h_g$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie der gasförmigen Phase
$h_{g,sat}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Saturatedenthalpie auf der Taulinie
$h_k$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie der Phase $k$ ( $l = \text{flüssig}$ oder $g = \text{gasförmig}$ )
$h_{ik}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie der Grenzfläche $i$ zwischen der Phase $k$ ( $l = \text{flüssig}$ oder $g = \text{gasförmig}$ )
$h_{kin}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische kinetische Energie
$h_l$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie der flüssigen Phase
$h_{l,sat}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Saturatedenthalpie auf der Siedelinie
$h_{nb}$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	Wärmeübertragungskoeffizient beim Blasensieden
$h_{pc}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie am pseudokritischen Punkt
$h_{wg1}$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	Wärmeübertragungskoeffizient beim Filmsieden an der trockenen Wand
$h_{wg2}$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	Wärmeübertragungskoeffizient für erzwungene Konvektion an der trockenen Wand
$h_{wg3}$	$\text{W m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	Wärmeübertragungskoeffizient für Naturkonvektion an der trockenen Wand
$h_0$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Referenzenthalpie
$h_{1g}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Enthalpie der gasförmigen Phase am Turbineneintritt
$h_{1l,sat}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Saturatedenthalpie auf der Siedelinie am Turbineneintritt

$h_{2l,sat}$	$\text{J kg}^{-1}$	Spezifische Saturatedenthalpie auf der Siedelinie am Turbinenaustritt
$k$		Druckverlustkoeffizient
$K$		Stodola-Koeffizient
$K_{Blende}$		Blendenkoeffizient
$K_{ig}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient an die gasförmige Phase
$K_{il}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient an die flüssige Phase
$K_{il,Ch}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient berechnet mit der Chen-Korrelation
$K_{il,e}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient an die flüssige Phase bei Strömung mit Tröpfchenmitriss
$K_{il,ne}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient an die flüssige Phase bei Strömung ohne Tröpfchenmitriss
$K_{il,s}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient an die flüssige Phase bei geschichteter Strömung
$K_{il,Sh}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Grenzflächenwärmeübertragungskoeffizient berechnet mit der Shah-Korrelation
$K_p$		Verstärkung
$K_{wl}$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Wärmeübertragungskoeffizient zwischen flüssiger Phase und der Wand (entspricht $h_{wl}$ )
$L_{pe}$	$\text{J kg}^{-1}$	Pseudo-Verdampfungsenthalpie
$\dot{M}$	$\text{kg s}^{-1}$	Massenstrom
$\dot{M}_{nom}$	$\text{kg s}^{-1}$	Volllastmassenstrom
$Nu$		Nusselt-Zahl
$p$	$\text{N m}^{-2}$	Systemdruck
$p_1$	$\text{N m}^{-2}$	Turbineneintrittsdruck

$p_2$	$\text{N m}^{-2}$	Turbinenaustrittsdruck
$p_{aus}$	$\text{N m}^{-2}$	Austrittsdruck
$p_{cr}$	$\text{N m}^{-2}$	Kritischer Druck
$p_{ein}$	$\text{N m}^{-2}$	Eintrittsdruck
$p_{nom}$	$\text{N m}^{-2}$	Volllastdruck
$P_{res}$	W	Nachzerfallsleistung
$P_{th}$	W	thermische Leistung
$Pr_g$		Prandl-Zahl der gasförmigen Phase
$Pr_l$		Prandl-Zahl der flüssigen Phase
$\dot{q}_{cr}$	$\text{W m}^{-2}$	kritische Wandwärmestromdichte
$\dot{q}_{ig}$	$\text{W m}^{-2}$	Grenzflächenwärmeübertragung an die gasförmige Phase
$\dot{q}_{il}$	$\text{W m}^{-2}$	Grenzflächenwärmeübertragung an die flüssige Phase
$\dot{q}_{iw}$	$\text{W m}^{-2}$	Grenzflächenwärmeübertragung an die Wand
$\dot{q}_w$	$\text{W m}^{-2}$	Wandwärmestromdichte
$\dot{q}_{wg}$	$\text{W m}^{-2}$	Wandwärmestromdichte bei trockener Wand
$\dot{q}_{wl}$	$\text{W m}^{-2}$	Wandwärmestromdichte bei benetzter Wand
$\dot{Q}_{ik}$	$\text{W m}^{-3}$	Wärmestrom über die Grenzfläche $i$ an die Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig) pro Einheitsvolumen
$\dot{Q}_{wk}$	$\text{W m}^{-3}$	Wandwärmestrom an die Phase $k$ ( $l =$ flüssig oder $g =$ gasförmig) pro Einheitsvolumen
$R$		Schichtungsrate
$R_1$		Term der Schichtungsrate aufgrund des Kelvin-Helmholtz-Stabilitätskriterium
$R_2$		Term der Schichtungsrate aufgrund von Phasenmischungseffekten

$Re_{cr,k}$		kritische Reynolds-Zahl der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$Re_g$		Reynolds-Zahl der gasförmigen Phase
$Re_k$		Reynolds-Zahl der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$Re_l$		Reynolds-Zahl der flüssigen Phase
$Re_t$		turbulente Reynolds-Zahl
$S_i$		Quellterme für Massen-, Impuls- und Energiegleichung
$t$	s	Zeit
$t_0$	s	Betriebsdauer des Kerns
$s$		Variable
$T_{cr}$	°C	kritische Temperatur bei kritischer Wärmestromdichte
$T_g$	°C	Temperatur der gasförmigen Phase
$T_l$	°C	Temperatur der flüssigen Phase
$T_L$	°C	Leidenfrosttemperatur
$T_N$	s	Nachstellzeit
$T_{sat}$	°C	Siedetemperatur
$T_w$	°C	Wandtemperatur
$u$	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit
$u_g$	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit der gasförmigen Phase
$u_{ik}$	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit der Grenzfläche $i$ zwischen der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$u_k$	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$u_l$	$m\ s^{-1}$	Strömungsgeschwindigkeit der flüssigen Phase
$u_t$	$m\ s^{-1}$	turbulente Strömungsgeschwindigkeit

$U$	m	Umfang
$U$		Laplace transformiertes Ausgangssignal
$v_1$	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	spezifisches Volumen am Turbineneintritt
$x_{APROS}$		Vergleichsgröße aus APROS
$x_g$		Dampfmassenanteil
$x_{IPSEpro}$		Vergleichsgröße aus IPSEpro
$z$	m	Laufänge in Längsrichtung

### Griechische Buchstaben

$\alpha_g$		Volumenanteil der gasförmigen Phase $k$
$\alpha_k$		Volumenanteil der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$\Gamma_g$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Massenaustauschrate zwischen der gasförmigen Phase
$\Gamma_i$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Massenaustauschrate über die Grenzfläche
$\Gamma_k$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Massenaustauschrate zwischen der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$\Gamma_l$	$\text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Massenaustauschrate zwischen der flüssigen Phase
$\delta$	m	Tröpfchendurchmesser
$\Delta u$	$\text{m s}^{-1}$	Geschwindigkeitsunterschied zwischen beiden Phasen $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$\Delta H$	J	Enthalpieabnahme über Turbine mit Tröpfchen
$\Delta H_g$	J	Enthalpieabnahme über Turbine bei reinem Dampf
$\Delta p_{pu}$	$\text{N m}^{-3}$	Pumpenförderdruck
$\varepsilon$	m	Wandrauhigkeit
$\eta$		Wirkungsgrad
$\eta_g$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$	Dynamische Viskosität der gasförmigen Phase

## Nomenklatur

---

$\eta_k$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$	Dynamische Viskosität der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$\eta_l$	$\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$	Dynamische Viskosität der flüssigen Phase
$\eta_{\leq 50\%}$		Turbinenwirkungsgrad unter 50% Nominalmassenstrom
$\lambda$	$\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_g$	$\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit der gasförmigen Phase
$\lambda_l$	$\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase
$\pi$		Steen Parameter
$\rho$	$\text{kg m}^{-3}$	Dichte des Fluids / Materials
$\rho_g$	$\text{kg m}^{-3}$	Dichte der gasförmigen Phase
$\rho_k$	$\text{kg m}^{-3}$	Dichte der Phase $k$ ( $l$ = flüssig oder $g$ = gasförmig)
$\rho_l$	$\text{kg m}^{-3}$	Dichte der flüssigen Phase
$\sigma$	$\text{N m}^{-1}$	Oberflächenspannung des Fluids

## Abkürzungen

ADS	Automatisches Druckentlastungssystem
APROS	Advanced Process Simulation Software
ATWS	Anticipated Transient without SCRAM
DNB	Departure from nucleate boiling
DWR	Druckwasserreaktor
EPR	European Pressurized Water Reactor
HD	Hochdruck
HDAV	Hauptdampfabsperrentile
HSAV	Hauptspeisewasserabsperrentile
HSS	Hilfsspeisewassersystem
HPLWR	High Performance Light Water Reactor
SCFR	Supercritical Light Water Fast Reactor
SCRAM	Safety Control Rod Automatic Movement
SCLWR	Supercritical Light Water Reactor
SCLWR-H	High Temperature Supercritical Light Water Reactor
RDB	Reaktordruckbehälter
RIA	Reactivity Initiated Accident
RESA	Reaktorschnellabschaltung
RFKS	Reserve-Flüssigkeitskontrollsystem
SWR	Siedewasserreaktor
LOCA	Loss of Coolant Accident
MD	Mitteldruck

## Abkürzungen

---

ND	Niederdruck
NDES	Niederdruckeinspeisesystem
NWAS	Nachwärmeabfuhrsystem
ÜDS	Überdruckventil
ÜH1	Überhitzer 1
ÜH2	Überhitzer 2
VER	Verdampfer
VW	Vorwärmer

---

## Literatur

- [1] ALOBAID., F., POSTLER, R., STRÖHLE, J., EPPLE, B., KIM, H.-G.: Modeling and investigation start-up procedures of a combined cycle power plant, *Applied Energy*, Vol. 85, pp. 1173-1189, 2009.
- [2] ALOBAID., F., STRÖHLE, J., EPPLE, B., KIM, H.-G.: Dynamic Simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures, *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 1274-1282, 2009.
- [3] ANTONI, O., DUMAZ, P.: Preliminary Calculations of a Supercritical Light Water Reactor Concept using the CATHARE Code, *Proceedings of ICAPP 2003*, Paper No. 3146, Cordoba, Spain, 2003.
- [4] APROS Version 5.08 / 5.09, VTT Finland and Fortum, <http://APROS.vtt.fi/>
- [5] ATHLET-CD, GRS (Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit mbH), <http://www.grs.de/content/athlet-cd/>
- [6] BEHNKE, L., HIMMEL, S., WAATA, C., LAURIEN, E., SCHULENBERG, T.: Prediction of heat transfer for a supercritical water test with a four pin fuel bundle, *Proceedings of ICAPP 2006*, Paper No. 6211, Reno, NV USA, 2006.
- [7] BERENSON, P.J.: Film-Boiling Heat Transfer From a Horizontal Surface, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 83, pp. 351-358, 1961.
- [8] BESTION, D.: The physical closure laws in the CATHARE code, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 124, Issue 3, pp. 229-245, 1990.
- [9] BEZRUKOV, Yu.A., ASTAHKOV, V.I., BRANTOV, V.G., ABRAMOV, V.I., TESTOV, I.I., LOGVINOV, S.A., RASSOKHIN, N.G.: Experimental investigation and statistical analysis of data on burnout in rod bundle for water-moderated water-cooled reactors, *Teploenergetika*, Vol. 23, Issue 2, pp. 80-82, 1976.
- [10] BISHOP, A.A., SANDBERG, R.O., TONG, L.S.: Forced convection heat transfer to water near- critical temperatures and super-critical pressures, *A.I.Ch.E.-I.Chem.E. Symposium Series*, Vol. 2, pp. 77-85, 1965.
- [11] BITTERMANN, D., SCHULENBERG, T., ANDREANI, M.: THE SAFETY CONCEPT OF THE HPLWR, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 11, Heidelberg, Germany, 2009.
- [12] BITTERMANN, D., SQUARER, D., SCHULENBERG, T., OKA, Y.: Economic Prospects of the HPLWR, *GENES4/ANP2003*, Paper No.1003, Kyoto, Japan, 2003.

