

## **ANALYSE DER AC<sup>2</sup>-KONDENSATIONSMODELLBASIS ANHAND VON SIMULATION DER PPP-VERSUCHSANLAGE**

**Christoph Brattfisch**

Plant Simulation and Safety (PSS), Ruhr-Universität Bochum (RUB)  
Universitätsstr. 150, 44801 Bochum  
[brattfisch@pss.rub.de](mailto:brattfisch@pss.rub.de), ORCID: 0000-0003-4016-079X

**Paul Fuchs und Marco K. Koch**

Plant Simulation and Safety (PSS), Ruhr-Universität Bochum (RUB)  
Universitätsstr. 150, 44801 Bochum  
[fuchs@pss.rub.de](mailto:fuchs@pss.rub.de), ORCID: 0000-0002-4823-5074, [koch@pss.rub.de](mailto:koch@pss.rub.de), ORCID: 0000-0001-7260-5250

### **KURZFASSUNG**

Zur Analyse und Bewertung der AC<sup>2</sup>-Kondensationsmodellbasis wird ein ausgewähltes Experiment mit AC<sup>2</sup> nachgerechnet und den Messwerten gegenübergestellt. Der Fokus liegt auf dem *Direktkontakt-Kondensationsmodell* sowie einem modifizierten Modell nach *Plesset-Zwick und Sideman*. Die Analysen konzentrieren sich auf die Simulation eines kondensationsinduzierten Druckstoßes und zeigen, dass mit dem Direktkontakt-Kondensationsmodell das Druckstoßereignis im Vergleich mit den Messdaten nicht hinreichend genau wiedergegeben werden kann. Mit der Anwendung des modifizierten Kondensationsmodells wird das initiale Kavitationsverhalten sowie die induzierte Druckamplitude verbessert.

### **EINLEITUNG**

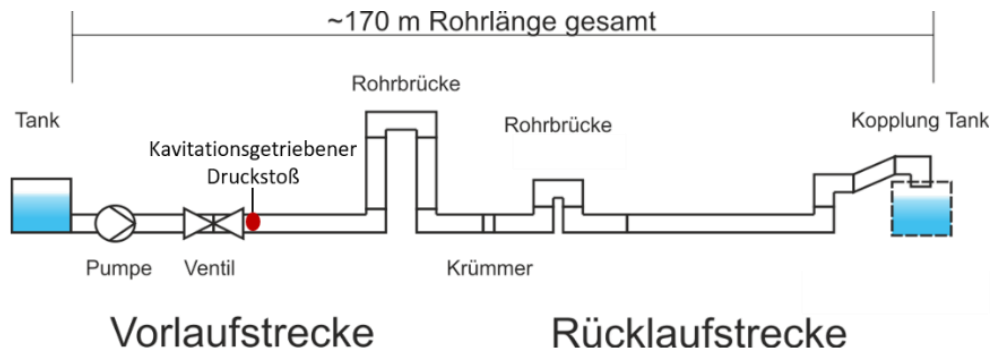
Druckstöße können durch einen schnellen Druckanstieg in Rohrleitungen zur Gefährdung der Integrität bis hin zum Versagensfall dieser Rohrleitungen sowie deren Stützstrukturen führen. Solche Schäden stellen mögliche Sicherheitsrisiken in den betroffenen Anlagen dar. Diese Problematik kann nahezu alle Anlagen mit flüssigkeits- und dampfführenden Druckrohrleitungen betreffen. Dies gilt auch für die Kühlkreisläufe von Druck- sowie Siedewasserreaktoren. Als Auslöser für die dynamischen Druckänderungen gilt im Allgemeinen das abrupte Abstoppen eines Mediums, verursacht durch Pumpenausfälle, plötzliche Kondensationsvorgänge, schnell öffnende und schließende Armaturen sowie unelastische Stöße zweier aufeinanderprallender Wassersäulen [1]. Druckstöße in einphasigen Bedingungen können nach Joukowsky unter Beachtung des Gültigkeitsbereichs abgeschätzt werden. Für zweiphasige Druckstoßphänomene bestehen derzeit keine Abschätzungen, was numerische Simulationen erfordert. [2]

