Auslegung und Konstruktion von komplexen Dampfreduzier- und Umformstationen für Großkraftwerke bis 300 bar und 650°C

M.Eng. Dipl.-Ing. Mustafa Karasahin, Prof. Dr.-Ing. Justus Lackmann

Kooperationspartner: TEC artec GmbH; Projektlaufzeit: 17.06.2011 - 16.12.2012

Kurzfassung

Schwerpunkt des Projekts liegt auf einem Vergleich verschiedener Varianten der Heißdampfkühlung.

Technisch wird die Kühlung des Dampfes durch Kühlwasser erreicht, das bei der Einspritzung durch verschiedene Verfahren in feinste Tropfen dispergiert wird.

Durch die Wärmeübertragung von Dampf auf die Tropfen werden die Tropfen erhitzt und im Idealfall schnell und vollständig verdampft. Dadurch wird die gewünschte Temperaturreduzierung des Dampfes in Abhängigkeit von der Kühlwassermenge erreicht.

Abstract

Emphasis is placed on comparing the various options for desuperheating. Technically, the cooling of the steam is achieved by using cooling water which is dispersed into ultra-fine droplets by various methods during the Injection process. Heat is transferred to the droplets from the steam and in ideal circumstances the droplets are evaporated quickly and completely. In this way, the desired temperature reduction is achieved as a factor of the water quantity.

Einleitung

In einem Wärmekraftwerk wandeln Turbinen die kinetische Energie des anströmenden Mediums (Dampf) in Rotationsenergie um.

Der wirksame Schutz der Turbinenkomponenten vor mechanischer Beschädigung ist eine der Hauptaufgaben in Kraftwerken. Aus diesem Grund ist zu jeder Turbinenstufe eine Dampfreduzier- und Umformstation (auch Turbinenumleitstationen genannt) als Umführung vorgesehen.

Bei Ausfall oder Störung einer Turbine übernimmt eine Turbinenumleitstation den Dampf, umführt diesen in das nachfolgende System und übt so ihre Schutzfunktion aus. Je nach Turbinenstufe im Hoch-, Mittel- und Niederdruckbereich muss sie, entsprechend der Parameter des nachfolgenden Systems, den Dampfdruck und die Dampftemperatur reduzieren.

Die Turbinenumleitstation zeichnet sich dadurch aus, dass die Reduzierung des Dampfdrucks und die Dampfkühlung separat erfolgen.

Die Druckreduzierung wird mit aufeinander folgenden gelochten Zylindern durchgeführt. Die gelochte Fläche stellt den engsten freien Strömungsquerschnitt dar, der bei mehrstufiger Entspannung von Stufe zu Stufe zunimmt. Dabei führt die jeweilige Flächenerweiterung zur Druckreduzierung.

Der Durchfluss oder der Druck kann durch gezieltes Erweitern oder Vermindern der Flächen durch eine Spindel (Hub) reguliert werden.

Die Dampfkühlung erfolgt durch Einspritzkühler. Die Einspritzkühler haben die Aufgabe, unzulässige hohe Temperaturen in Rohrleitungen zu reduzieren, bzw. Prozessdampf mit genau definierter Temperatur bereitzustellen.

Das Einspritzen von fein verteiltem Kühlwasser in den Dampfstrom ist ein wirksames Verfahren zur Dampfkühlung. In diesem Mischprozess wird das eingespritzte Kühlwasser durch den Dampf erwärmt, so dass das Kühlwasser verdampft und überhitzt, während der Dampf selbst in Abhängigkeit von der Kühlwassermenge gekühlt wird.

Die Menge des einzuspritzenden Wassers kann mit Hilfe einer Temperaturmessung des Austrittsdampfes geregelt werden. Außerdem werden auch sogenannte Enthalpieregelungen eingesetzt, bei denen durch die gemessenen Parameter am Eintritt (Druck, Temperatur und Massenstrom), sowie die gewünschten Parameter am Austritt die rechnerisch notwendige Wassermenge über eine Enthalpiebilanz ermittelt wird.