- [13] BITTERMANN, D., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Turbine Technologies for High Performance Light Water Reactors, Proceedings of ICAPP 2004, Paper No. 4195, Pittsburgh, PA USA, 2004.
- [14] BRANDAUER, M., SCHLAGENHAUFER, M., SCHULENBERG, T.: Steam cycle optimization for the HPLWR, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 36, Heidelberg, Germany, 2009.
- [15] BRANDAUER, M.: HPLWR Wasser-Dampf-Kreislauf-Optimierung und mechanische Auslegung der Speisewasservorwärmer, Studienarbeit, IKET, Forschungszentrum Karlsruhe, Deutschland, 2009.
- [16] CAI, J., ISHIWATARI, Y., IKEJIRI, S., OKA, Y.: Thermal and stability considerations for a supercritical water-cooled fast reactor with downward-flow channels during power-raising phase of plant startup, Nuclear Engineering and Design, Vol. 239, No. 4, pp. 665-679, 2009.
- [17] CATHARE, CEA, Grenoble, <http://www-cathare.cea.fr/>
- [18] CHEN, S.L., GERNER, F.M., TIEN, C.L.: General Film Condensation Correlations, Experimental Heat Transfer, Vol. 1, Issue 2, pp. 93-107, 1987.
- [19] CHENG, X., SCHULENBERG, T., BITTERMANN, D., RAU, P.: Design analysis of core assemblies for supercritical pressure conditions, Nuclear Engineering and Design, Vol. 223, Issue 3, pp. 279-294, 2003.
- [20] COFFMAN JR., F.D.: LOCA Temperature Criterion for Stainless Steel Clad Fuel, NUREG-0065, 1976.
- [21] DE MARSAC, B., BITTERMANN, D., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Containment Design Proposal with Active and Passive Safety Systems for a High Performance Light Water Reactor, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 10, Heidelberg, Germany, 2009.
- [22] DIN 2481: Wärmekraftanlagen, Graphische Symbole, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln, 1979.
- [23] DOBASHI, K., KIMURA, A., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Conceptual Design of a High Temperature Power Reactor Cooled and Moderated by Supercritical Light Water, Annals of Nuclear Energy, Vol. 25, No. 8, pp. 487-505, 1998.
- [24] DOBASHI, K., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Core and Plant Design of the Power Reactor Cooled and Moderated by Supercritical Light Water With Single Tube Water Rods, Annals of Nuclear Energy, Vol. 24, No. 16, pp. 1281-1300, 1997.

- 
- [25] EHRlich, K., KONYS, J., HEIKINHEIMO, L.: Materials for high Performance light water reactors, *Journal of Nuclear Materials*, Vol. 327, Issues 2-3, pp. 140-147, 2004.
- [26] EL-WAKIL, M.M.: *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Company, New York, USA, 1984.
- [27] EnBW Kernkraft GmbH, Kernkraftwerk Phillipsburg, persönliche Mitteilung von Dr. Rauth, Matthias, 2009.
- [28] EUROPEAN UTILITY REQUIREMENTS: Volume 2: Generic Requirements, Chapter 1: Safety Requirements (Parts 1 and 2), Revision B, November 1995.
- [29] FISCHER, K., GUELTON, E., SCHULENBERG, T.: Festigkeitsanalyse des Reaktor-druckbehälters für einen Leichtwasserreaktor mit überkritischen Dampfzuständen, Jahrestagung Kerntechnik 2006, Aachen, Germany, 2006.
- [30] FISCHER, K., SCHNEIDER, T., REDON, T., SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: Mechanical design of core components for a High Performance Light Water Reactor with a three pass core, *Proceedings of GLOBAL 2007*, Boise, ID USA, 2007.
- [31] FISCHER, K.: Design of a Supercritical Water - Cooled Reactor – Pressure Vessel and Internals, FZKA 7429, Forschungszentrum Karlsruhe, Germany, 2008.
- [32] FOULON, H., WANK, A., SCHULENBERG, T.: CFD Analysis of feedwater flow in the HPLWR Pressure Vessel, *International Students Workshop on High Performance Light Water Reactors*, Karlsruhe, Germany, 2008.
- [33] GROENEVELD, D.C., SNOEK, C.W.: A Comprehensive Examination of Heat Transfer Correlations Suitable for Reactor Safety Analysis, *Multiphase Science and Technology*, Vol. 2, pp. 181-274, 1986.
- [34] HÄNNINEN, M., KURKI, J.: Simulation of flows at supercritical pressures with a two-fluid code, NUTHOS-7: The 7th International Tropical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, Operation and Safety, Seoul, Korea, 2008.
- [35] HÄNNINEN, M., PUSKA, E., MIETTINEN, J., YLIJOKI, J.: Homogeneous Two Phase Flow Model of Apros, Version 2.2, Finland, 1991.
- [36] HÄNNINEN, M., YLIJOKI, J.: The Constitutive Equations of the APROS Six-Equation Model, Manual in APROS Version 5.08, 2007.
- [37] HERBELL, H, SCHULENBERG, T.: Reheater Design Concept for the High Performance Light Water Reactor, *Proceedings of GLOBAL 2009*, Paper No. 9345, Paris, France, 2009.

- [38] HERBELL, H., HIMMEL, S.: Strukturmechanische Auslegung eines HPLWR Brennelementkastens in Leichtbauweise, FZKA 7404, Forschungszentrum Karlsruhe, Germany, 2008.
- [39] HERBELL, H., WECHSUNG, M., SCHULENBERG, T.: A TURBINE DESIGN CONCEPT FOR THE HIGH PERFORMANCE LIGHT WATER REACTOR, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 76, Heidelberg, Germany, 2009.
- [40] HIMMEL, S., CLASS, A. G., LAURIEN, E., SCHULENBERG, T.: Determination of Mixing Coefficients in a Wire-Wrapped HPLWR Fuel Assembly using CFD, Proceedings of ICAPP 2008, Paper No. 8053, Anaheim, CA USA, 2008.
- [41] HIMMEL, S., CLASS, A., LAURIEN, E., SCHULENBERG, T.: Flow In A HPLWR Fuel Assembly With Wire Wrap Spacers, Proceedings of ANS/ENS Winter Meeting, Washington, DC USA, 2007.
- [42] HIMMEL, S., HOFMEISTER, J., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Mechanical Analysis of the Fuel Assembly Box of a HPLWR Fuel Assembly, Proceedings of ICAPP 2006, Paper No. 6229, Reno, NV USA, 2006.
- [43] HOFMEISTER, J., SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: Optimization of a Fuel Assembly for a HPLWR, Proceedings of ICAPP 2005, Paper No. 5077, Seoul, Korea, 2005.
- [44] HOFMEISTER, J., WAATA, C., SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: Fuel assembly design study for a reactor with supercritical water, Nuclear Engineering and Design, Vol. 237, pp. 1513-1521, 2007.
- [45] INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th Edition, 1996.
- [46] IPSEpro Version 4.0, Simulation Technologies, Graz, Österreich, <http://www.simtechnology.com/>
- [47] ISHIWATARI, Y., OKA, Y., KOSHIZUKA, S., LIU, J.: ATWS Characteristics of Super LWR with/without Alternative Action, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 44, No. 4, pp. 572–589, 2007.
- [48] ISHIWATARI, Y., OKA, Y., KOSHIZUKA, S., LIU, J.: Safety Characteristics of the Super LWR Design Concept, Proceedings of ICAPP 2007, Paper No. 7309, Nice, France, 2007.
- [49] ISHIWATARI, Y., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Control of a High Temperature Supercritical Pressure Light Water Cooled and Moderated Reactor with Water Rods, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 40, No. 5, pp. 298-306, 2003.

- 
- [50] ISHIWATARI, Y., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Plant control of high temperature reactor cooled and moderated by supercritical water, GENES4/ANP2003, Paper No. 1158, Kyoto, Japan, 2003.
- [51] ISHIWATARI, Y., OKA, Y., YAMADA, K.: Japanese R&D Projects on Pressure-Vessel Type SCWR, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 73, Heidelberg, Germany, 2009.
- [52] ISHIWATARI, Y., PENG, C., SAWADA, T., IKEJIRI, S., OKA, Y.: Design and Improvement of Plant Control System for a Super Fast Reactor, Proceedings of ICAPP 2009, Paper No. 9261, Tokyo, Japan, 2009.
- [53] ISHIWATARI, Y., YAMAKAWA, M., OKA, Y., IKEJIRI, S.: Research and development of a Super Fast Reactor (1) Overview and High-Temperature Structural design, Proceedings of 16th Pacific Basin Nuclear Conference, Paper No. 1290, Aomori, Japan, 2008.
- [54] JACKSON, J.D., HALL, W.B.: Forced convection Heat transfer to Fluids at Supercritical Pressure, Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles, Vol. 2, pp. 563-611, Hemisphere, New York, 1979.
- [55] JEVREMOVIC, T., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Core Design of a Direct-Cycle, Supercritical-Water-Cooled Fast Breeder Reactor, Nuclear Technology, Vol. 108, No. 1, pp. 24-32, 1994.
- [56] KERESZTÚRI, A., MARÁCZY, C., TROSZTEL, I., HEGYI, G.: SAFETY ANALYSES OF REACTIVITY INITIATED ACCIDENTS IN A HPLWR REACTOR BY THE COUPLED ATHLET-KIKO3D CODE, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 15, Heidelberg, Germany, 2009.
- [57] KITO, K., KOSHIZUKA, S., OKA, Y.: Pressure and Flow Induced Accident and Transient Analysis of a Direct-Cycle Supercritical-Pressure, Light-Water-Cooled Fast Reactor, Nuclear Technology, Vol. 123, pp. 233-244, 1998.
- [58] KNUDSEN, J., KATZ, D.: Fluid Dynamics and Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.
- [59] KOEHLI, C., MEIER, W., STARFLINGER, J.: Integration of In-Core Instrumentation into HPLWR, Proceedings of ICAPP 2010, Paper No. 10167, San Diego, CA USA, 2010.
- [60] KOEHLI, C., SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: Design Concept of the HPLWR Moderator Flow Path, Proceedings of ICAPP 2009, Paper No. 9187, Tokyo, Japan, 2009.

- [61] KOEHLI, C., SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: HPLWR REACTOR DESIGN CONCEPT, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 37, Heidelberg, Germany, 2009.
- [62] KOKKONEN, I.: Air/Water Countercurrent Flow Limitation Experiments with Full-Scale Fuel Bundle Structures, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 3, Issue 6, pp. 581-587, 1990.
- [63] KOLEV, N.I.: *Multiphase Flow Dynamics 1, Fundamentals*, Springer-Verlag, Berlin, 2002.
- [64] KOLEV, N.I.: *Multiphase Flow Dynamics 2, Thermal and Mechanical Interactions*, Springer-Verlag, Berlin, 2002.
- [65] KURKI, J., SEPPÄLÄ, M.: Thermal Hydraulic Transient Analysis of the High Performance Light Water Reactor Using APROS and SMABRE, 20th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Espoo, Finland, 2009.
- [66] KURKI, J.: Email 28.09.2009, VTT Finland, Espoo, Finland, 2009.
- [67] KURKI, J.: Simulation of thermal hydraulic at supercritical pressures with APROS, IYNC 2008, Paper No. 145, Interlaken, Switzerland, 2008.
- [68] KURKI, J.: Simulation of thermal hydraulics at supercritical pressure with APROS, International Students Workshop on High Performance Light Water Reactors, Karlsruhe, Germany, 2008.
- [69] KURKI, J.: Simulation of thermal hydraulics at supercritical pressures with APROS, Thesis for the degree of Master of Science in Technology, Helsinki University of Technology, Department of Engineering Physics and Mathematics, 2008.
- [70] LEE, K., RYLEY, D.J.: The Evaporation of Water Droplets in Superheated Steam, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 90, Issue 4, pp. 445-451, 1968.
- [71] LEMASSON, D.: Design of a Feedwater tank for the High Performance Light Reactor, Praktikumsbericht, IKET, Forschungszentrum Karlsruhe, 2009.
- [72] LOCKHART, R.W., MARTINELLI, R.C.: Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-phase, Two-component Flow in Pipes, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 45, Issue 1, pp. 39-48, 1949.
- [73] LÖWENBERG, M.F.: Wärmeübergang von Wasser in vertikalen Rohrströmungen bei überkritischem Druck, FZKA 7320, Forschungszentrum Karlsruhe, Germany, 2007.