Es ist naheliegend, dass für einen kavitationsgetriebenen Druckstoß in zweiphasigen Strömungen, die Modellbasis der druckgetriebenen Verdampfung sowie Kondensation einen wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisgüte hat. Generell werden Verdampfungs- sowie Kondensationsraten im Systemcode AC<sup>2</sup> über eine Massenaustauschrate zwischen der Dampf- und der Flüssigphase, in Abhängigkeit des Gleichgewichts der jeweiligen Wärmeströme, berechnet. Für die Berechnung der Austauschrate im freien Fluid werden Korrelationen unter Einbezug des Blasenwachstums und –schrumpfens verwendet. Für den Fall einer unterkühlten Flüssigkeit, wird die Kondensation auf Basis eines Direktkontakt-Kondensationsmodells ermittelt. Die Austauschrate wird in diesem Fall bei Unterschreitung des Sättigungsdampfdrucks über die Temperaturdifferenz der Phasen, der Verdampfungswärme, der Phasenoberfläche und dem Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt.

### **MODELLIERUNG DER PPP MIT AC<sup>2</sup>**

Zur Untersuchung von Druckstoßphänomenen in transienten ein- und zweiphasigen Strömungsbedingungen wurden mehrere Testreihen in der Experimentalanlage *Pilot Plant Pipework (PPP)*, die vom Fraunhofer-Institut UMSICHT betrieben wird, durchgeführt [3]. Die 170 m lange Anlage

besteht aus mehreren Rohrleitungsabschnitten mit einem Innendurchmesser von 0,108 m und einer Wandstärke von 3 mm. Das aus Edelstahl bestehende Leitungssystem wird von einer Pumpe stromabwärts eines Druckbehälters gespeist, die das Wasser in einem Kreislauf fördert, wobei der Druckbehälter als Start und Endpunkt definiert ist [4]. Weiterhin befindet sich eine Absperrklappe druckseitig ca. 14 m hinter der Pumpe. Die Leitung führt nach 35 m auf eine vertikale Rohrbrücke mit einem Höhenunterschied von 10 m. Anschließend erfährt die Leitung ca. 6 m nach der Rohrbrücke eine Umlenkung von 180°. [5; 6] Bei der Durchführung der Versuche wird, ausgehend von stationären Strömungsverhältnissen, durch ein abruptes Schließen der Absperrklappe ein Druckstoß induziert. Stromaufwärts des Ventils bleiben einphasige Strömungsbedingungen bestehen, während sich das Wasser stromabwärts aufgrund seiner Trägheit weiter fortbewegt. Durch den Abriss der Wassersäule und des sich einstellenden Unterdrucks kommt es im Bereich nach dem Ventil zur Bildung einer ausgedehnten Dampfblase. Infolge der zurückströmenden Wassersäule und der Kondensationsvorgänge, die zu einem Kollaps des Dampfolumens führen sowie der Kollision der Wasserfront mit dem Ventil, entstehen weitere Druckstöße. Mit dem Gitternetzsensor, der sich 0,231 m hinter dem Ventil befindet, lässt sich an dieser Stelle der Dampfgehalt und dessen Verteilung über den Rohrquerschnitt bestimmen. Die Anlage sowie der Auftrittsort des kavitationsgetriebenen Druckstoßes sind in Abbildung 1 skizziert.



**Abbildung 1 Schema der PPP-Anlage**

## AC<sup>2</sup>-NODALISIERUNG

Die PPP-Anlage wird durch 18 TFO repräsentiert. Die relevanten Bereiche, in denen der Druckstoß auftritt, werden mit einem Längen-/Durchmesser-Verhältnis von eins modelliert, sodass die Kontrollvolumina ca. 0,1 m lang sind. Die übrigen Volumina werden mit einer Länge zwischen 0,5 -1 m definiert. Ausgehend vom Tank wird das Wasser über die TFO in einem geschlossenen Kreislauf gepumpt, wobei das letzte TFO ebenfalls wieder an den Tank gekoppelt ist. Das verwendete Ventilmodell in AC<sup>2</sup> stellt eine relative Querschnittsänderung dar [7]. Diese Querschnittsänderung des Ventils wird basierend auf der in den Experimenten erfassten Rotationsbewegung der Absperrklappe als zeitabhängige Tabelle implementiert. Zusätzlich wird der Verlustbeiwert des Ventils in Abhängigkeit des Öffnungsgrades tabellarisch angegeben, um die Druckverluste in der Simulation adäquat abzubilden [6].

