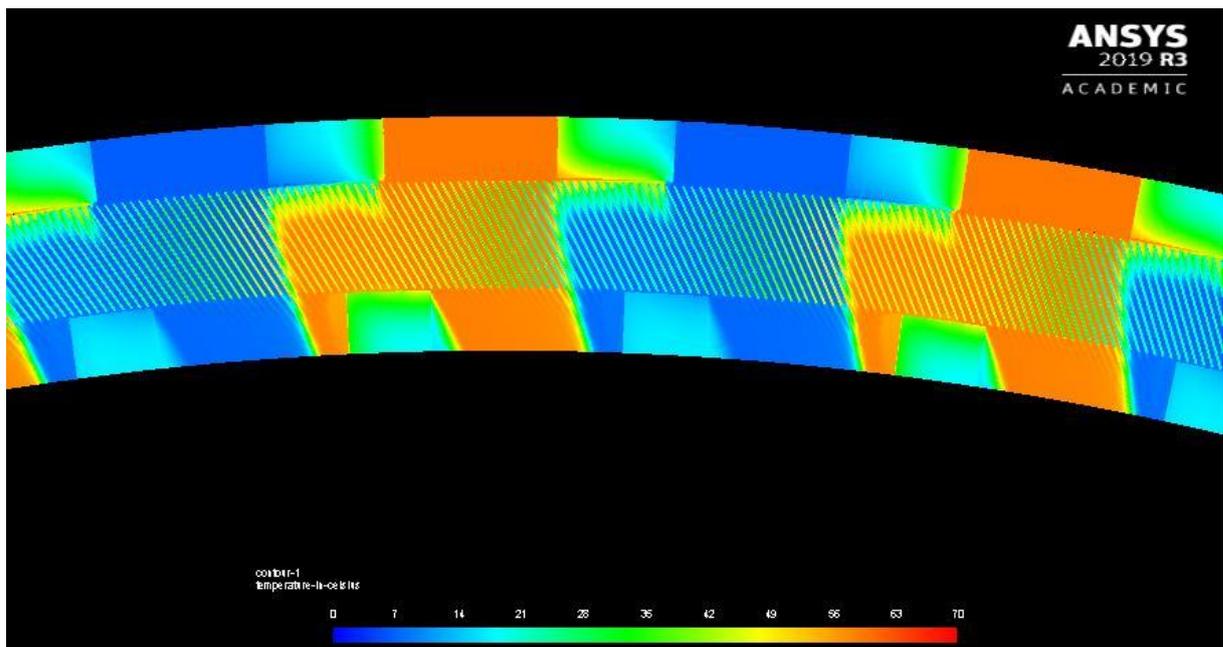




Schlussbericht vom 10. Dezember 2020

TMM CFD Simulation

Entwicklung einer Pilotanlage des *Thermo-Magnetischen Motors* (TMM) zur Umwandlung von Niedertemperatur-Abwärme unter 80°C in emissionsfreie Elektrizität – **CFD Simulationen**



Quelle: SBE 2020



PAUL SCHERRER INSTITUT



Datum: 10. Dezember 2020

Ort: Villigen PSI und Bad Zurzach

Subventionsgeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Subventionsempfänger/innen:

Paul-Scherrer-Institut
Forschungsstrasse 111, CH-5232 Villigen
www.psi.ch

Swiss Blue Energy AG
Baslerstrasse 6, CH-5330 Bad Zurzach
www.sbe-ag.ch

Autor/in:

Sven Jollet, Paul-Scherrer-Institut, sven.jollet@psi.ch
Silvio Krauss, Swiss Blue Energy AG, silvio.krauss@sbe-ag.ch

BFE-Projektbegleitung:

Men Wirz, men.wirz@bfe.admin.ch
Roland Brüniger, roland.brueeniger@brueniger.swiss

BFE-Vertragsnummer: SI/501649-01

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.



Zusammenfassung

Die Weiterentwicklung des *Thermo-Magnetischen Motors* (TMM) erfordert detaillierte Kenntnisse der strömungsmechanischen Effekte während der Erwärmung/Abkühlung des magnetokalorischen Materials im Rotor. Die Modellierung des Prozesses ist aufgrund der transienten Effekte, die in Bezug auf das Strömungsverhalten und insbesondere die Wärmeübertragung eine zentrale Rolle einnehmen, sehr anspruchsvoll und nur mit einem entsprechend komplexen Modell möglich. Mit dem Ziel, den strömungsmechanischen Prozess mittels geeigneter CFD-Simulation abbilden zu können, ergaben sich etliche Herausforderungen, insbesondere im Bereich der Vernetzung infolge der komplexen Geometrie (dünne Blades bzw. schmale Strömungskanäle bei vergleichsweise grossem Rotordurchmesser). Daneben war am Anfang unklar, welche Annahmen und Vereinfachungen im Bereich der Rotor-Stator-Interaktion zulässig sind, weshalb während des Projektverlaufs verschiedene Simulationsmethoden untersucht wurden. Zuerst wurde mit dem *Frozen Rotor-Ansatz* (*Multiple Reference Frame*) gearbeitet, bei dem die rotierenden Bereiche fixiert sind und die Rotation lediglich über entsprechend eingeführte Impulsterme berücksichtigt wird, womit das Problem mit einem stationären Solver gelöst werden kann. Mit dieser Methode werden die transienten Effekte im Falle des TMM-Prozesses allerdings nicht ausreichend berücksichtigt, weshalb dieser Ansatz verworfen werden musste. Die anschliessend durchgeführten, vollständig transienten Simulationen mit gleitendem Netz (*Sliding Mesh*), wobei die Rotation realitätsgetreu berücksichtigt wird und dementsprechend sämtliche transienten Effekte aufgelöst werden, konnten den TMM-Prozess korrekt abbilden. Die Ergebnisse von drei Simulationen mit unterschiedlichen Randbedingungen (Drehzahl) lieferten wertvolle Erkenntnisse für das allgemeine Verständnis des Prozesses und trugen zur Verbesserung des internen (vereinfachten) Berechnungsmodells bei, welches für die Auslegung der neuen Demonstrationsanlage verwendet wird.

Résumé

La poursuite du développement du moteur thermo-magnétique (TMM) nécessite une connaissance détaillée des effets mécaniques du fluide pendant le chauffage/refroidissement du matériau magnétocalorique dans le rotor. La modélisation du procédé est très exigeante en raison des effets transitoires qui jouent un rôle important dans le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur en particulier. Ainsi, un modèle suffisamment complexe est nécessaire pour simuler le processus mécanique des fluides à l'aide de CFD. Plusieurs défis se sont posés, notamment en ce qui concerne le maillage de la géométrie complexe (pales fines et canaux étroits à un diamètre de rotor relativement grand). Au début, on ne savait pas quelles hypothèses et simplifications étaient raisonnables concernant l'interaction entre le rotor et le stator, c'est pourquoi plusieurs approches différentes ont été étudiées au cours du projet. Au départ, on a utilisé l'approche *Frozen Rotor*, qui est une approximation stationnaire dans laquelle la région en rotation ne tourne pas pendant la simulation, mais les effets de rotation sont incorporés par des termes d'impulsion supplémentaires. Comme cette méthode ne tient pas compte des effets transitoires, elle n'aboutit pas à des résultats utiles concernant le processus TMM. Par la suite, l'approche de *Sliding Mesh* a été utilisée, dans laquelle la rotation est entièrement incorporée en déplaçant la région en rotation et ainsi tous les effets transitoires sont suffisamment résolus. Les résultats de trois simulations avec des conditions limites différentes (vitesse de rotation) ont fourni des indications précieuses pour la compréhension générale du processus et ont contribué à l'amélioration du modèle de calcul interne (simplifié), qui est utilisé pour la conception de la nouvelle usine de démonstration.

Summary

The further development of the Thermo-Magnetic Motor (TMM) requires detailed knowledge of the fluid mechanical effects during heating/cooling of the magnetocaloric material in the rotor. The modelling of



the process is very demanding due to the transient effects which play an important role regarding the flow behaviour and the heat transfer in particular. Thus, a suitably complex model is required to simulate the fluid mechanical process using CFD. Several challenges arose, especially regarding the meshing of the complicated geometry (thin blades and narrow channels at a comparatively large rotor diameter). At the beginning it was unknown which assumptions and simplifications were reasonable concerning the rotor-stator interaction hence several different approaches were investigated during the course of the project. Initially the *Frozen Rotor* approach was used which is a steady-state approximation in which the rotating region does not rotate during the simulation but the rotational effects are incorporated by additional momentum terms. Since this method does not allow for transient effects it does not lead to useful results regarding the TMM process. Subsequently the *Sliding Mesh* approach was used in which the rotation is fully incorporated by moving the rotating region and thus all transient effects are sufficiently resolved. The results of three simulations with different boundary conditions (rotational speed) provided valuable insights for the general understanding of the process and contributed to the improvement of the internal (simplified) calculation model, which is used for the design of the new demonstration plant.



Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Résumé	3
Summary	3
Inhaltsverzeichnis	5
Abkürzungsverzeichnis	6
1 Einleitung	7
1.1 Ausgangslage und Hintergrund	7
1.2 Motivation des Projektes	8
1.3 Projektziele	8
2 Vorgehen und Methode	9
3 Ergebnisse und Diskussion	10
3.1 AP 6.1 – Machbarkeits- und Modellstudie	10
3.1.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung	10
3.1.2 Ergebnisse und Diskussion	11
3.2 AP 6.2 – Transiente Konzeptsimulation	15
3.2.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung	15
3.2.2 Ergebnisse und Diskussion	15
3.3 MS 1	18
3.4 AP 6.3 – Pseudo-transiente Simulation R1a	18
3.4.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung	18
3.4.2 Ergebnisse und Diskussion	19
3.5 AP 6.4 – Transiente Simulation R2a (Vortest)	20
3.5.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung	20
3.5.2 Ergebnisse und Diskussion	21
3.6 MS 2	25
3.7 AP 6.5 – Transiente Simulation R2c	26
3.7.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung	26
3.7.2 Ergebnisse und Diskussion	27
3.7.3 Temperaturverteilung	29
3.7.4 Druckverluste	33
3.7.5 Drehzahleinfluss	37
3.8 MS 3 / Projektabschluss	39
4 Schlussfolgerungen und Fazit	40
5 Ausblick und zukünftige Umsetzung	40
6 Anhang	41



6.1	R2c 40 rpm	41
6.2	R2c 80 rpm	43

Abkürzungsverzeichnis

A2	Axiales Geometrie-konzept
AP	Arbeitspaket
BFE	Bundesamt für Energie
BWR	Back Work Ratio
CFD	Computational Fluid Dynamics
K1	Erstes, existierendes Funktionsmuster
K2	Geplantes, verbessertes Funktionsmuster
MCE	Magnetocaloric Effect
MRF	Multiple Reference Frame
MS	Meilenstein
PSI	Paul-Scherrer-Institut
R1a	Radiales Geometrie-konzept (Strömung von aussen nach innen)
R1b	Radiales Geometrie-konzept (Strömung von innen nach aussen)
R2a	Vereinfachte Geometrie für Vortest (basierend auf R1a)
R2c	Finale Geometrie-variante im AP 6.5
rpm	Umdrehungen pro Minute
SBE	Swiss Blue Energy AG
TMM	Thermo-Magnetischer Motor



1 Einleitung

1.1 Ausgangslage und Hintergrund

Der *Thermo-Magnetische Motor* (TMM) der Firma Swiss Blue Energy AG (SBE) wandelt Abwärme unter 80°C in emissionsfreie Elektrizität um. Im ersten und einzigartigen Funktionsmuster TMM K1 wurde das physikalische Prinzip nachgewiesen, d. h. durch Nutzung des magnetokalorischen Effekts (MCE) eine Drehbewegung erzeugen zu können. Der Leistungsbedarf zum Betrieb der Hilfsantriebe des TMM K1 ist jedoch bei vielen Betriebspunkten noch grösser als die vom TMM K1 erzeugte Ausgangsleistung ($BWR > 1$). Um die Optimierung des Wirkungsgrades bei gleichzeitiger Erhöhung der Ausgangsleistung voranzutreiben, hat SBE 2017 um die Förderung durch das Bundesamt für Energie (BFE) gebeten. Als Partner für die Durchführung der numerischen Berechnungen konnte das Paul-Scherrer-Institut (PSI) gewonnen werden.

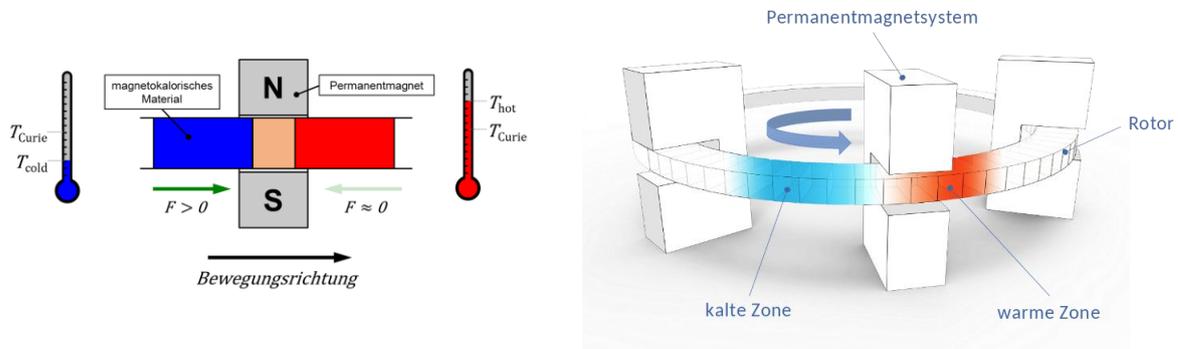


Abb. 1 Nettoerzeugung durch gekühltes bzw. erwärmtes magnetokalorisches Material bei der Bewegung durch das Magnetfeld (links) und Umsetzung in Form einer rotierenden Maschine mit mehreren Zyklen (rechts)

Im TMM wird das am Rotor angebrachte magnetokalorische Material (z. B. Gadolinium) abwechselnd gekühlt und erwärmt, sodass in Kombination mit den feststehenden Permanentmagneten ein Drehmoment erzeugt wird und entsprechend Leistung abgegeben wird. Die wesentlichen Prozessschritte dabei können anhand des idealisierten Prozesses (magnetokalorischer BRAYTON-Prozess) illustriert werden.

Magnetokalorischer BRAYTON-Prozess

- 1 → 2 Isentrope Feldänderung (beim Eintritt des kalten Materials ins Magnetfeld)
- 2 → 3 Erwärmung bei konstantem Feld
- 3 → 4 Isentrope Feldänderung (beim Verlassen des Magnetfeldes)
- 4 → 1 Abkühlung ausserhalb des Magnetfeldes (Feld = 0)

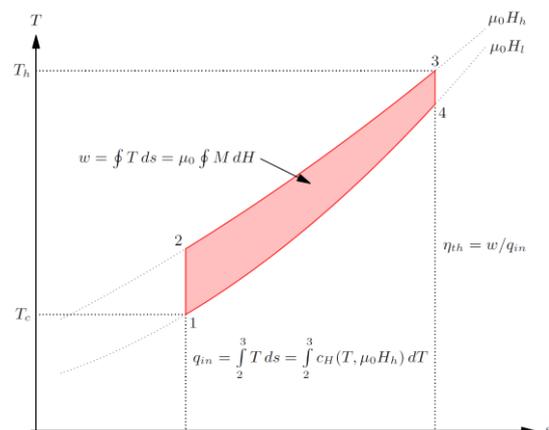


Abb. 2 Magnetokalorischer Vergleichsprozess im T-s-Diagramm

In der Praxis werden sich die Wärmeübertragungs- und die Magnetfeldänderungsphasen überlagern und der effektive Prozess wird deutlich vom idealen Vergleichsprozess (siehe Abb. 2) abweichen. Für



die Berechnung der abgegebenen Leistung sind daher detaillierte Kenntnisse der **Wärmeübertragung bzw. der Temperaturverteilung im magnetokalorischen Material** und des Magnetfeldverlaufs erforderlich. Für die Optimierung der Effizienz bzw. die Steigerung der abgegebenen Leistung ist insbesondere der Zielkonflikt zwischen der raschen Aufheizung/Kühlung des magnetokalorischen Materials (dünne Blades als Wärmetauscherstruktur) durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und der Minimierung des damit verbundenen Druckverlustes (d. h. der erforderlichen Pumpleistung) von Interesse.

1.2 Motivation des Projektes

Aufgrund der zyklischen Erwärmung bzw. Kühlung des magnetokalorischen Materials im Rotor und der gekoppelten Interaktion des Materials mit den ortsfesten Permanentmagneten ist der TMM-Prozess sehr komplex und die Modellierung erfordert detaillierte Kenntnisse der relevanten physikalischen Vorgänge (insbesondere der transienten Effekte) im TMM. SBE hat ein eigenes Berechnungsmodell aufgebaut, welches den gesamten TMM-Prozess abbildet, das allerdings auf etlichen Vereinfachungen bzw. Annahmen beruht und deshalb im Allgemeinen (noch) grosse Unsicherheiten aufweist. Eine Hauptmotivation des Projekts bestand daher darin, das interne Berechnungsmodell in Bezug auf die Strömungsmechanik bzw. Wärmeübertragung (inkl. Rotor-Stator-Interaktion) mit detaillierteren CFD-Simulationen vergleichen und im Idealfall verbessern zu können, um die Aussagekraft der Modellergebnisse steigern zu können. Die zweite Hauptmotivation ist im generellen Erkenntnisgewinn im Bereich der lokalen, transienten Vorgänge (v. a. Wärmeübertragungseffekte, Spaltströmungen) innerhalb des TMM-Prozesses begründet, der SBE hilft, die relevanten Phänomene besser zu verstehen und damit schliesslich die Optimierung hinsichtlich Leistungsoutput und Effizienz des TMM voranzutreiben. Da der thermische Wirkungsgrad bei dieser Technologie aufgrund des allgemein niedrigen Temperaturniveaus generell sehr tief ausfällt, ist die Ausnutzung des vorhandenen Optimierungspotenzials äusserst wichtig.

Das Projekt ist eingebettet in die übergeordnete Entwicklungs-Roadmap von SBE, welche die Realisierung eines optimierten Funktionsmusters (TMM K2) bis Ende 2021 vorsieht.

1.3 Projektziele

Die übergeordnete Zielsetzung des vorliegenden Projekts bestand in der **Charakterisierung der Strömung** (Rotor-Stator-Interaktion), der quantitativen Beurteilung der **transienten Wärmeübertragung und Temperaturverteilung (2D)** im rotierenden (magnetokalorischen) Material des TMM mittels CFD-Simulationen. Auf die Interaktion des magnetokalorischen Materials mit dem Magnetfeld wurde verzichtet, da dadurch die ohnehin hohe Komplexität der Problemstellung noch weiter zugenommen hätte.

Um den Einfluss relevanter Parameter (v. a. der Drehzahl) untersuchen zu können, wurden mehrere Simulationen mit unterschiedlichen Parametersätzen durchgeführt. Ebenfalls waren anfänglich unterschiedliche Geometrievarianten vorgesehen, doch aufgrund des erheblichen Aufwandes für die transienten Simulationen musste die Zielsetzung mehrfach angepasst werden und schliesslich war die Beschränkung auf ein einziges Geometrie-Konzept und i. Allg. konstante Betriebsparameter (ausser der Drehzahl) erforderlich.



2 Vorgehen und Methode

Da bei Projektstart noch nicht abgeschätzt werden konnte, welche Modellvereinfachungen bzw. Lösungsansätze (CFD-Modelle bzw. Solver etc.) für die vorliegende Aufgabenstellung zulässig und zielführend sind, wurde ein schrittweises Vorgehen mit allmählicher Erhöhung der Komplexität geplant. Dadurch wurden während dem Projektverlauf einige Anpassungen nötig und gewisse Arbeitspakete mussten umgestaltet bzw. gestrichen werden. In Abb. 3 ist ein vereinfachtes Ablaufdiagramm dargestellt, welches die grobe Strukturierung des Projektes und die grobe zeitliche Abfolge der Arbeitspakete (AP) zeigt. Die eingeplanten Meilensteine (MS) ermöglichten das Tracking bzw. die Erfolgskontrolle während der Projektbearbeitung.

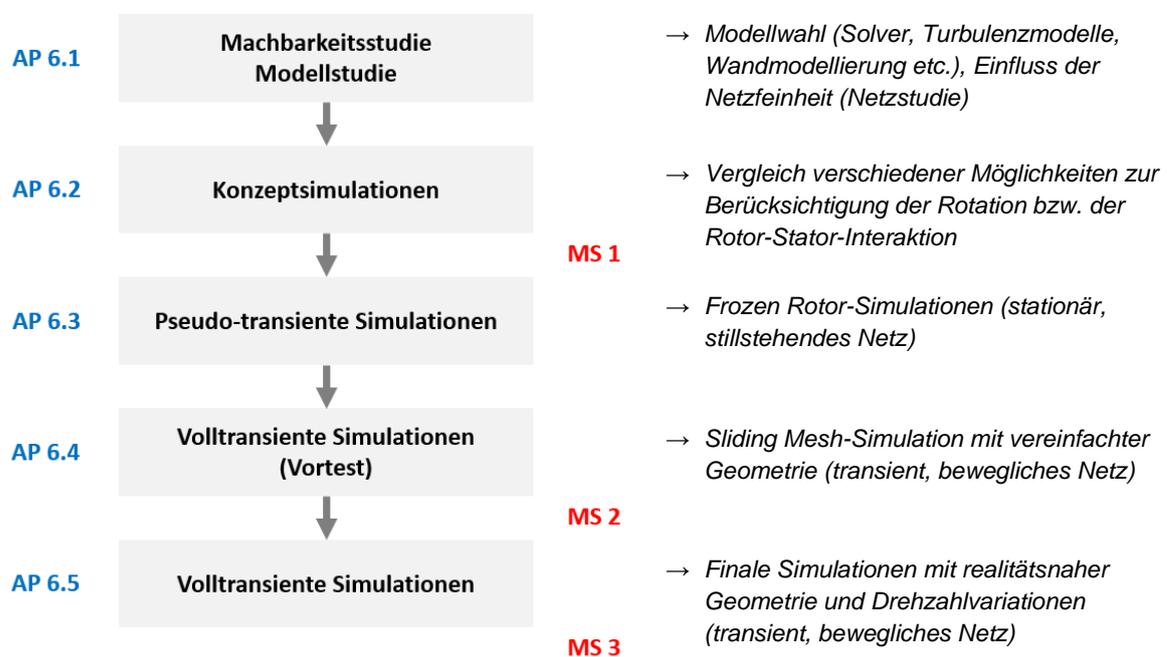


Abb. 3 Ablaufplan der Arbeitspakete und entsprechende Meilensteine

Die konkreten Inhalte der einzelnen APs bzw. die durchgeführten Arbeiten sind in Kombination mit den Ergebnissen in Abschnitt 3 detailliert beschrieben.



3 Ergebnisse und Diskussion

Im Folgenden werden die konkreten Arbeitsschritte und die jeweiligen Zielsetzungen erläutert und die wichtigsten Ergebnisse präsentiert und diskutiert. Die Strukturierung erfolgt anhand der Arbeitspakete, die überwiegend seriell bearbeitet wurden und jeweils aufeinander aufbauten.

Für das allgemeine Verständnis ist in Abb. 4 eine generische Geometrieskizze abgebildet, die als Basis für die konkreten Geometrievarianten in den jeweiligen Arbeitspaketen dient. Gezeigt ist ein einzelner Zyklussektor, der in Realität über den gesamten Umfang (360°) zyklisch wiederholt angeordnet ist. Die Skizze ist als Draufsicht zu verstehen, d.h. sämtliche Komponenten bzw. Strömungspfade liegen in der horizontalen Ebene¹. Die Blades (Lamellen) werden aufgrund der Rotation abwechselnd gekühlt/erwärmt und bei konstanten Betriebsbedingungen (Drehzahl etc.) stellt sich eine (ortsfest) gleichbleibende Temperaturverteilung ein («zyklische Konvergenz»). Auf dieser 2D-Temperaturverteilung innerhalb der Blades (in Abhängigkeit der Winkelposition) lag das Hauptaugenmerk bei sämtlichen durchgeführten Simulationen.

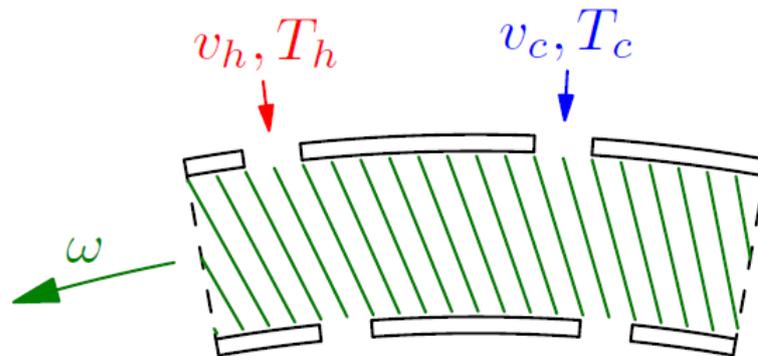


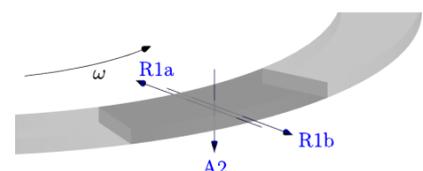
Abb. 4 Generische Geometrieskizze mit äusserem bzw. innerem (feststehendem) Statorring (schwarz) und den mit Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Blades (grün). Das warme (h[ot]) bzw. kalte (c[old]) Wasser strömt (radial) von aussen nach innen durch die Bladekanäle (Konzept R1a).

3.1 AP 6.1 – Machbarkeits- und Modellstudie

3.1.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung

Die Durchführung einer Strömungssimulation mit gekoppelter Wärmeübertragung (*Conjugate Heat Transfer*), insbesondere bei einer komplexen Geometrie mit sehr unterschiedlichen Längenskalen, stellt hohe Anforderungen an das Preprocessing bzw. die Vernetzung der Geometrie und die Modellparameter. Unter Berücksichtigung der geometrischen Gegebenheiten, sämtlicher Randbedingungen und dem passenden Modell/Solver müssen eine geeignete Vernetzung und eine entsprechende Modellauswahl bzw. geeignete Solvareinstellungen gefunden werden, die eine numerisch stabile und konvergierende Simulation ermöglichen. Demzufolge wurde in diesem AP einerseits eine umfangreiche Netzstudie durchgeführt und andererseits verschiedene Aspekte der Modellierung (insbesondere unterschiedliche Turbulenzmodelle und Wandformulierungen) untersucht,

¹ Ursprünglich waren weitere Konzepte (radial durchströmt von innen nach aussen (R1b) bzw. axial durchströmt (A2) von oben nach unten) geplant, doch diese mussten aus Zeitgründen aufgegeben werden. Nur das Radialkonzept R1a (radial durchströmt von aussen nach innen) konnte realisiert werden (bzw. R2a/R2c als Abwandlungen davon).





mit dem Ziel, ein geeignetes Modell bzw. sinnvolle Solver-Einstellungen bei entsprechender Netzunabhängigkeit zu finden und für die zukünftigen Simulationen festlegen/bereitstellen zu können.

Als Basisgeometrie wurde das parametrische R1a-Konzept mit radial angeordneten (nicht schräggestellten) Blades verwendet (vgl. Abb. 5), wobei die relevanten Dimensionen durch einen anfänglich definierten Parametersatz (P1, P2, ...) bestimmt wurden. Um die einzelnen Fluidströme nach dem Durchströmen der Bladekanäle wieder zusammenzuführen und eine kontrollierte Outlet-Randbedingung zu ermöglichen, wurde die Geometrie für die Vernetzung noch um eine entsprechende Ausmischzone erweitert.

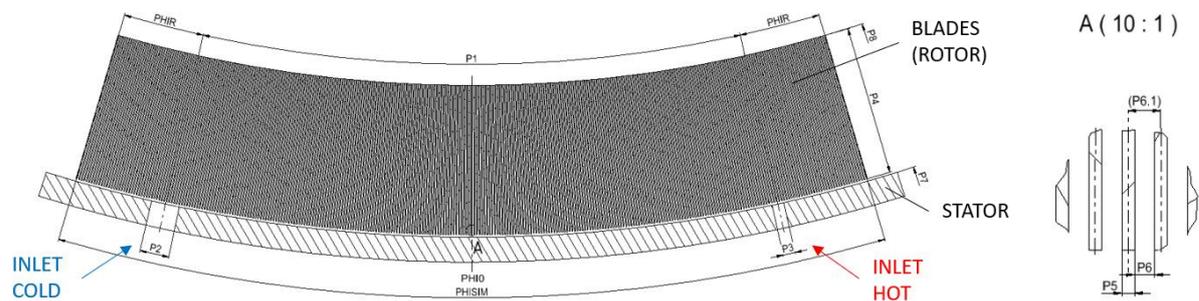


Abb. 5 Parametrisches Geometrie-Konzept (R1a) mit geraden Blades als Basis für die geplanten Parametervariationen

Im Rahmen der Netzstudie bzw. der Modellbeurteilung wurden in diesem AP **stationäre** Simulationen durchgeführt (jeweils mit unterschiedlichen Netzaufösungen bzw. Turbulenzmodellen etc.), wobei die Randbedingungen analog zu den Geometrieparametern in einem separaten Pflichtenheft vorgängig definiert wurden. Im Wesentlichen waren das Geschwindigkeitsrandbedingungen (8 m/s bzw. 20 °C und 80 °C) an den Einlässen und eine Druckrandbedingung (0 bar) am Auslass.

3.1.2 Ergebnisse und Diskussion

Betreffend Simulationssoftware hat sich das PSI für ANSYS FLUENT entschieden, da sich dieses Paket für diese Art von Problemstellungen sehr gut eignet und bereits gute Erfahrungen damit gemacht wurden. Sämtliche Simulationen im vorliegenden Projekt wurden mit dieser Software durchgeführt.

In Abb. 6 ist ein repräsentatives Netz abgebildet, wie es im Rahmen der Netzstudie erstellt und untersucht worden ist. Die verschiedenen Zoom-Level der Abbildung lassen die enorme Grösse des Netzes erahnen und es wird klar, dass solche Simulationen hohe Anforderungen an die Recheninfrastruktur² stellen. Es lohnt sich deshalb enorm, alle zulässigen Geometrievereinfachungen vorzunehmen und mögliche Symmetrien bzw. zyklische Randbedingungen auszunutzen, damit nicht die gesamte 360°-Geometrie (gesamter Rotor/Stator) vernetzt werden muss, sofern dies möglich/zulässig ist.

² Am PSI ist speziell zur Berechnung des TMM als Cluster das Blade B480M5 mit 72 Cores und 1.5 TB RAM der Firma ITRIS bestellt worden. Des Weiteren wurde dieser Cluster mit zwei Graphikkarten ergänzt, um den graphischen Anforderungen Rechnung zu tragen. Dieser Cluster ergänzt die am PSI bestehenden drei Clustersysteme mit jeweils 20 Cores und 512 GB, 768GB, und 1.5 TB RAM. Dazu wurde auch die benötigte Software von ANSYS CADFEM zusätzlich erworben. Da die bestehenden drei Clustersysteme für andere Projekte verwendet werden, konnten diese nur temporär für das vorliegende Projekt eingesetzt werden.

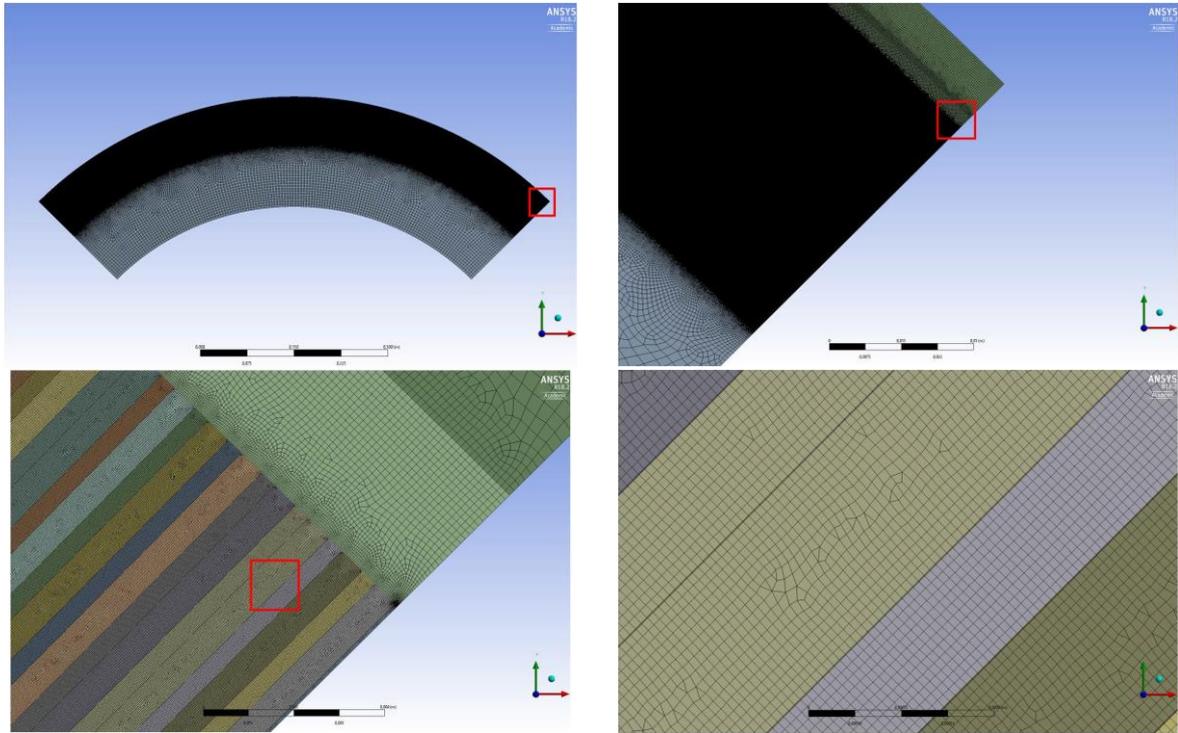


Abb. 6 Die Vernetzung des Strömungsgebietes (90°-Segment) führt aufgrund der zahlreichen, dünnen Blades und den dazwischenliegenden, schmalen Strömungskanälen zu einem sehr grossen Netz (sehr hohe Zellenanzahl). Da auch unterschiedliche Wandformulierungen verwendet wurden, mussten in den wandnahen Bereichen, je nach Wandmodell, zusätzliche Netzverfeinerungen vorgenommen werden, was die Zellenanzahl nochmals massiv anwachsen liess.

Anhand von globalen (u. a. Massenbilanz und Druckverlust) und lokalen (u. a. Betrachtung der Geschwindigkeitsprofile) Vergleichskriterien konnte in einer umfangreichen Netzstudie eine Vernetzungsvariante gefunden werden, die eine genügend feine Auflösung im Bereich der Bladekanäle aufwies, jedoch noch nicht zu Instabilitäten führte, welche bei weiterer Netzverfeinerung zunehmend auftraten. Die Ursache dieser Instabilitäten liegt in der Kombination von Turbulenzmodell und Wandfunktion, die je nach Randbedingungen mehr oder weniger geeignet ist. Abb. 7 zeigt beispielhaft den Vergleich der Massenstrombilanz, der Massenstromabweichung und des flächengemittelten Druckverlustes zwischen den Einlässen (*Inlets*) und den Auslässen (*Outlets*) beim *Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function* für neun verschiedene Netzvarianten (M1SKEWF - M9SKEWF).

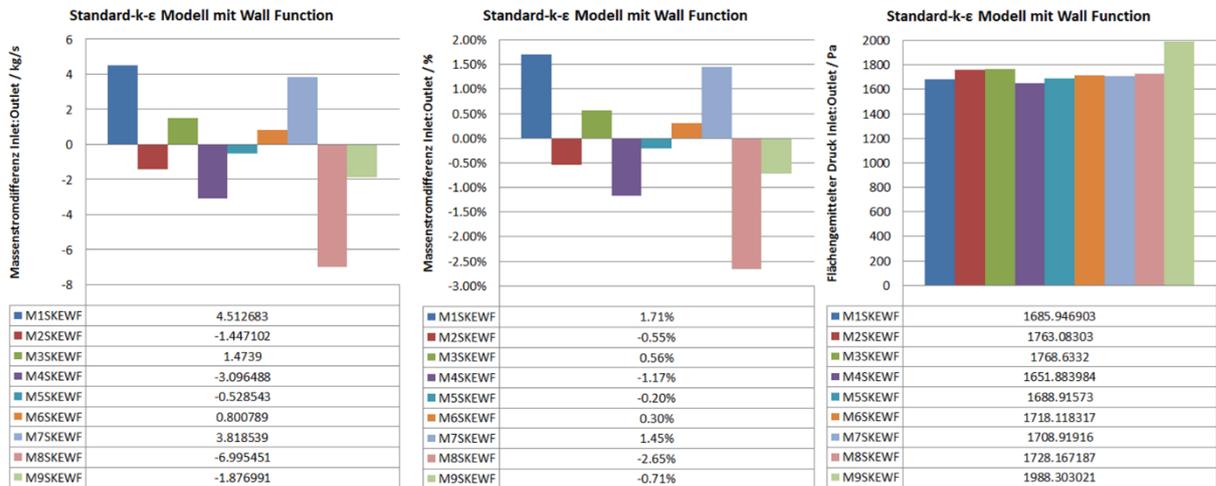


Abb. 7 Globaler Vergleich der Massenstrombilanz (links), der Massenstromabweichung (mittig) und des flächengemittelten Druckverlustes (rechts) zwischen *Inlet* und *Outlet* beim *Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function* für verschiedene Netzauflösungen

Daneben wurden Vergleiche der lokalen Größen, wie z. B. der Geschwindigkeitsprofile angestellt (siehe beispielhaft Abb. 8). Dabei konnten die Strömungsgeschwindigkeiten in den verschiedenen Rotor-/Stator-Bereichen sowie die unterschiedlichen Ausprägungen der Geschwindigkeitsprofile zwischen den Blades miteinander verglichen werden. Ähnliche Vergleiche der lokalen Drücke (Abb. 9) und Temperaturen (Abb. 10) wurden durchgeführt.

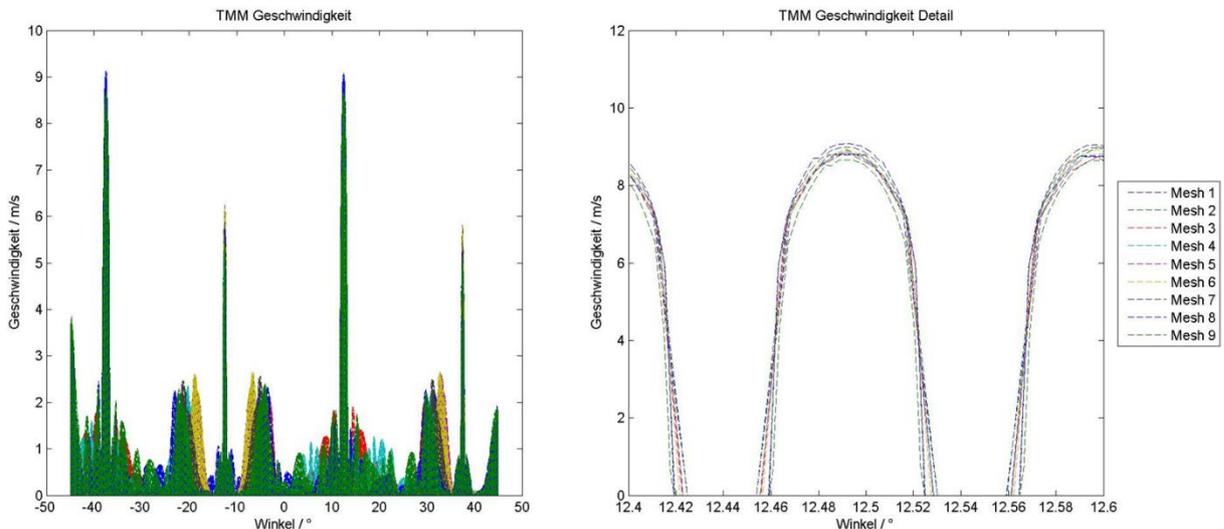


Abb. 8 Geschwindigkeit (*Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function*) in Abhängigkeit des Winkels³ für unterschiedliche Netzverfeinerungen

³ Bei sämtlichen stationären Simulationen (bei denen nur ein einzelnes Zyklussegment vernetzt werden musste) ist der Winkelnullpunkt in der Mittelachse («Symmetrieachse») und die positive Winkelrichtung zeigt nach rechts (= Uhrzeigersinn). Im Gegensatz zu den später folgenden transienten Simulationen, bei denen die positive Winkelrichtung dem Gegenuhrzeigersinn entspricht.

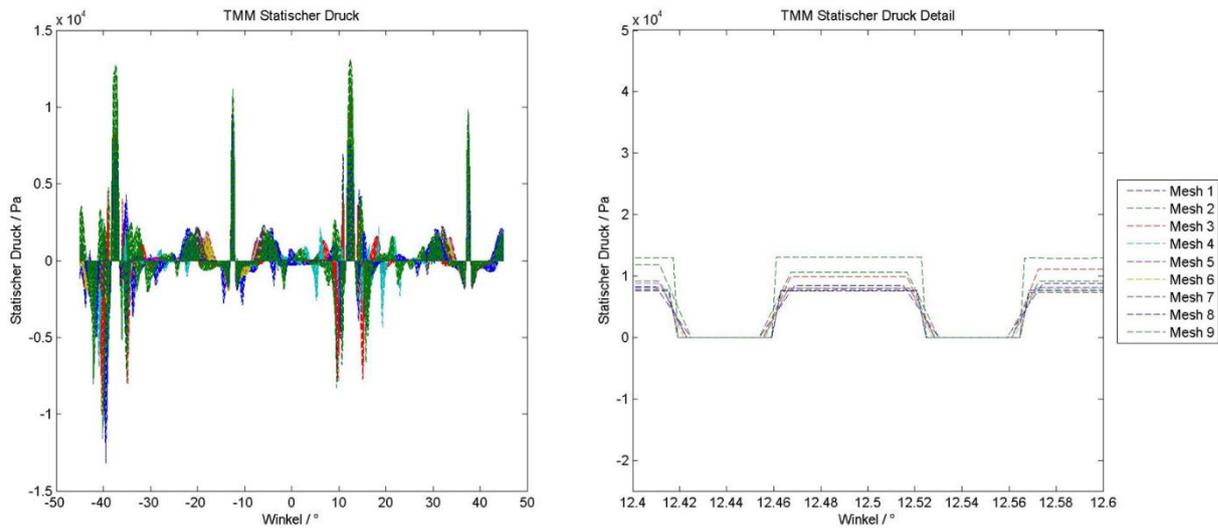


Abb. 9 Statischer Druck (*Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function*) in Abhängigkeit des Winkels für unterschiedliche Netzverfeinerungen

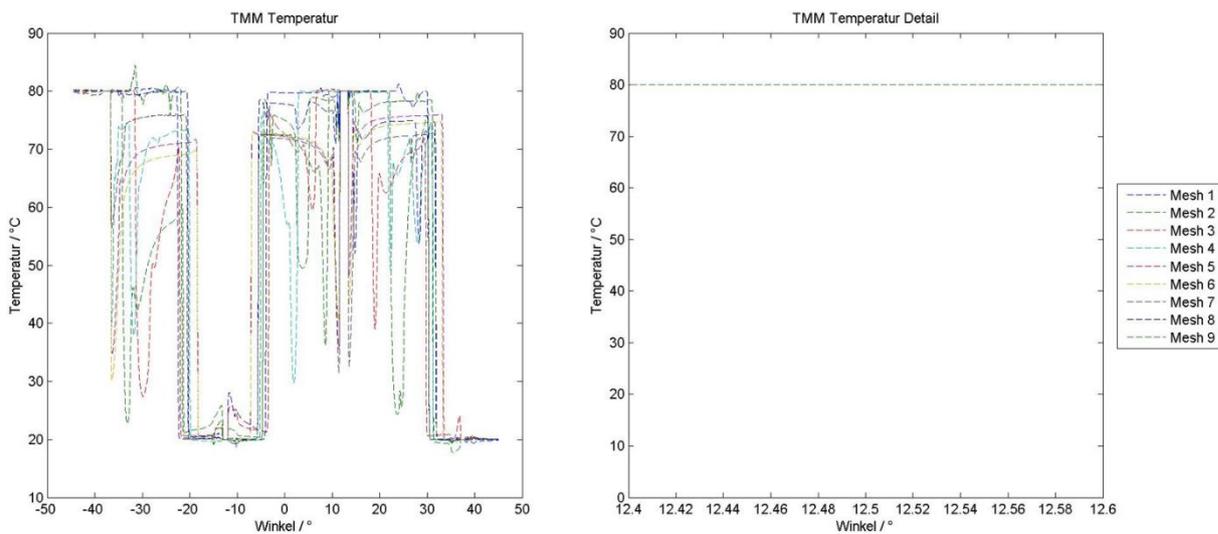


Abb. 10 Temperatur (*Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function*) in Abhängigkeit des Winkels für unterschiedlichen Netzverfeinerungen – die Detailansicht ist hier nicht aufschlussreich, da im Bereich der warmen Eindüsung sämtliche Blades vollständig durchgewärmt sind und deren Temperatur somit mit der Fluidtemperatur übereinstimmt

Des Weiteren wurden verschiedene Turbulenzmodelle miteinander verglichen, insbesondere auch verschiedene Wandfunktionen⁴, denen in Bezug auf die Wärmeübertragung eine äusserst wichtige Rolle zukommt. Die beste Performance erreichten das *Standard-k-ε*-Modell mit *Wall Function* und das *Standard-k-ε*-Modell mit *Scalable Wall Function*, wovon das erste für die weiteren Simulationen gewählt

⁴ Damit das Netz in den wandnahen Bereichen nicht extrem fein aufgelöst werden muss, um die laminare Unterschicht mit spezifischen Modellen (z.B. *Low Re*-Modelle) berechnen zu können, werden sogenannte Wandfunktionen (*Wall Functions*) verwendet, die den Bereich an der Wand mit einer bestimmten Funktion (z. B. dem logarithmischen Wandgesetz) modellieren und die Werte der wandnächsten Gitterzelle entsprechend anpassen (welche dadurch nicht in der Grenzschicht liegen muss).



wurde, da es bezüglich Stabilität etwas besser abschnitt. In Bezug auf die oben erwähnten Vergleichskriterien weisen beide eine ähnliche, ausreichende Güte auf.

Damit konnte die Machbarkeit im Rahmen der Zielsetzung aufgezeigt werden. Eine zufriedenstellende Vernetzungsvariante konnte gefunden und geeignete Solver-Einstellungen bzw. Modellierungsparameter anhand theoretischer Überlegungen und einer praktischen Modellstudie (basierend auf stationären Simulationen) festgelegt werden.

3.2 AP 6.2 – Transiente Konzeptsimulation

3.2.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung

Für die Simulation von Problemstellungen mit ortsfesten und beweglichen (rotierenden) Bereichen existieren verschiedene Ansätze, die sich in vielerlei Hinsicht voneinander unterscheiden, was die getroffenen Vereinfachungen und Approximationen anbelangt und damit auch was den erforderlichen Aufwand für das Preprocessing und die Rechenzeit anbelangt. In diesem AP wurden die verschiedenen Möglichkeiten einerseits auf theoretischer Ebene untersucht und andererseits anhand (vereinfachter) praktischer Testfälle auch effektiv angewendet, mit dem Ziel, die verschiedenen Methoden in Bezug auf Validität, Komplexität, Ressourcenaufwand etc. vergleichen zu können und den geeignetsten Ansatz für die vorliegende Aufgabenstellung zu finden.

3.2.2 Ergebnisse und Diskussion

In einem ersten Schritt wurden die verschiedenen Möglichkeiten, welche für die Simulation der vorliegenden Problemstellung in Frage kommen, theoretisch bzw. anhand der Literatur zusammengetragen und jeweils bereits grob beurteilt. Da der TMM-Prozess nicht direkt vergleichbar ist mit typischen, weitverbreiteten Anwendungen (z. B. aus dem Bereich der Turbomaschinen), war anfänglich noch nicht ohne Weiteres klar, welche Annahmen für die Modellierung zulässig bzw. welche Voraussetzungen erfüllt sind.

Grundlegend lassen sich Strömungssimulationen bzw. CFD-Solver in zwei grundsätzlich verschiedene Klassen einteilen. Auf der einen Seite gibt es die **stationären** (*steady-state*) Modelle, welche für Strömungssimulationen eingesetzt werden, bei welchen der zeitliche Verlauf nicht relevant ist und man nur an der «ausgemittelten» Strömung interessiert ist (ein solches Modell wurde z. B. im AP 6.1 verwendet). Auf der anderen Seite stehen die **instationären** (*transienten*) Modelle, welche für zeitaufgelöste Berechnungen eingesetzt werden, bei denen der zeitliche Verlauf entscheidend ist und zeitlich veränderliche Effekte auftreten und relevant sind. Gegenüber den stationären Simulationen sind instationäre Simulation in der Regel einiges aufwändiger betreffend Rechenzeit und Stabilität (Wahl des Zeitschrittes etc.). Im vorliegenden Fall kommt noch die Thematik der Rotation hinzu, da sowohl stillstehende (Statorringe mit Eindüsen bzw. Auslässen) als auch rotierende (Blades) Zonen vorhanden sind und damit eine **Rotor-Stator-Interaktion** vorliegt. In Bezug auf die oben genannte Unterscheidung zwischen stationärer und transienter Simulation kann nun die Berücksichtigung der Rotation eingeordnet werden.

- Bei Problemstellungen mit ausgeprägter Rotor-Stator-Interaktion treten i. Allg. instationäre Effekte auf, welche relevant sind für die Charakterisierung der Strömungszustände bzw. des Strömungsverhaltens. In solchen Fällen ist eine **zeitaufgelöste (transiente) Simulation mit gleitendem Netz**⁵ angezeigt, wobei sich die rotierende Zone (bzw. der rotierende Teil des Netzes) effektiv für jeden Zeitschritt der definierten Winkelgeschwindigkeit entsprechend dreht. Diese Methode ist äusserst aufwendig, insbesondere weil sich die verschiedenen Zonen

⁵ Als Synonyme dafür werden in diesem Bericht auch *Sliding Mesh* bzw. volltransiente Simulation [mit gleitendem Netz] verwendet. Entscheidend für diese Methode ist, dass die tatsächliche Bewegung des Rotors mit einem gleitenden Netz abgebildet wird und die Berechnung mit einem transienten Solver erfolgt.



(Netzbereiche) während der Simulation relativ zueinander verschieben müssen (→ hohe Anforderungen an die Netzqualität) und weil häufig sehr kleine Zeitschritte nötig sind (→ sehr lange Rechenzeiten).

- Bei Problemstellungen mit schwacher Rotor-Stator-Interaktion bzw. relativ gleichmässigem/ausgeglichenem Interface zwischen Rotor und Stator können die transienten Effekte häufig vernachlässigt werden bzw. ausgemittelt werden und damit ausreichend gute Resultate erzielt werden. Ein verbreiteter Ansatz nennt sich MRF⁶ (*Multiple Reference Frame*), dabei wird das Simulationsgebiet in ortsfeste bzw. rotierende Zonen aufgeteilt und diese jeweils mit einem **stationären Solver** gelöst. Bei der Übergabe der Variablen zwischen den Zonen fließt jeweils die Rotation (rechnerisch) mit ein, d. h. die Variablen werden entsprechend transformiert, es findet allerdings **keine reale Netzbewegung** statt. Da es sich dabei um eine stationäre Simulation handelt, bleiben Aufwand und Zeitbedarf relativ gering (gegenüber einer vergleichbaren volltransienten Simulation). Es handelt sich bei einer solchen Simulation allerdings immer um eine Näherungslösung/Vereinfachung und daher muss jeweils detailliert geklärt werden, ob die Voraussetzungen für die Anwendung dieser Methode im konkreten Fall gegeben sind.

Um nach den theoretischen Untersuchungen auch die praktische Anwendung beurteilen zu können bzw. allenfalls auch konkrete Vergleiche von Resultaten durchführen zu können, wurde einerseits eine transiente Simulation mit gleitendem Netz (*Sliding Mesh*) und andererseits eine *Frozen Rotor*-Simulation (MRF) durchgeführt.

Die *Sliding Mesh*-Simulation wurde aufgrund der Komplexität nicht mit der realen Geometrie durchgeführt, sondern anhand einer Dummy-Geometrie (vgl. Abb. 11). Da es in erster Linie noch nicht um konkrete Ergebnisse ging, sondern um die konzeptionelle Beurteilung, war das ein pragmatisches Vorgehen (obwohl damit natürlich keine Vergleiche der Resultate möglich waren, was sich rückblickend als sehr unvorteilhaft erwies). Der grosse Nachteil der *Sliding Mesh*-Methode besteht im enormen Aufwand für die Vernetzung und die Simulation, da im Falle des TMM-Prozesses der komplette Rotor/Stator (360°) vernetzt werden müsste und aufgrund des kleinen Zeitschrittes sehr lange Rechenzeiten resultieren würden. Daneben stellt eine solche Simulation hohe Anforderungen an die IT-Infrastruktur (grosser Bedarf an Arbeitsspeicher und enorme Datenmengen). Aus diesen Gründen ist eine erheblich weniger aufwändige Approximationsmethode, wie die *Frozen Rotor*-Methode, natürlich klar zu bevorzugen, sofern deren Einsatz zulässig und zielführend ist.

⁶ Als Synonyme für die MRF-Methode (*Multiple Reference Frame*) werden in diesem Bericht auch häufig die Begriffe *Frozen Rotor* und *pseudo-transiente Simulation* verwendet, wobei letzterer etwas irreführend sein kann und darum nur selten verwendet wird. Entscheidend für diese Methode ist, dass die Rotation nur rechnerisch/näherungsweise berücksichtigt wird, weil ein stationärer Solver mit stillstehendem Netz verwendet wird.

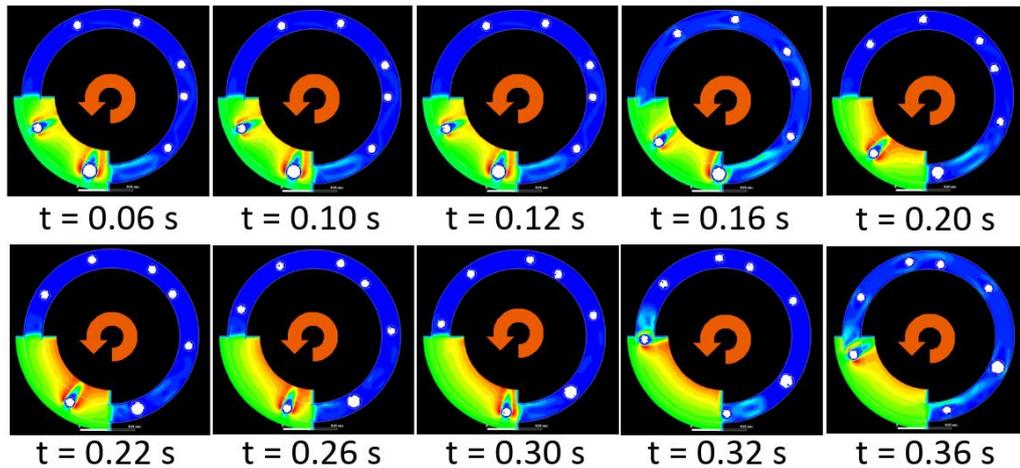


Abb. 11 Einige Zeitschritte (Auszug) der transienten Simulation mit gleitendem Netz (basierend auf einer Dummy-Geometrie), wobei gut zu sehen ist, wie die auf dem Rotor angeordneten Kreise/Zylinder (weiss) bzw. das entsprechende Netz effektiv rotiert.

Ein grosser Vorteil der *Frozen Rotor*-Methode besteht darin, dass Symmetrien und periodische Randbedingungen viel einfacher genutzt werden können und damit das Strömungsgebiet bzw. das Vernetzungsgebiet verhältnismässig klein gehalten werden kann (was dann wiederum zu einem kleineren Netz und kürzeren Rechenzeiten führt). Die *Frozen Rotor*-Simulation konnte deshalb problemlos mit der R1a-Geometrie (vgl. Abb. 5) durchgeführt werden, wobei diesmal ein 10° -Sektor mit grossem Auslassgebiet für die Ausmischung der austretenden Fluidströme verwendet wurde (vgl. Abb. 12). Im Gegensatz zum AP 6.1 wurde hier die Rotation via MRF-Ansatz berücksichtigt, d.h. das Simulationsgebiet wurde in eine stillstehende Domain (Stator) und eine rotierende Domain (Blades) unterteilt, wobei eine Rotationsgeschwindigkeit von 60 rpm definiert wurde. Ebenfalls im Unterschied zum AP 6.1 wurden die Temperaturrandbedingungen auf 60°C (warm) und 10°C (kalt) geändert und blieben dann für sämtliche nachfolgenden APs auf diesen Werten (die übrigen Randbedingungen blieben unverändert).

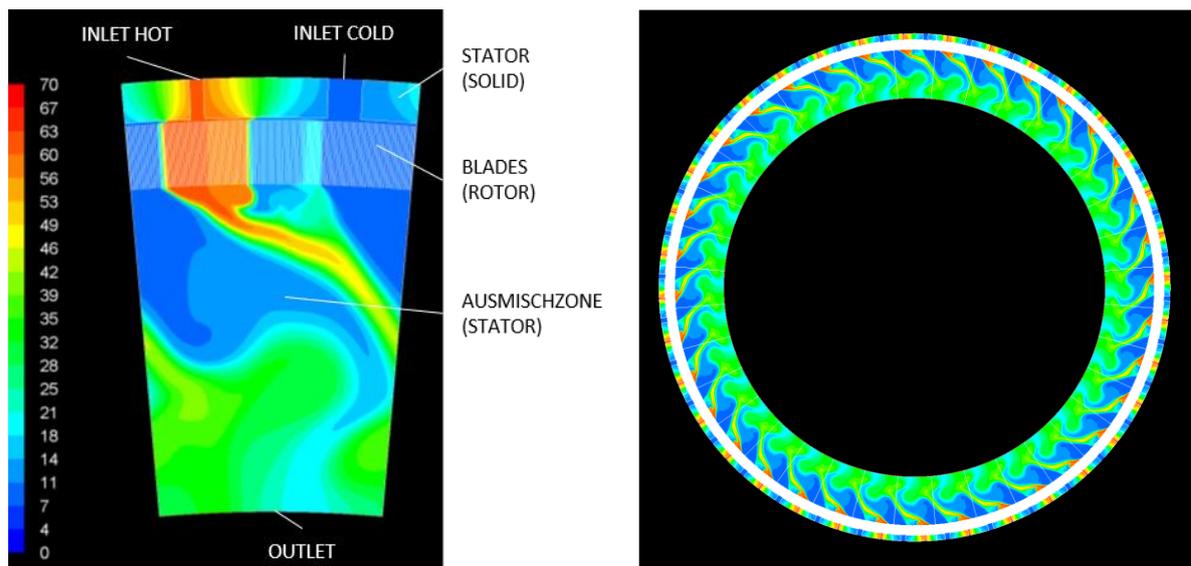


Abb. 12 Temperaturverteilung [$^\circ\text{C}$] der *Frozen Rotor*-Simulation, wobei nur ein 10° -Segment (links) simuliert werden musste, da zyklische Randbedingungen vorliegen und damit der ganze Rotor/Stator (360°) rekonstruiert werden kann (rechts). Der Einfluss der Rotation lässt sich an der Strömungsrichtung nach dem Durchströmen der Blades deutlich erkennen.



Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass in diesem AP die verschiedenen Methoden hinsichtlich der Modellierung/Simulation einer Rotor-Stator-Interaktion sowohl theoretisch als auch praktisch untersucht und soweit möglich verglichen wurden. Die Machbarkeit einer volltransienten Simulation mit gleitendem Netz sowie der *Frozen Rotor*-Simulation des TMM-Prozesses konnte damit prinzipiell nachgewiesen werden (noch ohne detaillierte Beurteilung der konkreten Ergebnisse bzw. wie gut die Annahmen bzw. Voraussetzungen für die jeweilige Methode erfüllt sind). Das Hauptfazit war, dass die sehr aufwändigen volltransienten Simulationen (mit gleitendem Netz), falls dies zulässig ist, durch die erheblich weniger aufwändigen *Frozen Rotor*-Simulationen angenähert werden sollten. Da sich die *Frozen Rotor*-Methode zu diesem Zeitpunkt als viel praktikabler aufgrund des Aufwandes und der Durchführbarkeit erwiesen hat, wurde diese Methode weiterverfolgt (vgl. AP 6.3). Allerdings war hier bereits eine gewisse Unsicherheit bzgl. Verwendbarkeit dieser Methode vorhanden, da auf Seiten des PSI keine Erfahrung in Bezug auf den TMM-Prozess vorhanden war und keine Validierungsfälle⁷ bzw. Messdaten vorhanden waren.

3.3 MS 1

Der erste Meilenstein (MS 1) sah vor, ein erstes 2D-Temperaturprofil des R1a-Konzeptes mit einem vordefinierten Parametersatz simulieren zu können. Rückblickend muss festgestellt werden, dass dieser Meilenstein prinzipbedingt nicht erreicht wurde, denn die *Frozen-Rotor*-Simulation kann den TMM-Prozess nicht korrekt abbilden⁸ (vgl. 3.2.2). Damals war dies allerdings nicht genügend klar und darum wurden z. T. falsche Schlussfolgerungen gezogen, was den weiteren Verlauf des Projektes entscheidend beeinflusste.

3.4 AP 6.3 – Pseudo-transiente Simulation R1a

3.4.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung

In diesem AP wurde die MRF-Methode (*Frozen Rotor*) angewandt, bei welcher die Rotation nicht real berücksichtigt, sondern nur mathematisch modelliert wird und sich das Problem dadurch mit einem stationären Solver lösen lässt (im Gegensatz zur *Sliding Mesh*-Methode, vgl. 3.2.2). Wie bereits im Zusammenhang mit dem AP 6.2 erwähnt wurde, liefert diese Methode für viele Problemstellungen im Gebiet der Turbomaschinen etc. ausreichend gute Ergebnisse und dies bei deutlich geringerem Ressourcenaufwand verglichen mit einer volltransienten Simulation. Konkret bestand das Ziel im Vergleich verschiedener Eindüsepositionen bzw. **verschiedener Winkel zwischen kalter und warmer Eindüsung** (5°, 10°, 15°, 20°, 22.5°) sowie **unterschiedlicher Bladelängen** (20 mm, 60 mm) bei gleichzeitiger **Variation der Betriebsparameter** (Drehzahl, Strömungsgeschwindigkeiten). Damit sollte der jeweilige Einfluss auf die Temperaturverteilung untersucht werden. Als Basisgeometrie wurde wiederum das parametrische R1a-Konzept mit radial stehenden (nicht schräggestellten) Blades verwendet und die erwähnten Parameter variiert (vgl. Abb. 5). Neben den durchgeführten Simulationen wurden im Hinblick auf die Analyse und den Vergleich mit Resultaten des SBE-Modells einheitliche (dimensionslose) Kennzahlen definiert, insbesondere die REYNOLDS-, die PRANDTL- und die NUSSELT-Zahl.

⁷ Vergleiche mit dem SBE-Modell, welche in dieser Sache geholfen hätten, wurden damals (noch) nicht oder nur am Rande angestellt.

⁸ Die volltransiente Simulation mit gleitendem Netz (*Sliding Mesh*) im AP 6.2 wurde aus Gründen des hohen Aufwandes nicht mit der R1a-Geometrie durchgeführt (vgl. 3.2.2 und Abb. 11), ansonsten wären die Limitierungen des MRF-Ansatzes (*Frozen Rotor*) wohl bereits dort erkannt worden.



3.4.2 Ergebnisse und Diskussion

Es hat sich im Verlauf des AP abgezeichnet, dass die Voraussetzungen für die MRF-Modellierung (*Frozen Rotor*) bei der vorliegenden Problemstellung nicht gegeben sind, d. h. die Resultate dieser Methode sind im Allgemeinen unrealistisch und damit nur bedingt brauchbar. Da eine ausgeprägte Interaktion zwischen den unterschiedlichen Statorbereichen und dem Rotor vorliegt, d. h. die Schnittstelle (*Interface*) entlang des Umfangs sehr unterschiedliche Bereiche (kalte/warme Eindüsezonen bzw. geschlossene Bereiche) aufweist, können die Ergebnisse der MRF-Methode als nicht sinnvoll bzw. ungeeignet für die Charakterisierung des TMM-Prozesses erachtet werden.

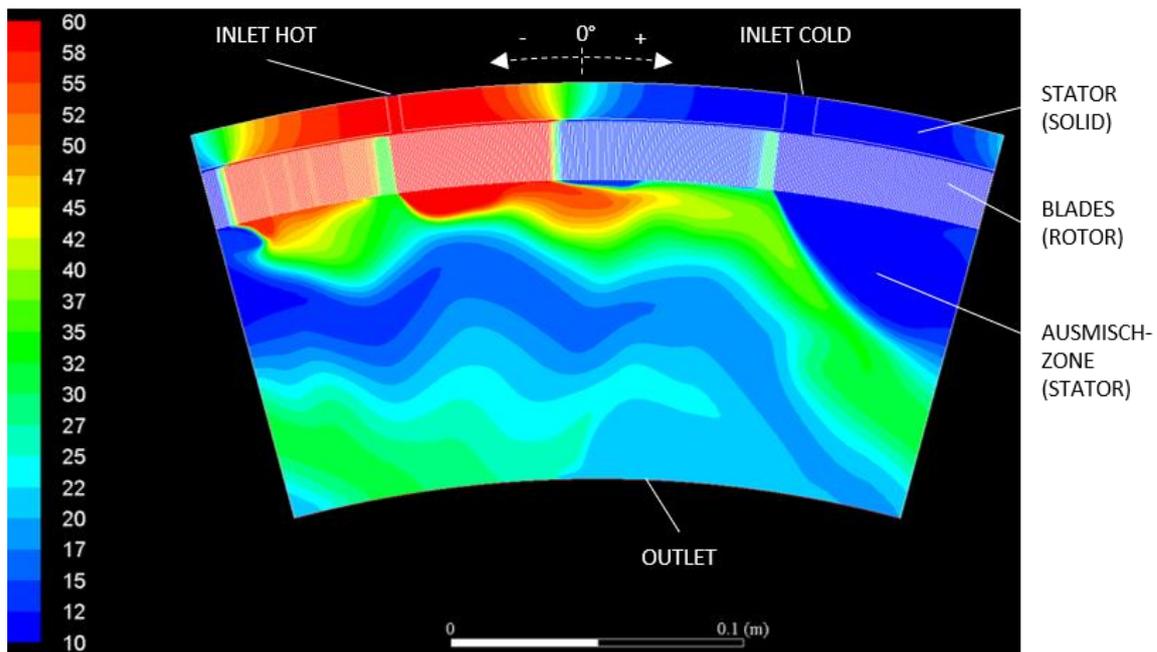


Abb. 13 Die Temperaturverteilung [°C] (Konturplot) der MRF-Simulation (30°-Segment mit Düsenabstand von 15°) zeigt komplett warme und komplett kalte Blade-Zonen (und nicht oder schlecht durchströmten Zonen neben den Düsen, die eine mittlere Temperatur aufweisen)

Die resultierende Temperaturverteilung der MRF-Simulation (Abb. 13) zeigt deutlich, dass im Bereich der warmen Eindüsung komplett durchgewärmte bzw. im Bereich der Kaltwassereindüsung komplett durchgekühlte Blades vorliegen, da mit dem MRF-Ansatz die transiente Erwärmung bzw. Abkühlung der Blades nicht abgebildet werden kann. Noch besser ersichtlich ist die Limitierung des MRF-Ansatzes bei der Betrachtung des Temperaturverlaufs entlang einer Durchmesserlinie (Abb. 14), wobei die schlagartigen Temperaturänderungen auffallen (insbesondere fällt auf, dass die primäre Erwärmung/Abkühlung nicht bei den Eindüsebereichen liegt, sondern im Bereich von 0° bzw. ±15°). Des Weiteren liegen links und rechts neben den Eindüsebereichen Unterdruckzonen vor, was zu Rückströmungen führt, d. h. dort strömt Fluid z. T. radial nach aussen (das sieht man im Temperatur-Konturplot oben nicht direkt). Aufgrund der Rotation ist dies auf der einen Seite kaltes/warmes Fluid, auf der andern allerdings Fluid mit einer Mischtemperatur (ca. 35 °C), was in Abb. 13 zu den grünen Bereichen neben den Düsen führt.

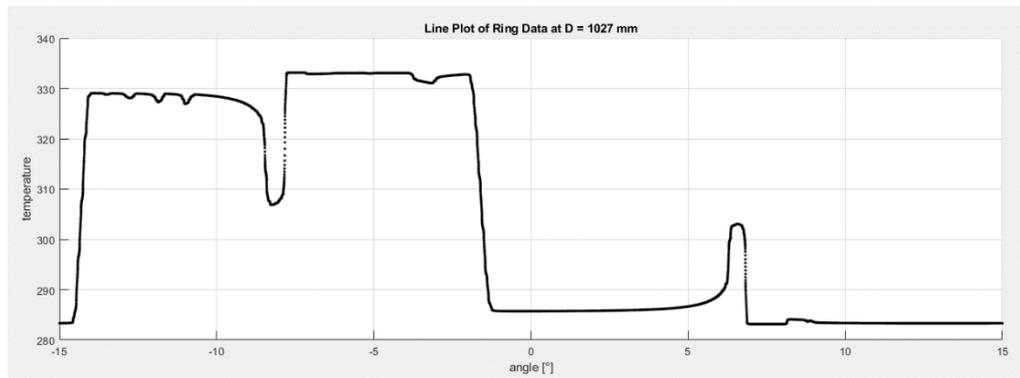


Abb. 14 Temperaturverlauf [K] über dem Winkel entlang einer Durchmesserlinie (MRF-Simulation)

Anhand der Ergebnisse konnte die Vermutung erhärtet werden, dass der MRF-Ansatz nicht in der Lage ist, die für den TMM-Prozess relevanten transienten Effekte, korrekt abzubilden und realistische Resultate zu liefern (was nicht heisst, dass die Ergebnisse komplett unbrauchbar sind). Als Fazit kann festgehalten werden, dass wohl volltransiente Simulationen mit beweglichen Netzen notwendig sind für die Zielerreichung. Aus diesem Grund wurden die Resultate dieser Simulationen (zahlreiche Simulationen mit Parametervariationen) nicht umfangreich analysiert.

Da die entscheidenden Schlussfolgerungen erst am Ende des AP gezogen wurden (insbesondere auch anhand von Vergleichen mit dem SBE-Modell), konnte innerhalb des AP keine Richtungsänderung (hin zu transienten Simulationen) mehr vollzogen werden. Darum wurde im Anschluss dann die im Abschnitt 2 beschriebene Planänderung vorgenommen.

3.5 AP 6.4 – Transiente Simulation R2a (Vortest)

3.5.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung

Basierend auf der Erkenntnis, dass volltransiente Simulationen nötig sind, wurde dieses AP als Vorbereitung für die finalen volltransienten Simulationen im AP 6.5 definiert, mit dem Ziel, anhand einer stark vereinfachten Geometrie (R2a) das komplette Vorgehen betreffend Preprocessing, Vernetzung, Simulation und Postprocessing etc. zu testen. Damit sollten sämtliche Arbeitsschritte durchgeführt und etabliert werden, ohne bereits am Anfang einen erheblichen Zeitaufwand in die Vernetzung der komplexen Originalgeometrie etc. investieren zu müssen. Ebenfalls konnte damit eine deutlich kürzere Simulationslaufzeit erreicht werden, insbesondere auch weil die zyklische Konvergenz («stationärer Betriebspunkt») der Simulation nicht abgewartet werden musste. Damit liess sich das Risiko für das nachfolgende AP mit der Originalgeometrie, den geforderten Randbedingungen und dem nötigen Konvergenzverhalten stark reduzieren. In Anlehnung an die realitätsnahe Geometrie (vgl. AP 6.5) wurden die Blades bereits bei diesem Vortest schräggestellt⁹, damit allfällige Herausforderungen bei der Vernetzung möglichst früh erkannt werden konnten (vgl. Abb. 16).

Im Gegensatz zu den MRF-Simulationen (vgl. AP 6.3) musste für die volltransienten Simulationen jeweils der gesamte Rotor/Stator (360°) vernetzt werden, obwohl eine zyklische Wiederholung vorliegt (und theoretisch ein einzelner Zyklus mit periodischen Randbedingungen genügen würde, was aber aus praktischen Gründen nicht realisierbar war). Wie bereits erwähnt, führt dies zu extrem grossen Netzen und langen Rechenzeiten, ausserdem auch zu sehr grossen Datenfiles (mit vielen redundanten

⁹ Die Schrägstellung der Blades (siehe auch Abb. 23) soll dabei helfen eine möglichst radiale Temperaturfront (d.h. eine möglichst parallele Temperaturfront gegenüber dem hypothetischen Magneten) zu erzielen. Damit kann kompensiert werden, dass die Blades an der Eintrittskante etwas früher erwärmt werden als an der Austrittskante (abhängig von der Durchströmungsgeschwindigkeit).



Informationen) für die Auswertung. Aus Symmetriegründen sollten alle Zyklus-sektoren identische Ergebnisse liefern bis auf numerische Effekte bzw. geringfügige Unterschiede in der Vernetzung. Allfällige Koordinaten bzw. Winkelangaben in den folgenden Abschnitten beziehen sich jeweils auf das globale Koordinatensystem (siehe Abb. 15).

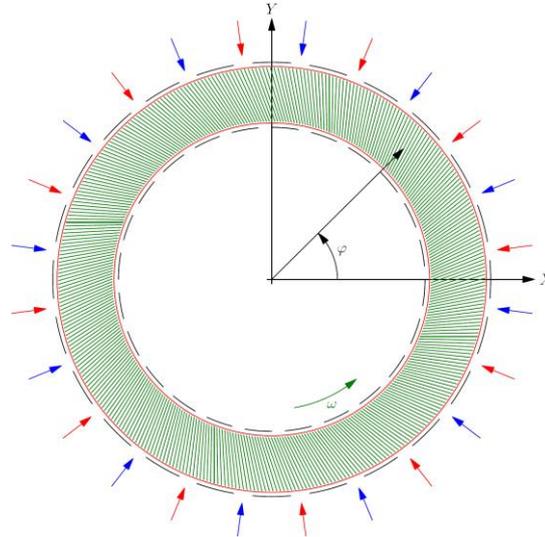


Abb. 15 Globales (ortsfestes) Koordinatensystem XY und der mit Winkelgeschwindigkeit ω im Gegenuhrzeigersinn rotierende Rotor (Blades). Die positive Winkelrichtung entspricht der mathematisch positiven Drehrichtung (Gegenuhrzeigersinn).

3.5.2 Ergebnisse und Diskussion

Die Durchführung der Testsimulation konnte erfolgreich und termingerecht abgeschlossen werden und dabei das nötige Know-how für die Bearbeitung einer solchen Problemstellung erarbeitet werden. Obwohl der Vortest mit einer stark vereinfachten Geometrie mit verhältnismässig wenigen und sehr dicken Blades (vgl. Abb. 16) durchgeführt worden ist, war das Preprocessing und die Vernetzung der anspruchsvollste Teil der Arbeiten. Dabei mussten mehrere Kriterien beachtet werden, die sich gegenseitig beeinflussen und damit einen Kompromiss zwischen Netzfeinheit, Stabilität etc. erfordern.

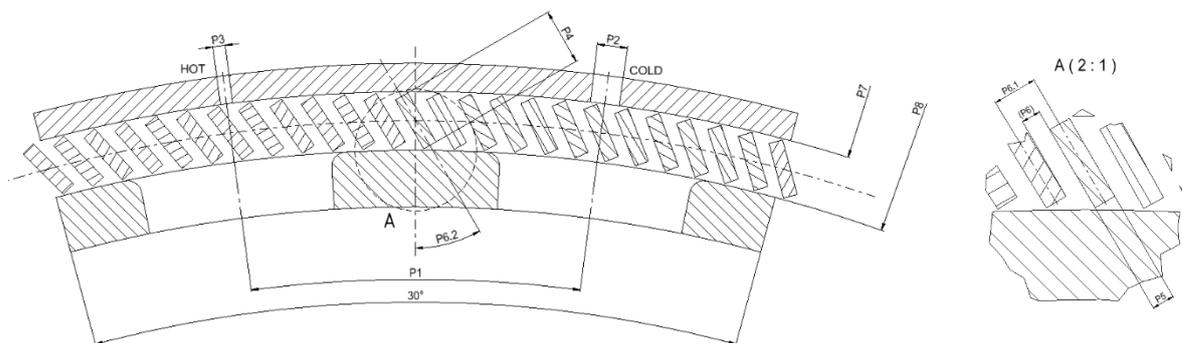


Abb. 16 R2a-Geometrie (288 kurze/dicke Blades) als Vereinfachung der realitätsnahen Geometrie für den Vortest hinsichtlich der volltransienten Simulationen im AP 6.5

Aufgrund von Vernetzungs- und Interfacetopologien musste die Geometrie in unterschiedliche Domains (Teilgebiete) unterteilt werden (Abb. 17). Die (stillstehende) Stator-Domain umfasst die *Inlets*, *Outlets*, *Rings*, *Wall-Outlets* sowie den *Vorlauf* und den *Nachlauf*. Letztere bilden dabei das Interface zwischen Rotor und Stator und bilden damit die dazwischenliegenden Ringspalte. Diese sind sehr dünn ausgeführt, um den Spalt zwischen den Blades und dem Ring, bzw. den Wall-Outlets nicht stark zu



beeinflussen. Allerdings war es nötig diese einzuführen, um ein Gleiten des Rotors zu ermöglichen. Die Rotor-Domain beinhaltet die *Fluid-Lamellen* und die *Blades (Lamellen)*. Die Fluid-Lamellen umschliessen jeweils ein Blade. Damit wird eine saubere Auflösung der Wandgrenzschicht für die EWT-Formulierung (*Enhanced Wall Treatment*) garantiert. Diese EWT-Formulierung wurde im Gegensatz zu den Wandformulierungen im AP. 6.1 verwendet, da sich die Randbedingungen derart verändert haben, dass aufgrund der sehr kleinen Abstände¹⁰ zwischen den Blades nur noch dieses Modell zulässig ist.

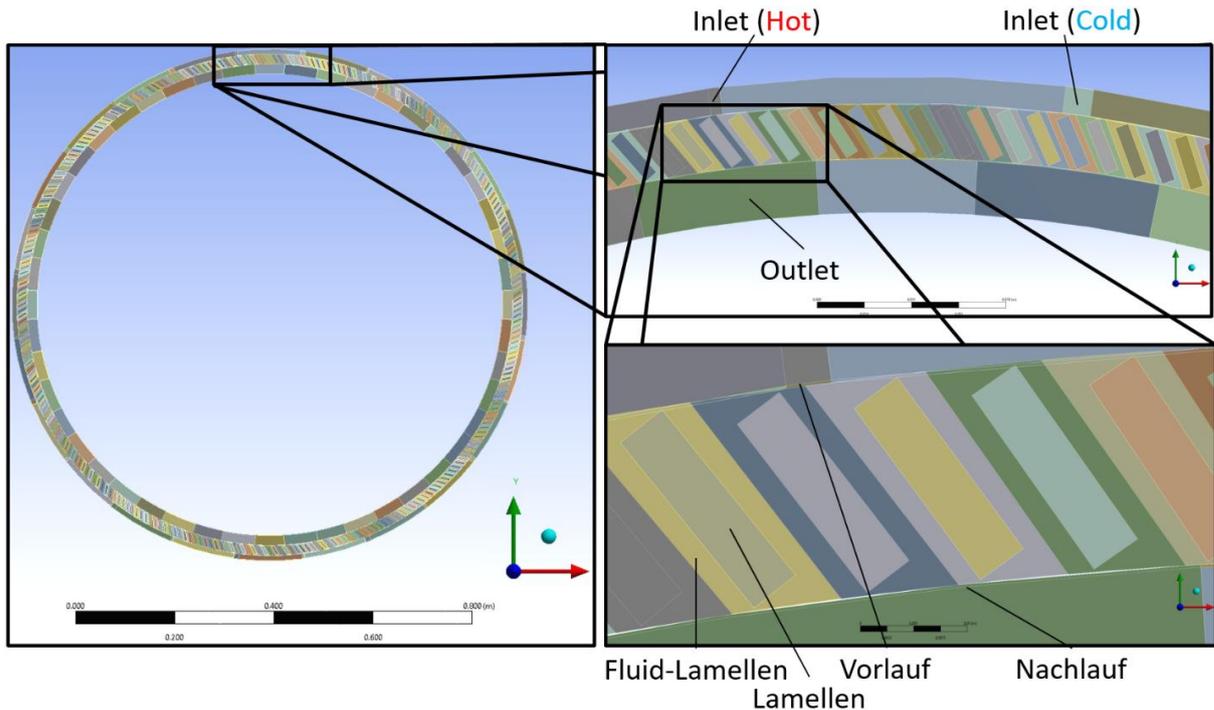


Abb. 17 Geometrie (R2a) mit Domainaufteilung für die Schnittstellenanpassung der volltransienten Vortest-Simulation (*Sliding Mesh*)

Die in Abb. 17 dargestellte Geometrie mit den jeweiligen Domains wurde den Anforderungen entsprechend vernetzt (Abb. 18), wobei basierend auf den Erkenntnissen aus dem AP 6.1 eine passende Netzauflösung gewählt wurde. Das heisst, obwohl die Vortest-Geometrie deutlich weniger komplex ist in Bezug auf die Anzahl der Blades bzw. die Kanalbreite und die Blade-Dicke, wurde eine ähnlich feine Netzauflösung gewählt, wie sie für die zukünftige Originalgeometrie nötig sein würde.

¹⁰ Dies im Hinblick auf die Simulation der Originalgeometrie im AP 6.5 mit sehr schmalen Blade-Kanälen.

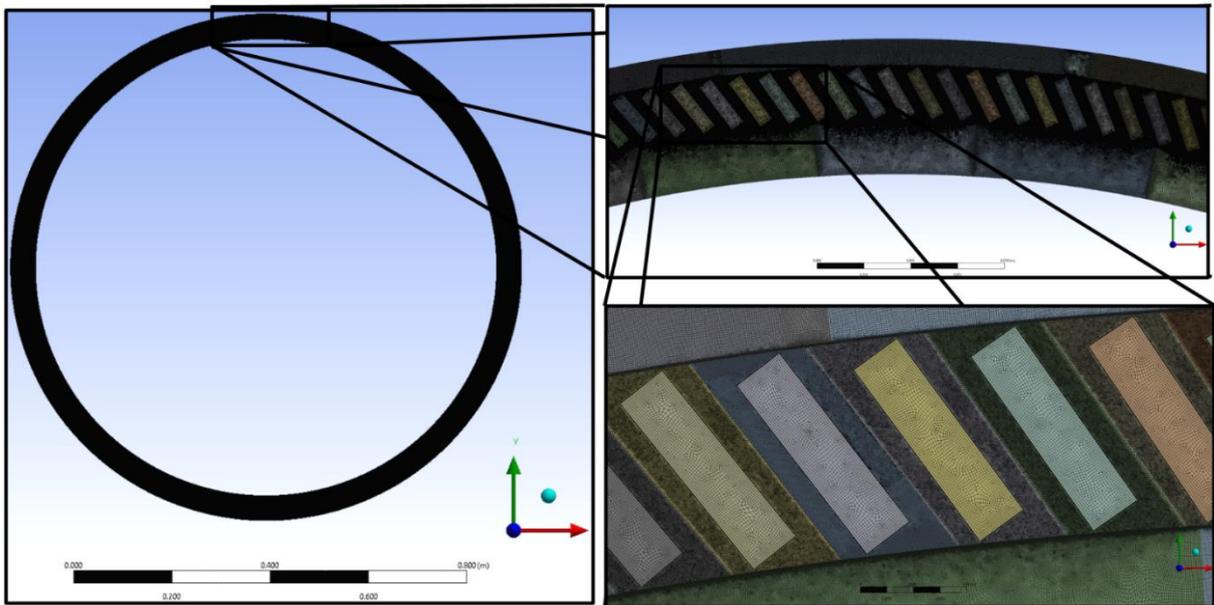


Abb. 18 Vernetzung der R2a-Geometrie für den volltransienten Vortest

Die Simulation wurde schliesslich in zwei Phasen durchgeführt. Während einer Initialisierungsphase ohne Rotation wurde zuerst die Strömung initialisiert bzw. stabilisiert und danach die Rotation (60 rpm) für die zweite Phase dazugeschaltet. In Abb. 19 ist eine Momentaufnahme der Simulation anhand eines Temperatur-Konturplots dargestellt. Da der Vortest mit (unrealistisch) dicken Blades durchgeführt wurde, findet die Erwärmung/Abkühlung nur in der Randzone der Blades statt (und aufgrund der unvollständigen Durchströmung fällt diese an der Austrittskante deutlich geringer aus als an der Eintrittskante, vgl. auch Abb. 22). Zu beachten ist auch, dass der transiente Einschwingvorgang noch nicht abgeschlossen ist, d. h. noch keine gute zyklische Konvergenz vorliegt¹¹.

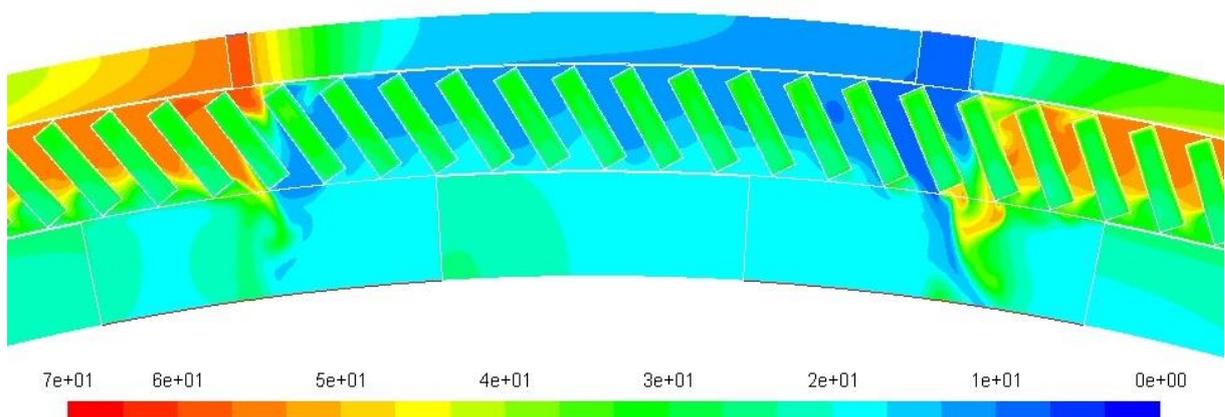


Abb. 19 Temperaturverteilung [°C] der Vortest-Simulation (R2a) mit dicken Blades und breiten Kanälen – in einer Animation dieses Konturplots über mehrere Zeitschritte wäre nun, im Gegensatz zu den MRF-Simulation, die effektive Bewegung der Blades ersichtlich

¹¹ Die eigentlichen Simulationsergebnisse (Strömungsgrößen etc.) waren bei diesem Test zweitrangig, da die Vorgehensweise im Vordergrund stand und die Simulation daher auch frühzeitig gestoppt werden konnte (ohne Abwarten der zyklischen Konvergenz). Aus diesem Grund wird an dieser Stelle nicht im Detail auf die Simulationsergebnisse eingegangen.



Um den Datenexport und das Postprocessing ebenfalls zu testen, wurden die Simulationsergebnisse analog zu den übrigen APs direkt als Konturplots (Bilder) bzw. an vorgängig definierten Messlinien/-punkten in Textfiles exportiert, u. a. für die Weiterverarbeitung bei SBE (vgl. Abb. 22).

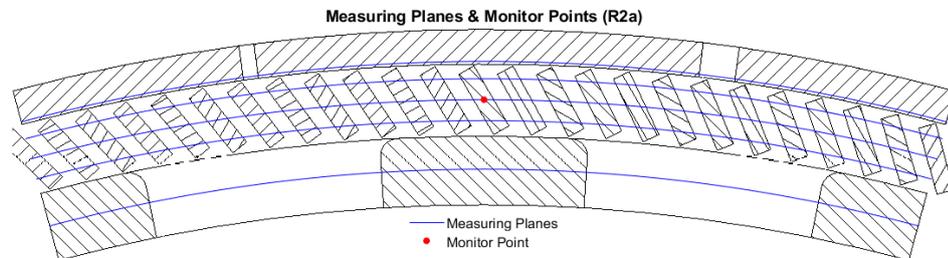


Abb. 20 *Measuring Planes* (Messlinien) und *Monitor Points* (Messpunkte) an denen die Daten herausgeschrieben wurden

Anhand der kontinuierlich exportierten Daten konnte einerseits das Konvergenzverhalten während der Simulation beobachtet werden, wofür ein (feststehender) *Monitor Point* verwendet wurde (siehe Abb. 21). Andererseits ermöglichten die Daten von den Durchmesserlinien beliebige Analysen aller relevanten Grössen. Abb. 22 zeigt z. B. das transiente Verhalten anhand der Temperaturen an drei Messlinien (*Measuring Planes*). Dargestellt sind dort die Temperaturprofile innerhalb der Blades und der Umströmung (eines mitrotierenden Ausschnitts von drei Messlinien mit den Durchmessern 988 mm, 1000 mm und 1012 mm), wobei die typischen Temperaturprofile mit steilen Flanken (starken Gradienten) und einem Plateaugebiet resultieren. Da es sich um eine transiente Simulation handelt, können auch zeitabhängige Effekte analysiert werden (Abb. 22 zeigt dabei die Situation des letzten Simulationszeitschrittes, wobei in der rechten Spalte die jeweiligen Konvergenzverläufe abgebildet sind).

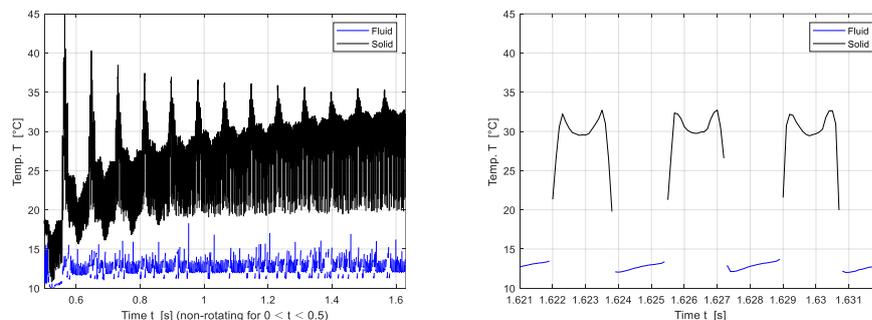


Abb. 21 Temperatur [°C] beim *Monitor Point* in Abhängigkeit der Zeit für die Konvergenzbeurteilung (links der Gesamtverlauf und rechts ein (gezoomter) Ausschnitt davon, bei dem die charakteristische Temperaturverteilung im Blade erkennbar ist (die Peaks/Täler im Konvergenzverlauf stammen von der ungleichmässigen Temperaturverteilung, die in der Initialisierungsphase entstand und die während der Simulation «ausgeglichen» werden muss)

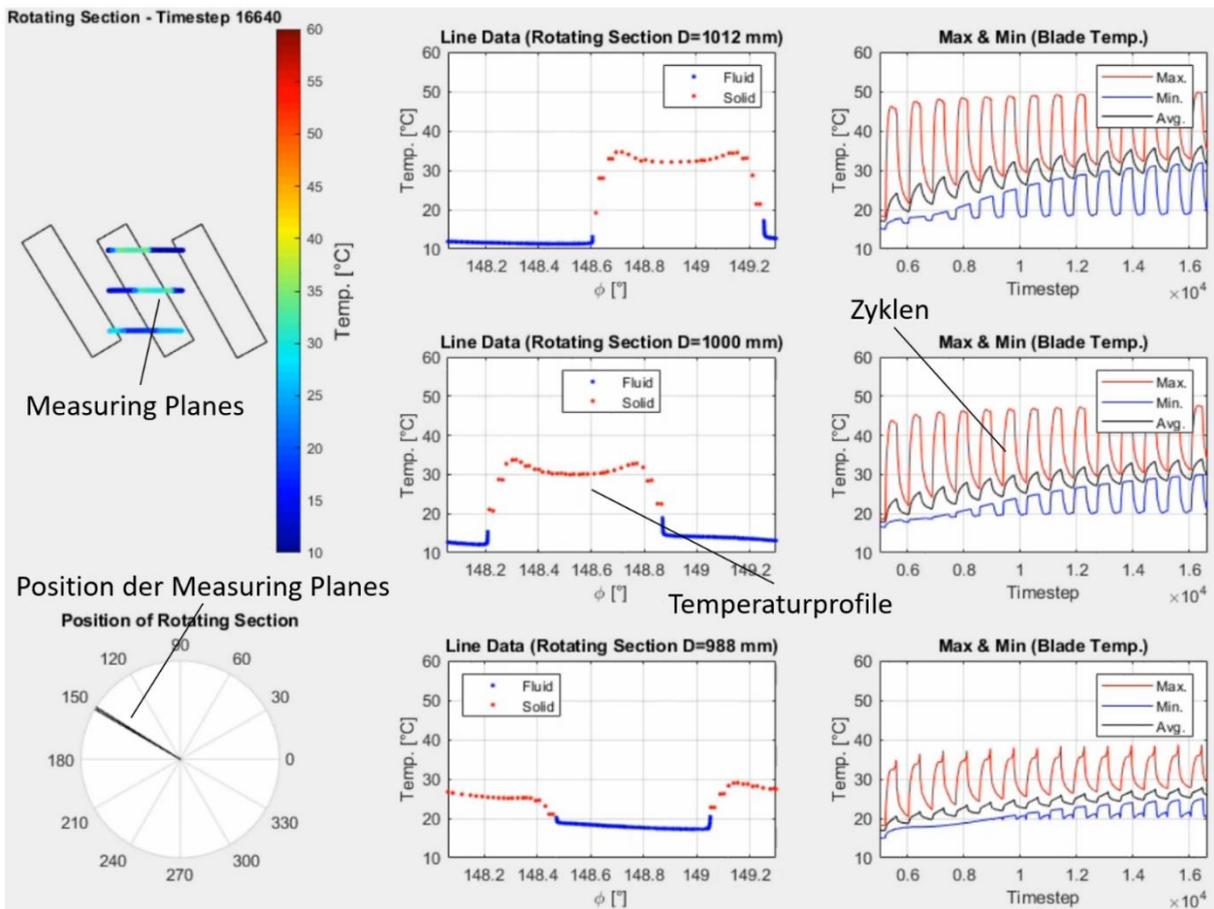


Abb. 22 Sämtliche relevanten Grössen (Zustands- bzw. Prozessgrössen und davon abgeleitete Grössen) wurden für die Messlinien exportiert und können so für weiterführende Analysen verarbeitet werden (da die Daten für jeden Zeitschritt exportiert wurden, sind auch Aussagen zum dynamischen Verhalten möglich)

Damit wurde der komplette Workflow, welcher das Aufsetzen, die Durchführung und die Auswertung einer volltransienten Simulation mit beweglichem Netz (*Sliding Mesh*) erfordert, direkt durchgespielt und als Vorbereitung für das AP 6.5 etabliert, womit das AP als abgeschlossen betrachtet werden konnte.

3.6 MS 2

Der zweite Meilenstein (MS 2) sah analog zum MS 1 die Bestimmung der 2D-Temperaturprofile innerhalb der Blades vor, diesmal allerdings inklusive Parametervariation, und war mit einer GO/NOGO-Entscheidung verbunden. Aufgrund der im Abschnitt 2 erwähnten Planänderung, welche im Frühling 2019 vorgenommen wurde, konnte der Meilenstein in dieser Form nicht gehalten werden bzw. wurde damit hinfällig. Allerdings konnte bis dahin die vereinfachte Vortest-Simulation (AP 6.4) abgeschlossen werden, was für die Prognose des weiteren Projektverlaufs sehr wichtig war. Aus diesem Grund fiel die GO/NOGO-Entscheidung dann auch positiv aus, da bis zum Projektende aussichtsreiche Ergebnisse zu erwarten waren.



3.7 AP 6.5 – Transiente Simulation R2c

3.7.1 Durchgeführte Arbeiten und Zielsetzung

Basierend auf den Erkenntnissen und Erfahrungen aus den vorhergehenden APs, insbesondere des AP 6.4 (Vortest für volltransiente Simulation), wurden in diesem AP die finalen, volltransienten Simulationen durchgeführt um die Zielgrössen für die realitätsnahe¹² Geometrie bestimmen zu können. Im Gegensatz zur Vortest-Geometrie weist diese nun deutlich mehr, längere und insbesondere viel dünnere Blades auf (vgl. Abb. 23). Es wurde allerdings rasch klar, dass eine solche Simulation aufgrund der erforderlichen Netzfeinheit zu zeitintensiv werden würde, um die Zielerreichung innerhalb der Projektlaufzeit zu ermöglichen. Da keine anderweitigen Optimierungsmassnahmen in Frage kamen, um die Simulationen beschleunigen zu können, wurde entschieden, die Geometrie deutlich zu vereinfachen. Insbesondere wurden die Blades wieder deutlich gekürzt¹³ und der Zykluswinkel¹⁴ von 30° auf 10° reduziert (vgl. Abb. 24).

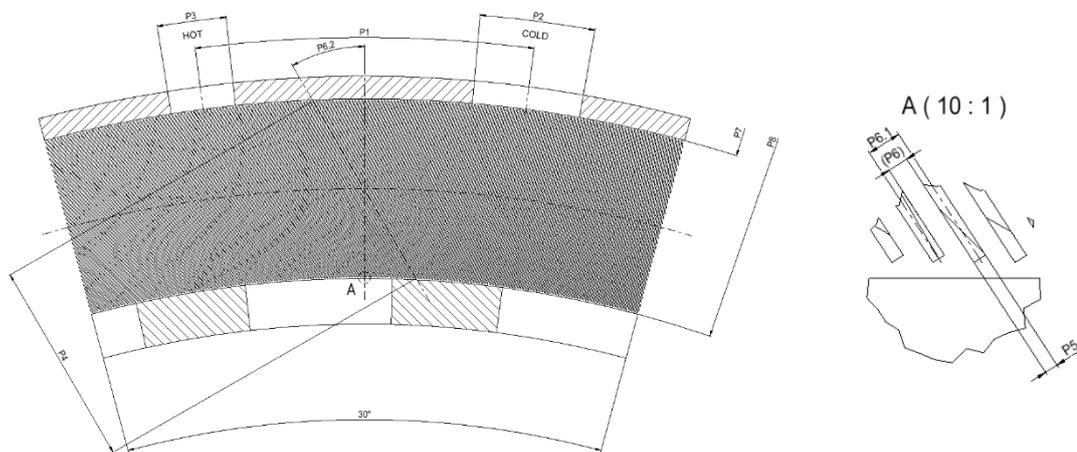


Abb. 23 Die realitätsnahe Geometrie (R2b) hat gegenüber der generischen Basisversion (R1a) schräggestellte und längere Blades, was sich in einem erheblich grösseres Netz niederschlägt (und darum zu inakzeptablen Rechenzeiten geführt hätte)

Mit der angepassten Geometrievariante (vgl. Abb. 24) konnte die Netzgrösse soweit reduziert werden, dass die Vernetzung und mehrere Simulationen in der restlichen Projektlaufzeit realisierbar waren. Als Abgrenzung zu den vorherigen Geometrien/Simulationen, insbesondere zur Vortest-Simulation (vgl. AP 6.4) und zur realitätsnahen R2b-Geometrie, wurde diese Geometrie (und auch die entsprechenden Simulationen) mit R2c bezeichnet. Um zumindest den Einfluss der Drehzahl (eine der wichtigsten Betriebsrandbedingungen) untersuchen zu können, wurden drei Simulationen (parallel) gestartet mit unterschiedlichen Drehzahlen und ansonsten identischen Randbedingungen sowie exakt identischer Geometrie (vgl. Tab. 1).

¹² Diese Geometrievariante basiert auf der realen Geometrie des Laborprüfstands *LabScale* von SBE, wobei im Bereich der Eindüsen und Auslässe allerdings Unterschiede bestehen.

¹³ Von den Geometrieparametern, welche die Netzgrösse stark beeinflussen (Anzahl Blades, Blade-Dicke bzw. -Abstand, Blade-Länge), wurde die Blade-Länge für eine Anpassung gewählt, da der Einfluss der Blade-Länge auf die charakteristischen Strömungseigenschaften bzw. auf das grundlegende Strömungsverhalten als vergleichsweise gering angesehen wurde.

¹⁴ Die Verkleinerung des Zykluswinkels führt nicht zu einem kleineren Netz, da der gesamte Rotor/Stator (360°) vernetzt werden muss. Allerdings wird damit das Durchlaufen einer bestimmten Zyklanzahl während der Simulation (bei gleichem Zeitschritt) schneller erreicht, d.h. es hilft ebenfalls die Rechenzeit zu verkürzen.



Geometrie	Drehzahl	Eindüsegeschwindigkeit	Temperaturen	Zeitschritt
R2c	40 rpm	8 m/s	10 °C/60 °C	1e-5 s
R2c	60 rpm	8 m/s	10 °C/60 °C	1e-5 s
R2c	80 rpm	8 m/s	10 °C/60 °C	1e-5 s

Tab. 1 Durchgeführte Simulationen und entsprechende Randbedingungen/Einstellungen

Weitere ursprünglich geplante Parametervariationen (sowohl Geometrieparameter, z. B. Düsenöffnungswinkel etc. als auch Betriebsparameter, z. B. Strömungsgeschwindigkeiten etc.) konnten aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden. Inhalt und Zielsetzung des APs änderten sich durch die Planänderung aber grundsätzlich nicht, nur die Anzahl der Parametervariationen musste erheblich reduziert werden. Da die Dicke der Blades und die Breite der Strömungskanäle nicht verändert wurden, kann nach wie vor davon ausgegangen werden, dass die relevanten Strömungseffekte ausreichend realitätsnah¹⁵ abgebildet werden.

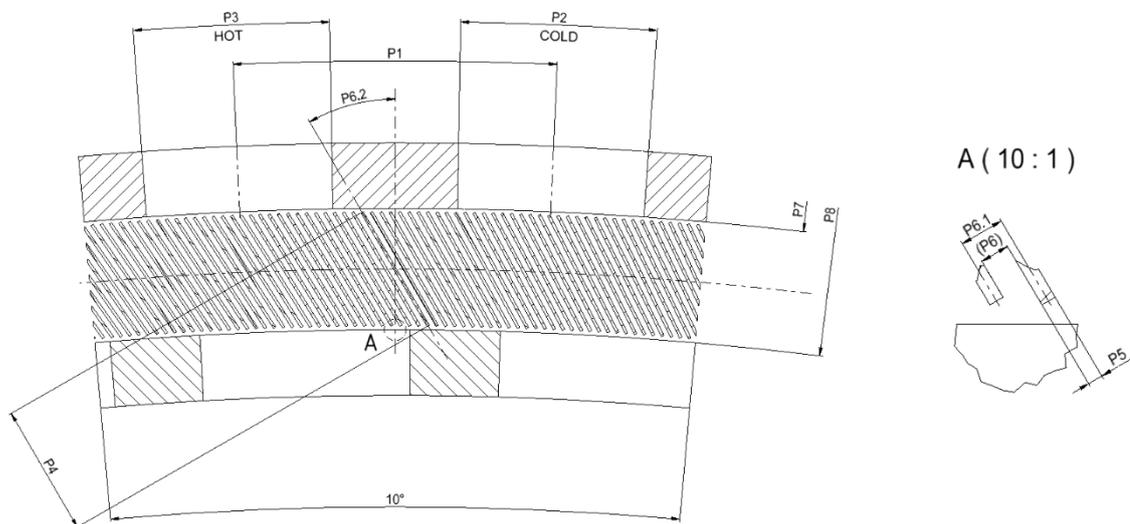


Abb. 24 Vereinfachte (finale) Geometrievariante (R2c), mit welcher die abschliessenden Simulationen durchgeführt wurden. Bei dieser Variante resultiert aufgrund der kürzeren Blades ein deutlich kleineres Netz als bei der R2b-Variante. Die Geometrie wurde zudem für kleinere Strömungsgeschwindigkeiten ausgelegt und hat deshalb im Vergleich zur R1a-Geometrie breitere Einlässe/Auslässe.

Analog zum Vortest wurden für die Auswertung der Ergebnisse jeweils Bilder (Konturplots) und Daten an vordefinierten Messlinien und *Monitor Points* in festen Zeitschrittintervallen exportiert. Damit konnte wiederum u. a. das Konvergenzverhalten beurteilt werden.

3.7.2 Ergebnisse und Diskussion

Trotz der vorgenommenen Geometrievereinfachungen dauerten die Simulationen verhältnismässig lange (jeweils ca. 6-8 Monate), was umfangreiche Parametervariationen unmöglich machte. Dennoch konnten immerhin drei Simulationen mit verschiedenen Drehzahlen (40, 60, 80 rpm) durchgeführt werden. Analog zum Vortest wurde zuerst eine Initialisierungsphase ohne Rotation durchgeführt und

¹⁵ Idealerweise hätten die Simulationen später mit effektiven Messungen am *LabScale*-Prüfstand validiert werden können (ursprünglich geplant), doch da letztendlich zu grosse Abweichungen der Geometrieverhältnisse und der Randbedingungen (vgl. auch Fussnote 16) gegenüber der Prüfstandkonfiguration vorlagen, waren direkte Validierungsmessungen nicht möglich. Die durchgeführten Messungen am Prüfstand mit Temperatursensoren an/in den Blades zeigten aber tendenziell übereinstimmende Effekte (damit war zumindest eine Art «qualitative» Validierung möglich).



diese Startlösung dann für die drei (parallelen) Simulationen mit der jeweiligen Rotationsgeschwindigkeit verwendet.¹⁶

Bereits nach kurzer Zeit nach Simulationsbeginn zeigten sich unrealistische Druckfluktuationen, welche an verschiedenen Stellen am Umfang auftraten und dort zu unbrauchbaren Ergebnissen führten. Die genaue Ursache der Störungen konnte nicht abschliessend ermittelt werden, doch das Problem scheint mit lokalen Netzproblemen zusammenzuhängen (beim Vortest traten solche Störungen z. B. überhaupt nicht auf). Glücklicherweise gab es neben den gestörten Stellen noch genügend zusammenhängende Zyklen, welche ungestört blieben (vgl. Abb. 25). Die ungestörten Stellen scheinen auch nicht negativ beeinflusst zu werden, d. h. die Störungen konnten weitgehend ignoriert werden¹⁷ (natürlich sind globale Kontrollgrössen (z. B. Massenbilanz, Energiebilanz) und die *Monitor Points* im gestörten Gebiet nicht brauchbar). Die drei Simulationen (40 rpm, 60 rpm, 80 rpm) scheinen auch unterschiedlich stark davon betroffen zu sein, doch der Grund dafür konnte nicht restlos geklärt werden (alle drei Simulationen wurden mit demselben Netz und derselben Initialisierung aufgesetzt). Vermutlich müsste die Kombination von Netzauflösung, Strömungsgeschwindigkeit, Rotationsgeschwindigkeit und Zeitschritt genauer untersucht werden, was aber sehr aufwändig wäre. Hierbei ist anzumerken, dass für die schliesslich durchgeführten Simulationen ein Kompromiss mit ausreichender Netzverfeinerung und einer noch vertretbaren Zeitschrittweite eingegangen werden musste, um die Simulationen innerhalb der angestrebten Zeit abschliessen zu können.

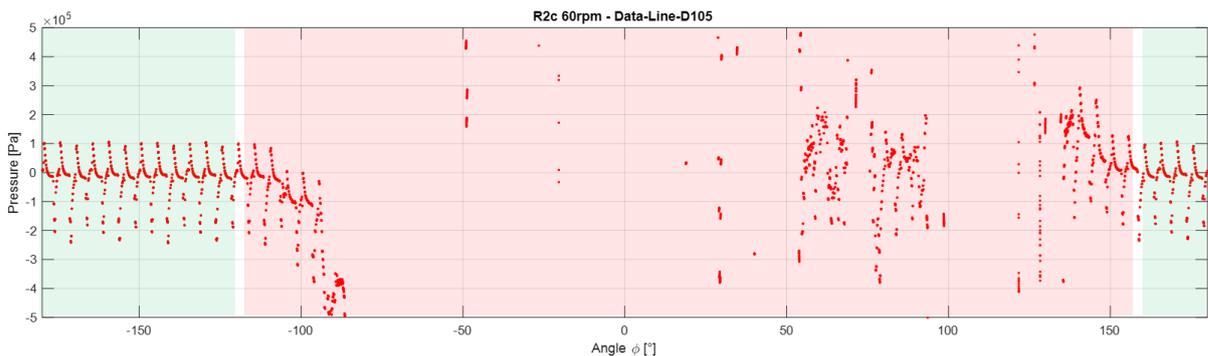


Abb. 25 Die Druckverteilung (mittlerer Durchmesser D105) der 60 rpm-Simulation über den Winkel zeigt die massiven Störungen (roter Bereich), aber auch einen grossen, ungestörten Bereich (grüner Bereich) – dabei zeigt sich auch eine gewisse Zeitschrittabhängigkeit

¹⁶ Die Randbedingungen mussten aus Zeitgründen bzw. aus Gründen der Stabilität auch nochmals angepasst werden. Zuerst waren 20, 40, 60 rpm bei einer Eindüsegeschwindigkeit von 2 m/s geplant, was nicht stabil/lauffähig war, sodass dann 40, 60, 80 rpm bei 8 m/s als finale Betriebsrandbedingungen resultierten. Da die Geometrie (Eintritts- und Austrittsöffnungen) für die anfänglich vorgesehene Randbedingungen ausgelegt ist, sind Geometrie und Randbedingungen damit nicht mehr optimal aufeinander abgestimmt, was aber keine entscheidenden Nachteile mit sich bringt.

¹⁷ Vor allem bei der 80 rpm-Simulation führten die Störungen zu einigen Simulationsabbrüchen, was die gesamte Rechenzeit zusätzlich verlängerte. Die Simulation konnte jeweils aber wieder gestartet werden.

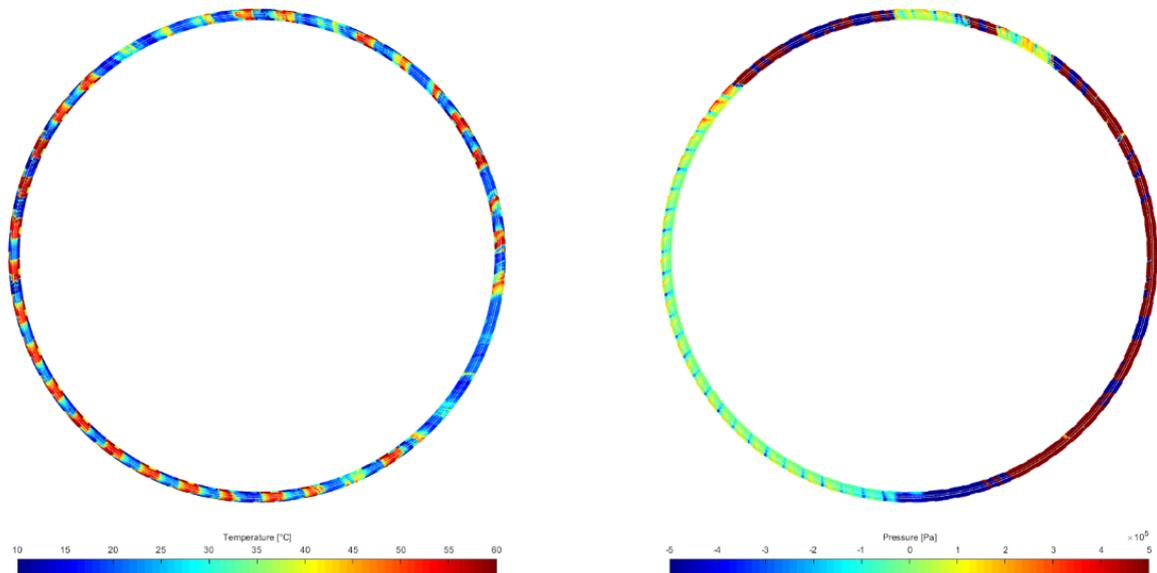


Abb. 26 Weite Teile des Rotors sind von den Störungen betroffen – Temperatur (links), statischer Druck (rechts) als «Konturplots» (rekonstruiert aus den Durchmesserlinien der 60 rpm-Simulation)

Aufgrund der Störungen musste bei der Auswertung darauf geachtet werden, dass nur Daten von ungestörten Bereichen/Zyklen für allfällige Mittelungen etc. verwendet werden. Sämtliche ursprünglich gesetzten *Monitor Points* für die Beurteilung der Konvergenz sowie der definierte Bildbereich für die Konturplots lagen in gestörten Bereichen und mussten aus diesem Grund während der Simulation umplatziert werden (und dabei auf einen einzigen *Monitor Point* reduziert). Für die Analyse der 60 rpm-Simulation wurde der Bereich zwischen -150° und -140° gewählt, d. h. die Diagramme in den folgenden Abschnitten zeigen jeweils diesen Bereich.

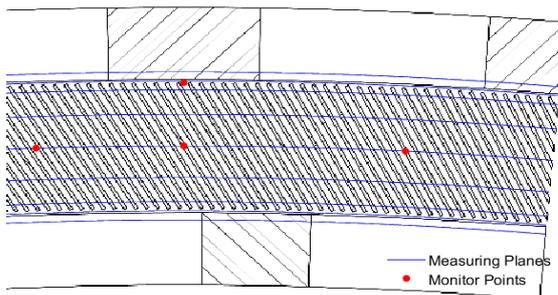


Abb. 27 Die neun Durchmesserlinien D101-D109 (von aussen nach innen) können für die Auswertung verwendet werden (die *Monitor Points* lagen im gestörten Bereich und mussten daher während der Simulation umplatziert werden)

Durchmesserlinien	
D101	Eindüsering (~1 mm von Wand)
D102	Spalt zwischen Stator/Rotor
D103	Blade-Eintritt (~2 mm von Kante)
D104	$\frac{1}{4}$ Blade-Länge
D105	Blade-Mitte
D106	$\frac{3}{4}$ Blade-Länge
D107	Blade-Austritt (~2 mm von Kante)
D108	Spalt zwischen Rotor/Stator
D109	Austrittsring (~2 mm von Wand)

Tab. 2 Die für die R2c-Simulation vorgängig definierten Durchmesserlinien (Messlinien) D101-D109, von denen sämtliche CFD-Größen (Temperatur, Druck, Geschwindigkeit, Dichte, ...) exportiert werden

3.7.3 Temperaturverteilung

Zur Illustration ist in Abb. 28 ein Konturplot der Temperaturverteilung der 60 rpm-Simulation dargestellt und es lässt sich erkennen, dass aufgrund der geringen thermischen Trägheit der dünnen Blades die schnelle Umschaltung zwischen kalt und warm nun wie erwartet auftritt.

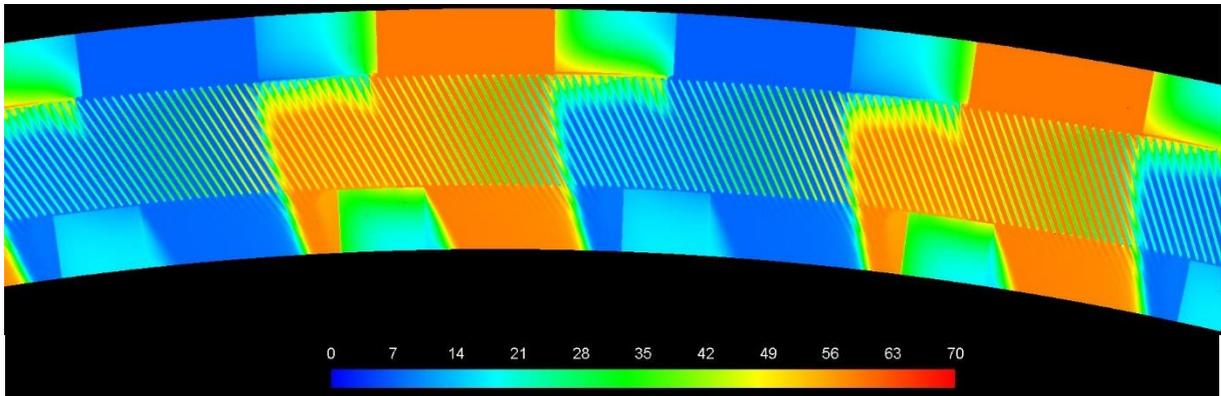


Abb. 28 Temperaturverteilung [°C] der 60 rpm-Simulation – der letzte Zeitschritt (nach ca. 5 durchlaufenen Zyklen) entspricht in guter Näherung dem «eingeschwungenen» Zustand

Um die Temperaturverteilung in den Blades bzw. die Erwärmungs- und Abkühlungsphasen sowie die entsprechenden Fluidtemperaturen darzustellen, können die Daten der Messlinien nun über den Drehwinkel (oder wahlweise auch über der Zeit) aufgetragen werden. Da sämtliche Daten in sehr hoher zeitlicher und räumlicher Auflösung vorliegen, sind sehr detaillierte Auswertungen möglich. Bei der Betrachtung der Temperaturverläufe (siehe Abb. 29, insbesondere die Durchmesserlinie D102 = Spalt bzw. D103 = Blade-Eintritt) und des Temperatur-Konturplots (Abb. 28) fällt besonders die Spaltströmung zwischen (äusserem) Stator und Rotor auf und die damit verbundene (unerwünschte) zu frühe Einströmung in die Blades bzw. die Erwärmung/Abkühlung der Blades ausserhalb der eigentlichen Eindüsezonen. Abgesehen vom Eintrittsbereich der Blades zeigt sich wie erwartet eine rasche Erwärmung bzw. Abkühlung beim Eintritt in die Eindüsezone und danach eine verhältnismässig konstante Temperatur bis zum Eintritt in die nächste Eindüsezone. Die Temperaturfronten verlaufen nahezu radial (im Vergleich z. B. zur 40 rpm-Simulation, vgl. Abb. 39)¹⁸.

¹⁸ Im vorliegenden Bericht werden im Hauptteil fast ausschliesslich Ergebnisse der 60 rpm-Simulation gezeigt, da die anderen beiden Simulationen zum Zeitpunkt des Verfassens dieses Berichtes noch nicht abgeschlossen sind (R2c 80 rpm: aktuell ca. 3.9 Zyklen, R2c 40 rpm: aktuell ca. 2.8 Zyklen). Da im Voraus nur schwer abzuschätzen war, wann die zyklische Konvergenz erreicht sein wird, wurden für alle Simulationen 5 Zyklusdurchläufe angestrebt (die noch laufenden Simulationen werden nun aber evtl. bereits nach 3-4 Zyklen gestoppt). Im Anhang sind der Vollständigkeit halber einige Diagramme der beiden Simulationen aufgelistet.

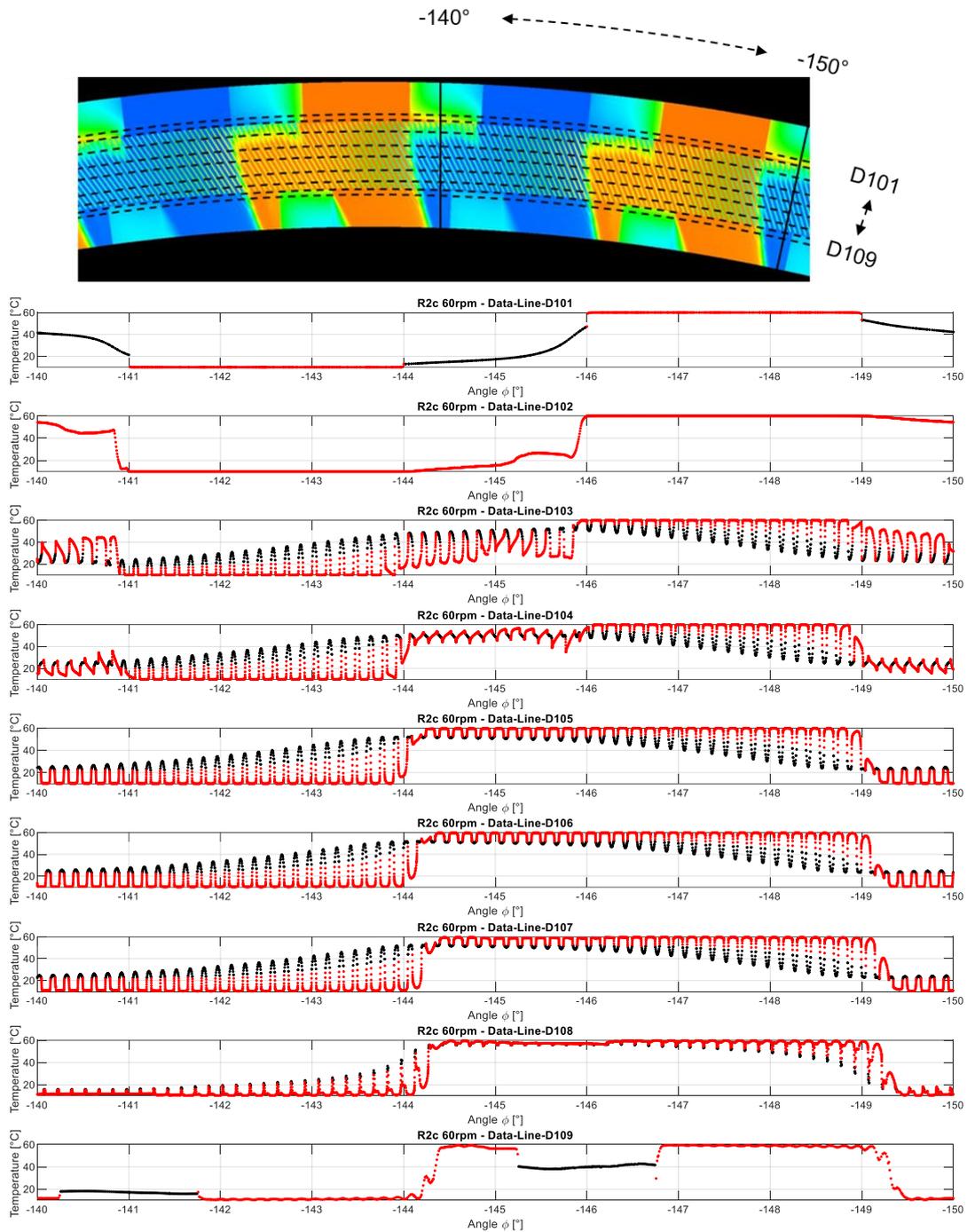


Abb. 29 Temperaturverteilung [°C] innerhalb der Blades (schwarz) und im Fluid (rot) über einen ungestörten Zyklus¹⁹ (60 rpm-Simulation) anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109

¹⁹ Die positive Richtung des Winkels (X-Achse) zeigt bei diesem Diagramm (wie auch bei sämtlichen folgenden Diagrammen) nach links, um visuelle Vergleiche mit dem Konturplot (vgl. z. B. Abb. 28) zu vereinfachen. Bei der verwendeten Konturplot-Darstellung (Ausschnitt) zeigt die positive Winkelrichtung aufgrund des mathematisch positiven Drehsinns jeweils von rechts nach links (damit entspricht die Drehrichtung in allen Diagrammen (XY-Plot, Konturplot) einer Bewegung von rechts nach links).



Für SBE sind insbesondere die Wärmeübertragung und die Druckverluste entlang der Bladekanäle von Interesse, da so Vergleiche mit dem internen, vereinfachten Berechnungsmodell (SBE-Modell) ermöglicht. Da dort mehrheitlich Korrelationen aus der Literatur verwendet werden, welche (noch) nicht oder nur ganz grob auf SBE-Prüfständen validiert werden konnten, ist ein Vergleich mit detaillierten CFD-Ergebnissen interessant.

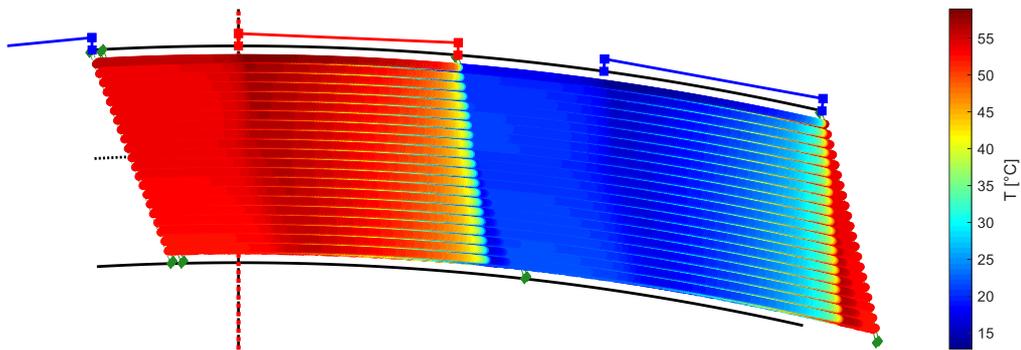


Abb. 30 Temperaturverteilung gemäss SBE-Berechnungsmodell (60 rpm) – im Vergleich zur CFD-Simulation (Abb. 28) wird im SBE-Modell nur die Bladedurchströmung simuliert (ohne Einlass- bzw. Auslassgeometrie, Ringspalt etc.), wobei die Eindüsezonon mit dem roten (warm) bzw. blauen (kalt) Strich in tangentialer Richtung angedeutet sind

Anhand der Konturplots (siehe Abb. 28 bzw. Abb. 30) und der Temperaturverläufe über dem Drehwinkel (Abb. 31) können direkte Vergleiche zwischen den CFD-Ergebnissen und dem SBE-Berechnungsmodell angestellt werden. Es lässt sich gut erkennen, dass im stärker idealisierten SBE-Modell, im Vergleich zu den hochaufgelösten CFD-Simulationen, weniger Details abgebildet werden und damit einzelne Effekte, wie z. B. die Spaltströmungen zwischen Stator und Rotor, welche zur vorzeitigen Erwärmung/Abkühlung der Blades führen, nicht abgebildet werden. Die tendenzielle Übereinstimmung ist allerdings klar ersichtlich. Die Wärmeübertragung scheint im SBE-Modell im Vergleich zum CFD-Modell etwas stärker zu wirken (→ generell steilere Kurven in den Temperaturverläufen), dies könnte bei Bedarf noch weiter untersucht und allenfalls im SBE-Modell angepasst werden.

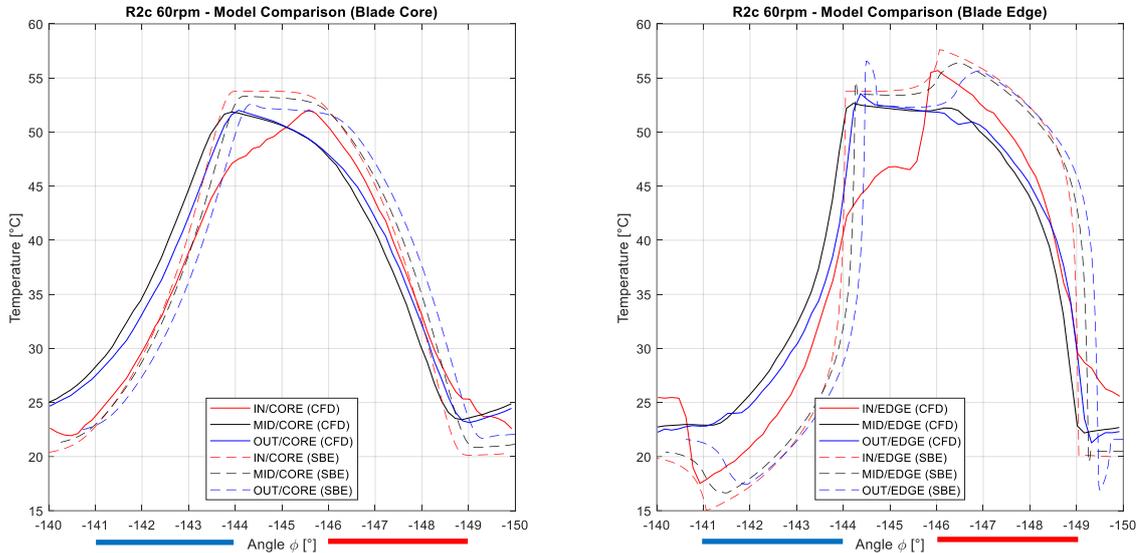


Abb. 31 Vergleich der Temperaturverläufe der CFD-Simulation mit dem SBE-Modell – links die Temperatur im Blade-Innern (mittig über die Bladedicke) für drei verschiedene radiale Positionen (Blade-Eintritt (IN) = D103, Blade-Mitte (MID) = D105, Blade-Austritt (OUT) = D107) und rechts jeweils die Temperatur an der Blade-Wand (R2c 60 rpm)

Den oben erwähnten Sachverhalt (Unterschiede in der Wärmeübertragung) stellt man auch beim Vergleich der Temperaturdifferenzen an den jeweiligen Blade-Positionen fest, die beim SBE-Modell jeweils etwas grösser ausfallen als bei der CFD-Simulation. In Tab. 3 sind die Temperaturdifferenzen (Temperatur-Spannweiten bzw. Temperaturhübe) vergleichend aufgelistet, wobei diese mit den gemittelten Blade-Temperaturen (Mittelwerte über Blade-Dicke) gebildet wurden (die Temperaturdifferenzen in den Randzonen würde deutlich höher ausfallen). Interessant ist u. a. die minimal höhere Temperaturdifferenz am Blade-Austritt im Vergleich zur Blade-Mitte, was wohl damit zu tun hat, dass beim Eintritt in die warme bzw. kalte Eindüsezone zuerst das noch kalte bzw. warme Fluid herausgedrückt werden muss und dabei den Austrittsbereich der Blades noch etwas kühlt bzw. erwärmt bevor dann die eigentliche Erwärmung bzw. Kühlung folgt. Dieser Effekt führt zu kleinen gegenläufigen Peaks vor dem eigentlichen Temperatursprung und ist in Abb. 31 bei beiden Modellen mehr oder weniger deutlich zu sehen (Randtemperatur am Blade-Austritt, d. h. blaue Kurven rechts).

Position	Temperatur-Range (CFD) [K]	Temperatur-Range (SBE) [K]
Blade-Eintritt (D103)	31.9	34.5
Blade-Mitte (D105)	29.0	33.2
Blade-Austritt (D107)	29.8	33.7

Tab. 3 Temperaturbereich (Max - Min) der mittleren Blade-Temperatur für die verschiedenen Blade-Positionen

3.7.4 Druckverluste

Anhand der Druckverteilung (siehe Abb. 32) kann die bereits erwähnte Spaltströmung (entgegen der Drehrichtung) erklärt werden. Innerhalb der Eindüsezonen kommt es zu einem Druckanstieg auf der Seite, auf welcher die (noch nicht durchströmten) Blades in die Strömung eintreten²⁰. Dadurch entsteht ein Druckgradient über dem Spalt zwischen zwei nebeneinanderliegenden Eindüsezonen und es kommt

²⁰ Da die Blades im Bereich zwischen den Eindüsezonen i. Allg. nicht durchströmt werden und das Fluid dort somit praktisch stillsteht, muss es beim Eintreten in die Eindüsezone jeweils zuerst beschleunigt werden (vgl. auch Abb. 38). Dies ist auch ein Effekt, der u. a. nur mit einer volltransienten Simulation abgebildet werden kann.



zu der beschriebenen Spaltströmung, welche die Blades im Eintrittsbereich (Aussenbereich) erwärmt/abkühlt (vgl. auch Abb. 28 bzw. Abb. 31). Diese Druckgefälle sind offenbar nicht bei allen Zyklen exakt identisch, wie in Abb. 32 gut zu sehen ist. Ob diese Unterschiede zufälliger Natur sind (z. B. numerische Effekte) oder ob es sich um systematische Effekte (z. B. umlaufende Druckwellen) handelt, könnten allenfalls weitere Untersuchungen zeigen.

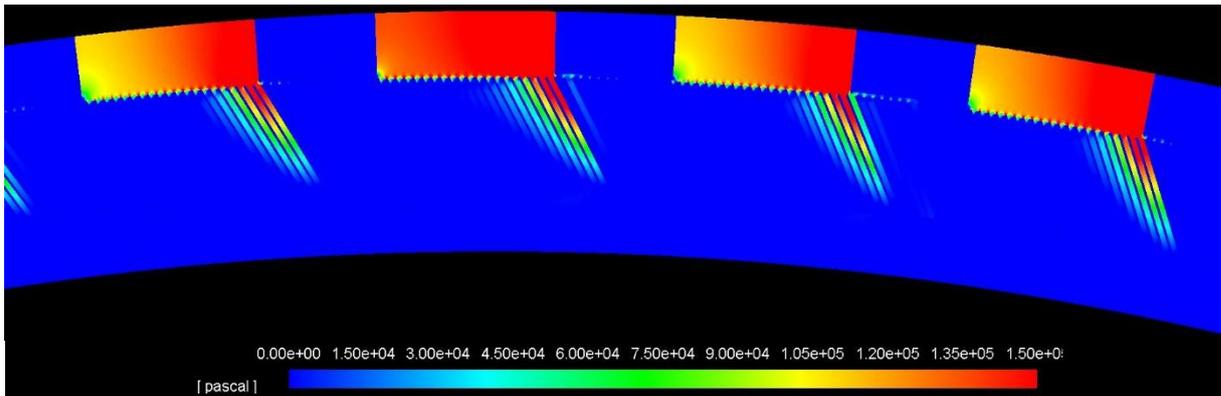


Abb. 32 Druckverteilung (statischer Druck [Pa]) der 60 rpm-Simulation – leichte Unterschiede zwischen den Zyklen sind auch im ungestörten Bereich sichtbar (diese Unterschiede sind allerdings über die Zeitschritte hinweg auch nicht unbedingt gleichbleibend, vgl. auch Abb. 35)

Der oben genannte Effekt ist auch in Abb. 34 ersichtlich, in welcher der Druck in Abhängigkeit des Drehwinkels (analog zu den Temperaturverläufen im Abschnitt 3.7.3) aufgetragen ist, insbesondere anhand der Durchmesserlinien D103 (Blade-Eintritt) und D104. Des Weiteren fallen die Unter- bzw. Negativdruckbereiche²¹ nach dem Verlassen der Eindüsezonen auf. Da nach der Eindüsung ziemlich abrupt kein Fluid mehr in die Blade-Kanäle einströmt, wird das Fluid in den Kanälen rasch abgebremst und am Blade-Eintritt bzw. im Spalt entsteht eine Unterdruckzone. In Abb. 32 ist dies aufgrund der Farbskalierung nicht gut zu sehen, aber Abb. 33 zeigt das identische Druckfeld mit einer anderen Skala (± 5 bar).

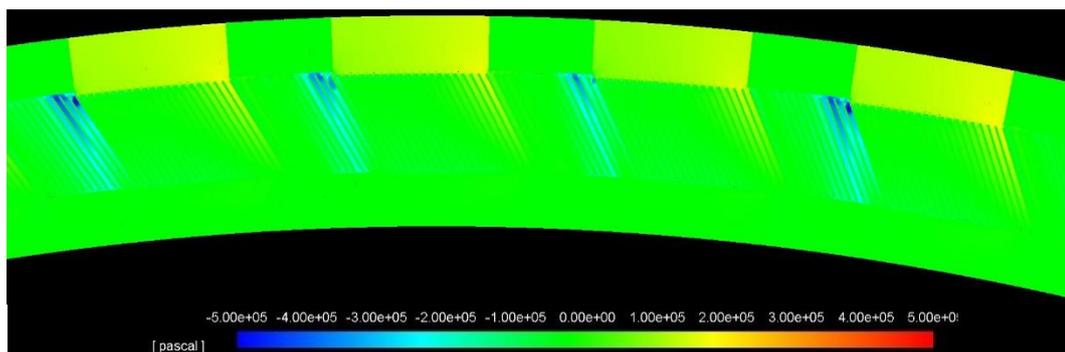


Abb. 33 Statischer Druck (identisch zu Abb. 32) mit anderer Farbskala (± 5 bar), um Unterdruckgebiete besser erkennen zu können

²¹ Die Interpretation der z. T. deutlich negativen statischen Drücke (und der entsprechend negativen Absolutdrücke) der CFD-Resultate ist nicht ganz einfach. In Bezug auf den Solver (einphasig, inkompressibel) hat das absolute Druckniveau im Prinzip keine allzu grosse Bewandnis (Druckdifferenzen sind entscheidend), was allerdings in der Praxis passieren würde, ist schwer zu sagen (bei einem perfekt gedichteten System könnten z. B. Kavitationseffekte auftreten, bei einem «realen» TMM würde wohl Luft reingezogen etc.). Die in der Praxis gewählten, wohl deutlich tieferen Strömungsgeschwindigkeiten (vgl. Fussnote 16) würden die Problematik auf jeden Fall abmildern.



Ohne im Detail auf die allgemeinen Unterschiede zu einer stationären Simulation (z. B. MRF-Methode) einzugehen, soll an dieser Stelle nochmals verdeutlicht werden, dass es u. a. solche zeitabhängigen Geschwindigkeitsänderungen (Beschleunigungen) des Fluids sind (wie sie oben erwähnt werden), die mit einem stationären Solver nicht abgebildet werden können. Im Vergleich zu den Resultaten der MRF-Methode sieht man bei den transienten Ergebnissen (u. a. Abb. 33) den Einfluss der Rotation deutlich und die damit verbundene Asymmetrie (vgl. z. B. linke und rechte Seite einer Eindüsezone).

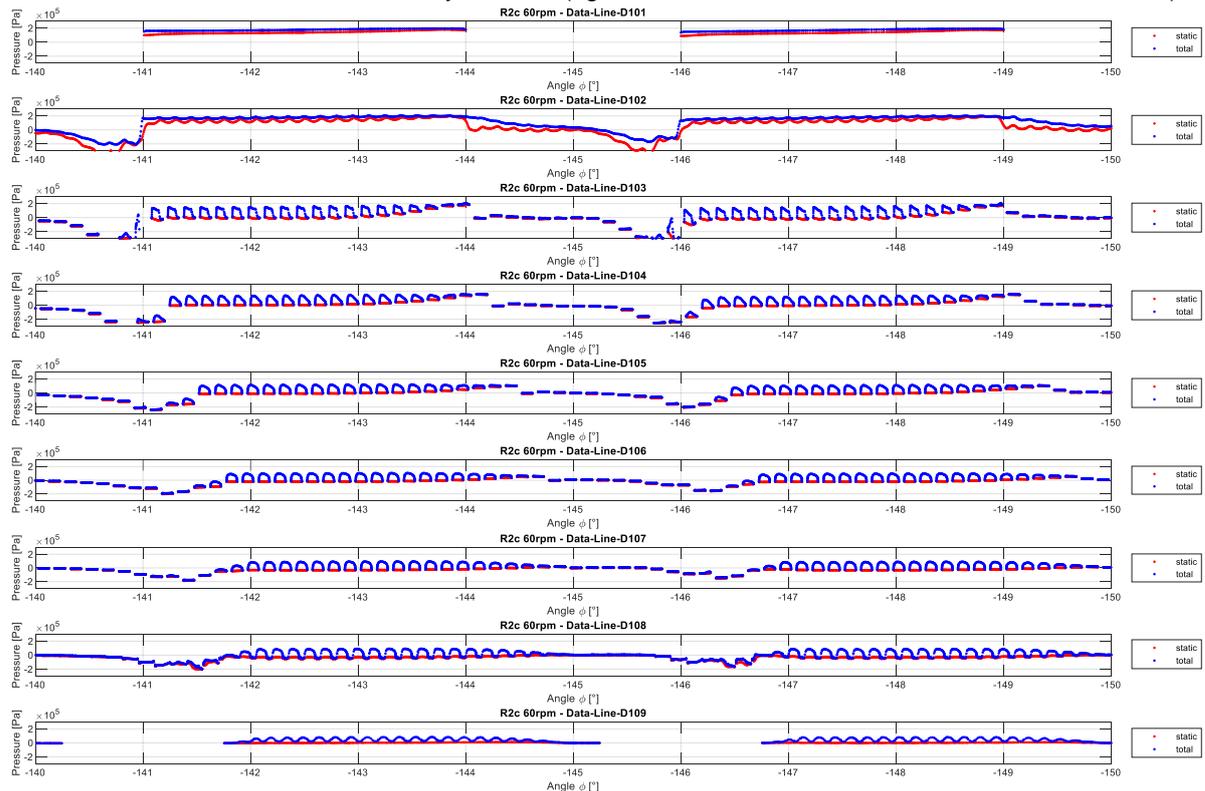


Abb. 34 Druckverlauf [Pa] (rot: statischer Druck, blau: Totaldruck) innerhalb der Blade-Kanäle über einen ungestörten Zyklus (60 rpm-Simulation) anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109

Für einen überschlägigen Vergleich der Druckverlustberechnung wird der mittlere Totaldruckabfall zwischen Blade-Eintritt und -Austritt angeschaut. Aufgrund der unterschiedlichen Durchströmung der Blades je nach Position innerhalb der Eindüsezone ergeben sich unterschiedliche Druckverluste. Als näherungsweise Abschätzung wurden die Drücke über den Bereich der durchströmten Blades gemittelt. Die damit errechneten Druckverluste sind in Tab. 4 zusammengestellt und mit der Korrelation aus dem SBE-Modell verglichen. Die so ermittelten Druckverluste der CFD-Simulation sind allerdings mit grosser Vorsicht zu geniessen, da diese aufgrund der oben erwähnten Schwankungen zwischen den Zyklen eine sehr grosse Unsicherheit aufweisen und nur bei einer sinnvollen Mittelung über mehrere Zyklen brauchbare Resultate liefern.

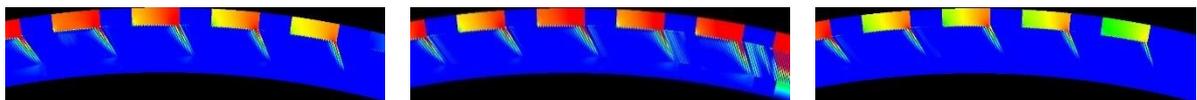


Abb. 35 Druckschwankungen [≤ 0 (blau) bis ≥ 1.5 bar (rot)] anhand von drei Momentaufnahmen (Konturplots des statischen Drucks der 40 rpm-Simulation) im Abstand von jeweils 1 ms bzw. 100 Zeitschritten

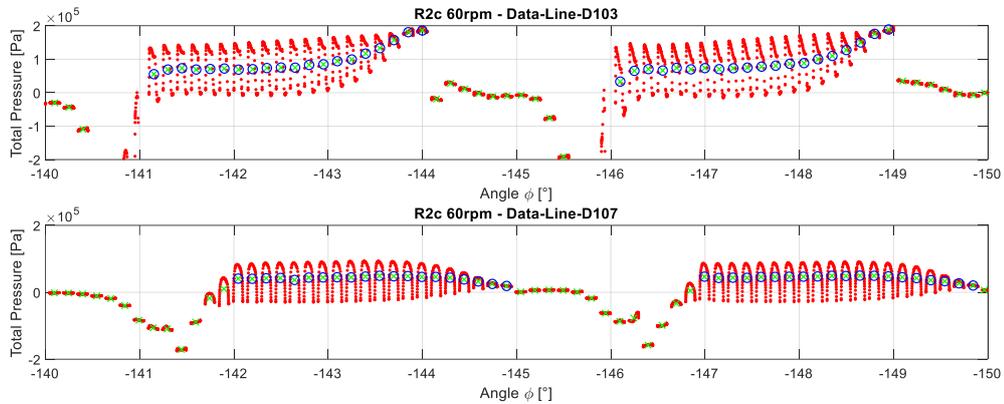


Abb. 36 Totaldruckverlauf am Eintritt (D103) und Austritt (D107) der Blades für die Druckverlustberechnung – pro Blade kanal wurde das Druckprofil jeweils gemittelt (grüne Kreuze) und für die Druckverlustberechnung nochmals über die durchströmten Blades (blaue Kreise) gemittelt (dies ist als erste, grobe Näherung zu verstehen)

Position	Druckverlust (CFD) [mbar]	Druckverlust (SBE) [mbar]
Kalte Eindüsung	453	470
Warme Eindüsung	477	462

Tab. 4 Vergleich der mittleren Druckverluste der Blade-Durchströmung (Näherung durch Mittelung über 4 Zyklen)

Bei der Betrachtung der Geschwindigkeiten (Abb. 37) fallen ebenfalls die bereits angesprochenen Effekte im Spalt bzw. in den jeweiligen Übergangsbereichen zwischen den Einlasszonen und den geschlossenen Bereichen des Stators auf. Beim Eintritt ins durchströmte Gebiet ist ein allmählicher Anstieg der Geschwindigkeit in den Blade-Kanälen erkennbar, der mit den oben beschriebenen Druckeffekten zusammenhängt.

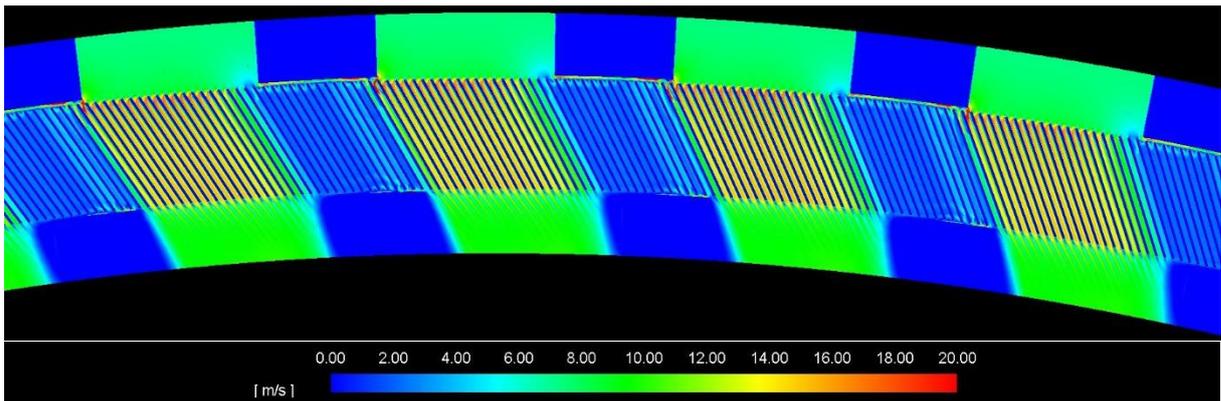


Abb. 37 Geschwindigkeitsverteilung (Absolutgeschwindigkeit [m/s]) der 60 rpm-Simulation (Ausschnitt entspricht ca. der 180°-Position)

Des Weiteren ist in Abb. 38 der Geschwindigkeitsverlauf²² in den Blade-Kanälen (D105) über dem Drehwinkel dargestellt. Das Geschwindigkeitsprofil bildet sich aufgrund der Rotation beim Eintritt in die Eindüsezone jeweils allmählich aus (vom Stillstand über das anfängliche Blockprofil hin zum charakteristischen (turbulenten) Geschwindigkeitsprofil). Beim Verlassen kommt es zu einer raschen

²² Die in Abb. 38 gezeigten Geschwindigkeiten beziehen sich auf das (stillstehende) Absolutsystem, d. h. die Rotationsgeschwindigkeit ist jeweils darin enthalten (darum geht die Geschwindigkeit bei Stillstand relativ zum Blade i. Allg. nicht auf null).



Verzögerung des Fluids und dem damit verbundenen Unterdruckgebiet im äusseren Spalt bzw. der Blade-Eintrittszone, das u. a. zu einer leichten Rückströmung (bzw. Geschwindigkeitsschwingung) führt (dies zeigt insbesondere der Verlauf der Radialgeschwindigkeit in Abb. 38, ist aber auch in Abb. 37 anhand der hellblauen Zonen im nicht durchströmten Gebiet erkennbar).

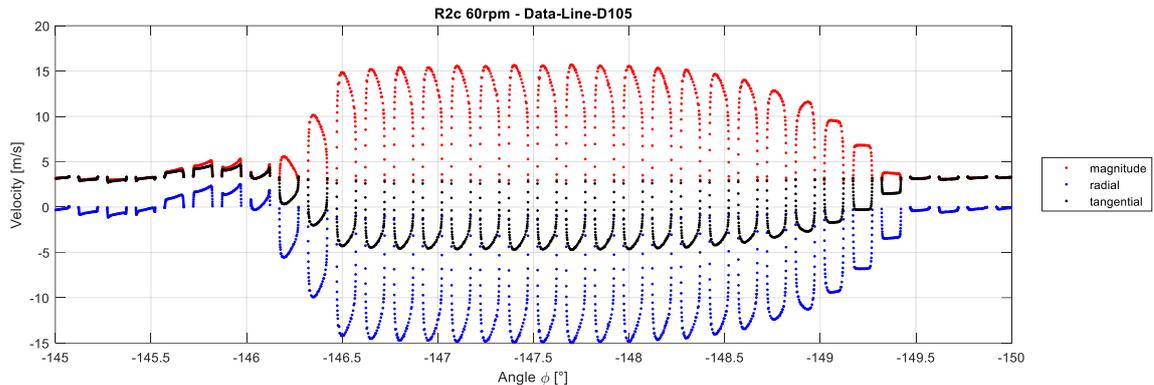


Abb. 38 Geschwindigkeitsverlauf [m/s] in der Kanalmitte (D105) über den Drehwinkel im Bereich der Warmwassereindüsung (60 rpm-Simulation) – die Geschwindigkeiten beziehen sich auf das Absolutsystem (Radialkomponente: positiv nach aussen, Tangentialkomponente: positiv in Drehrichtung)

3.7.5 Drehzahleinfluss

Der Drehzahleinfluss kann anhand von Vergleichen der drei Simulationen mit unterschiedlicher Drehzahl (40 rpm, 60 rpm, 80 rpm), ansonsten aber identischen Randbedingungen, untersucht werden. Wie zu erwarten war, nimmt der Temperaturhub (Temperatur-Spannweite) mit steigender Drehzahl ab und die Lage der Temperaturfront der Blades (Zone der Temperaturänderung) verschiebt sich, da sich das Verhältnis von Einströmzeit (bzw. Strömungsgeschwindigkeit) zur Verweilzeit der Blades (bzw. Rotationsgeschwindigkeit) verändert. Bei einer tiefen Drehzahl (40 rpm) werden die Bladekanäle (im Verhältnis zur Rotationsbewegung) rasch durchströmt und es bildet sich eine schrägstehende Temperaturfront (im Grenzfall würde diese der Schrägstellung der Blades entsprechen). Bei einer hohen Drehzahl (80 rpm) bewegt sich das Blade im Verhältnis schneller/weiter während der Durchströmung, was zu einer radialen (orthogonalen) Temperaturfront führt (siehe Abb. 39). Dies ist insofern relevant, als die Lage der Temperaturfront relativ zum Magnetfeld die Performance des TMM-Prozesses massgeblich beeinflusst.

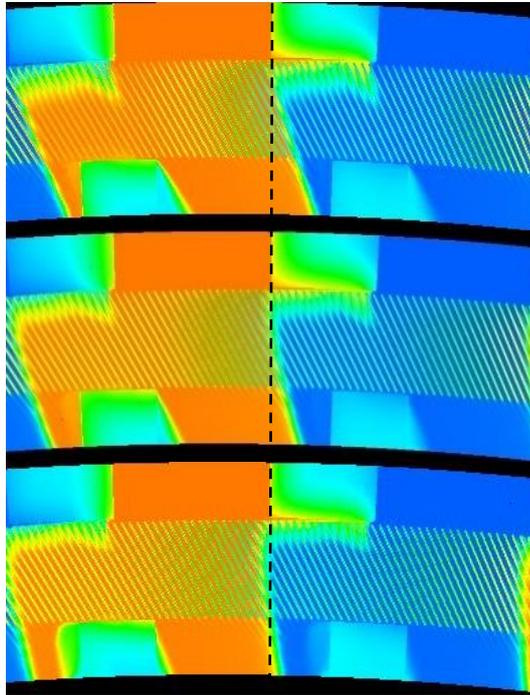


Abb. 39 Vergleich der Temperaturverteilungen und insbesondere der «Temperaturfronten» der drei R2c-Simulationen²³ mit unterschiedlichen Drehzahlen (40 rpm (oben), 60 rpm (mittig) und 80 rpm (unten))

Noch deutlicher zu sehen sind die oben beschriebenen Effekte (Verschiebung/Drehung der Temperaturfront und Abnahme der Temperaturspannweite mit steigender Drehzahl), wenn der Temperaturverlauf an einer bestimmten Blade-Position über dem Drehwinkel aufgetragen wird (siehe Abb. 40). Der Vergleich mit dem SBE-Modell zeigt wiederum eine tendenziell gute Übereinstimmung, wobei die vergleichsweise stärkere Wärmeübertragung im SBE-Modell hier natürlich auch wieder zu sehen ist (vgl. 3.7.3). Im SBE-Modell scheint der Temperaturwechsel (in Bezug auf den Drehwinkel) etwas früher (d.h. bei kleineren Winkeln) abzulaufen, was vermutlich auf die (nicht modellierte) transiente Strömungsbildung (vgl. Abb. 38) zurückzuführen sein könnte (oder generell auf die Behandlung der Durchströmung, da im SBE-Modell keine räumliche Diskretisierung des Blade-Kanals in Querrichtung vorgenommen wird, dort also quasi immer ein Blockprofil vorliegt).

²³ Der Vollständigkeit halber sei hier erwähnt, dass die hier vorliegenden Ergebnisse der drei Simulationen nicht den gleichen (zyklischen) Konvergenzstand aufweisen, für tendenzielle Vergleiche ist dies aber irrelevant.

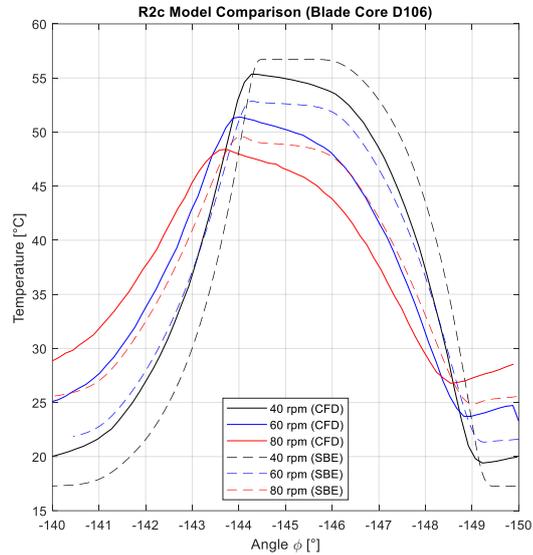


Abb. 40 Temperaturverlauf über dem Drehwinkel an einer bestimmten Blade-Position (D106 = $\frac{3}{4}$ Blade-Länge, mittig über Blade-Dicke) in Abhängigkeit der Drehzahl (inkl. der Ergebnisse des SBE-Modells)

3.8 MS 3 / Projektabschluss

Der dritte Meilenstein (MS 3) fiel mit dem Projektende zusammen und sah insbesondere den Wissens- und Datentransfer vom PSI zu SBE vor. Aufgrund des grossen Umfangs des Projektes wurde die Dokumentation als separates AP definiert, allerdings wurde die Dokumentation laufend (parallel zum jeweiligen AP) geführt. Für jedes AP liegt ein detaillierter Bericht vor und sämtliche Projektdaten (insbesondere die Simulationsdaten) wurden an SBE übergeben. Dadurch ist SBE bei Bedarf jederzeit in der Lage, auch nach Abschluss des Projektes weiterführende Auswertungen durchzuführen bzw. die Simulationseinstellungen rekonstruieren zu können.



4 Schlussfolgerungen und Fazit

In Bezug auf das interne Berechnungsmodell des TMM-Prozesses lieferten die CFD-Simulationen eine nützliche Validierungsbasis für SBE, um das vereinfachte Modell überprüfen und wo nötig auch gezielt verbessern bzw. weiterentwickeln zu können. Erste Vergleiche betreffend Wärmeübertragung und Druckverluste zeigten eine gute Übereinstimmung und konnten das Vertrauen in die Ergebnisse des Berechnungsmodells weiter erhöhen. Des Weiteren konnten neue Erkenntnisse gewonnen werden über bisher unbekannte bzw. vernachlässigte Effekte (insbesondere z. B. Spaltströmungen und transiente Geschwindigkeitsprofile etc.), welche unter Umständen zukünftig im internen Berechnungsmodell berücksichtigt werden müssen, um damit realitätsnahe Vorhersagen für die Auslegung machen zu können. Daneben konnten viele konzeptunabhängige (generische) Erkenntnisse über den TMM-Prozess bzw. über die massgeblichen strömungsmechanischen Effekte gewonnen werden, mit welchen das Knowhow bei SBE weiter ausgebaut werden konnte.

- Wärmeübertragungseffekte und Druckverluste werden im Berechnungsmodell realistisch berücksichtigt (Wärmeübertragung leicht überhöht gegenüber der CFD-Berechnung)
- Drehzahleinfluss wird qualitativ richtig abgebildet
- Spaltströmung am Eintritt (entgegen der Drehrichtung) scheint einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Blade-Temperaturen zu haben und sollte im internen Berechnungsmodell berücksichtigt werden
- Transiente Geschwindigkeitsprofile beim Eintreten in die Eindüsezone verschieben den Temperaturanstieg leicht in Drehrichtung und erhöhen den Gesamtdruckverlust geringfügig und könnten zur Verbesserung des Berechnungsmodells ebenfalls implementiert werden

Da die ursprünglich geplanten Geometrieconzepte R1b (radial von innen nach aussen durchströmt) und A2 (axial von oben nach unten durchströmt) aufgrund des hohen Aufwands/Zeitbedarfs nicht mehr simuliert werden konnten, sind in Bezug auf Unterschiede zwischen verschiedenen Geometrieconzepten keine gesicherten Aussagen möglich.

5 Ausblick und zukünftige Umsetzung

Aus dem aktuell laufenden Entwicklungsprojekt bei SBE soll bis Ende 2021 ein verbessertes Funktionsmuster (TMM K2) mit einer Nettoleistung von ≥ 1 kW resultieren. Dies stellt für SBE einen entscheidenden Meilenstein dar, da erstmals eine signifikante, positive Nettoleistung erreicht werden soll (BWR $\ll 1$). Die Erkenntnisse aus dem vorliegenden Projekt fliessen soweit möglich direkt in dieses laufende Entwicklungsprojekt bei SBE ein, insbesondere im Bereich der Validierung des internen Berechnungsmodells, das für die Auslegung des K2-Funktionsmusters verwendet wird. Wie oben erwähnt wurde, konnte aus Zeitgründen nur ein Geometrieconzept (R1a) berücksichtigt werden, wobei insbesondere die axiale Durchströmung (A2) für SBE in Bezug auf die K2-Entwicklung sehr interessant gewesen wäre, da ein axiales Geometrieconzept angestrebt wird. Ebenfalls muss berücksichtigt werden, dass die Randbedingungen der durchgeführten CFD-Simulationen z. T. nicht mit den sich abzeichnenden Betriebsbedingungen des geplanten Funktionsmusters übereinstimmen, insbesondere in Bezug auf die Strömungsgeschwindigkeiten. Dadurch sind die Ergebnisse nicht direkt anwendbar/übertragbar, jedoch können viele allgemeingültige Erkenntnisse daraus gewonnen werden. Aus diesem Grund wurden auch noch nicht alle Daten detailliert analysiert, können aber bei Bedarf jederzeit herangezogen werden. Folglich sieht SBE den Impact des vorliegenden Projektes vor allem in spezifischen Verbesserungen/Weiterentwicklungen des internen Berechnungsmodells, wofür die Ergebnisse/Erkenntnisse der CFD-Simulationen sehr wertvoll sind.



6 Anhang

Im Folgenden sind entsprechende Diagramme der 40 rpm- bzw. 80 rpm-Simulation aufgeführt, welche zum Zeitpunkt des Verfassens des vorliegenden Berichtes noch nicht abgeschlossen waren und deshalb im Hauptteil des Berichtes nicht (oder nur am Rande) erwähnt wurden. Sämtliche Bemerkungen betreffend die 60 rpm-Simulation im Hauptteil gelten auch für die 40 rpm- bzw. 80 rpm-Simulation. Die Diagramme können für Vergleiche mit denjenigen der 60 rpm-Simulation herangezogen werden und sind nur mit minimalem Kontext versehen. Der Winkelbereich für die Darstellungen entspricht -170° bis -160° .

6.1 R2c 40 rpm

Die folgenden Abbildungen entsprechend den Simulationsergebnissen des Zeitschrittes **12100** (= 0.121 s = 2.74 Zyklusdurchläufe).

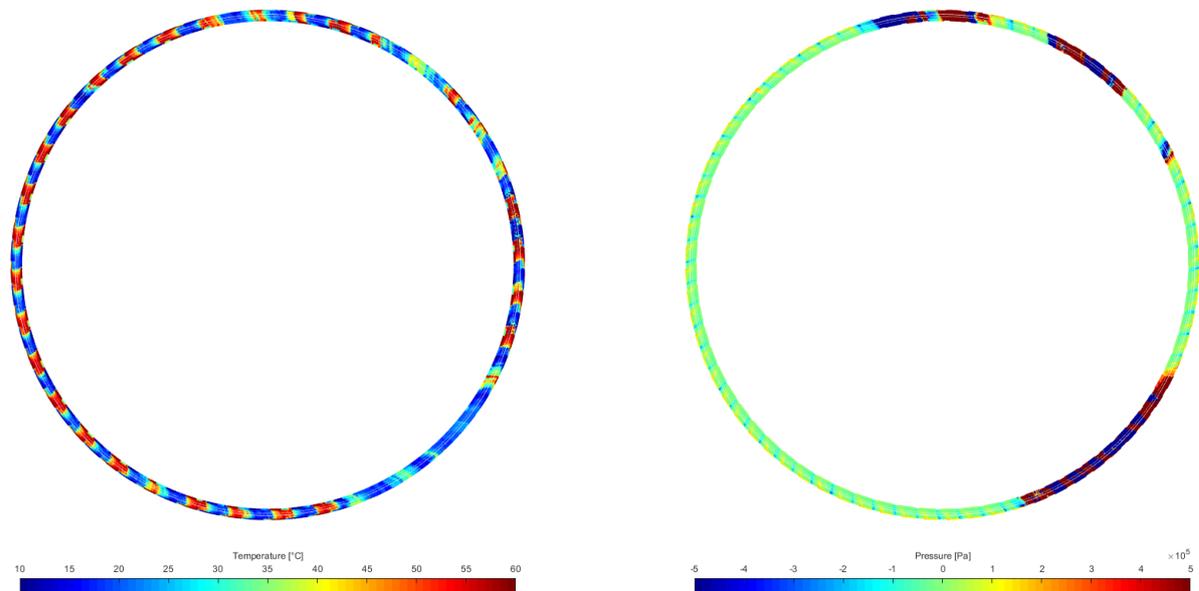


Abb. 41 Temperaturverteilung (links) bzw. statischer Druck (rechts) als «Konturplots» (rekonstruiert aus den Durchmesserlinien der 40 rpm-Simulation)

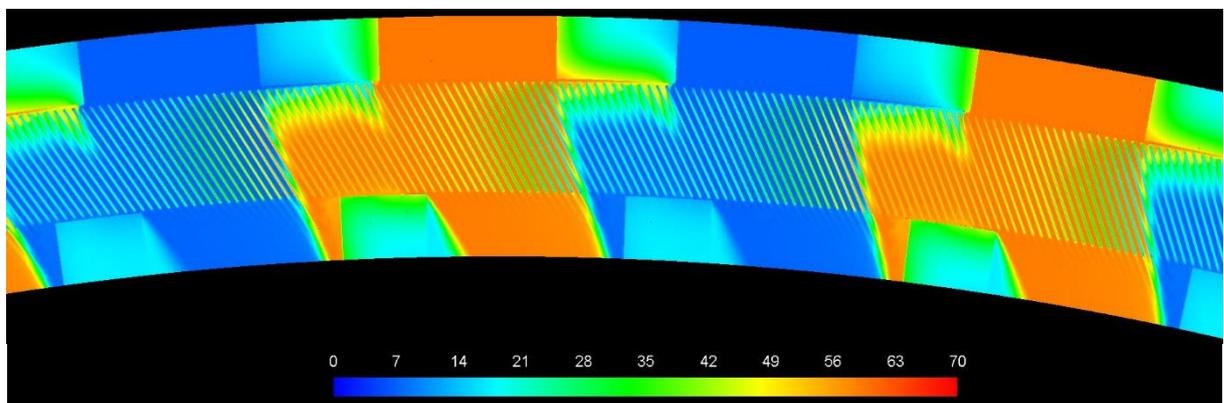


Abb. 42 Temperaturverteilung [°C] der 40 rpm-Simulation

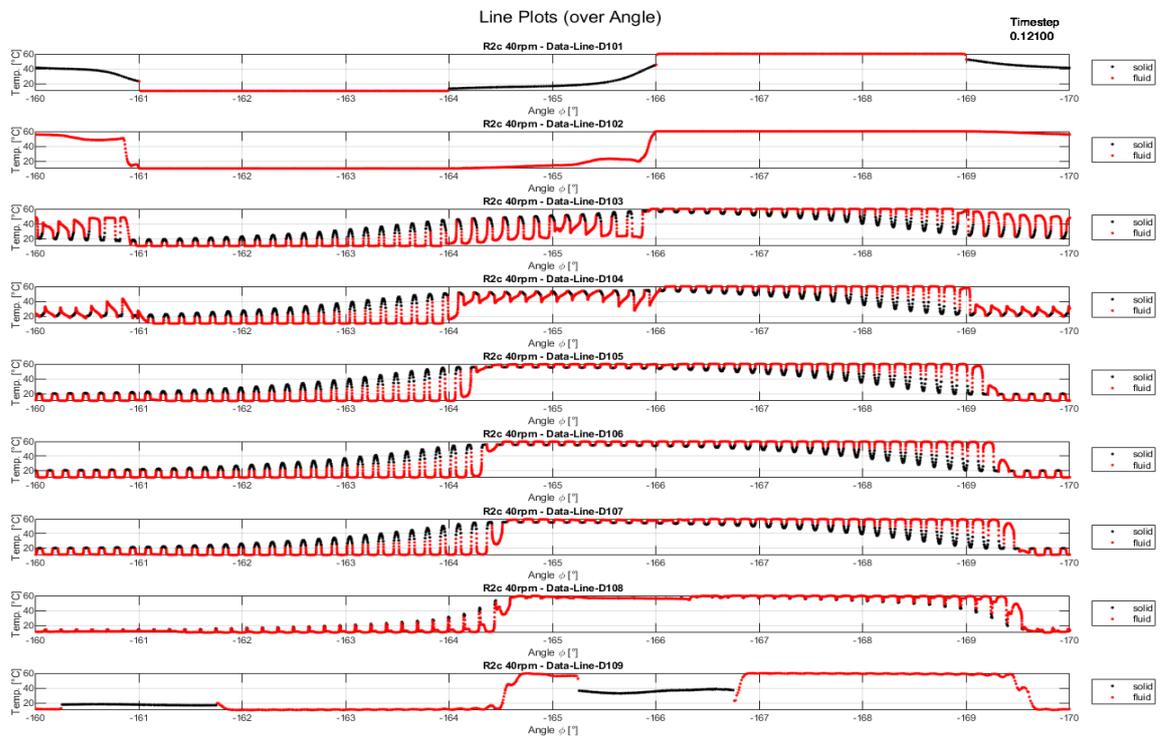


Abb. 43 Temperaturverteilung innerhalb der Blades (schwarz) und im Fluid (rot) über den Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (40 rpm-Simulation)

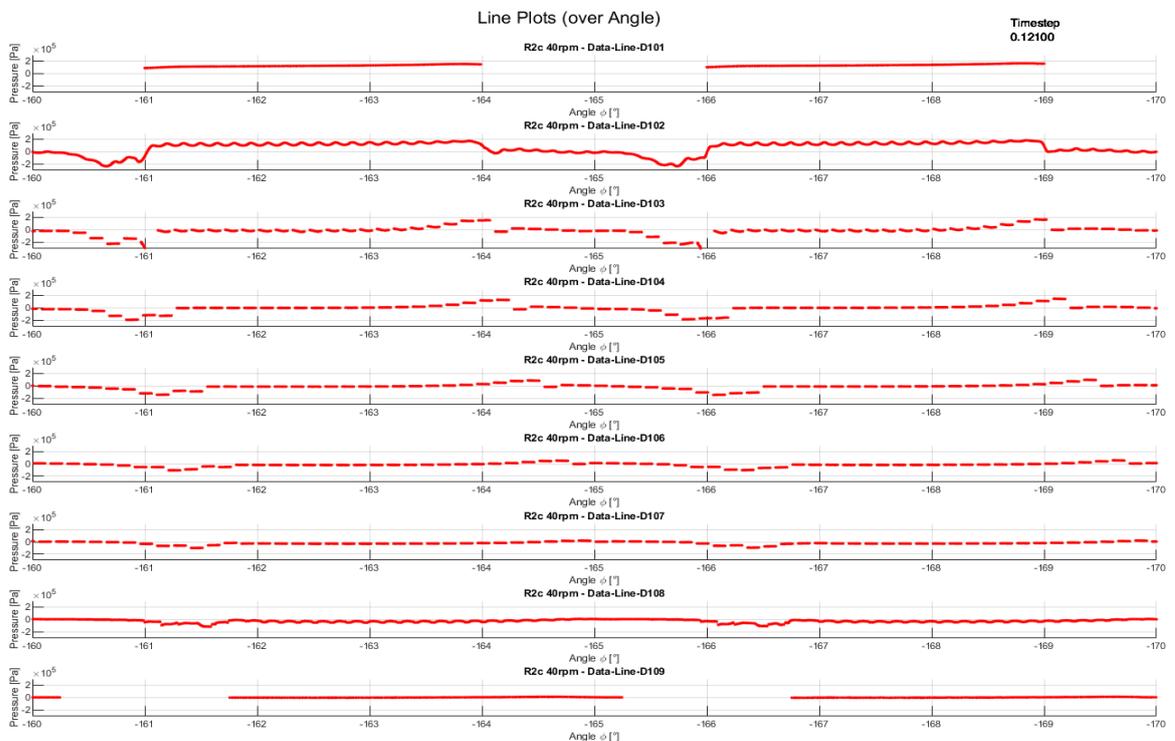


Abb. 44 Druckverlauf (statischer Druck) über dem Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (40 rpm-Simulation)

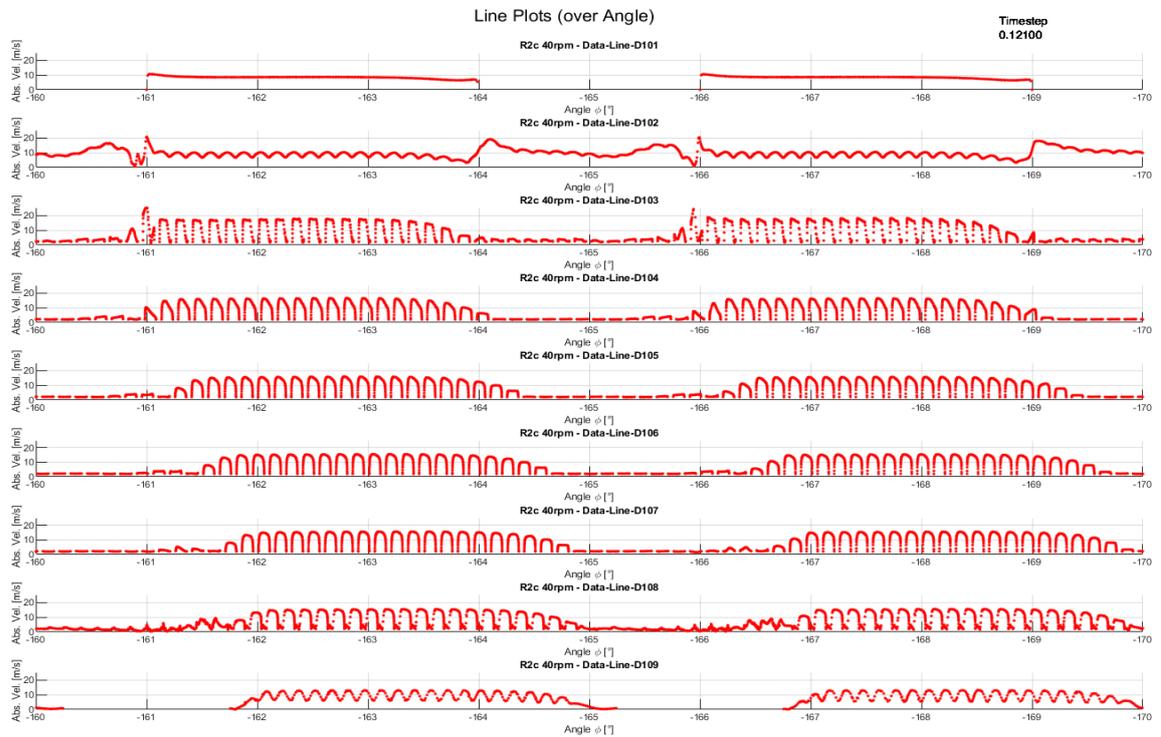


Abb. 45 Geschwindigkeitsverlauf (Betrag der Absolutgeschwindigkeit) über dem Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (40 rpm-Simulation)

6.2 R2c 80 rpm

Die folgenden Abbildungen entsprechend den Simulationsergebnissen des Zeitschrittes **8800** (= 0.088 s = 3.89 Zyklusdurchläufe).

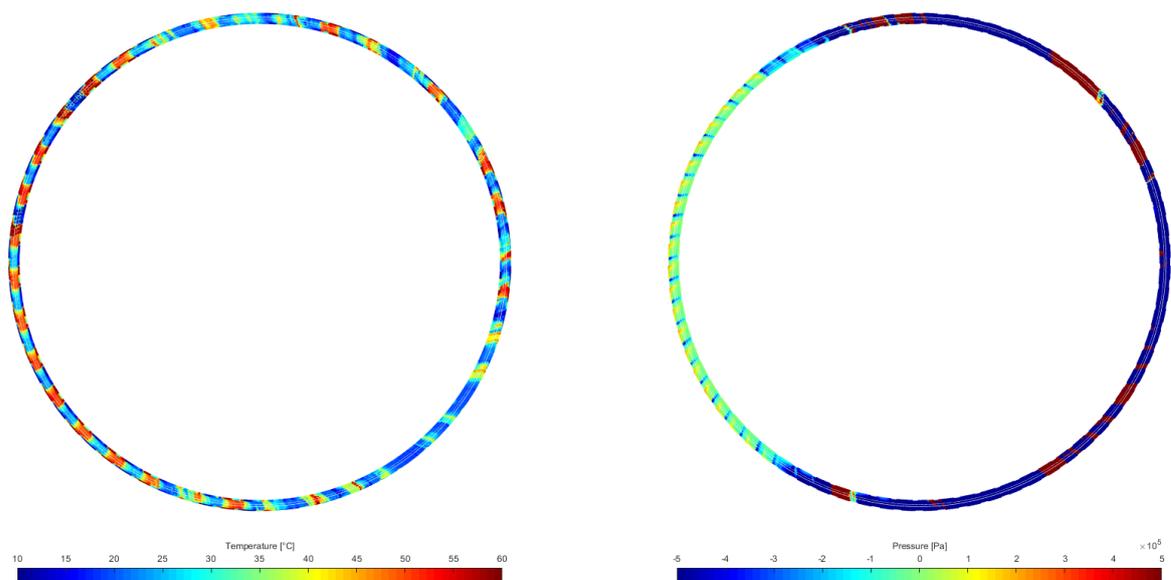


Abb. 46 Temperaturverteilung (links) bzw. statischer Druck (rechts) als «Konturplots» (rekonstruiert aus den Durchmesserlinien der 80 rpm-Simulation)

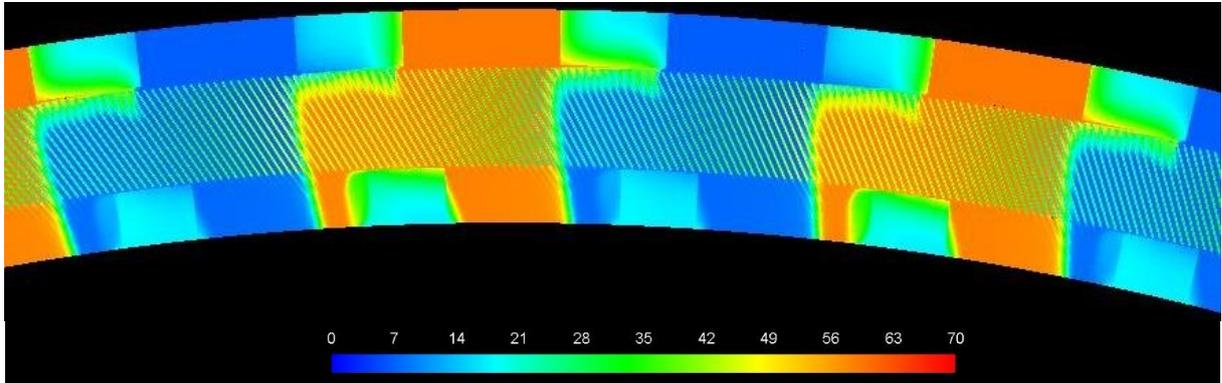


Abb. 47 Temperaturverteilung [°C] der 80 rpm-Simulation

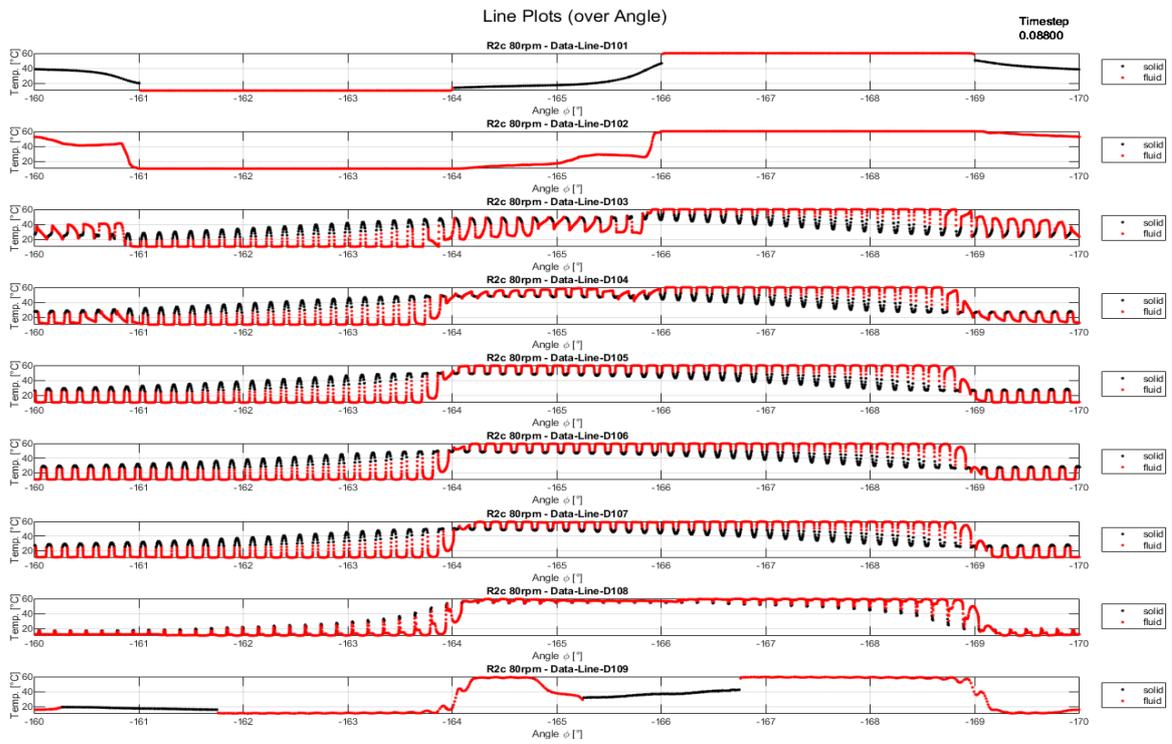


Abb. 48 Temperaturverteilung innerhalb der Blades (schwarz) und im Fluid (rot) über den Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (80 rpm-Simulation)

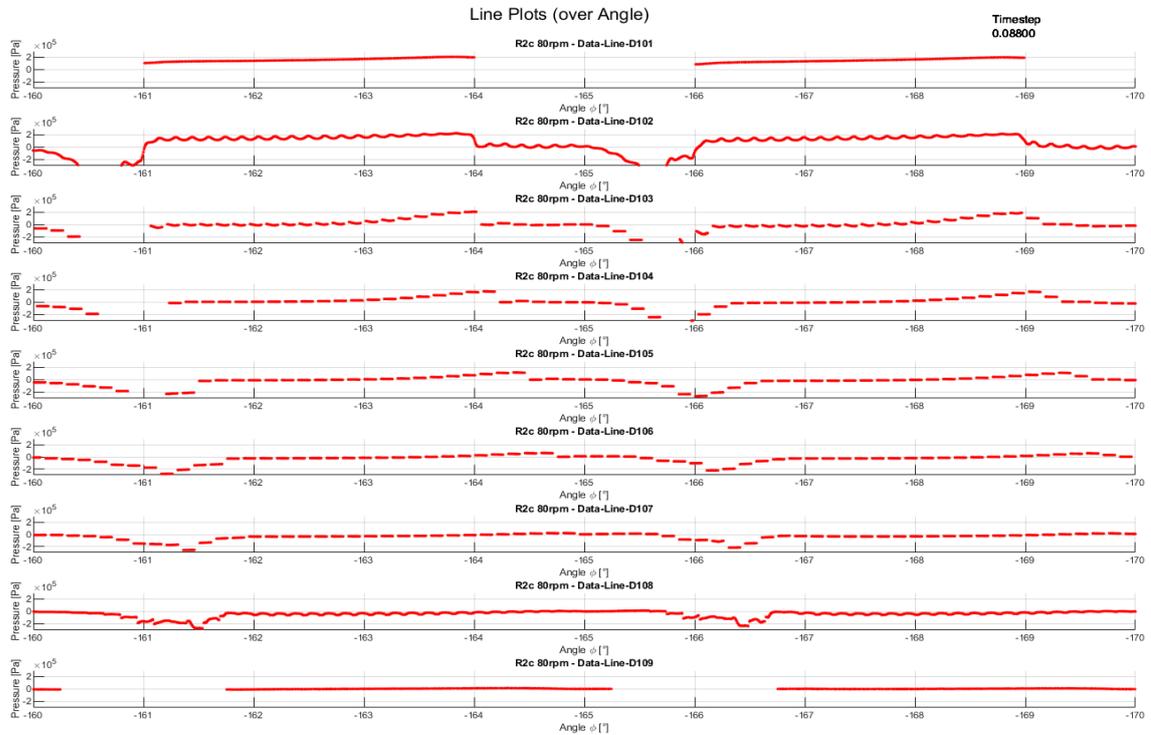


Abb. 49 Druckverlauf (statischer Druck) über dem Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (80 rpm-Simulation)

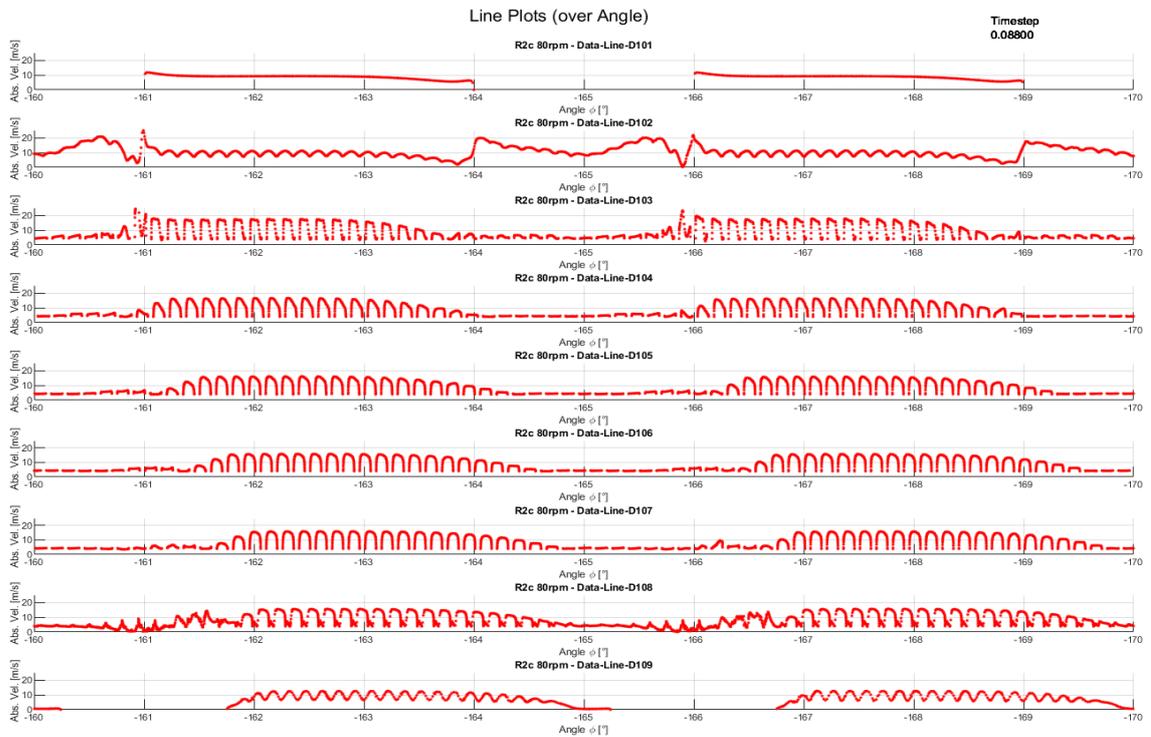


Abb. 50 Geschwindigkeitsverlauf (Betrag der Absolutgeschwindigkeit) über dem Drehwinkel eines ungestörten Zyklus anhand der Daten der Durchmesserlinien D101-D109 (80 rpm-Simulation)