- [74] MACIASZEK, T., MICAELLI, J.C., BESTION., D.: Modélisation de l'autovaporisation dans le cadre d'un modèle à deux fluides, La Houille Blanche Vol.2, pp. 129-133, 1988.
- [75] MARACZY, C., HEGYI, G., HORDOSY, G.: HPLWR core design studies, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 45, Heidelberg, Germany, 2009.
- [76] MIETTINEN, J., HÄMÄLÄINEN, A.: DEVELOPMENT AND VALIDATION OF THE FAST RUNNING THERMOHYDRAULIC MODEL SMABRE FOR SIMULATOR PURPOSES, Proceedings of ICONE-8, Paper No. 8188, Baltimore, MD USA, 2000.
- [77] MOODY, F.: Maximum flow rate of a single component, two-phase mixture, Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer, 86, pp. 134-142, 1965.
- [78] NAKATSUKA, T., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Control of a Fast Reactor Cooled by Supercritical Light Water, Nuclear Technology, Vol. 121, pp. 81-92, 1998.
- [79] NAKATSUKA, T., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Plant Control of the Fast Reactor Cooled by Supercritical Light Water, Proceedings of ICONE-6, Paper No. 6224, San Diego, CA USA, 1998.
- [80] NAKATSUKA, T., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Start-Up Thermal Considerations for Supercritical-Pressure Light Water-Cooled Reactors, Nuclear Technology, Vol. 134, pp. 221-230, 2001.
- [81] NAKATSUKA, T., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Start-Up of Supercritical-Pressure Light Water Cooled Reactors, Proceedings of ICONE-8, Paper No. 8304, Baltimore, MD USA, 2000.
- [82] OERTEL jr., H., BÖHLE, M.: Strömungsmechanik, Vieweg, Braunschweig / Wiesbaden, 2002.
- [83] OKA, Y. et al.: Research Program on Super Fast Reactor, Proceedings of ICAPP 2006, Paper No. 6353, Reno, NV USA, 2006.
- [84] OKA, Y., ISHIWATARI, Y., KOSHIZUKA, S.: Research and development of Super LWR and Super Fast Reactor, 3rd International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 3, Shanghai, China, 2007.
- [85] OKA, Y., KOSHIZUKA, S., ISHIWATARI, Y., YAMAJI, A.: Elements of Design Consideration of Once-through Cycle, Supercritical-pressure Light Water Cooled Reactor, Proceedings of ICAPP 2002, Paper No. 6211, Hollywood, NV USA, 2006.

- [86] OKA, Y., KOSHIZUKA, S., ISHIWATARI, Y.: High Temperature LWR Operating at Supercritical Pressure, Proceedings of Global 2003, pp.1128-1135, New Orleans, LA USA, 2003.
- [87] OKA, Y., KOSHIZUKA, S., JEVREMOVIC, T., OKANO, Y.: Supercritical-Pressure, Light-Water-Cooled Reactors for Improving Economy, Safety, Plutonium Utilization and Environment, Progress in Nuclear Energy, Vol. 29, pp. 431-438, 1995.
- [88] OKA, Y., KOSHIZUKA, S., JEVREMOVIC, T.: Systems Design of Direct-Cycle Supercritical-Water-Cooled Fast Reactors, Nuclear Technology, Vol. 109, pp. 1-10, 1995.
- [89] OKA, Y., KOSHIZUKA, S., YAMASKI, T.: Direct Cycle Light Water Reactor Operating at Supercritical Pressure, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 29, No. 6, pp. 585-588, 1992.
- [90] OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Concept and Design of a Supercritical-Pressure, Direct-Cycle Light Water Reactor, Nuclear Technology, Vol. 103, pp. 295-302, 1993.
- [91] OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Design Concept of Once-Through Cycle Supercritical-Pressure Light Water Cooled Reactors, Proceedings of SCR2000 Symposium, Paper No. 101, Tokyo, Japan, 2000.
- [92] OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: General Features of Direct-Cycle, Supercritical-Pressure, Light-Water-Cooled Reactors, Proceedings of ICONE-IV, Vol. 2, pp. 191-198, New Orleans, LA, USA, 1996.
- [93] OKA, Y.: Review of High Temperature Water and Steam Cooled Reactor Concepts, International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 104, Tokyo, Japan, 2000.
- [94] ORTEGA GOMEZ, T.: Stability Analysis of the High Performance Light Water Reactor, FZKA 7432, Forschungszentrum Karlsruhe, Germany, 2008.
- [95] PIORO, I., DUFFEY, R., DUMOUCHEL, T.: Hydraulic resistance of fluid flowing in channels at supercritical pressures (survey), Nuclear Engineering and Design, Vol. 231, pp. 187-197, 2004.
- [96] RELAP 5, Innovative Systems Software, <http://www.relap.com/>
- [97] RWE AG, Kernkraftwerke Gundremmingen GmbH (KGG), persönliche Mitteilung von Behnke, Lars, 2008.
- [98] SCHLAGENHAUFER, M., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Plant Control of the High Performance Light Water Reactor, Proceedings of GLOBAL 2009, Paper No. 9339, Paris, France, 2009.

- 
- [99] SCHLAGENHAUFER, M., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Steam Cycle Analyses and Control of the HPLWR Plant, 4th International Symposium on Super-critical Water-Cooled Reactors, Paper No. 38, Heidelberg, Germany, 2009.
- [100] SCHLAGENHAUFER, M., STARFLINGER, J., SCHULENBERG, T.: Steam Cycle Analysis for HPLWR, International Students Workshop on High Performance Light Water Reactors, Karlsruhe, Germany, 2008.
- [101] SCHLAGENHAUFER, M., VOGT, B., SCHULENBERG, T.: Reactivity control mechanisms for a HPLWR fuel assembly, Proceedings of GLOBAL 2007, Boise, ID USA, 2007.
- [102] SCHRÖDER, K.: Große Dampfkraftwerke. Planung, Ausführung und Bau. Dritter Band. Die Kraftwerksausrüstung. Teil A, Springer-Verlag, 1966.
- [103] SCHULENBERG, T., MÜLLER, U., JANSSENS-MAENHOUT, G.: Zweiphasenströmung mit Wärmeübergang, Vorlesungsmanuskript, Karlsruhe, 2003.
- [104] SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J., HEINECKE, J.: Three pass core design proposal for a high performance light water reactor, 2nd COE-INES-2 International Conference on Innovative Nuclear Energy Systems, Yokohama, Japan, 2006.
- [105] SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J., HEINECKE, J.: Three pass core design proposal for a high performance light water reactor, Progress in Nuclear Energy, Vol. 50, pp. 526-531, 2008.
- [106] SCHULENBERG, T., STARFLINGER, J.: Core Design Concepts for High Performance Light Water Reactors, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 39, No. 4, pp 249-256, 2007.
- [107] SHAH, M.M.: A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, Issue 4, pp. 547-556, 1979.
- [108] SIIKONEN, T.: Numerical Method for One-dimensional Two-phase Flow, Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, Vol. 12, Issue 1, pp. 1-18, Taylor & Francis, Philadelphia, USA, 1987.
- [109] SMIDT, D.: Reaktortechnik, Band 1, G. Braun Karlsruhe, Karlsruhe, 1971.
- [110] SMIDT, D.: Reaktortechnik, Band 2, G. Braun Karlsruhe, Karlsruhe, 1971.
- [111] SMOGALEV, I.P.: Calculation of critical heat fluxes with flow of subcooled water at low velocity, Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 208-213, 1981.

- [112] SMOLIN, V.N., POLJAKOV, V.K.: Metodika rasceta krizisa teplootdaci pri kipeanii teplonositelja v sterznevnyh sborkah, Teplofiziceskie issledovanija dlja obespečenija nadeznosti i bezopasnosti jadernyh reaktorov vodo-vodjanogo tipa, Seminar TF-78, tom. II, pp. 475-486, Budapest, 1978.
- [113] SQUARER, D., SCHULENBERG, T., STRUWE, D., OKA, Y., BITTERMANN, D., AKSAN, N., MARACZY, C., KYRI-RAJAMÄKI, R., SOUYRI, A., DUMAZ, P.: High Performance Light Water Reactor, Nuclear Engineering and Design, Vol. 221, pp. 167-180, 2003.
- [114] STODOLA, A.: Dampf- und Gasturbinen, Springer, Berlin Heidelberg, 1926.
- [115] STRAUSS, K.: Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, regenerativer und nuklearer Energiequellen, 3. neubearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, Germany, 2007.
- [116] TANAKA, S., SHIRAI, Y., MORI, M., YAMADA, K., KATAOKA, Y., KOMANO, Y.: Plant Concept of Supercritical Pressure Light Water Reactor, Proceedings of ICON-5, Paper No. 2346, Nice, France, 1997.
- [117] US DOE Nuclear Energy Research Advisory Committee: A Technology Roadmap for Generation IV Nuclear Energy Systems, technical report, Generation IV International Forum, 2002
- [118] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (HRSG.): VDI-Wärmeatlas , Springer Verlag, 8. Auflage, 1997.
- [119] VELLUET, R.: Design of the Water Separator for the Combined Shut-down / Start-up System of the High Performance Light Water Reactor, Praktikumsbericht, IKET, Forschungszentrum Karlsruhe, 2009.
- [120] VGB PowerTech e.V. (HRSG.): Konzeptstudie Referenzkraftwerk Nordrhein-Westfalen (RW) (RKW NRW), VGB PowerTech Service GmbH, 2004.
- [121] WALLIS, G.B., DOBSON, J.E.: The onset of slugging in horizontal stratified air water flow, International Journal of Multiphase Flow, pp. 173-195, 1973.
- [122] WALLIS, G.B.: One-dimensional Two-phase Flow, McGraw-Hill, Inc., New York, 1969.
- [123] WALLIS, G.B.: Phenomena of Liquid Transfer in Two-phase Dispersed Annular Flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, pp. 783-785, 1968.
- [124] WANK, A., SCHULENBERG, T., LAURIEN, E.: ANALYSIS OF THE FLOW IN THE UPPER MIXING CHAMBER OF A THREE PASS CORE, 4th International Symposium on Supercritical Water-Cooled Reactors, Paper No. 06, Heidelberg, Germany, 2009.

- [125] WANK, A., SCHULENBERG, T., LAURIEN, E.: Mixing of cooling water at supercritical pressures in the HPLWR -Three Pass Core, Proceedings of NURETH-13, Paper No. 1003, Kanazawa, Japan, 2009.
- [126] WATTS, M.J., CHOU, C.T.: Mixed convection heat transfer to supercritical pressure water, Proceedings of 7th International Heat Transfer Conference, Vol. 3, pp. 495-500, Munich, Germany, 1982.
- [127] YAMADA, S., ISHIWATARI, Y., IKEJIRI, S., OKA, Y., SAITO, T., MOROOKA, S.: Design and Analysis of Procedures for System Pressurization and Line-Switching to Once-Through Mode in Plant Startup of SCWR, Proceedings of NURETH-13, Paper No. 1435, Kanazawa, Japan, 2009.
- [128] YAMAJI, A., OKA, Y., KOSHIZUKA, S.: Three- Dimensional Core design of High Temperature Supercritical-Pressure Light Water Reactor with Neutronic and Thermal-Hydraulic Coupling, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 42, No. 1, pp. 8-19, 2005.
- [129] YAMAJI, A., TANABE, T., OKA, Y., YANG, J., LIU, J., ISHIWATARI, Y., KOSHIZUKA, S.: Evaluation of the Nominal Peak Cladding Surface Temperature of the Super LWR with Subchannel Analyses, Proceedings of Global 2005, Paper No. 557, Tsukuba, Japan, 2005.
- [130] YANG, J., OKA, Y., LIU, J., ISHIWATARI, Y., YAMAJI, A.: Development of Statistical Thermal Design Procedure to Evaluate Engineering Uncertainty of Super LWR, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 43, No. 1, pp. 32-42, 2006.
- [131] YI, T.T., ISHIWATARI, Y., KOSHIZUKA, S., OKA, Y.: Startup of a High-Temperature Reactor Cooled and Moderated by Supercritical-Pressure Light Water, GENES4/ANP2003, Paper No. 1036, Kyoto, Japan, 2003.
- [132] YI, T.T., ISHIWATARI, Y., KOSHIZUKA, S., OKA, Y.: Startup Thermal Analysis of a High Temperature Supercritical-Pressure Light Water Reactor, Journal of Nuclear Science and Technology, Vol. 41, No. 8, pp. 790-801, 2004.
- [133] YI, T.T., ISHIWATARI, Y., LIU, J., KOSHIZUKA, S., OKA, Y.: Thermal and Stability Considerations of Super LWR during Sliding Pressure Startup, Proceedings of ICAPP 2005, Paper No. 5383, Seoul, Korea, 2005.
- [134] YOO, J., ISHIWATARI, Y., OKA, Y., Liu, J.: Conceptual design of compact supercritical water-cooled fast reactor with thermal hydraulic coupling, Annals of Nuclear Energy, Vol. 33, pp. 945-956, 2006.



## Anhang A Materialeigenschaften in APROS

In APROS werden die zusätzlich benötigten Materialeigenschaften für die Berechnung der Wärmeleitung als Funktion eines Polynoms vierter Ordnung eingefügt. Die Eigenschaftsfunktion enthält weiterhin einen Term, in dem die Temperatur im Nenner des Bruchs steht. Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit und des Produkts der spezifischen Wärmekapazität mit der Dichte ergeben sich folgende Zusammenhänge:

spezifische Wärmekapazität x Dichte:

$$c_p \cdot \rho = A_1 + A_2T + A_3T^2 + A_4T^3 + A_5T^4 + \frac{A_6}{A_7 + A_8T} \quad (0-1)$$

Wärmeleitfähigkeit:

$$\lambda = B_1 + B_2T + B_3T^2 + B_4T^3 + B_5T^4 + \frac{B_6}{B_7 + B_8T} \quad (0-2)$$

Die Materialeigenschaften von Uranoxid, Heliumspalt und PM2000 werden von Kurki [66] übernommen, während die Koeffizienten für 20 MnMoNi 5 5 und P91 aus den Werten aus dem VDI-Wärmeatlas [118] abgeleitet werden.