## KONDENSATIONSMODELLBASIS

Für schnelle Kondensationsprozesse im freien Fluid wird in AC<sup>2</sup> für die unterkühlte Flüssigphase das Direktkontakt-Kondensationsmodell nach Hobbhahn [8] verwendet. Alternativ wird in dieser Arbeit zur Berechnung der Kondensationsrate das Modell von Plesset-Zwick [9] und von Sideman [10] genutzt. Beide Modelle definieren den Massentransfer  $\dot{m}_k$  von Dampf zu Wasser in Abhängigkeit der Zwischenphasenfläche  $A_i$ , dem Wärmetransferkoeffizienten  $htc$ , der Differenz der Wassertemperatur zur Sättigungstemperatur  $\Delta T_{Sat}$  und der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $r$  [7]:

$$\dot{m}_k = \frac{A_i htc \Delta T_{Sat}}{r} \quad (I)$$

Unterschiede bestehen in der Berechnung der Zwischenphasenfläche sowie des Wärmetransferkoeffizienten. Nach Plesset-Zwick und Sideman kann die Zwischenphasen  $A_{i,PZS}$  unter der Definition einer festen Tropfenanzahl sphärischer Einzeltropfen per Einheitsvolumen  $n_T = 5 \cdot 10^9 \text{ m}^{-3}$  des Dampfgehalts  $\alpha$  und des Kontrollvolumens  $V$  wie folgt berechnet werden [7]:

$$A_{i,PZS} = \alpha V n_T 4\pi \left( \frac{3}{4\pi n_T} \right)^{2/3} \quad (\text{II})$$

Für das Modell nach Hobbhahn erfolgt die Berechnung der Zwischenphasenfläche entsprechend des vorliegenden Mehrphasenregimes. Die Auswahl des Regimes (Blasen-/Tropfenströmung, Ringströmung, Pfropfenströmung und separierte Strömung) erfolgt in Abhängigkeit des Dampfanteils, der Turbulenz sowie geometrischen Eigenschaften. Je nach Auswahl des Mehrphasenregimes unterscheidet sich die Zwischenphasenflächen bei gleichem Dampfanteil deutlich voneinander. Die größte Zwischenphasenfläche resultiert unter der Annahme einer Blasen-/Tropfenströmung und die kleinste Zwischenphasenfläche für eine vollständig separierte Strömung. Die Berechnung der Wärmetransferkoeffizienten  $htc_{PZS}$  erfolgt nach Plesset-Zwick und Sideman in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_l$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,l}$  der Dichte  $\rho_l$ , der Tropfengeschwindigkeit  $U_T$  und des Tropfenradius  $R_T$  [7]:

$$htc_{PZS} = \sqrt{\lambda_l c_{p,l} \rho_l \frac{2U_T}{\pi R_T}} \quad (\text{III})$$

Nach Hobbhahn stehen für die Berechnung des Wärmetransferkoeffizienten unterschiedliche Modelle zur Verfügung. Im Rahmen der Untersuchungen erfolgt die Berechnung nach der Oberflächenerneuerungstheorie  $htc_{OET}$  und der Filmpenetrationstheorie  $htc_{FPT}$  in Abhängigkeit der turbulenten Dissipationsrate  $\varepsilon$ , der kinematischen Viskosität  $\nu$ , der Temperaturleitfähigkeit  $a$  und der Penetrationstiefe  $\delta$  [7]:

$$htc_{OET} = 0,4 \sqrt{\lambda_l c_{p,l} \rho_l \left( \frac{\varepsilon}{\nu} \right)^{1/4}} \quad (\text{IV})$$