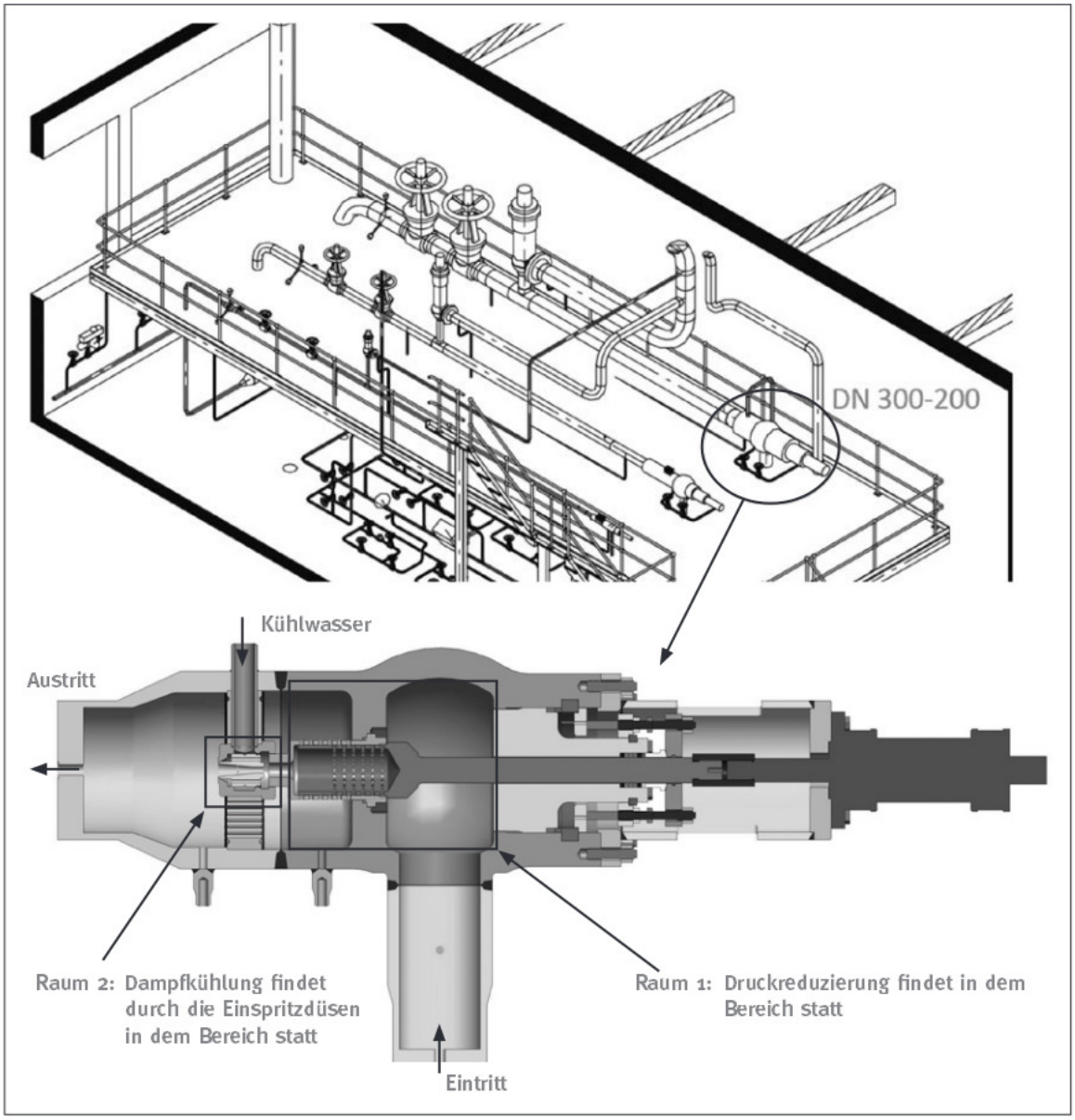
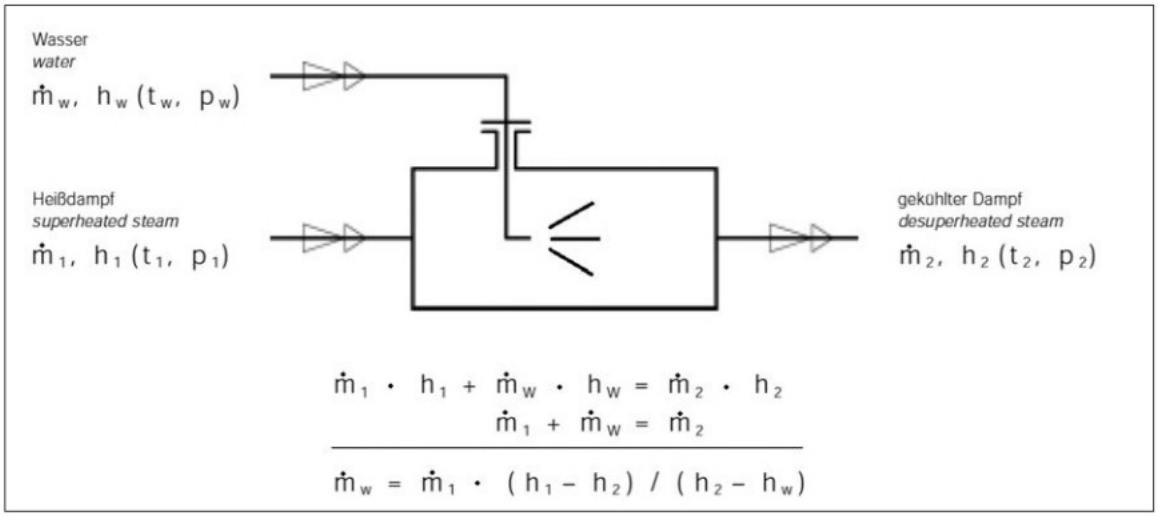