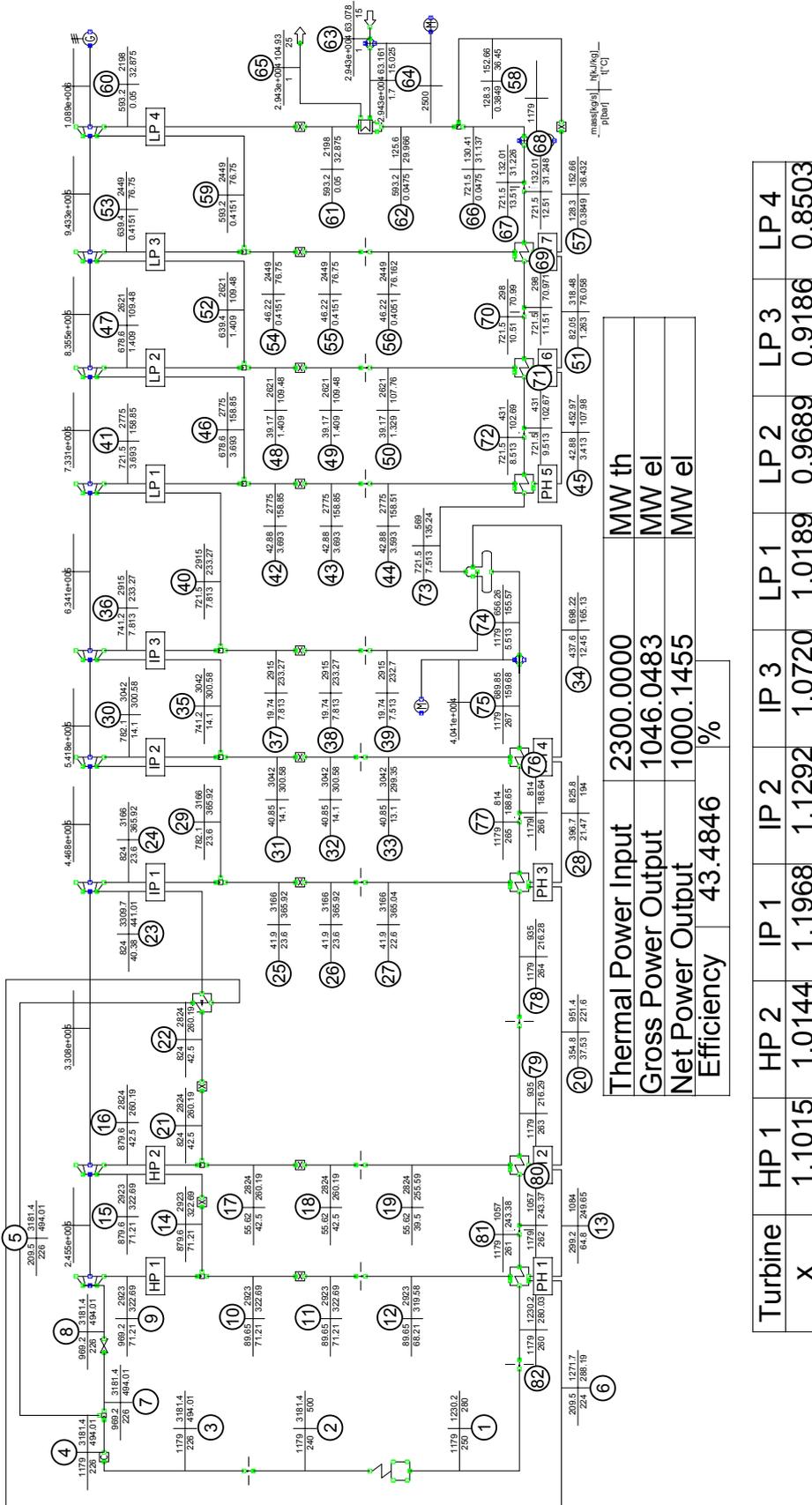
Material	Urandioxid	Heliumspalt	PM2000	20 MnMoNi 5 5	P91
<b>Materialnummer</b>	2	3	20	29	30
<b>Temperatur der Funktion [K oder °C]</b>	K	K	°C	°C	°C
<b>Dichte x spezif. Wärmekapazität [J/(m³K)]</b>					
<b>Starttemperatur des ersten Temperaturbereichs</b>	0	260,93	0	20	20
<b>A1</b>	1560000	1560000	3408380	3248400	3157000
<b>A2</b>	4862,53	4862,53	1928,23	7710,3	10100
<b>A3</b>	-4,66	-4,66	0	-17,501	-36,03
<b>A4</b>	1,777E-03	1,777E-03	0	0,021101	6,845E-02
<b>A5</b>	-1,870E-07	-1,870E-07	0	0	-3,835E-05
<b>A6</b>	-4050	-4050	0	0	0
<b>A7</b>	141,87	141,87	0	0	0
<b>A8</b>	3211,44	3211,44	0	0	0
<b>Starttemperatur des zweiten Temperaturbereichs</b>	0	2800	0	0	0
<b>A1</b>	0	1839,99	0	0	0
<b>A2</b>	0	0	0	0	0

Material	Urandioxid	Helium- spalt	PM2000	20 MnMoNi 5 5	P91
<b>A3</b>	0	0	0	0	0
<b>A4</b>	0	0	0	0	0
<b>A5</b>	0	0	0	0	0
<b>A6</b>	0	0	0	0	0
<b>A7</b>	0	0	0	0	0
<b>A8</b>	0	0	0	0	0
<b>Wärmeleitfähigkeit</b>					
<b>[W/(mK)]</b>					
<b>Starttemperatur</b>					
<b>des ersten Tempe-</b>					
<b>raturbereichs</b>					
	300	0	0	20	20
<b>B1</b>	-12,82	4,042E-02	10,20	41,96	25,72
<b>B2</b>	9,992E-03	4,075E-04	0,036561	0,013614	1,417E-02
<b>B3</b>	-5,632E-06	-1,182E-07	-4,1E-05	-5,170E-05	-1,389E-05
<b>B4</b>	1,766E-09	3,445E-11	0	0	0
<b>B5</b>	-1,979E-13	-4,304E-15	0	0	0
<b>B6</b>	37,82	0	0	0	0
<b>B7</b>	1,50	0	0	0	0
<b>B8</b>	2,205E-03	1	0	0	0
<b>Starttemperatur</b>					
<b>des zweiten Tem-</b>					
<b>peraturbereichs</b>					
	3120	0	0	0	200
<b>B1</b>	2,5	0	0	0	28
<b>B2</b>	0	0	0	0	0
<b>B3</b>	0	0	0	0	0
<b>B4</b>	0	0	0	0	0
<b>B5</b>	0	0	0	0	0
<b>B6</b>	0	0	0	0	0
<b>B7</b>	0	0	0	0	0
<b>B8</b>	0	0	0	0	0
<b>Starttemperatur</b>					
<b>des dritten Tem-</b>					
<b>peraturbereichs</b>					
	0	0	0	0	300
<b>B1</b>	0	0	0	0	2,5
<b>B2</b>	0	0	0	0	0,01
<b>B3</b>	0	0	0	0	0
<b>B4</b>	0	0	0	0	0
<b>B5</b>	0	0	0	0	0
<b>B6</b>	0	0	0	0	0
<b>B7</b>	0	0	0	0	0
<b>B8</b>	0	0	0	0	0
<b>Starttemperatur</b>					
<b>des vierten Tem-</b>					
<b>peraturbereichs</b>					
	0	0	0	0	500

Material	Urandioxid	Helium- spalt	PM2000	20 MnMoNi 5 5	P91
<b>B1</b>	0	0	0	0	30
<b>B2</b>	0	0	0	0	0
<b>B3</b>	0	0	0	0	0
<b>B4</b>	0	0	0	0	0
<b>B5</b>	0	0	0	0	0
<b>B6</b>	0	0	0	0	0
<b>B7</b>	0	0	0	0	0
<b>B8</b>	0	0	0	0	0
<b>minimaler Wert Dichte x spezif. Wärmekapazität [J/(m<sup>3</sup>K)]</b>	2590763,94	1839,99	3408380,02	3371200	3157000
<b>maximaler Wert Dichte x spezif. Wärmekapazität [J/(m<sup>3</sup>K)]</b>	7604802,9	22000	6267945,09	6115200	6060600
<b>minimaler Wert Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]</b>	1,99	0,143997	10,20	36	26
<b>maximaler Wert Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]</b>	7,17	0,70614	34,99	42	30



# Anhang B Validierung APROS mit IPSEpro



Turbine	HP 1	HP 2	IP 1	IP 2	IP 3	LP 1	LP 2	LP 3	LP 4
X	1.1015	1.0144	1.1968	1.1292	1.0720	1.0189	0.9689	0.9186	0.8503

Abb. 0-1 Nummerierung der IPSEpro Ergebnisse aus der HPLWR Dampf-Wasserkreislaufanalyse von Brandauer et al. [14]

Tab. 0-1 Vergleich der APROS- und IPSEpro-Ergebnisse im Hinblick des relativen Massenstrom-, Druck-, Temperatur und Enthalpiefehlers

Nummerierung [-]	rel. Massen- stromfehler [%]	rel. Enthalpie- fehler [%]	rel. Druckfehler [%]	rel. Tempera- turfehler [%]
1	0,1035	0,2000	0,0000	0,3464
2	0,1026	0,0138	0,0000	0,0000
3	0,1026	0,0138	-5,7080	-1,1052
4	0,1026	0,0138	-5,7080	-1,1052
5	-2,4769	0,0138	0,0442	0,0000
6	-2,4769	-0,8917	0,0446	-0,7669
7	0,6593	0,0138	-5,4867	-1,0769
8	0,6593	0,0138	-0,9292	-0,1822
9	0,6593	0,4280	1,2640	1,2303
10	2,5767	0,4280	1,2640	1,2458
11	2,5767	0,4280	1,2640	1,2458
12	2,5767	0,4280	1,3196	1,2986
13	-0,9626	-0,5720	-3,8580	-0,3405
14	0,4650	0,4280	1,2640	1,2303
15	0,4650	0,4280	1,2640	1,2303
16	0,4650	0,3913	0,4706	1,2376
17	-0,9889	0,3913	0,4706	1,2568
18	-0,9889	0,3913	0,4706	1,2568
19	-0,9889	0,3913	0,5063	1,3929
20	-0,9667	-0,3679	-5,0667	-0,3069
21	0,5631	0,3913	0,4706	1,2837
22	0,5631	0,3913	0,4706	1,2837
23	0,5631	-0,0215	0,7426	0,0023
24	0,5643	0,0376	0,4237	0,1612
25	1,2649	0,0376	0,4237	0,1831
26	1,2649	0,0376	0,4237	0,1831
27	1,2649	0,0376	0,4425	0,1835
28	-0,7310	-0,6031	-4,6512	-0,3608
29	0,5255	0,0376	0,4237	0,1612
30	0,5255	0,0680	0,7092	0,3493
31	3,2803	0,0680	0,7092	0,3793
32	3,2803	0,0680	0,7092	0,3793
33	3,2803	0,0680	0,7634	0,3808
34	-0,3588	-0,9696	-4,8000	-0,9023
35	0,3751	0,0680	0,7092	0,3493
36	0,3751	0,1084	0,7682	0,5787
37	-2,1783	0,1084	0,7682	0,6130
38	-2,1783	0,1084	0,7682	0,6130
39	-2,1783	keine Werte, da in Speisewasserkessel integriert		
40	0,4435	0,1084	0,7682	0,7588
41	0,4435	0,1272	0,5420	1,0702

Nummerierung [-]	rel. Massen- stromfehler [%]	rel. Enthalpie- fehler [%]	rel. Druckfehler [%]	rel. Tempera- turfehler [%]
42	-1,1427	0,1272	0,5420	1,1646
43	-1,1427	0,1272	0,5420	1,1646
44	-1,1427	0,1272	0,5571	1,2491
45	-1,1427	-0,5276	-5,5718	-0,4630
46	0,5438	0,1272	-0,2710	1,0702
47	0,5438	-0,0015	0,7092	0,2466
48	0,1532	-0,0015	0,7092	0,2832
49	0,1532	-0,0015	0,7092	0,2832
50	0,1532	keine Werte, da in VW 6 integriert		
51	-0,5241	-1,0707	-11,9048	-1,0124
52	0,5677	-0,0015	0,7092	0,2466
53	0,5677	-0,2446	2,3810	0,1954
54	3,6348	-0,2446	2,3810	0,6645
55	3,6348	-0,2446	2,3810	0,6645
56	3,6348			
57	0,9745	-5,3911	-31,5789	-5,4293
58	0,9745	-5,3911	-31,5789	-5,4293
59	0,3270	-0,2446	2,3810	0,1954
60	0,3270			
61	0,3270	keine Werte, da in Kondensator integriert		
62	0,3270			
63	0,0089	0,1427	0,0000	0,0000
64	0,0089	0,1267	-1,1765	0,1332
65	0,0089	0,1048	0,0000	0,0000
66	0,4477	-3,4046	-4,1667	-2,1516
67	0,4477	-2,3332	-9,6296	-2,2414
68	0,4477	-2,3332	-1,6000	-2,3360
69	0,4477	0,7248	-1,7391	0,7891
70	0,4477	0,7248	-1,9048	0,7888
72	0,4477	0,4408	-2,2082	0,5552
73	0,4477	0,4408	-2,4677	0,5551
74	0,4477	0,0105	-2,7963	0,1331
75	0,1035	-0,5379	-39,2015	-0,5014
76	0,1035	-0,5233	-0,8614	-0,5010
77	0,1035	-0,0602	0,0376	-0,0530
78	0,1035	-0,0602	0,0377	-0,0530
79	0,1035	0,0791	0,0379	0,0832
80	0,1035	0,0791	0,0380	0,0878
81	0,1035	-0,0558	0,0382	-0,0205