$$htc_{FPT} = 0,4 c_{p,l} \rho_l \frac{a}{\delta} \quad (\text{V})$$

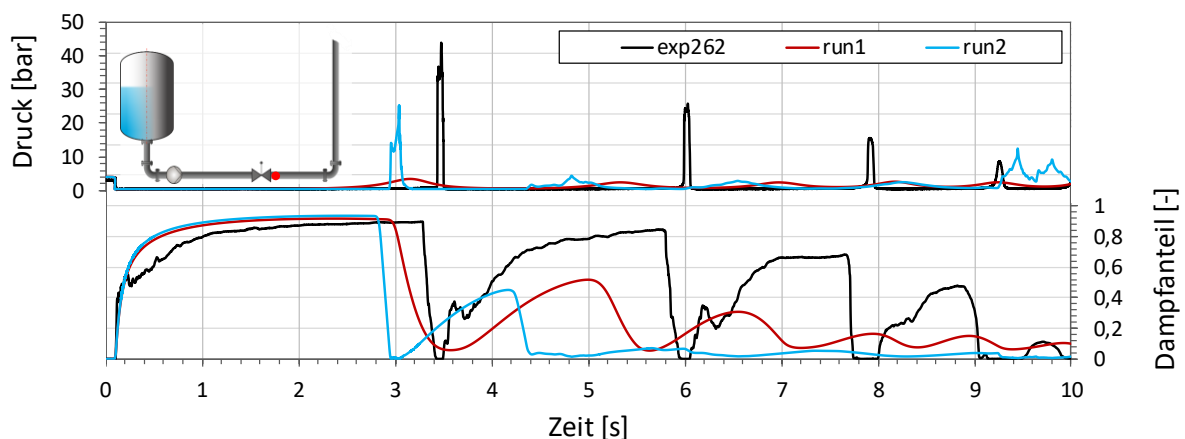
Über einen iterativen Auswahlmechanismus erfolgt die Berechnung des Wärmetransferkoeffizienten in Abhängigkeit der Frequenz der Oberflächenerneuerung  $\sqrt{\varepsilon/\nu}$  sowie der Wärmeleitfähigkeit und der Penetrationstiefe entweder nach der Oberflächenerneuerungs- oder der Filmpenetrationstheorie. Für stark turbulente Strömungen wird der Wärmetransferkoeffizient somit nach der Oberflächenerneuerungstheorie und für schwach turbulente Strömungen nach der Filmpenetrationstheorie bestimmt. [7]

## SIMULATIONSERGEBNISSE

Das Experiment exp262 weist einen Druck von 1,17 bar und eine Temperatur von 79 °C auf. Die Strömungsgeschwindigkeit ist mit 4 m/s sowie der definierte Ventilschluss mit 0,1 s vorgegeben. Für die Simulation mit AC<sup>2</sup> wird das implementierte Direktkontakt-Kondensationsmodell (run1), welches dem empfohlenen Standardmodell entspricht und ein modifiziertes Kondensationsmodell nach Sideman (run2) betrachtet.

In der folgenden Abbildung 2 sind der Druckverlauf sowie der Dampfanteil im Bereich hinter dem Ventil für das Experiment exp262 dargestellt. Mit Ventilschluss und dem Abriss der Wassersäule fällt der Druck auf Sättigungsdampfdruck ab, was von beiden Simulationsläufen in Übereinstimmung mit dem Experiment wiedergegeben wird. Durch den Unterdruckzustand verdampft das Wasser in beiden Simulationen in der betrachteten Node auf einen volumetrischen Dampfanteil von ca. 0,9. Dieses Dampfvolument beginnt, getrieben durch die zurückströmende Wassersäule, nach 2,9 s (run1) und