Abb. 1: Turbinenumleitstation DN 300-200 [TEC artec]



$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_w \cdot h_w = \dot{m}_2 \cdot h_2$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) / (h_2 - h_w)$$

Abb. 2: Einspritzwassermenge in Abhängigkeit von der gewünschten Austrittstemperatur des Dampfes

Aufgabenstellungen

Die folgenden Varianten sind strömungsmäßig zu untersuchen. Dabei ist auch der Einfluss der turbulenten Dampfströmung auf die Tropfenbewegung sowie die Verteilung der eingespritzten Wassertropfen über den Rohrquerschnitt zu untersuchen.

Variante 1

Die radial gerichtete Lanze der Variante 1 ist so modelliert, dass die Dampfgeschwindigkeit durch die Venturiform steigt.

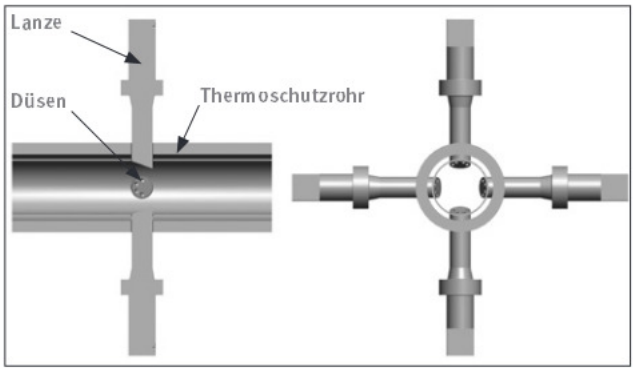


Abb. 3: Neue Konstruktion der Einspritzarmatur [TEC artec]

Variante 2

Die radial gerichtete Lanze der Variante 2 ist so modelliert, dass sowohl die Dampfgeschwindigkeit als auch die Entwicklung der Wasserzerstäubung, die sich durch die senkrecht erweiternde Kontur der Lanze ergibt, zunimmt.

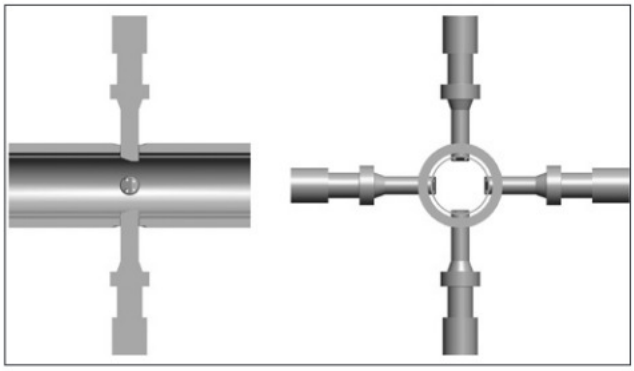


Abb. 4: Neue Konstruktion der Einspritzarmatur [TEC artec]

Durchführung

Simulation der tropfenbeladenen Dampfströmung (Zweiphasenströmung)

Physikalische Teilvorgänge in einer tropfenbeladenen Gasströmung können folgendermaßen beschrieben werden:

Zerstäubung von Kühlwasser durch die Einspritzdüse,

Ausbreitung und Verdampfung von Tropfen,

Tropfen - Tropfen Interaktionen,

Nachzerstäubung von Tropfen in der Gasströmung durch aerodynamische Kräfte

Tropfen - Wand Interaktionen

Bei einer dispersen Zweiphasenströmung überwiegt der Volumenanteil einer fluiden Trägerphase, während sich die andere Phase in kleinen, diskreten Strukturen im Strömungsfeld der Trägerphase fortbewegen.

Grundgleichungen für die kontinuierliche Phase

Die Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie sind die mathematische Grundlage zur Beschreibung von Fluiden. Diese Gleichungen beschreiben laminare und turbulente Strömungen von kompressiblen und inkompressiblen Fluiden.

Massenerhaltung: [Ans 12]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0$$

Impulserhaltung:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\right) + f_i$$

Energieerhaltung:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j E)}{\partial x_j} = -\frac{\partial(p u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial(u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} + S_E$$

Grundgleichungen für die disperse Phase

Die Bewegung des Partikels wird durch die Impulsgleichung beschrieben, so dass die Änderung des Partikelimpulses gleich der Summe der auf das Partikel einwirkenden äußeren Kräfte ist.

Für ein Partikel mit der Masse m_p lautet die Impulsgleichung: [Ans 12]

$$m_P \frac{d\overrightarrow{u_P}}{dt} = \vec{F}_W + \vec{F}_{VM} + \vec{F}_P + \vec{F}_{GA} + \vec{F}_B + \vec{F}_M + \vec{F}_S$$

Hierbei sind $\vec{F}_W \vec{F}_W$ die aerodynamische Widerstandskraft, $\vec{F}_{VM} \vec{F}_{VM}$ die virtuelle Massenkraft, $\vec{F}_P \vec{F}_P$ die Druckkraft infolge eines Druckgradienten der kontinuierlichen Phase, $\vec{F}_{GA} \vec{F}_{GA}$ die Gravitations- und Auftriebskraft, $\vec{F}_B \vec{F}_B$ die Basset-Kraft, $\vec{F}_M \vec{F}_M$ die Querkraft aufgrund der Partikelrotation (Magnus-Kraft) und $\vec{F}_S \vec{F}_S$ die Querkraft durch eine Scheranströmung des Partikels (Saffman-Kraft).

In diesem Projekt wird nur auf die aerodynamische Widerstandskraft näher eingegangen. Die anderen Kräfte werden in den folgenden Simulationen vernachlässigt.

Die weitaus wichtigste auf ein Partikel wirkende Kraft ist die aerodynamische Widerstandskraft, die sich aus einem Reibungs- und einem Druckwiderstand zusammensetzt und der Partikelbewegung entgegengerichtet ist. [Ans 12]

$$\vec{F}_W = c_W \frac{\pi}{4} d_P^2 \frac{1}{2} \rho_F |u_{rel}| \, \vec{u}_{rel}$$

d_P ist der Partikeldurchmesser, p_F die Dichte des Fluides (für die kontinuierliche Phase).

Der Vektor bzw. Betrag der Relativgeschwindigkeit sind zwischen Fluid und Partikel wie folgt definiert: [Ans 12]

$$\vec{u}_{rel} = \vec{u}_F - \vec{u}_P$$

$$|u_{rel}| = \sqrt{(u_{1,F} - u_{1,P})^2 + (u_{2,F} - u_{2,P})^2 + (u_{3,F} - u_{3,P})^2}$$

Der empirische Widerstandsbeiwert c_W hängt vor allem von der Partikel-Reynolds-Zahl ab und wird in Ansys CFX standardmäßig für kugelförmige Partikel nach der Korrelation von Schiller und Naumann berechnet. [Ans 12]

$$c_W = \begin{cases} \frac{24}{Re_P}\left(1 + 0{,}15 Re_P^{0{,}687}\right), & 0 < Re_P \leq 1000 \\ 0{,}44 \quad , & Re_P > 1000 \end{cases}$$

$$Re_P = \frac{\rho_F \, u_{rel} \, d_P}{\mu_F}$$

Ergebnisse der transienten Berechnung

Variante 1 und Variante 2:

Für den Vergleich der beiden Varianten werden 2000 Partikel, von ihrer Einspritzstelle bis zum Auslass des Strömungsgebiets, mit der Zeit betrachtet.

Bild 9 und Bild 13 zeigen beim Zeitschritt 0,01 s und Zeitschritt 0,02 s, dass Variante 2 einen höheren Partikelanteil bei geringeren Relativgeschwindigkeiten zwischen 0 - 5 m/s hat, während Variante 1 einen höheren Anteil bei höheren Relativgeschwindigkeiten besitzt.

Es liegt an der Konturform der Lanze der Variante 1, dass die Dampfgeschwindigkeit bzw. die Relativgeschwindigkeit höher im Vergleich zur Variante 2 ist. Diese hohe Relativgeschwindigkeit der Variante 1 führt zum geringen Partikeldurchmesser, so dass sich eine geringere Verdampfungszeit ergibt.

Auf der anderen Seite hat Variante 1 den Nachteil, dass die Partikel, die geringere Durchmesser haben, gegen die Lanze wegen ihrer schrägen Form (siehe Bild 5) prallen können, weil sie wegen ihrer geringeren Trägheit fähig sind, sich sofort an die Dampfgeschwindigkeit anzupassen. Die Lanze der Variante 2 besitzt dagegen eine sich senkrecht erweiternde Kontur (siehe Bild 6), die einen Strömungsabriss des Dampfstromes von der angrenzenden Oberfläche verursacht. Diese Trennung führt zur Entwicklung der Wasserzerstäubung.

Die Düsen sind bei Variante 2 wegen begrenzter Fläche der Lanze zu dicht zueinander. Damit ergeben sich höhere Volumenanteile der Partikel im lokalen Bereich des Strömungsraums. Das bringt zwei Probleme mit sich. Erstens, der Einfluss der Partikel - Partikel Wechselwirkung ist auf die Partikelbewegung und das Strömungsfeld der Dampfströmung nicht mehr zu vernachlässigen, obwohl sie in diesem Projekt nicht berücksichtigt worden ist. Zweitens, der Lagrange - Ansatz für die Partikelbewegung berücksichtigt nicht die Verdrängungswirkung der Partikel, d.h. wenn z.B. lokal 14 % Volumenanteil der Partikel im Strömungsgebiet vorliegen, dann steht in diesem lokalen Bereich eigentlich nur 86 % des Raumes für die restliche Strömung zur Verfügung. Das wird aber nicht in der Simulation abgebildet, weil die Partikel als Punktmassen beim Lagrange - Modell angenommen werden. Deshalb ist es wichtig, auf die höheren Volumenanteile der Partikel zu verzichten, was in Variante 2 wegen der naheliegenden Düsen nicht so der Fall ist.

Die Partikelverteilung über den Rohrquerschnitt der Variante 1 ist gleichmäßiger als die der Variante 2. Deshalb führt Variante 1 zu einer homogenen Verteilung der Dampftemperatur.

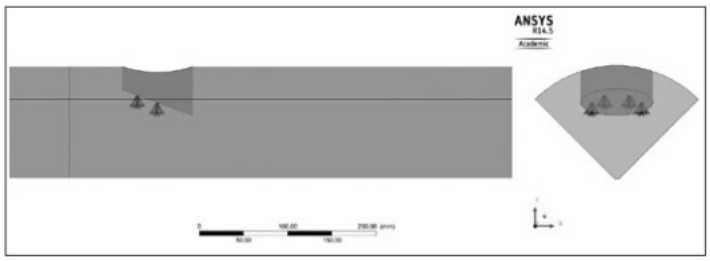


Abb. 5: Darstellung der Variante 1 mit Düseneinrichtung

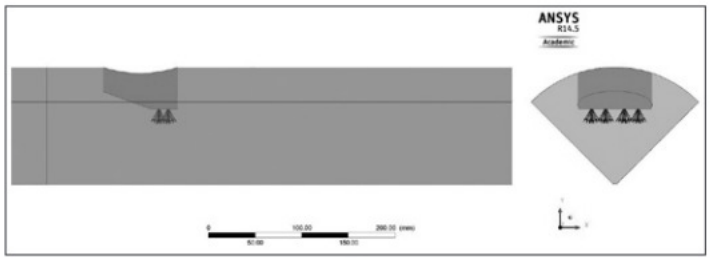


Abb 6: Darstellung der Variante 2 mit Düseneinrichtung

Zeitschritt 0,01 s:

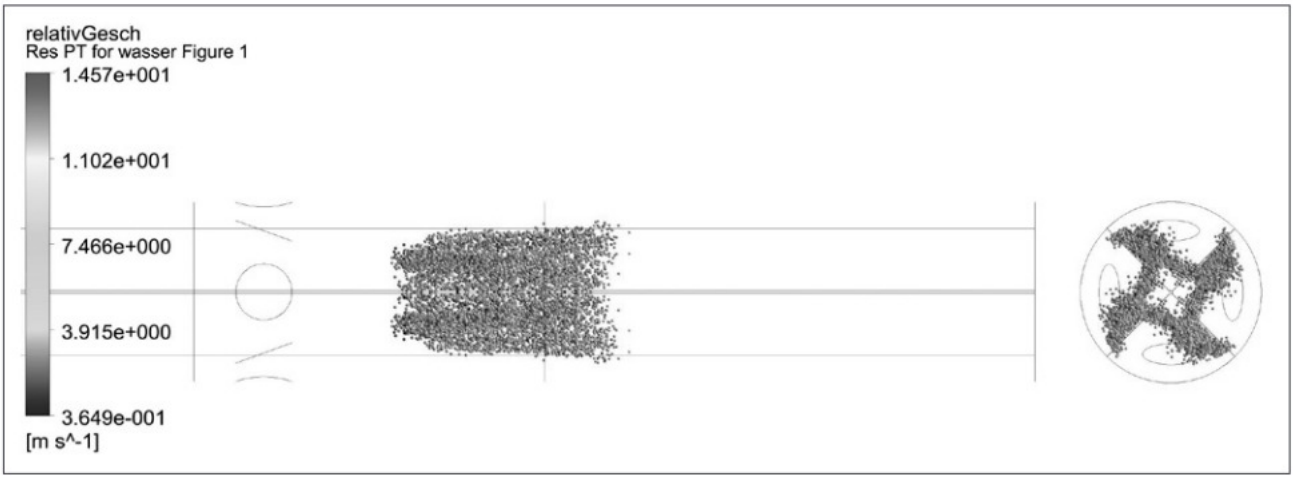


Abb. 7: Variante 1; Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen

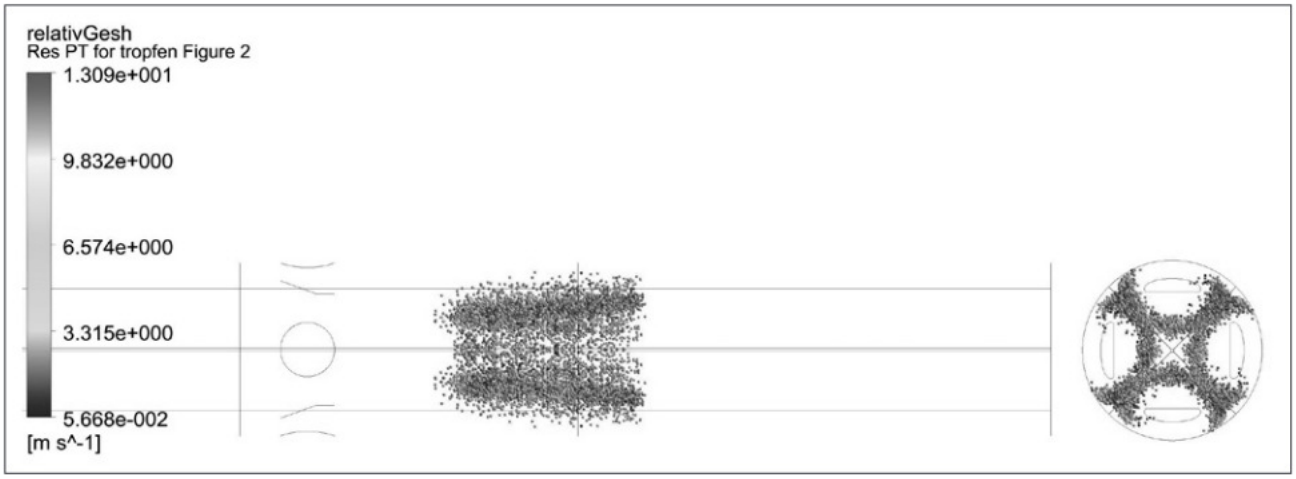


Abb. 8: Variante 2; Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen

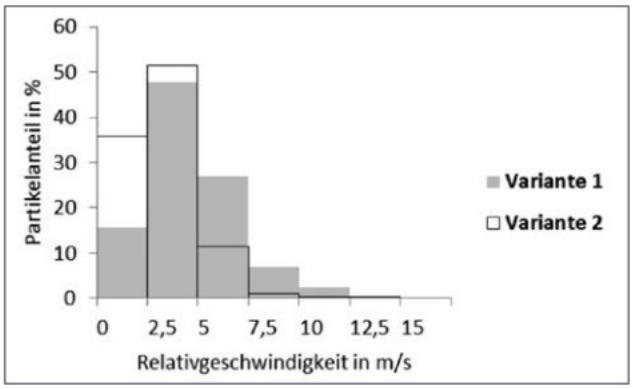


Abb. 9: Partikelanteil in % über Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen [Hinweis: 2000 Partikel entspricht 100 %]

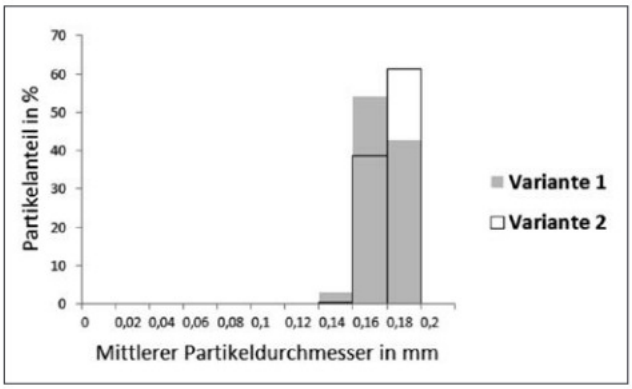


Abb. 10: Partikelanteil in % über Partikeldurchmesser [Hinweis: 2000 Partikel entspricht 100 %]

Zeitschritt 0,02 s:

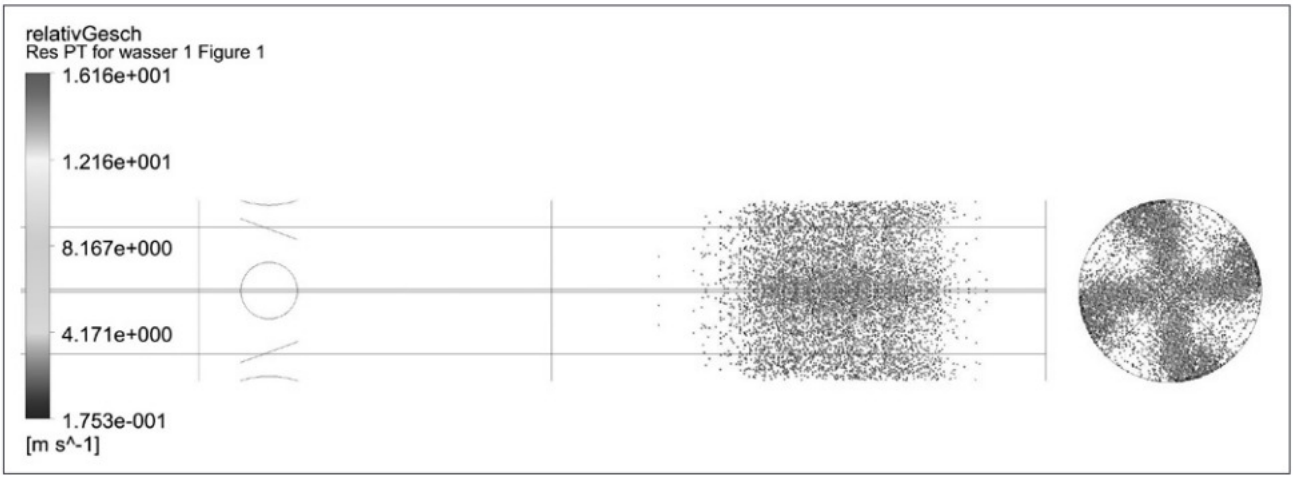


Abb. 11: Variante 1; Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen

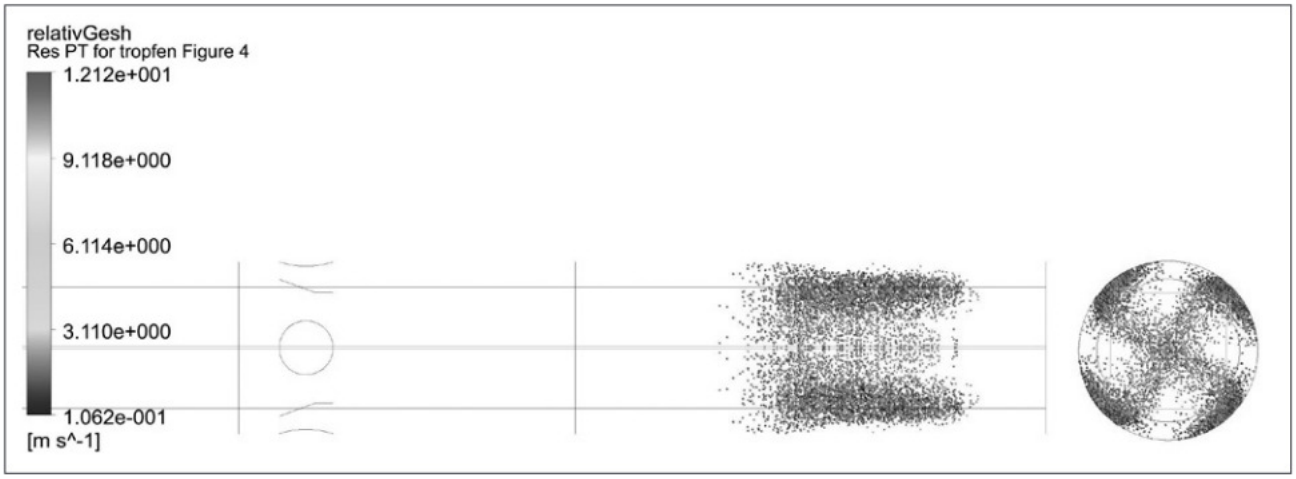


Abb. 12: Variante 1; Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen

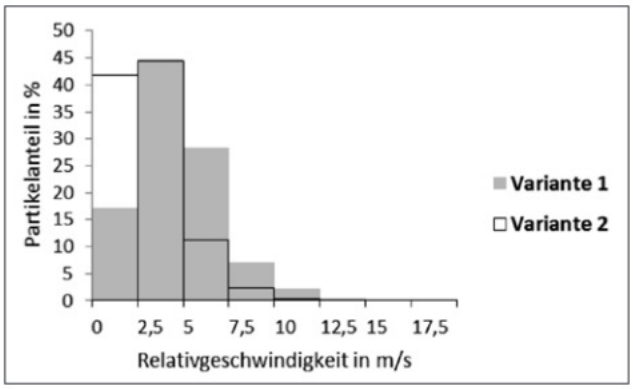


Abb. 13: Partikelanteil in % über Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen [Hinweis: 2000 Partikel entspricht 100 %]

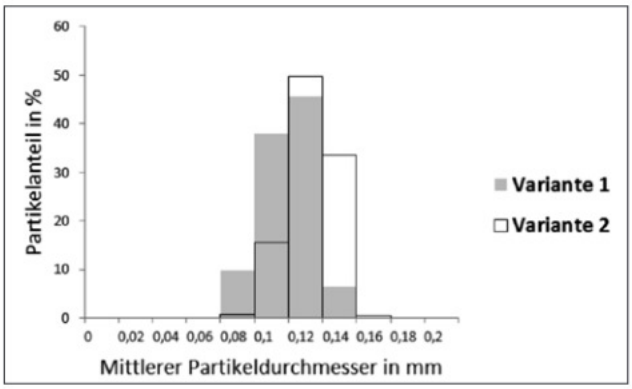


Abb. 14: Partikelanteil in % über Partikeldurchmesser [Hinweis: 2000 Partikel entspricht 100 %]

Zusammenfassung

Die beiden Varianten sind mittels numerischer Strömungssimulationsrechnungen mit Ansys CFX unter bestimmten physikalischen Effekten wie Verdampfung von Wassertropfen untersucht worden.

Die Tropfengröße war entscheidend bei der Verdampfungszeit. Der Einfluss der Dampfgeschwindigkeit bzw. der Relativgeschwindigkeit zwischen Dampf und Tropfen auf die Verdampfung bzw. auf die Tropfengröße konnte für die beiden Varianten betrachtet werden.

Literatur

[Ans 12] ANSYS CFX Help, Release 14.0, ANSYS Inc., 2012.

[Woz 03] Wozniak, Günter: Zerstäubungstechnik, Springer Verlag Berlin, 2003.

[Wis 11] Wiesner, Thomas; Mönning, Wolfgang: Armaturen in Wärmekraftwerken, Verlag C.H. Beck, 2011.

[Som 96] Sommerfeld, Martin: Modellierung und numerische Berechnung von partikelbeladenen turbulenten Strömungen mit Hilfe des Euler/Lagrange Verfahrens, Shaker Verlag Aachen, 1996.

[VGB 10] VGB PowerTech: Dampfkühlung in Wärmekraftanlagen, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, 2010.

[Pac 04] Pachler, Klaus: Parallele Berechnung 3-dimensionaler, instationärer Gas-Partikel Strömungen unter Berücksichtigung von Kollisionen und Aggregatzustandsänderungen, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2004.

Kontakt

Prof. Dr.-Ing. Justus Lackmann

Beuth Hochschule für Technik Berlin
Fachbereich VIII
Luxemburger Straße 10, 13353 Berlin

Telefon: (030) 4504-27 29
E-Mail: lackmann@beuth-hochschule.de

Kooperationspartner

TEC artec GmbH
Geschäftsführung: Gerhard Seewald

Telefon: (03301) 20 32-89
E-Mail: gerhard.seewald@tec-artec.de

Technischer Ansprechpartner:
Dipl.-Ing. Kay Fugmann

Telefon: (03301) 20 32-75
E-Mail: kay.fugmann@tec-artec.de
Web: www.tec-artec.com