# Anhang C HPLWR-Dampfkreislauf und Sicherheitssysteme in APROS

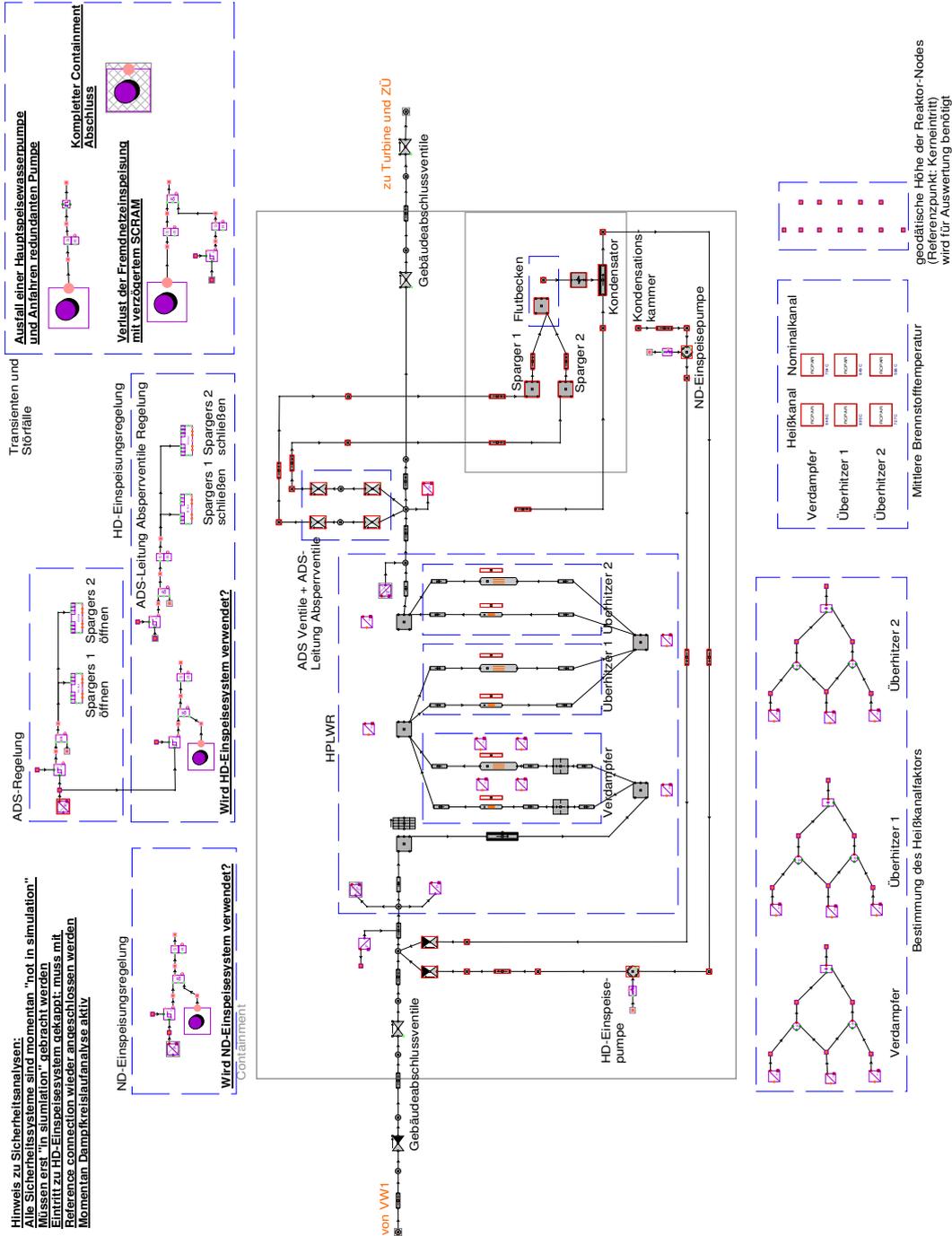


Abb. 0-2 HPLWR Kern mit Auslösern für das Sicherheitssystem in APROS

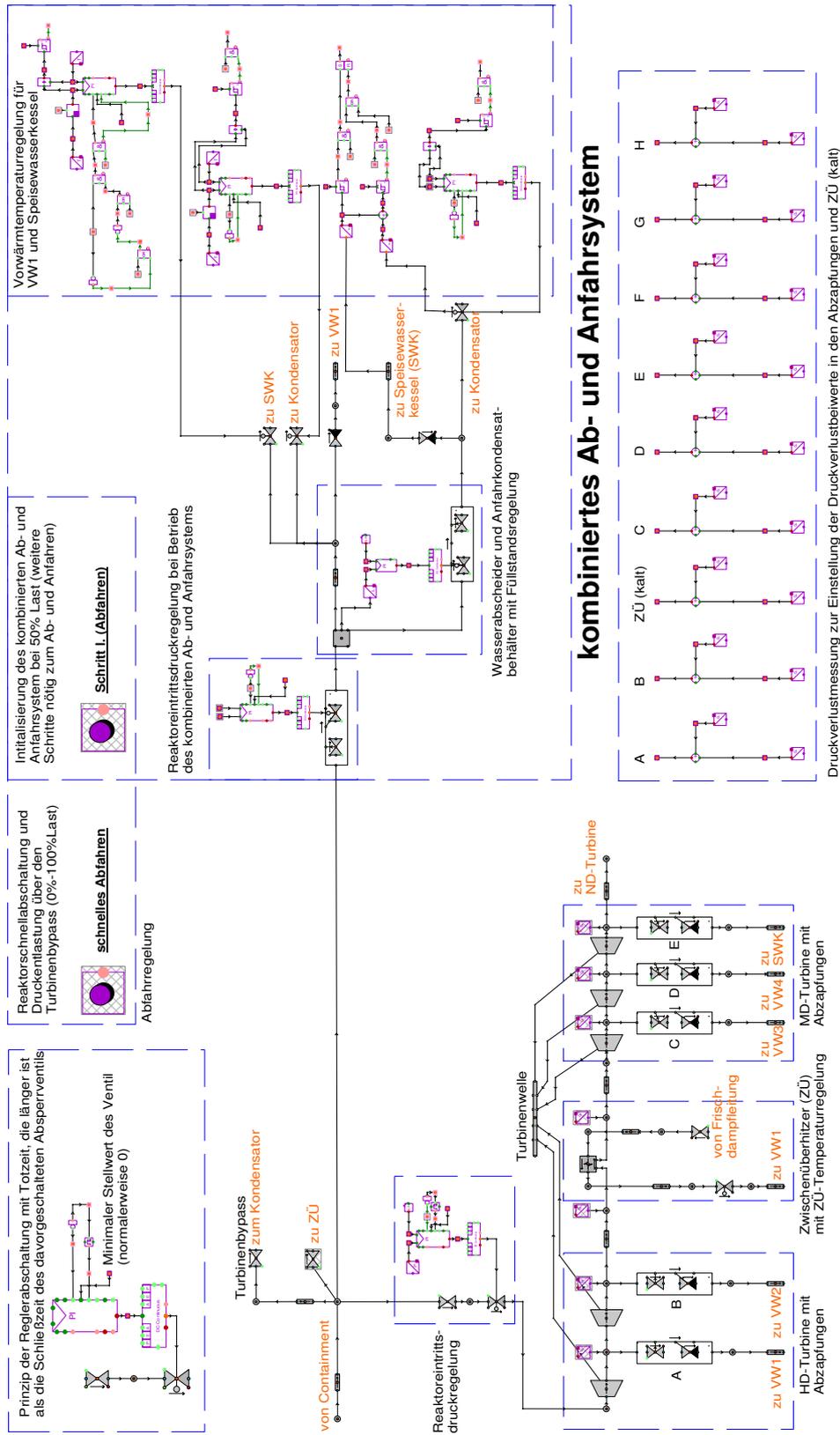


Abb. 0-3 HD-, MD- Turbine mit Temperatur-Regelung des kombinierten Ab- und Anfahrsystems