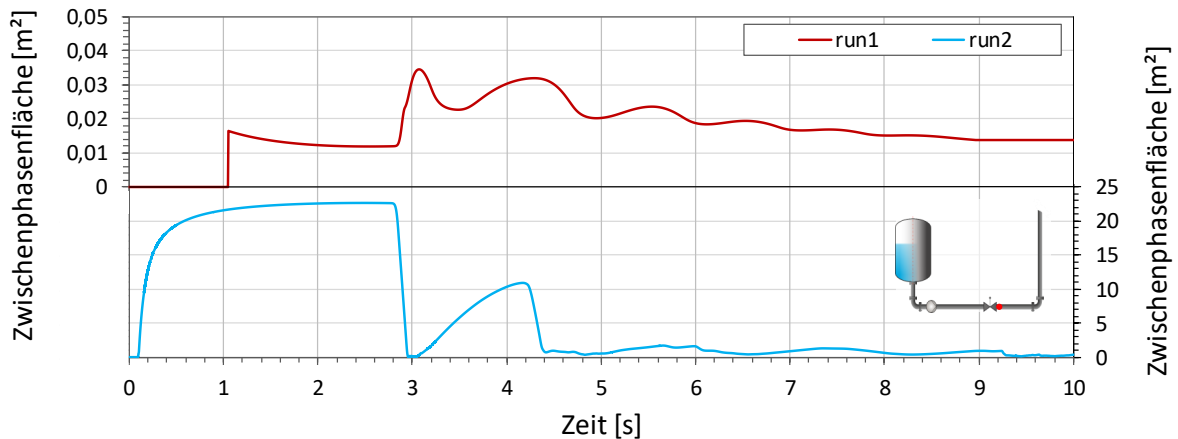
2,8 s (run2) zu kondensieren. Die Simulation run1 berechnet den Kondensationsvorgang bis 3,6 s, wobei nicht der gesamte Dampfanteil im dargestellten Volumen kondensiert. Dadurch bleibt ein Restdampfgehalt von 6% bestehen. Die durch die Kondensation und der anschließenden Kollision der Wassersäule mit dem Ventil entstehende Druckerhöhung wird mit ca. 3,5 bar berechnet und weicht signifikant von dem im Experiment mit 45 bar gemessenen Druckstoß ab. Im Vergleich wird in run2 eine schnellere Kondensation des Dampfolumens berechnet. Der vollständige Dampfblasenkollaps und die anschließende Kollision der Wassersäule mit dem Ventil wird nach ca. 3 s simuliert. Der in dieser Simulation induzierte Druckstoß wird mit ca. 25 bar wiedergegeben. Trotz der bestehenden Unterschätzung zum Experiment von 20 bar, wird die initiale Druckspitze qualitativ sowie quantitativ mit dem Sideman-Kondensationsmodell verbessert. Der weitere Verlauf des Experiments wird durch beide Simulationen stark abweichend wiedergegeben.



**Abbildung 2 Druckverlauf und Dampfanteil**

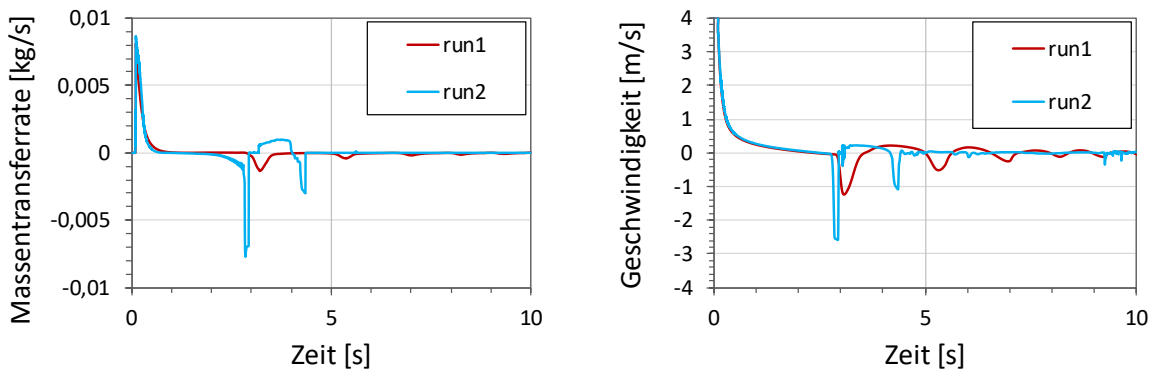
In run1 werden ausgehend von der initialen Druckwelle die darausfolgenden kondensationsinduzierten Druckstöße ebenfalls stark unterschätzt und in Bezug auf die Amplitude flach an-/absteigend berechnet. Der Dampfgehalt wird vor jedem weiteren Druckstoß mit stark abnehmenden Anteil berechnet. Ein kompletter Kollaps der Dampfblase wird jedoch zu keinem Zeitpunkt berechnet. Die Simulation run2 zeigt ebenfalls keinen mit dem Experiment vergleichbaren Druckverlauf. Ähnlich zu run1 werden die Druckwellen zu niedrig und mit geringen Gradienten berechnet. Der Dampfgehalt wird im weiteren Verlauf dieser Simulation ebenfalls unterschätzt, wobei nach der zweiten Reflexion nur noch marginale Dampfmen gen auftreten, die nicht mehr vollständig kondensieren. Im Vergleich zu run1 und dem Experiment wird gegen Ende des dargestellten Betrachtungsraums eine erneute Druckwelle induziert. Diese Druckspitze korreliert mit dem Kollaps der zuvor verbliebenen Restdampfmenge. Die genaue Ursache dieser Abweichung ist noch Gegenstand aktueller Analysen.