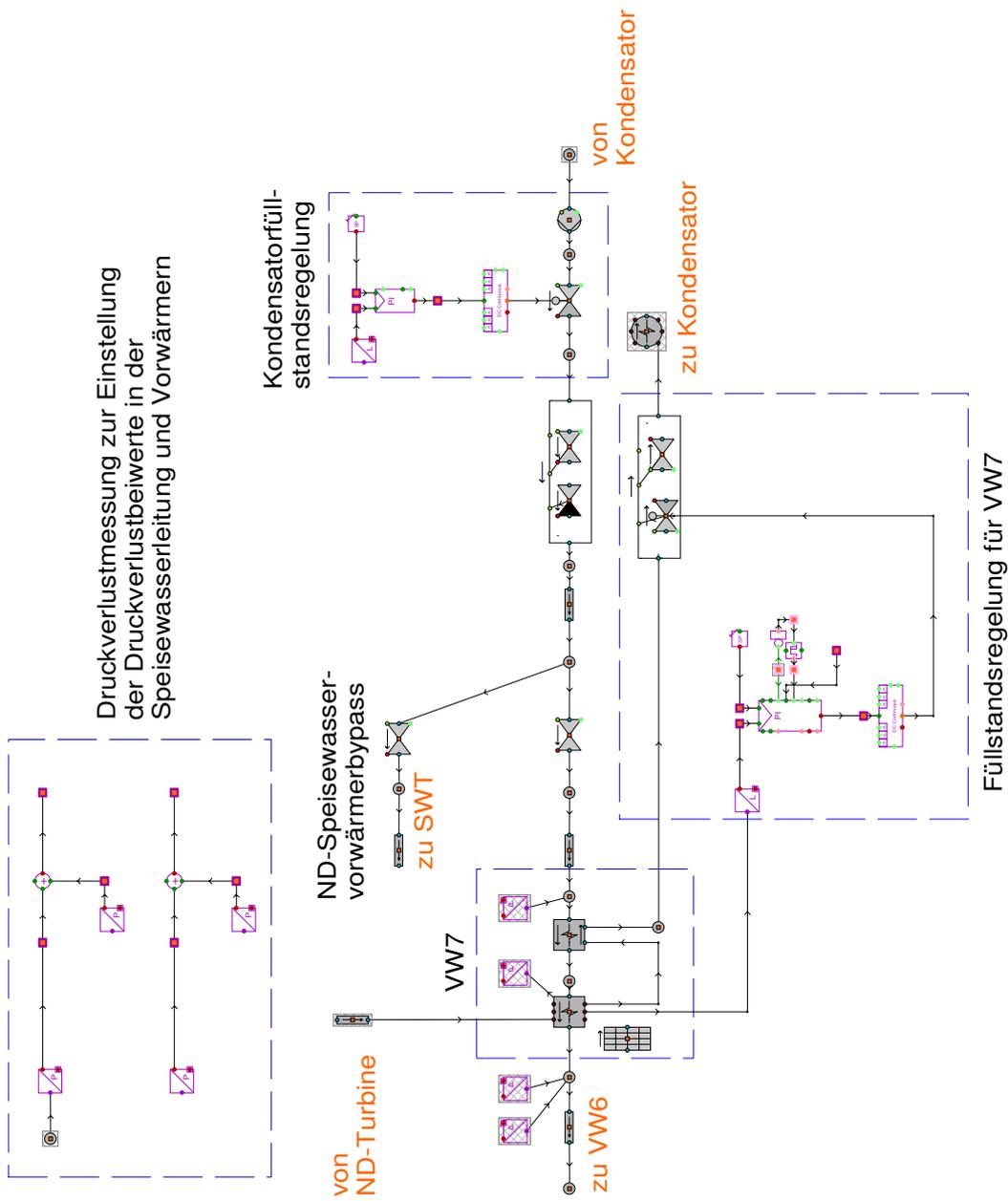


Abb. 0-5 VW7 mit Füllstandsregelung und Kondensatpumpe

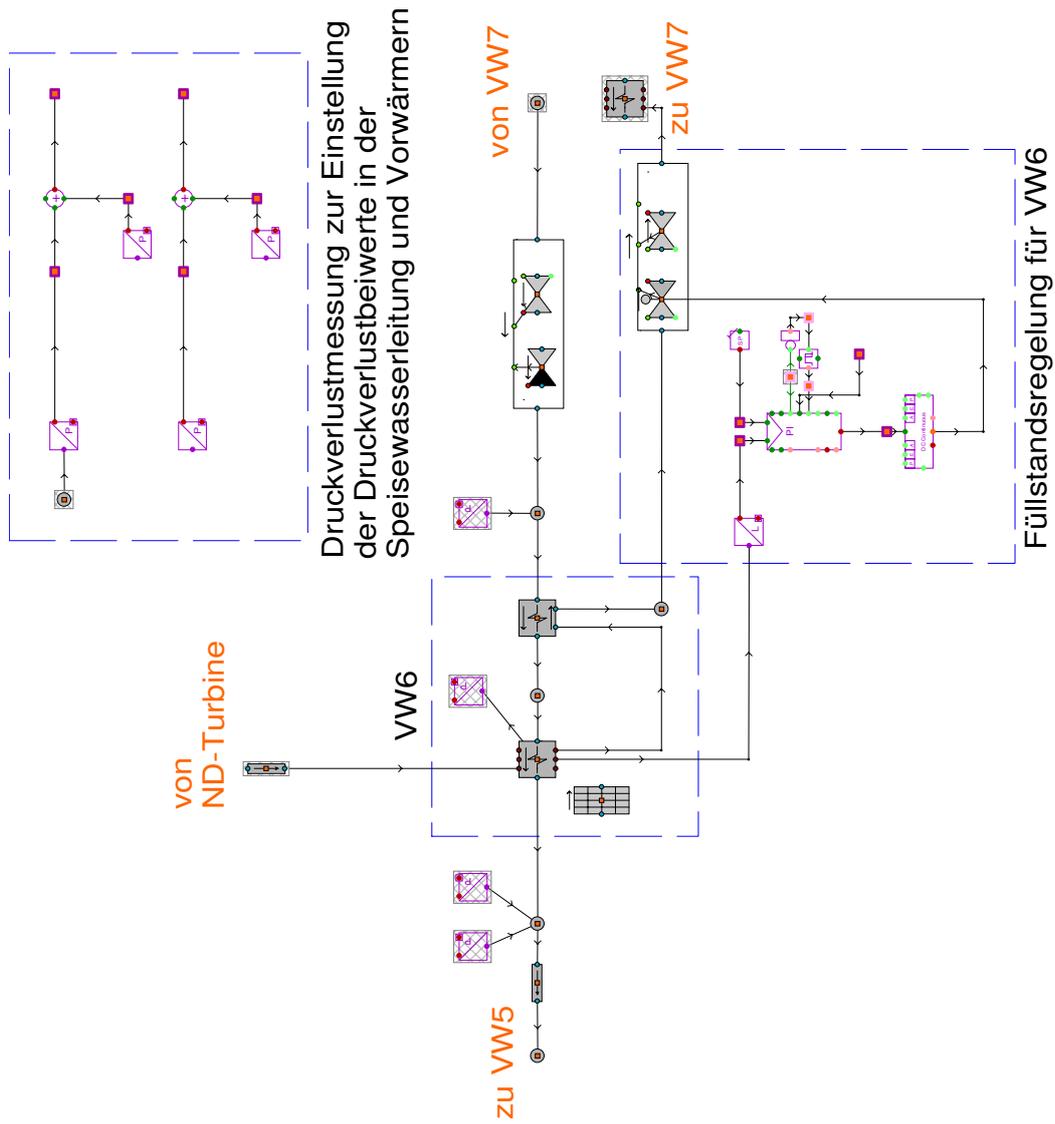


Abb. 0-6 VW6 mit Füllstandsregelung

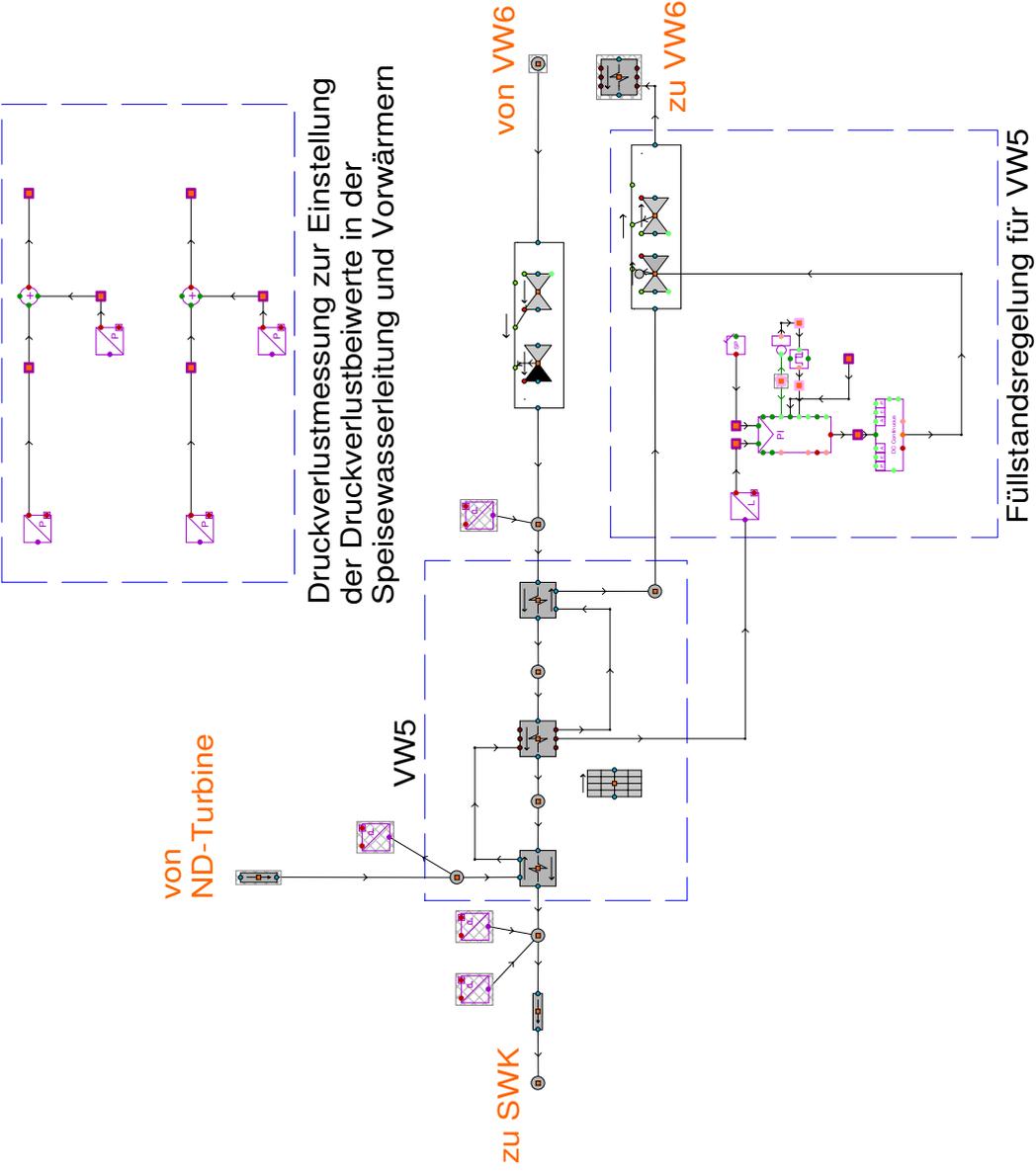


Abb. 0-7 VW5 mit Füllstandsregelung

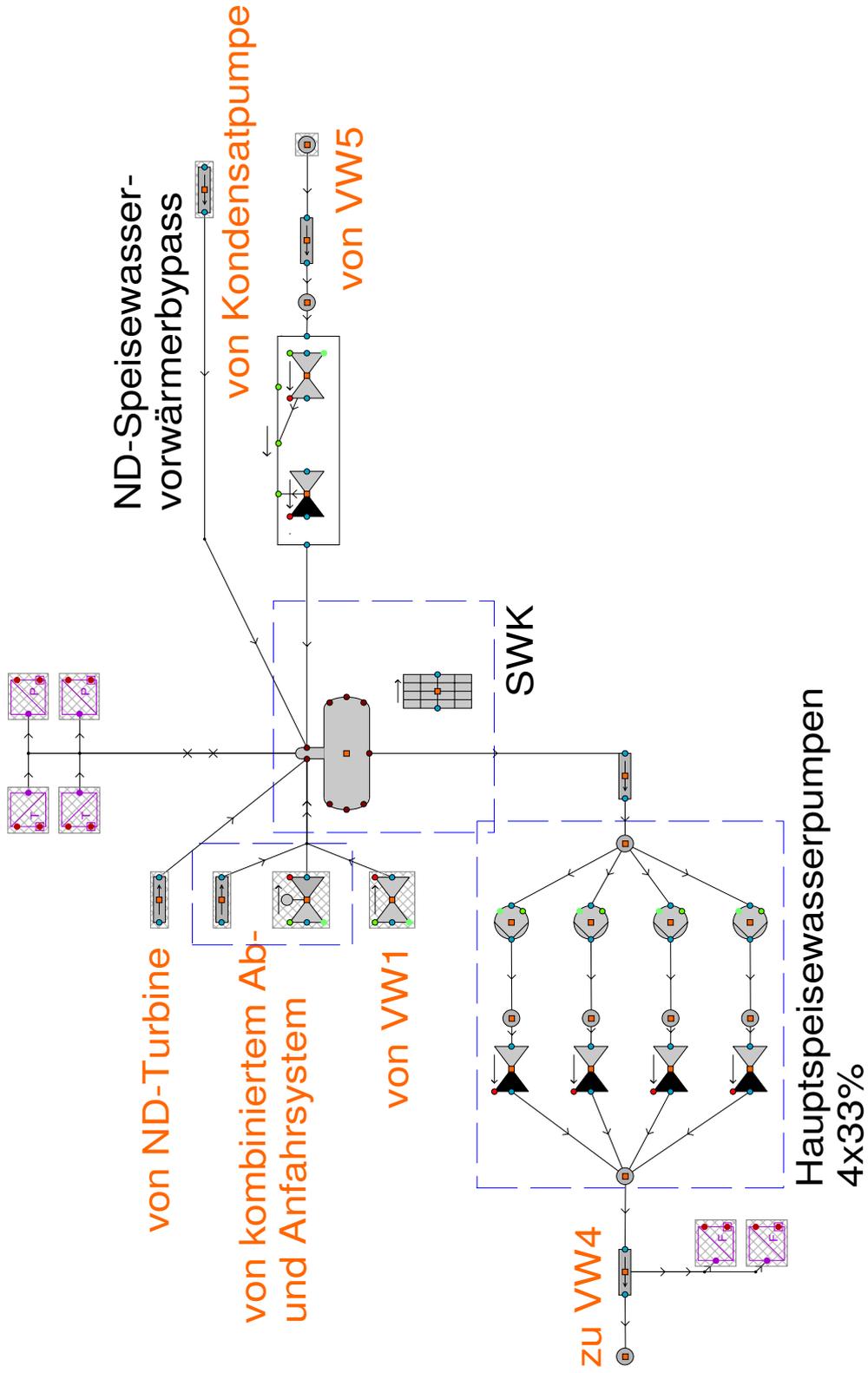


Abb. 0-8 Speisewasserkessel und Hauptspeisewasserpumpen

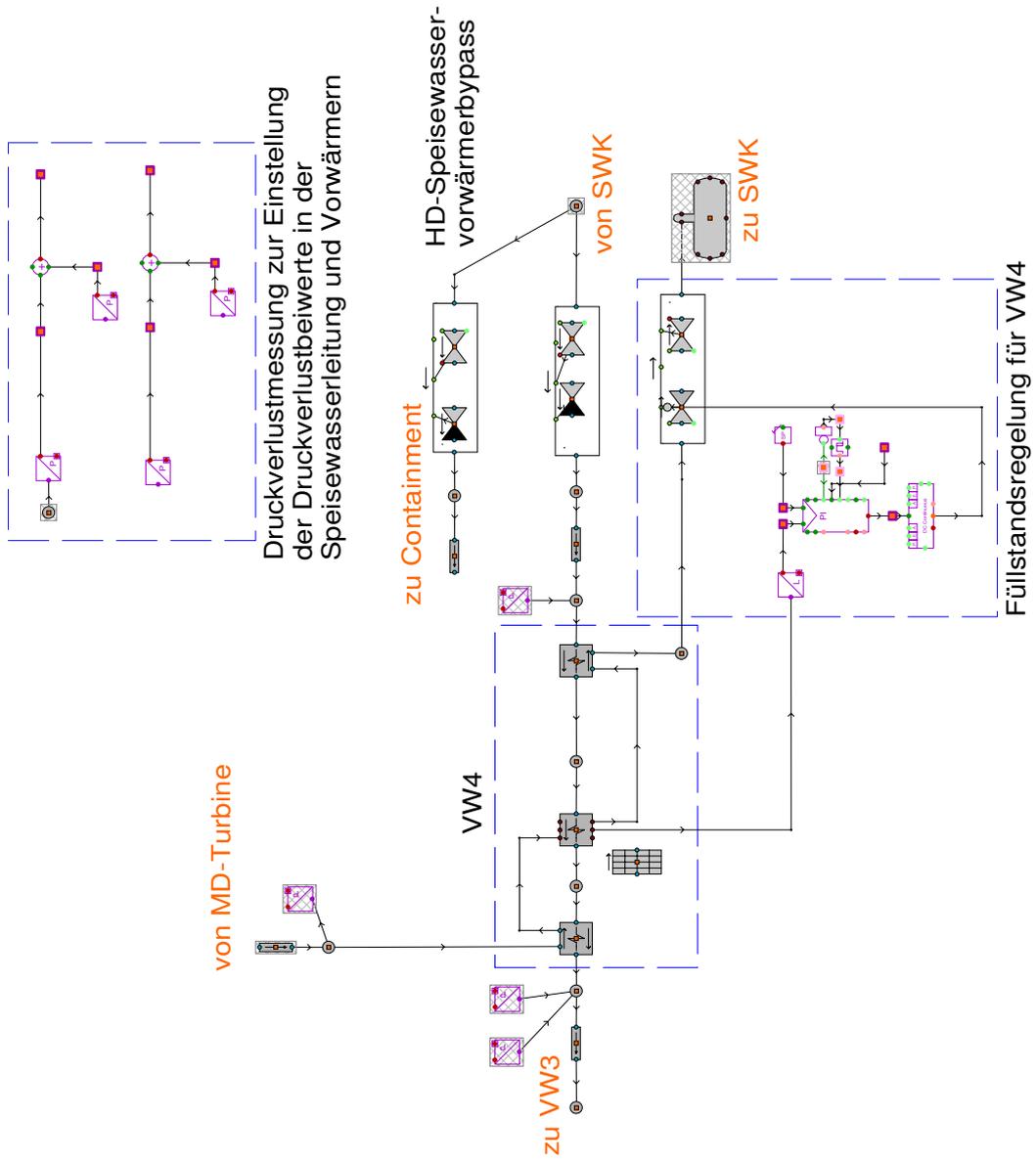


Abb. 0-9 VW4 mit Füllstandsregelung