Das unterschiedliche Kondensationsverhalten und die abweichende Druckstoßamplitude in den Simulationen lassen sich u.a. auf die durch die verschiedenen Modelle berechnete Zwischenphasenfläche zurückführen. Die Fläche wird in run1 durch das Direktkontakt-Kondensationsmodell als Funktion in Abhängigkeit der Strömungsform, der Turbulenz sowie der Rohrgeometrie berechnet. Daraus folgt eine Zwischenphasenfläche von ca. 0,035 m<sup>2</sup> unmittelbar vor dem initialen Druckpeak, dargestellt in Abbildung 3. Diese Fläche entspricht, unter Berücksichtigung der vorliegenden Geometrierandbedingung, der Wasseroberfläche vollständig separierter Phasen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit bezieht sich run 1 auf die Primärachse und run 2 auf die Sekundärachse im dargestellten Diagramm. Für die Simulation run 2 wird im Vergleich mit dem Modell nach Sideman (Gl. (II)) eine um den Faktor 800 größere Zwischenphasenfläche vor der initialen Druckamplitude berechnet. Mit der größeren Zwischenphasenfläche wird eine größere Massentransferrate für die Kondensation in run 1 berechnet (Gl. (I)).



**Abbildung 3 Berechnete Zwischenphasenfläche**

Aufgrund der geringeren Zwischenphasenfläche wird in run1 eine geringere Massentransferrate während des Kondensationsvorgangs berechnet, dargestellt in Abbildung 4. Die Strömungsgeschwindigkeit wird analog dazu ebenfalls geringer als in run2 wiedergegeben. Durch einen langsameren und nicht vollständigen Kondensationsvorgang in run1 wird die Druckamplitude stark unterschätzt abgebildet. Die Massentransferrate wird in dieser Simulation kurz vor dem Druckpeak mit maximal  $-0,0013 \text{ kg/s}$  (negativ, da Kondensationsvorgang) berechnet, wobei die Strömungsgeschwindigkeit mit ca.  $-1,2 \text{ m/s}$  (negativ, da der initialen Strömungsrichtung entgegengesetzt) wiedergegeben wird. In run2 wird aufgrund der höheren Zwischenphasenfläche neben einer Massentransferrate von ca.  $-0,007 \text{ kg/s}$ , die Geschwindigkeit mit  $-2,6 \text{ m/s}$  berechnet. Durch die höhere Geschwindigkeit und dem geringeren Restdampfgehalt sowie der daraus resultierenden höheren Schallausbreitungsgeschwindigkeit wird eine höhere Druckamplitude in run2 berechnet.



**Abbildung 4 Simulierte Massentransferrate und Strömungsgeschwindigkeit**

## ZUSAMMENFASSUNG

Zur Bewertung der AC<sup>2</sup>-Kondensationsmodellbasis wird ein ausgewähltes Druckstoßexperiment nachgerechnet. Die Simulationen zeigen, dass mit dem Direktkontakt-Kondensationsmodell die Druckamplitude nicht hinreichend genau wiedergegeben werden kann. Mit dem modifizierten Modell nach Plesset-Zwick und Sideman wird die Abbildung des initialen Druckstoßes verbessert. Ein wesentlicher Einflussfaktor zeigt die unterschiedliche Berechnung der Zwischenphasenflächen. Diese wird mit dem modifizierten Modell um ein Vielfaches größer wiedergegeben. Weitere Simulationen konzentrieren sich auf die Berechnung des Wärmetransferkoeffizienten, des Einflusses der Berechnungsmethodik nach der Oberflächenenergie- bzw. Filmpenetrationstheorie sowie auf die weitere Analyse der Zwischenphasenfläche, um eine Harmonisierung der Modelle anzustreben.