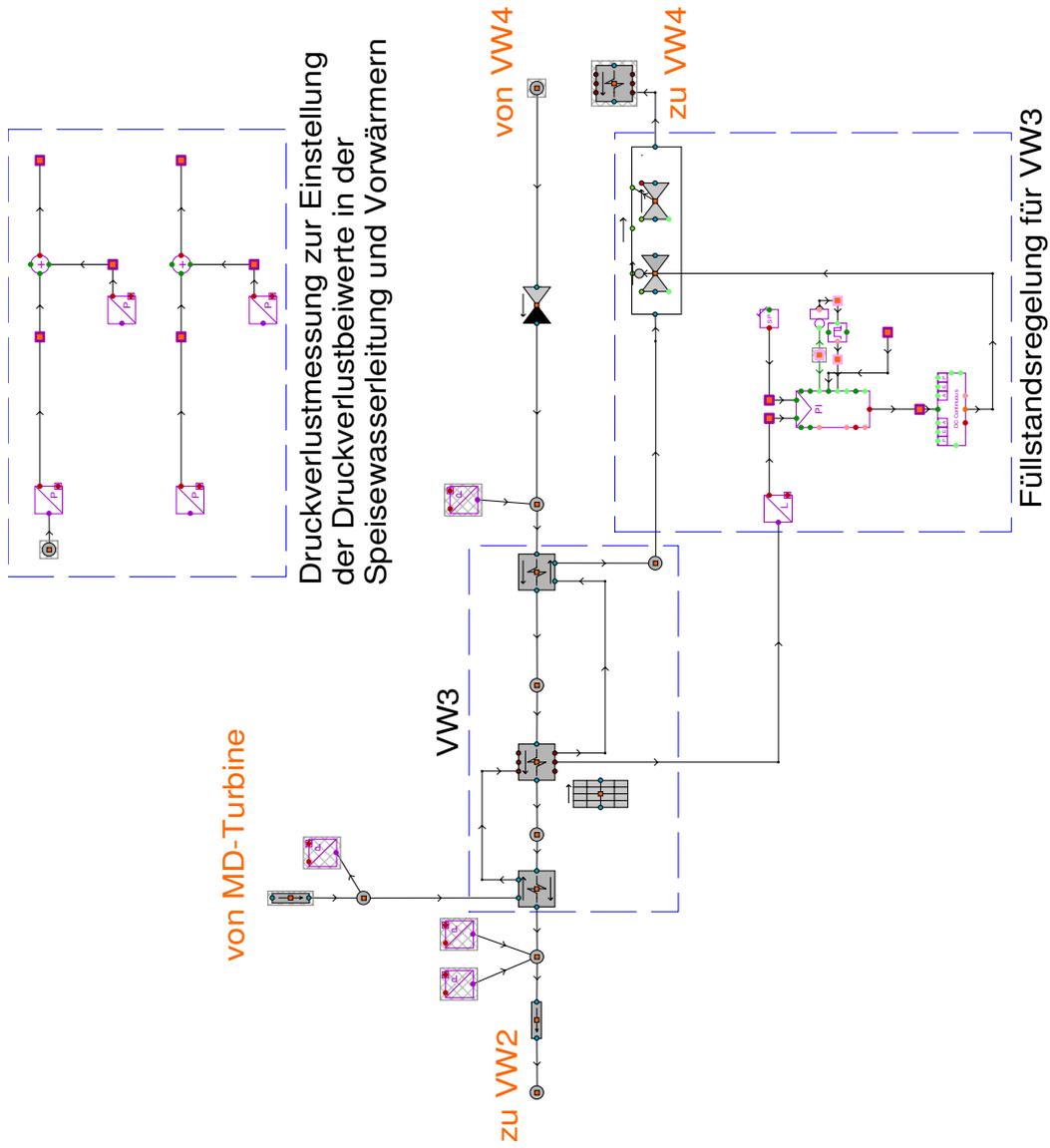


Abb. 0-10 VW3 mit Füllstandsregelung

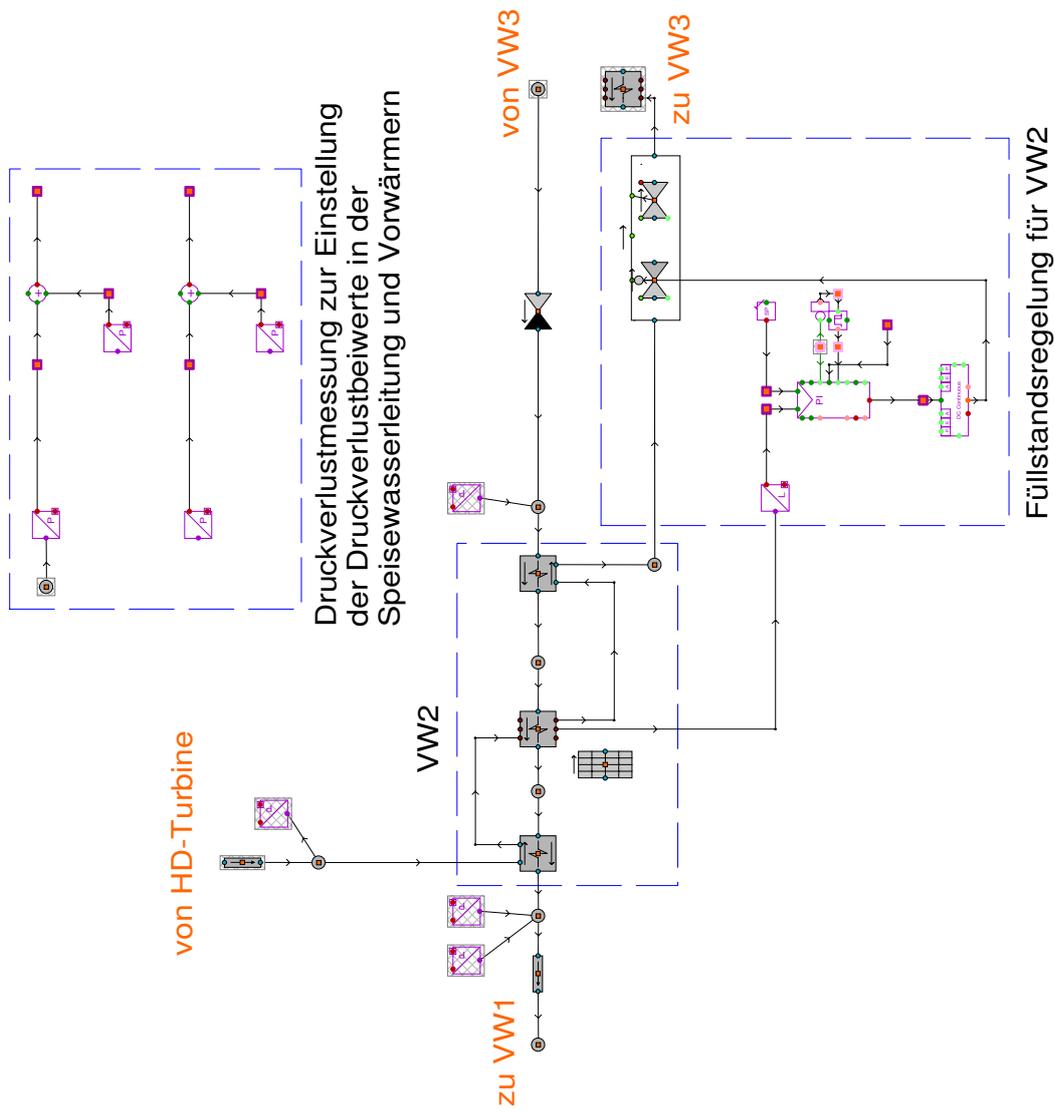


Abb. 0-11 VW2 mit Füllstandsregelung

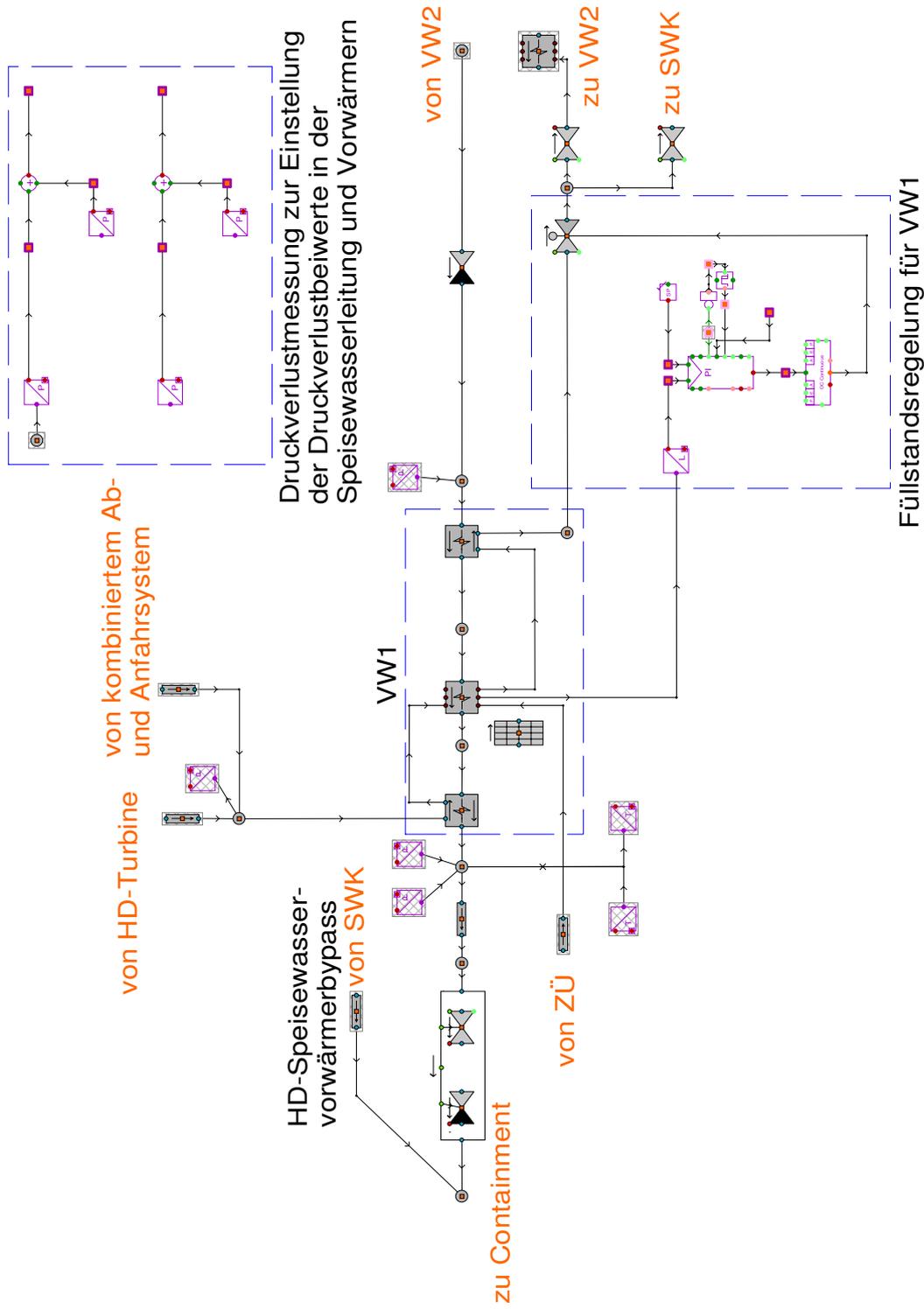


Abb. 0-12 VW1 mit Füllstandsregelung

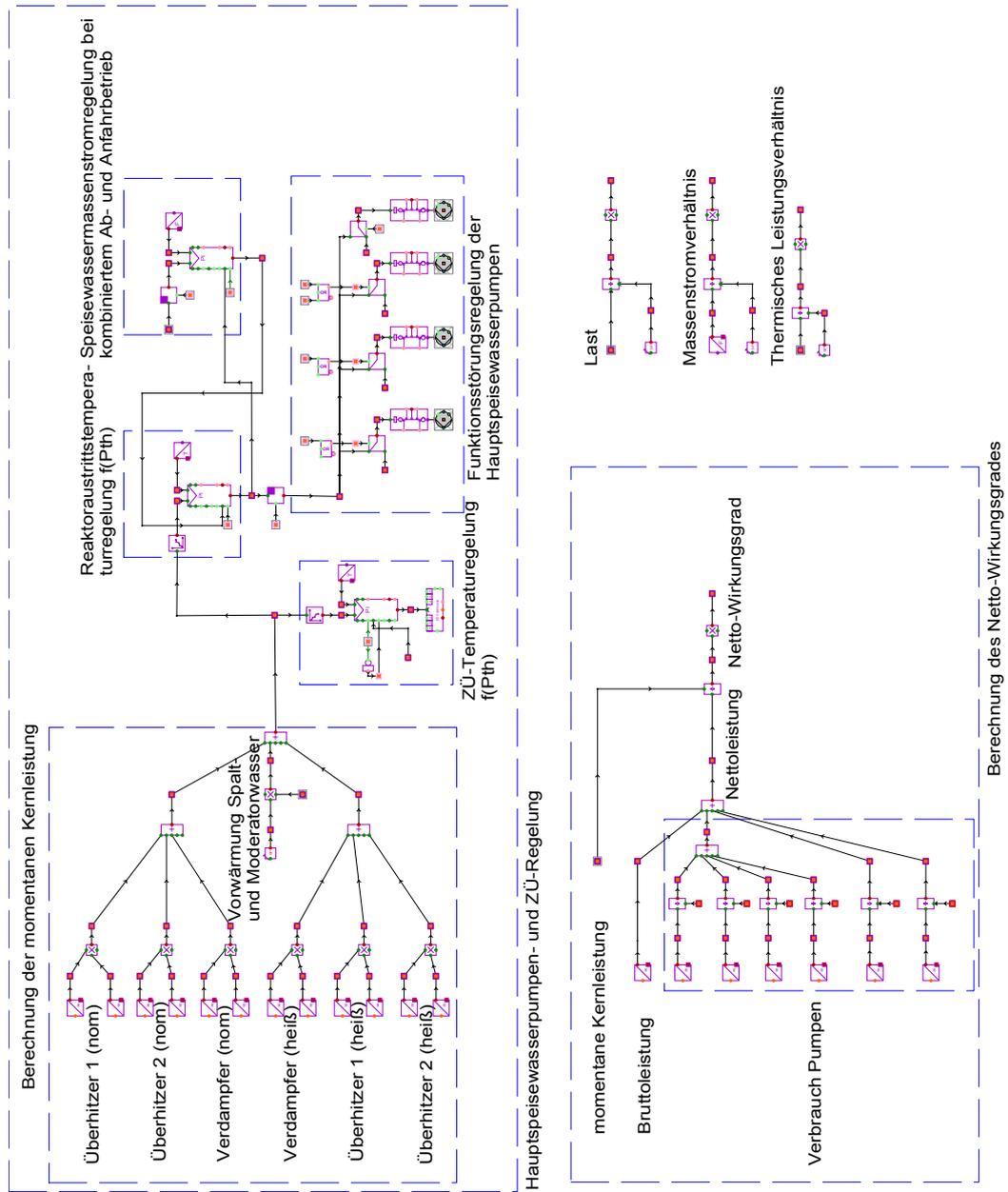


Abb. 0-13 Hauptregelungssystem des Dampfkreislaufs mit Wirkungsgrad und Last-Berechnungen

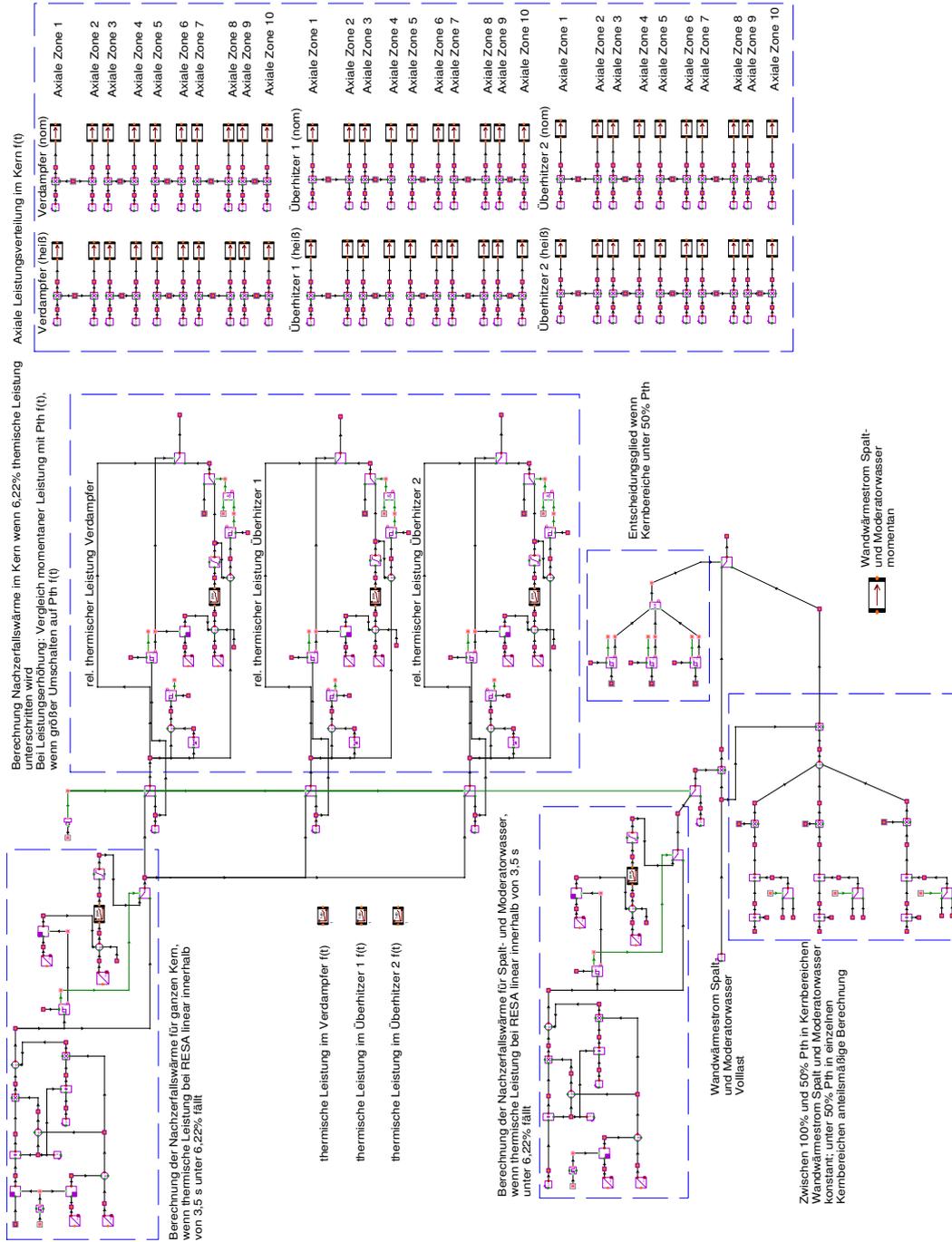


Abb. 0-14 Kontrollsystem für Nachwärmeabfuhr und die axiale Reaktorleistungsverteilung



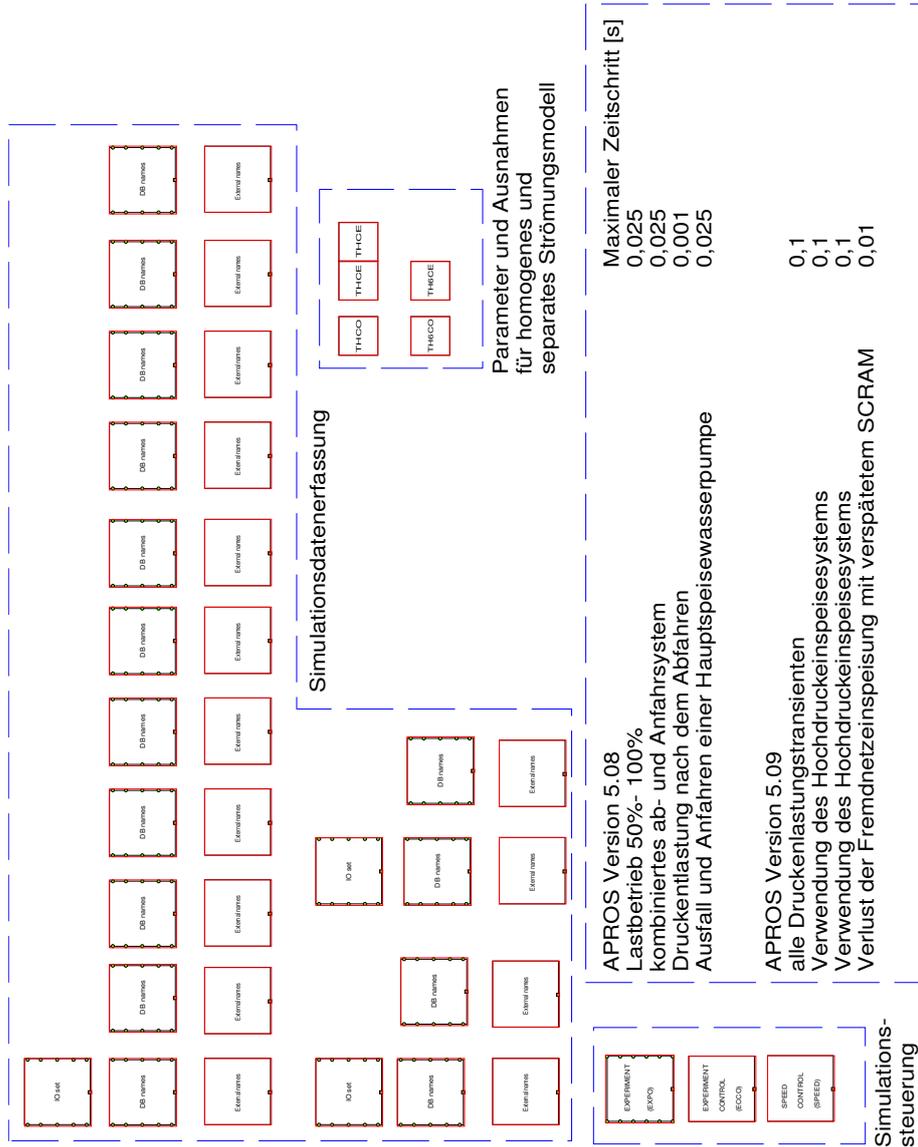


Abb. 0-16 Simulationenkontrolle und gewählte Zeitschritte

## Materialdefinition

Helium Spalt

HSM

Urandoxid

HSM

PM2000 (Hüllrohr)

HSM

20 MnMoNi 5 5 (Reaktordruckbehälter)

HSM

P91 (Speisewasservorwärmer)

HSM

Abb. 0-17    Materialeigenschaftsbibliothek





ISSN 1869-9669  
ISBN 978-3-86644-661-8