## NOMENKLATUR

$a$	Temperaturleitfähigkeit	[m <sup>2</sup> /s]	$n_T$	Tropfen pro Einheitsvolumen	[m <sup>-3</sup> ]
$\alpha$	Volumetrischer Dampfanteil	[-]	$\nu$	Kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$A_i$	Zwischenphasenfläche	[m <sup>2</sup> ]	$r$	Spezifische Verdampfungsenthalpie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> K]	$R_T$	Tropfenradius	[m]
$\delta$	Penetrationstiefe	[m]	$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Turbulente Dissipationsrate	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	$\Delta T_{sat}$	Temperaturdifferenz zur Sättigungstemperatur	[K]
$htc$	Wärmeübergangskoeffizient	[kg/s <sup>3</sup> K]	$U_T$	Tropfengeschwindigkeit	[m/s]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[kgm/s <sup>2</sup> K]	$V$	Kontrollvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{m}_k$	Kondensationsrate	[kg/s]			

## LITERATUR

- [1] Swidersky, H.: Condensation induced water hammer (CIWH) - relevance in the nuclear industry and state of science and technology, Kerntechnik 72, Fachzeitschrift, Carl Hanser Verlag, München, März 2013.
- [2] Bratfisch, C.; Koch, M.K.: Simulation of water hammer phenomena using the system code ATHLET, Kerntechnik 82, Fachzeitschrift, Carl Hanser Verlag, München, 2017.
- [3] Giot, M. et al.: Two-phase flow water hammer transients and induced loads on materials and structures of nuclear power plants (WAHALoads), Projektbericht, FIKS-CT-2000-00106, Belgien, 2004.
- [4] Dudlik, A.: Data Evaluation Report on PPP water hammer test, cavitation caused by rapid valve closing, Fraunhofer Institut Umwelt-, Sicherheits-, Energietechnik (UMSICHT), 2003.
- [5] Dudlik, A.; Schlüter, S.: Vergleichende Untersuchungen zur Beschreibung von transienten Strömungsvorgängen in Rohrleitungen, Abschlussbericht, DLR Projektträger des BMBF, Oberhausen, 1999.
- [6] Dudlik, A.; Prasser, H.M.: Water hammer and condensation hammer scenarios in power plants using new measurement system, Forschung im Ingenieurwesen, Springer-Verlag, 2009.
- [4] Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (Hrsg.): ATHLET 3.3 Models and Methods, AC2, Volume 4, Rev. 6., November 2021
- [8] Hobbhahn, W.K.: Modelling of condensation in light water reactor safety, Fourth international topic meeting on nuclear reactor thermal-hydraulics (NURETH-4), Proceedings Volume 2, Seite 1047-1053, Oktober 1989, ISBN: 3-7650-1116-9.
- [9] Plesset, M.S.; Zwick, S.A.: The growth of Vapor Bubbles in superheated liquids, Journal of Applied Physics 25, Seite 493, September 1954, <https://doi.org/10.1063/1.1721668>.
- [10] Sideman, S.; Shabtai, H.: Direct-contact heat transfer between a single drop and an immiscible liquid medium, The Canadian Journal of Chemical Engineering, Juni 1964, <https://doi.org/10.1002/cjce.5450420305>.

## DANKSAGUNG

Die dargestellten Arbeiten werden mit Mitteln des Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit und Verbraucherschutz (BMUV) unter dem Förderkennzeichen 1501629 gefördert.

Die Ergebnisse wurden unter Verwendung der GRS DV-Programme AC<sup>2</sup> 3.1A p1 und AC<sup>2</sup> Beta3 erzielt.

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Umwelt, Naturschutz, nukleare Sicherheit  
und Verbraucherschutz

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages