

# Energieforschungsprogramm

## Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

08/08/2023

**Projekttitle: ROHAN**

Projektnummer: 881139

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische  
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	6. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/12/2020
Projektende	31/05/2023
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	30 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	ecop Technologies GmbH
AnsprechpartnerIn	Bernhard Adler
Postadresse	Lastenstraße 15, 4531 Neuhofen an der Krems, Austria
Telefon	+43-1-865 10 62-21
Fax	...
E-mail	<a href="mailto:bernhard.adler@ecop.at">bernhard.adler@ecop.at</a>
Website	<a href="http://www.ecop.at">www.ecop.at</a>

## ROHAN

RotatiOn Heat digitAl twiN – Regelungstechnische Gesamtoptimierung einer  
Rotationswärmepumpe mittels DigitalTwins

**AutorInnen:**

*ecop Technologies GmbH*

Andreas Längauer

Bernhard Adler

Georg Kaltenbaeck

*AIT-Austrian Institute of Technology GmbH*

Michael Lauermann

Bernd Windholz

Stephan Kling

## 1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis .....	4
2	Einleitung .....	5
3	Inhaltliche Darstellung .....	10
3.1	Modellbeschreibung auf Komponentenebene .....	10
3.1.1	Übersicht zu den CFD-Modellen .....	11
	Allgemeine Modellinformationen .....	12
3.1.2	HD-Wärmeübertrager .....	12
3.1.3	ND-Wärmeübertrager .....	14
3.1.4	Ventilator-Modell .....	15
3.1.5	Verdichtung und Expansion .....	18
3.1.6	Metamodelle und FMU Export .....	20
3.2	Digitaler Zwilling .....	22
3.2.1	Simulationsumgebung .....	22
3.2.2	Arbeitsmedium .....	23
3.2.3	Wärmeübertrager .....	23
3.2.4	Ventilator .....	26
3.2.5	Rotatorische Druckerhöhung bzw. Expansion .....	27
3.2.6	Zusammenfassung .....	28
3.3	Regelkonzept .....	29
3.3.1	Ergebnisse – Validierung basierend auf RHP-Messdaten ohne Kontrollen .....	29
3.3.2	Regelstrategien für die RHP .....	31
3.3.3	Definition der Regelzenarien .....	31
3.3.4	Nutzung des digitalen Zwillings .....	32
3.3.5	Ergebnisse – Betriebsbereich der RHP .....	33
3.4	Proof of concept an der realen RHP .....	35
3.4.1	SPS Tests .....	35
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen .....	44
5	Ausblick und Empfehlungen .....	46
6	Kontaktdaten .....	47

## 2 Einleitung

Kompressionswärmepumpen sind in gewissen Bereichen bereits sehr gut etabliert, jedoch finden sie in der Industrie noch eher selten Anwendung. Bei Kompressionswärmepumpen ist das Arbeitsmittel aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften der Verdampfung und Kondensation an das Nassdampfgebiet gebunden. Im Vergleich dazu bieten Rotationswärmepumpen (engl. RHP) von ecop den Vorteil eines in Bezug auf die Temperatur flexiblen Prozesses mit einem umweltfreundlichen, nicht brennbaren Arbeitsgas. Die Anwendung hat sich bereits im Betrieb einer Referenzanlage und Prototypen als erfolgreich gezeigt, jedoch konnte die Steuerung bisher nur manuell ausgeführt werden. In Bezug auf die Regelung stehen für Kompressionswärmepumpen zahlreiche Publikationen und theoretische Grundlagen sowie kommerzielle Regler zur Verfügung. Diese können über "Default Einstellungen" für z.B. das Expansionsventil bereits vorab ein gut abgestimmtes System liefern. Die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale einer Rotationswärmepumpe zu konventionellen Wärmepumpen in Bezug auf Grundprinzip und Wirkungsweise erfordern den Aufbau von Grundlagenwissen und die detaillierte Analyse von einzelnen Komponenten. Regelsysteme und Strategien für kommerzielle Wärmepumpen können nicht übertragen werden, da sowohl zusätzliche Regelparameter vorhanden sind als auch weitere nicht vergleichbare komplexe Zusammenhänge eingebracht werden müssen.

Das Projekt ROHAN zielt darauf ab den völlig neuartigen Prozess und aufgrund der fehlenden Literatur damit einhergehendes Neuland in Bezug auf die unüblichen physikalischen Zusammenhänge der Komponenten einer Rotationswärmepumpe zu untersuchen. Diese Komponenten weisen phänomenologische Zusammenhänge auf für die keine theoretischen Grundlagen existieren und wurden in wissenschaftlichen Arbeiten nur für einzelne Betriebspunkte mit festen Randbedingungen erstellt, weshalb diese nun mittels Strömungssimulationen im gesamten Betriebsbereich mit variablen Randbedingungen erstellt werden müssen, um danach an eine dynamische Simulationsumgebung übergeben werden zu können. Diese dynamische Simulationsumgebung bildet über physikalische Zusammenhänge der Einzelkomponenten das Gesamtsystem einer Rotationswärmepumpe als DigitalTwin ab um daraus die Grundlagen eines Reglers und Regelstrategie entwickeln zu können. Darüber hinaus werden auch komplexe transiente Vorgänge durch Sprungantworten von äußeren Einflussfaktoren untersucht und regelungstechnische Maßnahmen entwickelt, um z.B. kritische Betriebszustände der Rotationswärmepumpe zu unterbinden. Für eine Evaluierung wird der entwickelte Regler zuerst auf der Maschinensteuerung (SPS) mittels Controller in the Loop und in weiterer Folge auf einer realen Anlage implementiert und getestet.

Die wesentlichen Ergebnisse in ROHAN umfassen:

- das Aufarbeiten von physikalischen Zusammenhängen der thermodynamischen Abläufe innerhalb der Komponenten einer Rotationswärmepumpe. –
- Auf Basis dieser Zusammenhänge wird in einer dynamischen Simulationsumgebung ein DigitalTwin generiert. –
- Der DigitalTwin bietet die Grundlage für die Erstellung einer funktionalen Regelung welche schlussendlich an einer realen Anlage demonstriert wird.

## Aufgabenstellung

Um die wesentlichen Unterschiede zwischen einer RHP und einer herkömmlichen Kompressionswärmepumpe hinsichtlich Grundprinzips, Aufbau und Funktionsweise zu ermitteln, müssen grundlegende Kenntnisse erworben und die einzelnen Komponenten im Detail analysiert werden. Regelungssysteme und -strategien für Kompressionswärmepumpen sind nicht einfach übertragbar, da zusätzliche Regelungsparameter zur Verfügung stehen und weitere nicht vergleichbare komplexe Zusammenhänge berücksichtigt werden müssen. Aufgrund des Mangels an Literatur muss das damit verbundene Verhalten einer RHP in Bezug auf die ungewöhnlichen physikalischen Beziehungen seiner Komponenten untersucht werden<sup>1</sup>. Der aktuelle Ansatz basiert auf Strömungssimulationen der Hauptkomponenten (Wärmetauscher, Ventilator, Rohre) für den gesamten Betriebsbereich mit variablen Randbedingungen. Aus diesen Überlegungen wurden drei Herausforderungen im Hinblick auf die Steuerung einer RHP identifiziert:

- **Herausforderung 1:**

Aufgrund der Rotation weicht das Betriebsverhalten der Komponenten von verfügbaren Literaturdaten ab. Darüber hinaus sind Messungen im System sowohl für Druck- als auch für Massenflusssensoren schwierig oder sogar unmöglich, da der Außendurchmesser des Rotors hohe Belastungen aufweist, die für die Messwandler problematisch sind und eine aufwändige Verkabelung erfordern würden. Daher wurde der Modellierungsansatz gewählt und es wird versucht, das Modell auf globaler Basis (Energiebilanz, Effizienz usw.) für die weitere Steuerungsentwicklung zu validieren.

- **Herausforderung 2:**

Der Ventilator hat wie jede Strömungsmaschine eine Kennlinie mit bestimmten Betriebsgrenzen, die durch Strömungsphänomene verursacht werden. Darüber hinaus ändern sich sowohl die Ventilatorcharakteristik als auch die Systemkurve des Arbeitsmittelkreislaufs mit der Rotordrehzahl der RHP. Experimente haben gezeigt, dass es Kombinationen aus Ventilatorgeschwindigkeit und Rotorgeschwindigkeit gibt, bei denen der Ventilator aufgrund der Systemkurve nicht genügend Druckdifferenz aufbauen kann, um den Arbeitsmittelstrom zu fördern, was dazu führt, dass der Kühlkreislauf zum Erliegen kommt. Mit Hilfe von CFD und weiterer Modellierung können diese Kombinationen identifiziert und für die Steuerung und den erfolgreichen Betrieb der RHP berücksichtigt werden.

---

<sup>1</sup> Stephan, P., Kabelac, S., Kind, M., Martin, H., Mewes, D. & Schaber, K. (2010). VDI-Wärmeatlas. In der VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

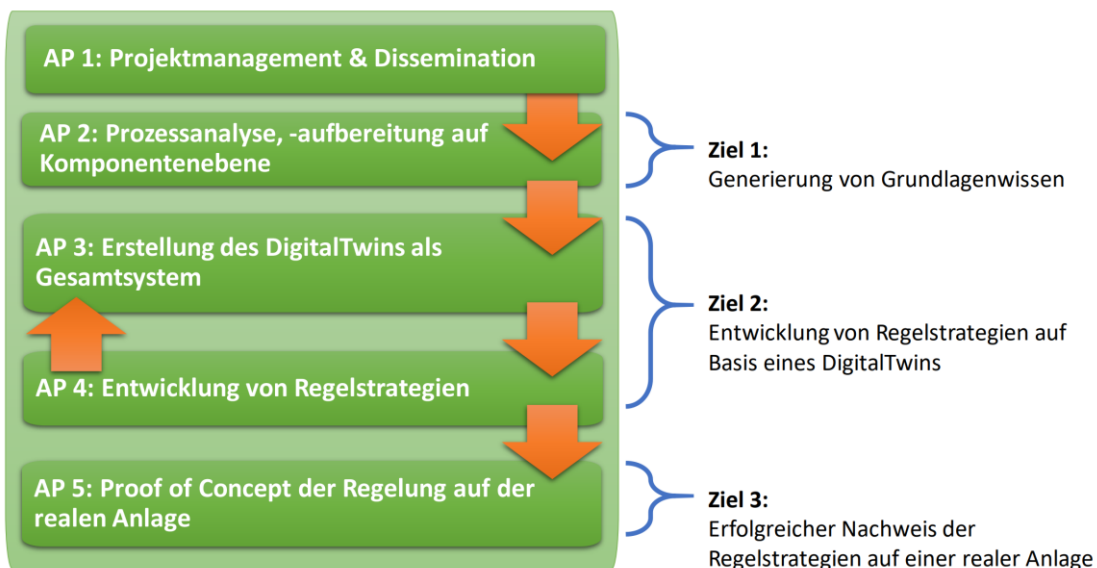
Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- **Herausforderung 3:**

Der aktuelle Stand der Technik in Sachen Regelung ist eine feste/starre Voreinstellung der Ventilator Drehzahl und der Rotordrehzahl zur Erreichung eines bestimmten Betriebszustandes. Dies führt zu einer einfachen, aber nicht optimalen Steuerung, insbesondere hinsichtlich der Energieeffizienz. Ein Digital-Twin der Wärmepumpe bietet die Möglichkeit, die Reglerentwicklung zeit- und ressourceneffizient durchzuführen. Es erfordert **jedoch** Korrelationen des thermodynamischen Verhaltens der Komponenten.

## Schwerpunkte des Projektes

ROHAN zielt darauf ab, eine funktionale Regelung einer Rotationswärmepumpe zu entwickeln und umzusetzen. Diese Regelung erfordert das Aufarbeiten von physikalischen Zusammenhängen der thermodynamischen Abläufe von Komponenten der Rotationswärmepumpe. Die letztendliche Reglerauslegung erfolgt in einer dynamischen Simulationsumgebung auf der Basis eines DigitalTwin. Das entwickelte Regelkonzept wird auf der Reglerhardware getestet (Controller in the Loop) um letztendlich den Proof of Concept an der realen Anlage zu demonstrieren.



**Abbildung 1: Ablauf und Schwerpunkte von ROHAN**

## Einordnung in das Programm

Die Ziele in Bezug auf diese Ausschreibung können wie folgt beschrieben werden, der Fokus von ROHAN liegt demnach auf Ausschreibungsschwerpunkt 3, Digitalisierung industrieller Energiesysteme:

- Generieren von Grundlagenwissen um ein besseres Verständnis hinsichtlich des thermodynamischen Prozesses in einer Rotationswärmepumpe zu erreichen.
- Basierend auf dem erarbeiteten Grundlagenwissen werden Kennlinien und Kennfelder einzelner Komponenten erstellt, die in Form von Metamodellen in eine dynamische Simulationsumgebung eingebunden werden und den DigitalTwins des Gesamtsystems bilden
- Entwicklung von Regelstrategien basierend auf dem DigitalTwin der realen Anlage mit den Schwerpunkten:
  - o Optimierung des Betriebes um den Wirkungsgrad und die Wirtschaftlichkeit zu erhöhen
  - o Flexibilisierung des Einsatzes durch Analyse von dynamischen Lastwechselforgängen
  - o Einbindung von externen Daten wie Strommarktsignalen um die Kosten für den Betrieb einer Rotationswärmepumpe zu minimieren
  - o Bereitstellung von Regelenergie zur Stabilisierung von Energiesystemen
- Validierung der Regelstrategien in einer Testumgebung
- Implementieren und Testen der Regelparameter und Regelstrategien in eine reale Demonstrationsanlage in Kombination mit einem Prüfstand.
- Demonstration und Publikation der erreichten Ergebnisse bei öffentlichen Veranstaltungen und Fachtagungen - Aufzeigen von Replikations- und Übertragungsmöglichkeiten durch die implementierten Regelstrategien

## Verwendete Methoden

Für die Erreichung der Ziele und angestrebten Ergebnisse wurden in ROHAN methodisch die Grundlagen generiert, darauf aufbauend das Gesamtsystem in einer dynamischen Simulationsumgebung abgebildet und Regelstrategien entwickelt. Das Erstellen eines DigitalTwins für die virtuelle Regleroptimierung war die wesentliche Grundlage für eine Optimierung der Gesamtanlage. Nur dadurch war es möglich bei gegebenen Randbedingungen optimale Betriebspunkte mit den möglichen Parametern einzustellen. Hierzu wurden im ersten Schritt Simulationsmodelle aufgebaut, die ein grundlegendes Verständnis für den Prozess und die relevanten Parameter aufzeigen. Diese konnten im Weiteren für das Erstellen von Metamodellen verwendet werden. Metamodelle verknüpfen die Input- und Output Parameter über mathematische Zusammenhänge und ermöglichen im

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Vergleich zu aufwändigen Simulationsrechnungen von einzelnen Betriebspunkten, eine sehr schnelle Auswertung. Diese Metamodelle liegen nun schließlich als Datendatei vor. Die schnelle Auswertung ist im darauffolgenden Schritt, der Implementierung in eine dynamische Simulationsumgebung und der Entwicklung von Regelstrategien jedenfalls erforderlich. In den nächsten Schritten wurde die Einbindung und Verwertung in eine Software zur Regelungsoptimierung durchgeführt. Hier werden zusätzlich zu den erstellten Daten, Eigenschaften einer Anlage integriert und als Ergebnis ein virtuelles Abbild einer Rotationswärmepumpe erstellt. Mit diesem DigitalTwin wurden darauffolgend Regelstrategien entwickelt, die in einer Testumgebung validiert wurden. Hierbei waren die notwendigen Regelparameter qualitativ und quantitativ festgelegt, um schlussendlich in eine reale Anlage übernommen zu werden. Den Abschluss bildeten durchgeführte Tests der implementierten Regelsysteme mit einer Rotationswärmepumpe unter realen Bedingungen.

## Aufbau der Arbeit

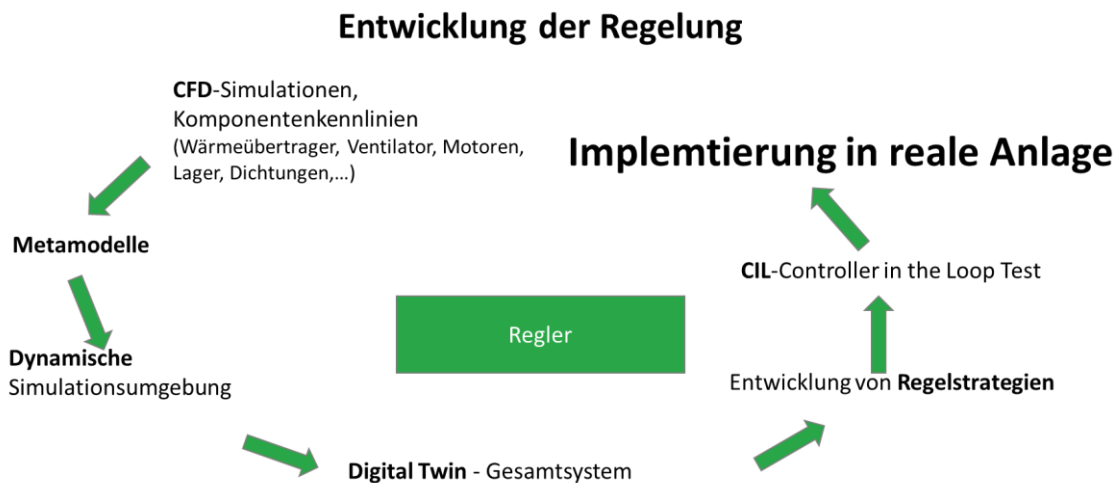


Abbildung 2: Aufbau des Projektes

### 3 Inhaltliche Darstellung

#### 3.1 Modellbeschreibung auf Komponentenebene

Die in der Einleitung beschriebenen Arbeitsschritte (Geometrieaufbereitung, Vernetzen, Randbedingungen definieren, Input- und Output-Parameter festlegen, usw.) für die Modellierung werden für die in der folgenden Abbildung dargestellten Komponenten durchgeführt und jeweils ein Metamodell, das die für die dynamische Simulationsumgebung notwendigen Ausgabeparameter besitzt, generiert. Die Abbildung zeigt den geschlossenen Kreislauf des Arbeitsmittels mit allen relevanten Komponenten, das den linksläufigen Joule-Prozess durchläuft.

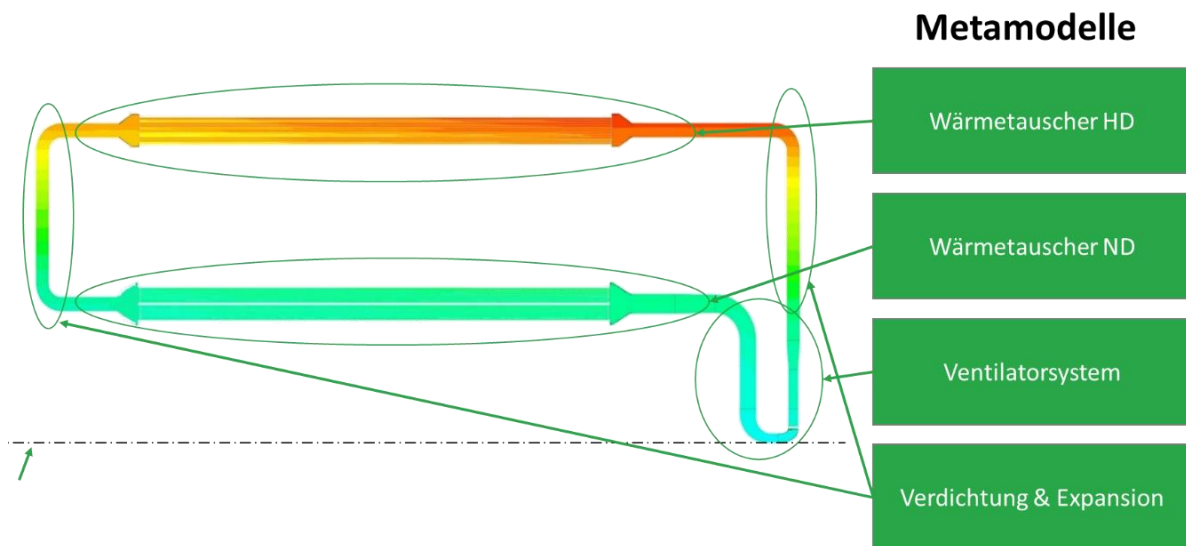



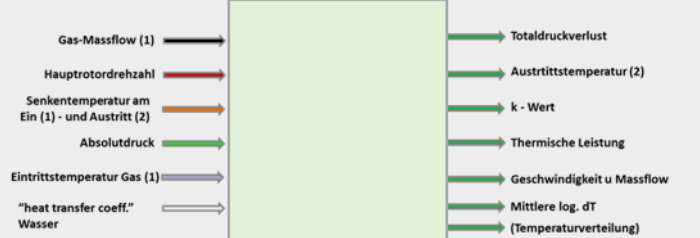

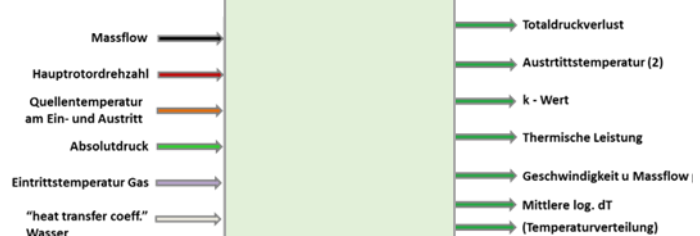

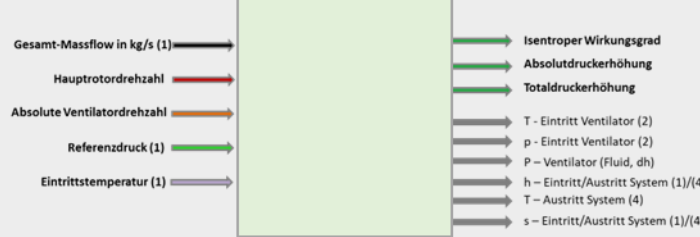
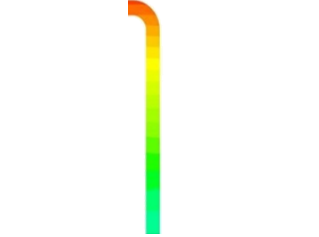
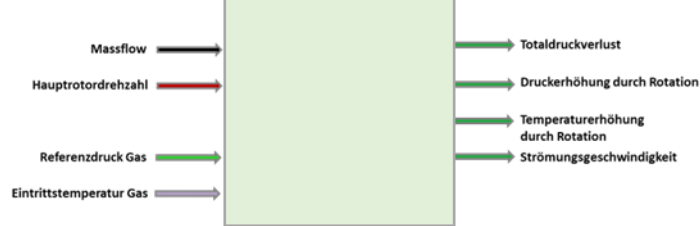

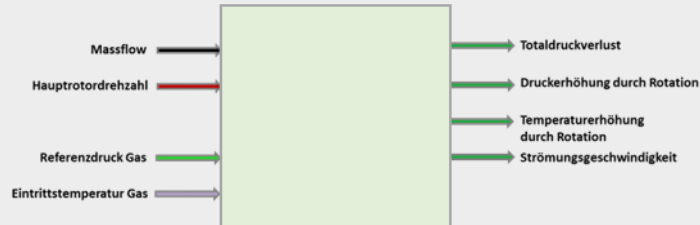
Abbildung 3: Komponenten der Metamodelle

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

## 3.1.1 Übersicht zu den CFD-Modellen

Tabelle 1: Übersicht zu den einzelnen Modellen

Komponente	CFD-Modell	Main Inputs/Outputs und Grenzwerte der Metamodell
HD-Wärmeübertrager		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Gas-Massflow (1)</li> <li>Hauptrotordrehzahl</li> <li>Senktemperatur am Ein (1) - und Austritt (2)</li> <li>Absolutdruck</li> <li>Eintrittstemperatur Gas (1)</li> <li>"heat transfer coeff." Wasser</li> <li>Totaldruckverlust</li> <li>Austrittstemperatur (2)</li> <li>k - Wert</li> <li>Thermische Leistung</li> <li>Geschwindigkeit u Massflow</li> <li>Mittlere log. dT (Temperaturverteilung)</li> </ul>
ND-Wärmeübertrager		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Massflow</li> <li>Hauptrotordrehzahl</li> <li>Quellentemperatur am Ein- und Austritt</li> <li>Absolutdruck</li> <li>Eintrittstemperatur Gas</li> <li>"heat transfer coeff." Wasser</li> <li>Totaldruckverlust</li> <li>Austrittstemperatur (2)</li> <li>k - Wert</li> <li>Thermische Leistung</li> <li>Geschwindigkeit u Massflow</li> <li>Mittlere log. dT (Temperaturverteilung)</li> </ul>
Ventilator		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Gesamt-Massflow in kg/s (1)</li> <li>Hauptrotordrehzahl</li> <li>Absolute Ventilator-drehzahl</li> <li>Referenzdruck (1)</li> <li>Eintrittstemperatur (1)</li> <li>Isentroper Wirkungsgrad</li> <li>Absolutdruckerhöhung</li> <li>Totaldruckerhöhung</li> <li>T - Eintritt Ventilator (2)</li> <li>p - Eintritt Ventilator (2)</li> <li>P - Ventilator (Fluid, dh)</li> <li>h - Eintritt/Austritt System (1)/4)</li> <li>T - Austritt System (4)</li> <li>s - Eintritt/Austritt System (1)/4)</li> </ul>
Verdichtung		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Massflow</li> <li>Hauptrotordrehzahl</li> <li>Referenzdruck Gas</li> <li>Eintrittstemperatur Gas</li> <li>Totaldruckverlust</li> <li>Druckerhöhung durch Rotation</li> <li>Temperaturerhöhung durch Rotation</li> <li>Strömungsgeschwindigkeit</li> </ul>
Expansion		 <ul style="list-style-type: none"> <li>Massflow</li> <li>Hauptrotordrehzahl</li> <li>Referenzdruck Gas</li> <li>Eintrittstemperatur Gas</li> <li>Totaldruckverlust</li> <li>Druckerhöhung durch Rotation</li> <li>Temperaturerhöhung durch Rotation</li> <li>Strömungsgeschwindigkeit</li> </ul>

## Allgemeine Modellinformationen

In folgender Tabelle sind die Grundeinstellungen für die Simulationsmodelle sowie die Turbulenzmodellierung dargestellt.

General Model Information	
Technology	3D-Computational Fluid Dynamics (3D-Strömungssimulation)
Authors	ecop Technologies GmbH, Andreas Längauer
Environment	ANSYS Simulation
Type	Steady State Simulation (Stationärer Strömungszustand wird vorausgesetzt)
License	Commercial license
General descripton	Die CFD-Modelle wurden auf Basis der Konstruktionsdaten der RHP-K7 erstellt und in ANSYS-SpaceClaim für die Vernetzung vorbereitet. Das Berechnungsnetz besteht aus Hexaeder und Tetraeder Elementen, die Grenzschichten für die Wärmeübertragung und Turbulenzmodellierung bestehen aus kleineren Elementen, um diese fein genug aufzulösen. Das verwendete Turbulenzmodell ist das k-w SST-Modell, wodurch der Solver automatisch das optimale Verfahren zur Grenzschichtberechnung in Abhängigkeit der Elementgröße verwendet. Solver für die Strömungsberechnung ist ANSYS-CFX. Das Postprocessing und die Auswertung der Ergebnisse erfolgt ebenso mit ANSYS CFX. Die Parameterstudien werden mittels ANSYS OptiSlang durchgeführt und ermöglichen eine genaue Analyse der Ergebnisse und den Export als FMU die in der dynamischen Simulationsumgebung verwendet werden kann.

### 3.1.2 HD-Wärmeübertrager

Für die Wärmeübertragung vom Arbeitsgas auf eine Senke wird das Modell des **HD-Wärmeübertragers** verwendet. Dieses besteht im Wesentlichen aus dem Zu- und Einströmbereich, der auch den Eintrittsdiffusor beinhaltet, sowie dem Rohrbündel an dessen Oberfläche Wärme abgeführt wird. Die Randbedingungen des Modelles sind gleichzeitig die Parameter, die auch für die Erstellung des Metamodelles verwendet werden. Da in der Realität diese Rohre von einem Prozessmedium (meist Wasser) umströmt werden, um die Wärme abzuführen, muss in diesem Fall ein Temperaturprofil sowie ein Wärmeübertragungskoeffizient angegeben werden. Eine vollständige Berechnung von Arbeitsmittel und Prozessmedium, sprich von beiden Fluiden in einem Modell, ist auf Grund der Rechenleistung nicht möglich (36 Rechenkerne mit 256GB RAM). Die Diskretisierung würde zu viele finite Volumen beinhalten, die mit den vorhandenen Ressourcen des Berechnungsservers nicht mehr ausgewertet werden können. Als Vereinfachung wird, wie unter Punkt 1 beschrieben, ein Temperaturverlauf in Form einer Funktion an der Oberfläche


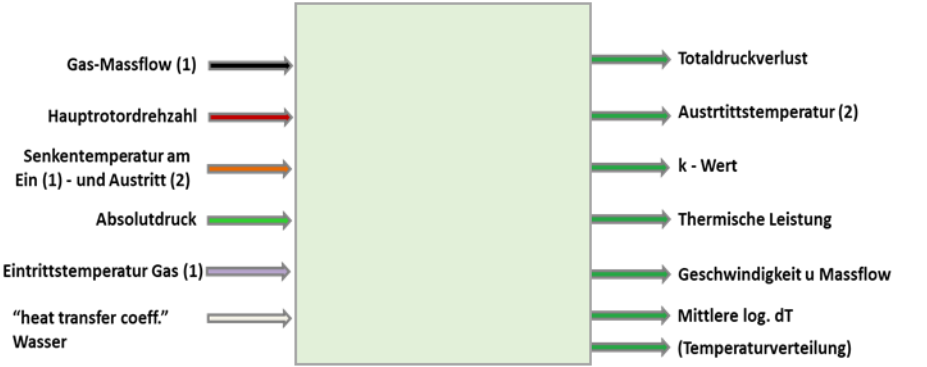
berechnet. Diese ergibt in Kombination mit dem Wärmeübertragungskoeffizienten eine abgeführte Wärmemenge als Ergebnis der CFD Rechnung und dient als Output-Parameter. Gleichzeitig lässt sich damit auch ein Wärmedurchgangskoeffizient für den Wärmeübertrager bestimmen, der als wesentlicher Output-Parameter für die weitere Verarbeitung im Metamodell und schließlich in der dynamischen Simulationsumgebung dient. Aufgrund des Druckgradienten im Wärmeübertrager selbst, hervorgerufen durch die Rotation, stellen sich unterschiedliche Strömungssituationen in den einzelnen Rohren ein. Dieses Phänomen basiert wesentlich auf der Rotation und kann mit konventionellen Methoden nicht vorhergesagt werden. Weicht der Schwerpunkt der Strömung (der Massenstrom) wesentlich von einer gedachten Mittellinie nach außen hin ab, wird mehr Wärme abgeführt. Umgekehrt wird bei einer Abweichung nach innen, weniger Wärme abgeführt. Durch die Parametervariation werden diese Zusammenhänge analysiert und die Einflüsse der Unterschiedlichen Input-Parameter ausgewertet. Als weiterer wichtiger Output-Parameter ist der Druckverlust des Wärmeübertragers zu beurteilen. Dieser ist essentiell, da dieser vom Ventilator überwunden werden muss, um den Massenstrom aufrecht zu erhalten und gleichzeitig die elektrische Leistungsaufnahme von diesem beeinflusst. Schlussendlich wirkt sich dieser auch direkt auf den COP der RHP aus.

Besonders positiv zu erwähnen ist, dass durch die durchgeführten Simulationen neue Erkenntnisse erlangt wurden, welche für die Entwicklung von verbesserten Einströmungen in den Wärmetauscher verwendet wurden. Diese Weiterentwicklungen wurden auch in 12/2021 zum europäischen Patent angemeldet. Es ist geplant zumindest eine verbesserte Version des Wärmetauschers zu simulieren und daraus auch ein Metamodell zu generieren, um im digitalen Zwilling mit dem ursprünglichen Modell zu vergleichen.

### → Temperaturprofil Wärmeübertrager:

Für die Simulation der Wärmeübertragung wird das Arbeitsmittel im Inneren der einzelnen Wärmeübertragungsrohre detailliert simuliert und vernetzt. Das umströmende Wasser wird hingegen durch einen Verlauf angenähert, wie er sich über die Wärmeübertrager-Länge einstellt. Da eine nur lineare Funktion den Verlauf in vielen Punkten physikalisch nicht korrekt abbilden würde, wird eine quadratische Funktion mit verschiedenen Input-Parametern, abhängig von den einzelnen Berechnungspunkten, aufgeprägt. Dadurch ergeben sich unterschiedliche Temperaturdifferenzen zwischen Gas und Wasser und Ein- und Austritt. Die Schwierigkeit besteht bei dieser Herangehensweise darin, dass die vorgegebene Kurve möglichst dem realen Verlauf des Umströmenden Wassers abbildet. Um dies zu erreichen, wurden für die Generierung der Kurve verschieden Input Parameter verwendet die über den gesamten Parameterraum gute Annäherungen erlauben.

## Simulationsmodell – HD-Wärmeübertrager


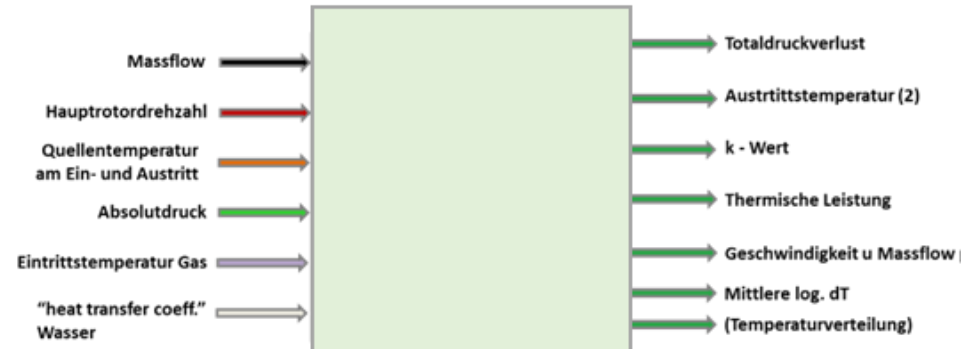
<b>Model Design</b>	
<b>In- &amp; Output</b>	
<b>Fluid properties</b>	ANSYS CFX Fluid Properties import from File
<b>Annahmen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationäre Strömung</li> <li>• Konvergente Lösung nach mind. 2000 Iterationen – Ansonsten Abbruch</li> </ul>
<b>Ausgabe</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abbildung der Strömungsgeschwindigkeiten, Temperatur, Druck             <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Eintrittsdiffusor</li> <li>○ Austrittsdiffusor</li> <li>○ In den WT-Rohren</li> <li>○ Oberfläche der Rohre</li> </ul> </li> </ul>

### 3.1.3 ND-Wärmeübertrager

Der Aufbau des inneren Wärmeübertragers, **ND-Wärmeübertrager**, entspricht grundsätzlich dem des HD-Wärmeübertragers und es kann analog auch hier ein Temperaturprofil an der Außenseite der Rohre angelegt werden um die erforderliche Wärme zu übertragen. In diesem Fall wird allerdings das Temperaturniveau über dem des Arbeitsmittels vorgegeben, um Wärme auf das Arbeitsgas zu übertragen und dieses somit zu erwärmen

Der Druckgradient und das Temperaturgefälle in radialer Richtung ist im ND-WT geringer, da die Zentrifugalkräfte geringer sind.

## Simulationsmodell – ND-Wärmeübertrager

<b>Model Design</b>	
<b>In- &amp; Output</b>	
<b>Fluid properties</b>	ANSYS CFX Fluid Properties import from File
<b>Annahmen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationäre Strömung</li> <li>• Konvergente Lösung nach mind. 2000 Iterationen – Ansonsten Abbruch</li> </ul>
<b>Characteristics</b>	Darstellung der Wassertemperatur als Randbedingung aufgeprägt auf den WT-Rohren.
<b>Ausgabe</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abbildung der Strömungsgeschwindigkeiten, Temperatur, Druck <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Eintrittsdiffusor</li> <li>○ Austrittsdiffusor</li> <li>○ In den WT-Rohren</li> <li>○ Oberfläche der Rohre</li> </ul> </li> </ul>

Die Berechnungsergebnisse zeigen trotz der geringeren Kräfte sowie Druck- und Temperaturgradienten eine ungleichmäßige Durchströmung. Das Verhalten weicht also auch hier wesentlich von dem eines konventionellen Wärmeübertragers ab bzw. von einem Ergebnis gemäß VDI-Wärmeatlas. Auch für diese Komponenten wurden in Summe ca. 200 Betriebspunkte berechnet und ausgewertet.

### 3.1.4 Ventilator-Modell

Essenzielle Komponente für den Aufbau des Massenstromes ist der **Ventilator**, der im Inneren der Hauptrotorhohlwelle angeordnet ist. In Summe befinden sich zwei dieser Ventilatorräder in einer RHP, für das Simulationsmodell wird allerdings nur eine Schaufel eines Laufrades verwendet, da eine volle Auflösung durch limitierte Rechenleistung nicht möglich ist. Diese Vorgehensweise ist bereits auch für andere Systeme wie Turbinen und Verdichter in diversen Anwendungen etabliert und liefert trotz reduzierter Modellgröße sehr gute und genaue Ergebnisse.

Die folgenden Abbildungen zeigt das gesamte Simulationsmodell für das Ventilatorrad, wobei auch der Zu- und Abströmkanal inkludiert sind. Dies ist notwendig, da die Zuströmbedingungen auf die Laufradbeschaufelung wesentlich von der Hauptrotordrehzahl und dem Strömungsverhalten in diesen Kanälen abhängt. Um die beschriebene Reduktion der

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Schaufelanzahl korrekt abzubilden werden an den relevanten Flächen periodische Randbedingungen aufgeprägt.

Die nachstehenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse einer Modellrechnung in Form der Stromlinien durch das gesamte System. Diese stellen die relative Geschwindigkeit zu den Oberflächen (die sich mit der vorgegebenen Rotationsgeschwindigkeit bewegen) dar. Speziell an der Ventilatorschaufel können dadurch stark verlustbehaftete Strömungssituationen analysiert werden. Zudem können auch fehlerbehaftete oder unvollständige Berechnungen erkannt und aus der Metamodellgenerierung ausgeschlossen werden.

Als Herausforderungen ergaben sich in der Projektlaufzeit folgende Punkte:

➔ Metamodell Ventilator: Ergänzung von Berechnungspunkten

Als zentrales Element für den Aufbau des Massenstromes muss der Ventilator als rotierendes System selbst in einem rotierenden System betrachtet werden. Es ergibt sich somit immer eine Absolut- und Relativedrehzahl für das Schaufelrad, die Zuströmbedingungen sind unter anderem von der Drehzahl des Hauptrotors abhängig. Abhängig davon stellen sich unterschiedliche Strömungsbedingungen für das Schaufelrad ein. Nur durch die umfassende Analyse und Variation der Randbedingungen ist es möglich, das Kennfeld zu bestimmen. Besonders relevant sind die Abweichungen der Strömungswinkel, die sich durch die Rotation verändern und damit die mögliche Druckerhöhung und den Wirkungsgrad des Verdichters beeinflussen. Aus dem CFD-Modell in Kombination mit einer Parameterstudie konnte das Verhalten in Abhängigkeit von diesen Randbedingungen sehr gut veranschaulicht werden.

Das Metamodell des Ventilators konnte nach dem ersten Durchlauf an Variationsrechnungen aber noch nicht die erforderliche Genauigkeit und Qualität erfüllen (speziell für den isentropen Verdichterwirkungsgrad). Grund ist die sehr umfangreiche Variation der Randbedingungen über einen sehr breiten Betriebsbereich. Hier war das Ergänzen von zusätzlichen Berechnungen und Stützpunkten durch CFD notwendig. Daraus ergab sich eine Verzögerung für den Start der weiteren Berechnungsmodelle, da der Simulationsserver/Berechnungsserver zusätzliche Zeit belegt wurde. Die reine Berechnungszeit mit der verwendeten Hardware liegt für dieses Modell bei ca. 8 Wochen.

**Tabelle 2: Vergleich der Output-Parameter der Ventilator FMU**

	Tinlet	prefer	nrotor	inventi	mflow_gesam	Full model		Tinlet	prefer	nrotor	inventi	mflow_gesam	Full model
S_Inlet	66,97%	1,58%				99,85%	min_mflow	0,00%	32,46%	2,64%	14,80%	23,39%	99,33%
H_Outlet_Tot	95,63%	17,41%				98,67%	max_mflow	0,12%	43,39%	1,12%	46,83%	8,10%	96,16%
H_Outlet_Tot	96,16%	17,39%				99,17%	S_Inlet	69,53%	9,57%	0,00%	12,33%	0,00%	99,12%
Power_Fluid	1,24%	1,10%	6,08%	82,79%	35,97%	96,49%	H_Outlet_Tot	91,96%	0,40%	0,68%	4,52%	0,00%	99,37%
H_Inlet_Tot	96,82%	19,18%				98,81%	H_Outlet_Tot	93,55%	0,50%	0,00%	4,38%	0,00%	99,43%
Absolutdruck	2,90%	0,00%	9,83%	40,20%	6,30%	93,35%	Power_Fluid	0,00%	18,39%	0,00%	99,66%	43,51%	99,66%
Totaldruckerf	4,37%	0,00%	7,40%	38,56%	4,67%	90,83%	H_Inlet_Tot	95,08%	0,83%	0,65%	2,59%	0,00%	99,34%
S_Outlet	65,32%	1,54%				99,84%	Absolutdruck	3,09%	2,08%	5,88%	76,31%	23,81%	98,47%
H_Inlet_Tot	98,29%	18,67%				99,43%	Totaldruckerf	2,23%	2,54%	5,23%	74,00%	22,30%	96,64%
TEintrittVenti	99,05%					99,05%	S_Outlet	67,28%	10,54%	0,09%	12,59%	0,00%	99,09%
Isentropen_W	6,62%	9,51%	17,99%	0,10%	19,88%	64,66%	H_Inlet_Tot	95,87%	0,91%	0,00%	2,99%	0,00%	99,41%
pEintrittVenti		99,59%	0,95%			99,59%	TEintrittVenti	99,92%	9,28%	0,56%	0,00%	0,32%	99,92%
Power_dH	0,00%	3,59%	9,64%	80,31%	38,28%	97,09%	Isentropen_W	25,93%	13,67%	39,73%	28,95%	27,66%	81,23%
							pEintrittVenti	11,13%	97,02%	3,54%	24,47%	0,20%	99,56%
							Power_dH	0,00%	16,72%	0,00%	99,29%	45,61%	99,29%


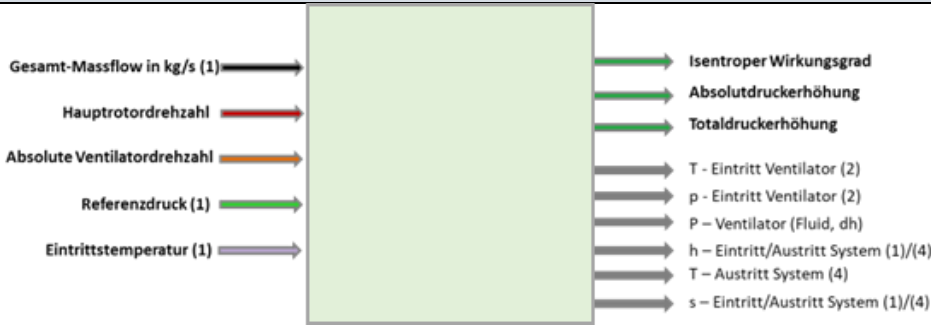
Die Ergebnisse des ersten Modells (links dargestellt) erreichte leider nicht die notwendige Genauigkeit in Bezug auf den Ausgabeparameter des isentropen Wirkungsgrades. Zu sehen ist in der rechten Spalte jeweils der Coefficient of Prognoses (CoP) der die Qualität und Genauigkeit des Modelles für den jeweiligen Output-Parameter in Abhängigkeit von den Input-

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Werten beschreibt. Aus diesem Grund wurden zusätzliche Berechnungen durchgeführt, der Wert der Voraussagesicherheit, der CoP, konnte dadurch von 64,6% auf 81,2% erhöht werden. Dies ist ein ausreichend hoher Wert als Basis für die Einbindung in die dynamische Simulationsumgebung. Dieser Punkt betrifft vor allem Arbeitspaket 2.

## Simulationsmodell – Ventilator

<b>Model Design</b>	
<b>In- &amp; Output</b>	
<b>Fluid properties</b>	ANSYS CFX Fluid Properties import from File
<b>Annahmen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationäre Strömung</li> <li>• Konvergente Lösung nach mind. 2000 Iterationen – Ansonsten Abbruch</li> </ul>
<b>Ausgabe</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abbildung der Strömungsgeschwindigkeiten, Temperatur, Druck             <ul style="list-style-type: none"> <li>○ Eintrittsdiffusor</li> <li>○ Austrittsdiffusor</li> <li>○ Druckverteilung auf der Schaufeloberfläche</li> <li>○ Stromlinien um die Ventilatorschaukel</li> </ul> </li> </ul>

### 3.1.5 Verdichtung und Expansion

Kleiner, in Form von der Anzahl an Elementen des Netzes, aber nicht unwichtiger sind die Modelle der **Verdichtung** und **Expansion**. In diesen findet die Hauptverdichtung und Expansion statt wobei durch eine Druckerhöhung das Arbeitsgas auch erwärmt wird. Wesentlich für diese Komponenten ist daher die Rotation und die Auswirkung dieser auf die Druckverluste in diesen Rohrleitungen. In statischen Systemen bzw. ruhenden Rohrleitungen können diese Druckverluste sehr gut analytisch bestimmt werden und es gibt sehr umfangreiche Literatur dazu. Zu rotierenden Systemen gibt es relativ wenig Literatur, im weitesteten Sinne können hier noch Analysen von Turbinenschaufelkühlungen als Anhaltspunkt dienen, wobei diese in Form und Funktion stark von der Anwendung in einer RHP abweichen. Höchst relevant sind in diesem Sinne für die Verdichtungsrohre die mögliche Druck- und Temperaturerhöhung in den Rohrleitungen und in Abhängigkeit davon auch die auftretenden Verwirbelungen und veränderten Strömungsverluste. Durch die radiale Durchströmung treten zudem Coriolis-Effekte auf, die diese Verluste beeinflussen. Diese Coriolis-Effekte bewirken zudem einen Druckgradienten normal zur Strömungsrichtung und sorgen für zusätzliche Verwirbelungen. Die physikalischen Zusammenhänge werden daher im Vergleich zu einem einfach durchströmten Rohr wesentlich komplexer und besitzen mehr Freiheitsgrade und Parameter von denen der Druckverlust abhängt. Diese werden in den Modellen analysiert und ausgewertet.


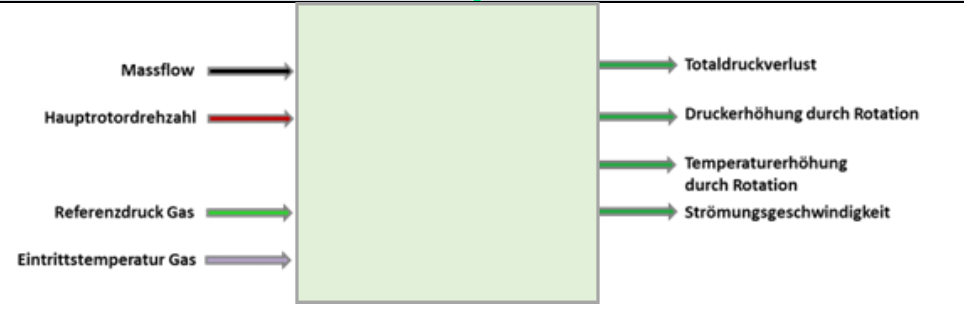
Bei der Verdichtung werden der radiale Rohrabschnitt sowie eine Umlenkung in axiale Richtung in den Modellen berücksichtigt. Der Eintritt auf kleinem Radius entspricht dem Austritt des Ventilatormodelles, der Austritt der Rohrleitung endet vor dem Eintritt in den HD-Wärmeübertrager.

Analog zum Verdichtungs-Modell wird die Expansion aufgesetzt, in diesem Fall entspricht aber der Eintritt in das Expansionsrohr dem Austritt des HD-Wärmetauschers und dementsprechend werden diese Parameter im Metamodell verwendet. Essenziell ist auch bei der Expansion die Auswirkung der Rotation auf die Druckverluste in den Rohrleitungen. Im Unterschied zur Verdichtung wird bei der Expansion sowohl die Umlenkung nach dem HD-WT als auch die Umlenkung vor dem ND-WT im Modell aufgenommen. Dies entspricht auch der konstruktiven Umsetzung in der Anlage. Die In- und Output-Parameter werden äquivalent zum Verdichter-Modell verwendet.


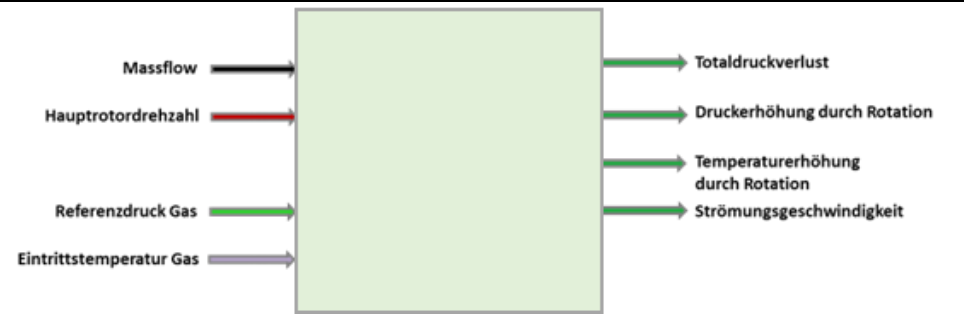
# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

## Simulationsmodell - Verdichtung

<b>Model Design</b>	
<b>In- &amp; Output</b>	
<b>Fluid properties</b>	ANSYS CFX Fluid Properties import from File
<b>Annahmen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationäre Strömung</li> <li>• Konvergente Lösung nach mind. 2000 Iterationen – Ansonsten Abbruch</li> </ul>
<b>Characteristics</b>	Durch Rotation/Zentrifugalkräfte erfolgte Druckerhöhung - Verdichtung
<b>Ausgabe</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abbildung der Strömungsgeschwindigkeiten, Temperatur, Druck             <ul style="list-style-type: none"> <li>○ In der Rohrleitung</li> </ul> </li> </ul>

## Simulationsmodell - Expansion

<b>Model Design</b>	
<b>In- &amp; Output</b>	
<b>Fluid properties</b>	ANSYS CFX Fluid Properties import from File
<b>Annahmen</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Stationäre Strömung</li> <li>• Konvergente Lösung nach mind. 2000 Iterationen – Ansonsten Abbruch</li> </ul>
<b>Characteristics</b>	Durch Rotation/Zentrifugalkräfte reduzierter Druck nach innen - Expansion
<b>Ausgabe</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Abbildung der Strömungsgeschwindigkeiten, Temperatur, Druck             <ul style="list-style-type: none"> <li>○ In der Rohrleitung</li> </ul> </li> </ul>

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die folgenden Abbildungen zeigen das Expansion-Modell und die Ergebnisse eines Betriebspunktes in Form von Stromlinien und dem Druckverlauf.

## 3.1.6 Metamodelle und FMU Export

Aus jedem der vorgestellten Modelle und der Parametervariation wird ein **Metamodell** erstellt das als **FMU** exportiert und somit in die dynamische Simulationsumgebung eingebunden werden kann. Bei der Erstellung des Metamodelles ist es wesentlich zuerst Designpunkte herauszufiltern, die keine ausreichende Konvergenz erreicht haben oder auf Grund der Kombination von Randbedingungen eventuell keine plausiblen Werte darstellen. Die nachstehende Abbildung zeigt die Ergebnisse einer Parameterstudie wie sie schließlich für das Generieren eines Metamodells angewendet wird. Die zu sehenden Punkte beschreiben jeweils ein Ergebnis mit einem bestimmten Satz an Input-Parametern. Aus diesen wird für den jeweiligen Output-Parameter die Abhängigkeit ermittelt und schließlich auch die Voraussagegenauigkeit angegeben. Gleichzeitig sind hier Berechnungen zu erkennen, die sich wesentlich vom Großteil der Ergebnisse unterscheiden. Diese können gesondert auf korrekte und plausible Simulationsergebnisse analysiert und geprüft werden. Falls notwendig werden diese Ergebnisse in der Analyse unterdrückt und deaktiviert, um eine bessere Qualität des Metamodelles zu erhalten.

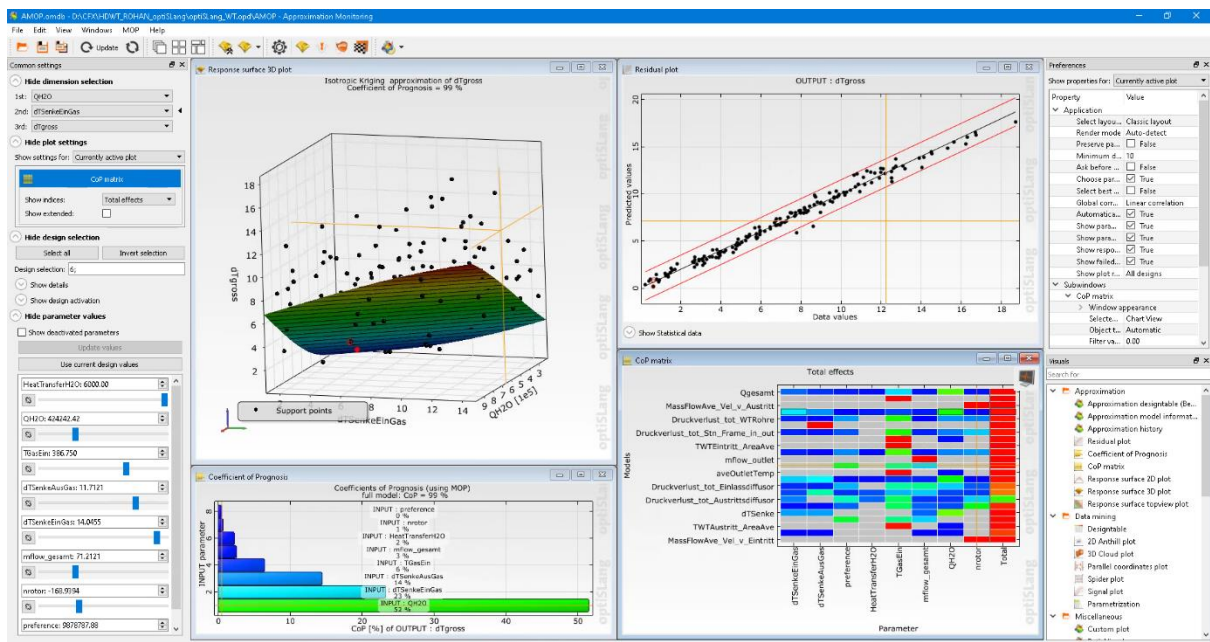


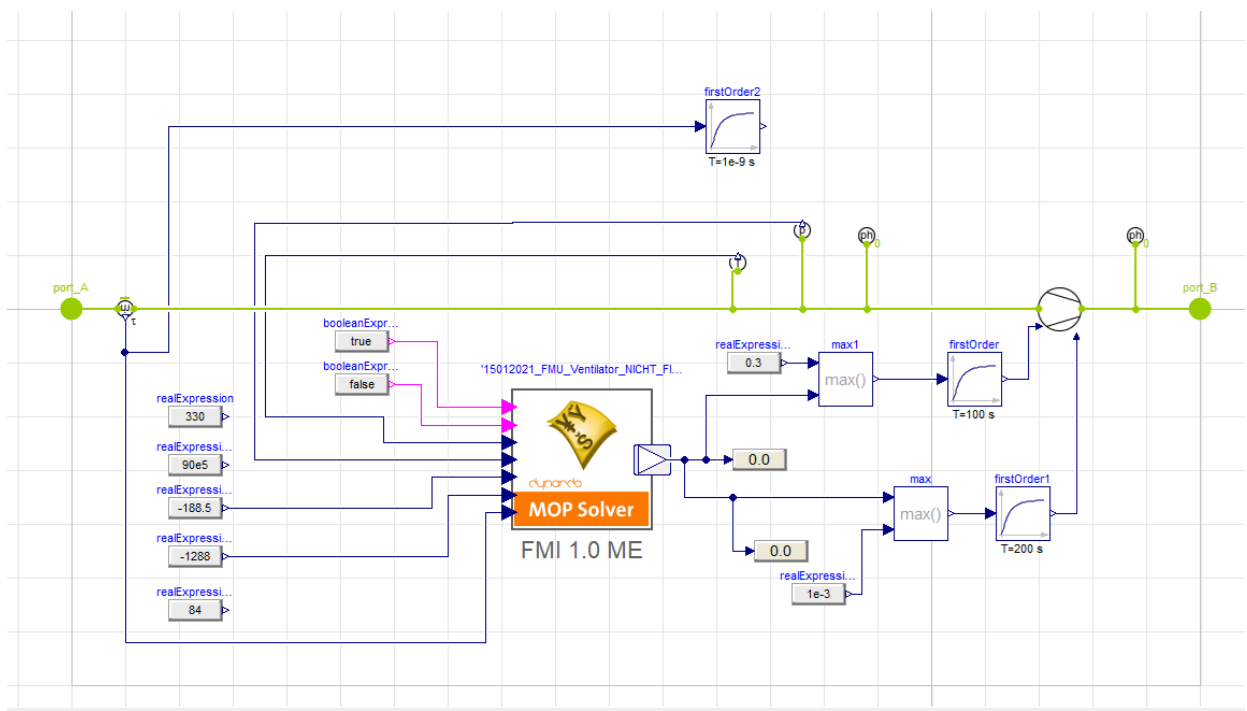
Abbildung 4: Modelloptimierung und Erstellung des Metamodelles in OptiSLang

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

**Tabelle 3: Abhängigkeiten der einzelnen Output-Parameter von den Input-Parameter**

	Tinlet	prefer	nrotor	nventi	mflow_gesam	Full model
min_mflow	0,00%	32,46%	2,64%	14,80%	23,39%	99,33%
max_mflow	0,12%	43,39%	1,12%	46,83%	8,10%	96,16%
S_Inlet	69,53%	9,57%	0,00%	12,33%	0,00%	99,12%
H_Outlet_Tot	91,96%	0,40%	0,68%	4,52%	0,00%	99,37%
H_Outlet_Tot	93,55%	0,50%	0,00%	4,38%	0,00%	99,43%
Power_Fluid_	0,00%	18,39%	0,00%	99,66%	43,51%	99,66%
H_Inlet_Tot_s	95,08%	0,83%	0,65%	2,59%	0,00%	99,34%
Absolutdrucke	3,09%	2,08%	5,88%	76,31%	23,81%	98,47%
Totaldruckerh	2,23%	2,54%	5,23%	74,00%	22,30%	96,64%
S_Outlet	67,28%	10,54%	0,09%	12,59%	0,00%	99,09%
H_Inlet_Tot	95,87%	0,91%	0,00%	2,99%	0,00%	99,41%
TEintrittVenti	99,92%	9,28%	0,56%	0,00%	0,32%	99,92%
Isentroper_W	25,93%	13,87%	39,73%	28,95%	27,66%	81,23%
pEintrittVenti	11,13%	97,02%	3,54%	24,47%	0,20%	99,56%
Power_dH	0,00%	16,72%	0,00%	99,29%	45,61%	99,29%



**Abbildung 5: Beispiel der FMU-Einbindung (Ventilator-FMU) in die dynamische Simulationsumgebung.**

## 3.2 Digitaler Zwilling

In diesem Abschnitt werden grundsätzlich die angewandte dynamische Simulationsumgebung, welche die bereits beschriebenen CFD-Modelle (FMUs) zu einem Gesamtmodell verknüpft, beschrieben. In weiterer Folge ist der Aufbau des Gesamtmodells (Digital Twin) mit den jeweiligen Einzelkomponenten und deren Parametrisierung vereinzelt dargestellt und beschrieben. Zusätzlich wird eine Methode beschrieben, die eine Grundlage für eine mögliche Regelstrategie via Lookup-Table ermöglichen. Das Ergebnis sind eine Vielzahl an Simulationen von Betriebspunkten, die für eine Kennfeld- bzw. Betriebsfeldermittlung herangezogen werden können.

### 3.2.1 Simulationsumgebung

Die numerischen Simulationen der RHP wurden in Dymola modelliert. Dymola ist eine kommerziell erhältliche Simulationsumgebung zur Lösung physikalischer Problemstellungen, die in der Modellierungssprache Modelica geschrieben ist. Sie eignet sich für die Modellierung mehrerer Bereiche (z.B.: thermisch, mechanisch, elektrisch und hydraulisch). Die Modelle in Modelica werden mathematisch durch differentielle, algebraische und diskrete Gleichungen beschrieben und gelöst.

Die Modellierung von Wärmepumpen mit geschlossenem Kreislauf findet im thermohydraulischen Bereich statt. Eine Wärmepumpe besteht aus Standardkomponenten wie Wärmetauschern, Verdichtern, Expansionsventilen, Regelsystemen, Sensoren usw. Diese Komponenten können selbst geschrieben oder aus freien oder kommerziellen Bibliotheken ausgewählt werden, die in Modelica geschrieben wurden. Im Rahmen des Projekts verwendet das AIT die TIL-Library für die Modellierung der thermischen Komponenten, da diese in der Kälteindustrie weit verbreitet und bewährt ist. Der spezifische Modellierungsansatz ermöglicht eine detaillierte Darstellung der Physik und Parametrisierung jeder Wärmepumpenkomponente vom Verdichter über die Wärmetauscher bis hin zur gesamten Verrohrung des Arbeitsmittelkreislaufs, falls erforderlich. Weitere Informationen zu Modelica und der TIL-Library finden Sie in den Fußnoten unten (Modelica<sup>2,3</sup>, TIL-Library<sup>4</sup>).

Eine schematische Darstellung der Rotationswärmepumpe ist Abbildung 6 (links) zu sehen. Auf der rechten Seite ist die grafische Darstellung des Modelica-Modells in Dymola zu sehen. Trotz anderer allgemeiner Vorteile wird die Objektorientierung in der Modelica-Sprache in erster Linie als Strukturierungskonzept verwendet. Jedes Objekt stellt einen Ausschnitt der Realität dar, und die Kombination mehrerer Objekte ermöglicht den Aufbau komplexer Systeme. So kann die in der Abbildung gezeigte einstufige Wärmepumpe aus den oben

---

<sup>2</sup> P. A. Fritzson, *Introduction to modeling and simulation of technical and physical systems with Modelica*. Hoboken, N.J.: Wiley; IEEE Press, 2011.

<sup>3</sup> M. Tiller, *Introduction to physical modeling with Modelica*. Boston: Kluwer Academic Publishers, 2001.

<sup>4</sup> C. Richter, "Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems," Dissertation, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Braunschweig, 2008.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

genannten Komponenten aufgebaut werden, indem man sie zu einem geschlossenen Wärmepumpenkreislauf verbindet. Ein Konnektor fungiert als Schnittstelle zwischen den einzelnen Komponenten und definiert die zu übertragenden Größen. Um eine umfassende Kommunikation zu ermöglichen, müssen die Konnektoren der einzelnen Komponenten die gleiche Sprache "sprechen". Es können also nur Komponenten mit identischen Konnektor Definitionen in einem Modell verwendet werden.

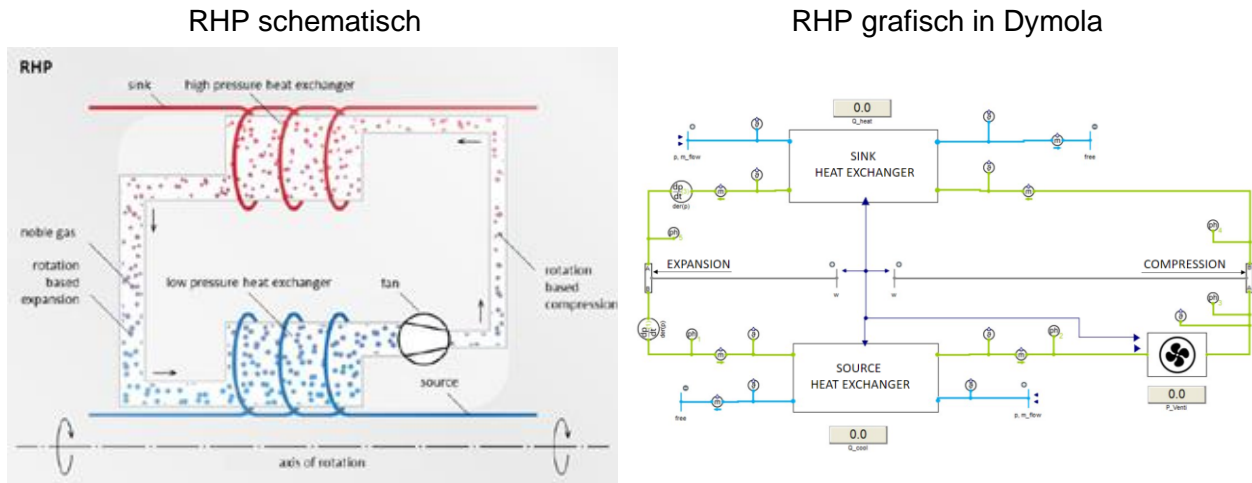


Abbildung 6: Schematische Darstellung (links) und Modelica-Modell in Dymola (rechts) einer RHP

Wie bereits erwähnt, verwendet AIT die Anschlussdefinition aus der TIL-Library. Durch die Verwendung der TIL-Library können Wärmepumpenkreisläufe sehr genau modelliert werden, wie es für ihre vollständige dynamische Analyse erforderlich ist. Die Verwendung der TIL-Library erfordert jedoch auch detaillierte Informationen, z.B. über die genauen Volumina der Komponenten und die Geometrien der Wärmetauscher. Die Modellierung der Einzelkomponenten wie Hoch- und Niederdruckwärmetauscher, Kompressions- und Expansionsmodell sowie der Ventilator basieren auf Functional Mockup Units (FMUs) welche mit TIL-Komponenten gekoppelt sind. Die FMUs benötigen physikalische Eingangsgrößen und geben veränderte Größen wieder aus.

## 3.2.2 Arbeitsmedium

In der Simulationsumgebung Dymola können verschiedene Datenbanken von Stoffeigenschaften der Fluide verwendet werden. Die Rotationswärmepumpe verwendet als Arbeitsmittel im Arbeitsmittelkreislauf ein Edelgasgemisch.

## 3.2.3 Wärmeübertrager

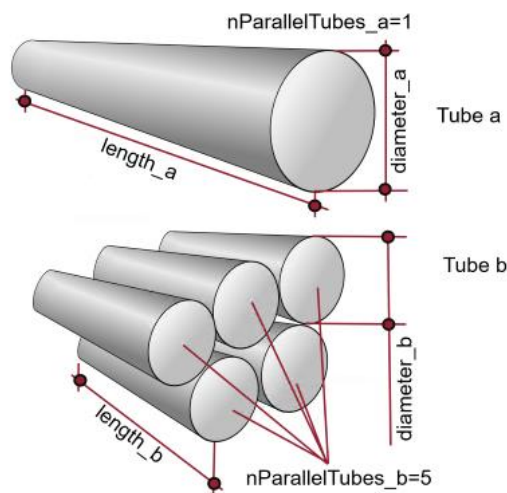
Die Dimensionierung eines Wärmetauschers erfolgt in der Regel über die mittlere Temperaturdifferenz (MTD). Die Angabe der MTD wirkt sich auf den erforderlichen Wärmeleitwert (UA) des Wärmetauschers aus, der in erster Linie durch die Wärmeübertragungsfläche des Wärmetauschers bestimmt wird.

## Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

In einer RHP sind auf Quellen- und Senkenseite sogenannte Hochdruckwärmeübertrager eingebaut. Beide sind mit dem gleichen Modell aufgebaut und lediglich durch ihr Druckniveau zu unterscheiden und werden deshalb gemeinschaftlich betrachtet.

Als Basis-Type wurde ein „TubeAndTube“ parallelFlow (Rohrbündel) Wärmetauscher aus der TIL-Library eingesetzt. Der Rohrbündelwärmetauscher ist ein charakteristisches Modell, das eine thermische Verbindung zwischen parallelen Rohren berechnet. Dieses Modell ermöglicht eine flexible Konfiguration des Durchflusses durch das Rohr (Durchmesser, Anzahl der parallelen Ströme) sowie des Wärmewiderstands und der Wärmekapazität der Wände (siehe unten). Daher kann das Modell für verschiedene Rohranordnungen verwendet werden. So ist es möglich, eine thermische Verbindung zwischen z.B. einem einzelnen Rohr und einem Bündel von Rohren zu parametrisieren (Anzahl, Anordnung sowie Rohrgeometrie). Die Geometrie der Wand, die die Rohre verbindet, ist unabhängig von den Abmessungen der Rohre parametrisierbar. Sie kann direkt über die grafische Benutzeroberfläche angepasst werden.



**Abbildung 7: Rohrbündelwärmetauscher Geometrie**

Zusätzlich zur Geometrie der Tubes (a und b) wird das Wärmeübergangsmodell sowie das Druckverlustmodell definiert. Bei dieser Modellierung wurden diese Variablen aus der FMU angewendet. Die FMU berechnet den k- Wert sowie den relativen Druckverlust zwischen Rohrein- und Austritt mit jedem Simulationsschritt neu. Siehe

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

General SIM Add modifiers Attributes

Component

Name

Comment


Model

Path ROHAN.CustomModels.InputAlphaA

Comment

Parameters

extAlphaA  W/K Value for alphaA (for entire HX) given from external calculation

Icon 

General SIM Add modifiers Attributes

Component

Name

Comment

Model

Path ROHAN.CustomModels.InputPressureDrop

Comment External pressure drop

Parameters

extPressureDrop  Pa External pressure drop (for entire HX)


Icon 

Abbildung 8: Konfiguration TIL-Wärmetauscher

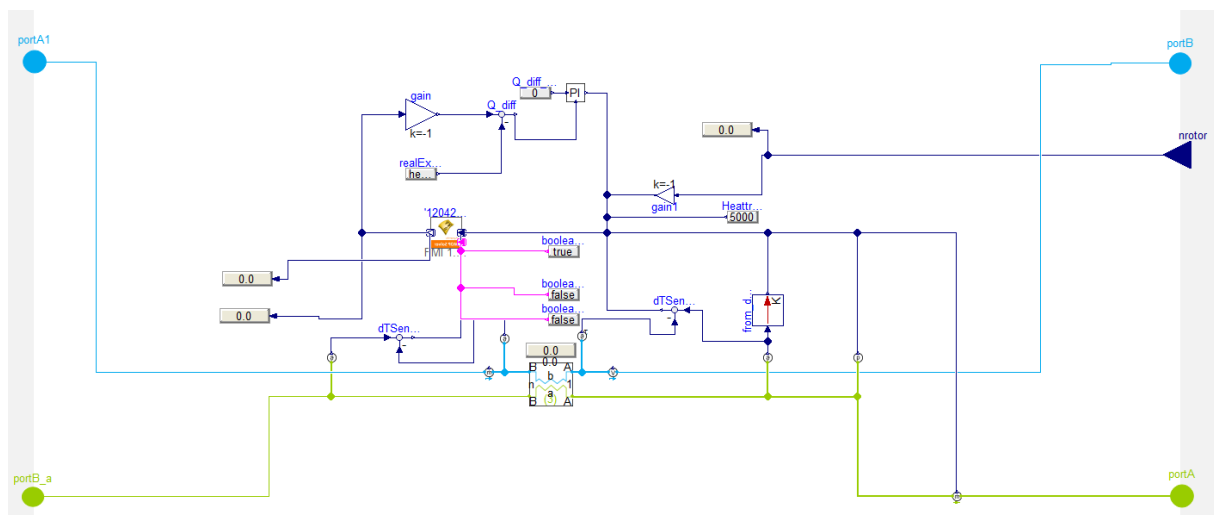


Abbildung 9: Wärmetauscher Submodell mit FMU

Die Ausgabe aus der FMU ist die wasserseitige Wärmeleistung  $Q_{heat}$  und wird über einen Feedbackloop iteriert.  $Q_{heat}$  wird mit den unten angeführten Eingangsvariablen mit jedem Simulationsschritt neu berechnet. Weiters wird  $Q_{heat}$  mit der Wärmeleistung  $Q_{flow}$  aus dem TIL-Modell verglichen und ein PI-Regler der auf eine Solldifferenz von Null regelt, gibt den

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

korrigierten QH2O-Wert als Feedback in die FMU zurück. Qflow wird wie oben beschrieben mittels Geometrie, k-Wert und Druckverlust aus der FMU berechnet.

Eingangsgrößen der FMU sind:

- Senkerein- und Austrittstemperaturdifferenz Gas/Wasser [K]
- Rotordrehzahl [rad/s]
- Wärmeübergangskoeffizient wasserseitig [W/m<sup>2</sup>K]
- Gasmassenstrom [kg/s]
- Gasdruck [Pa]

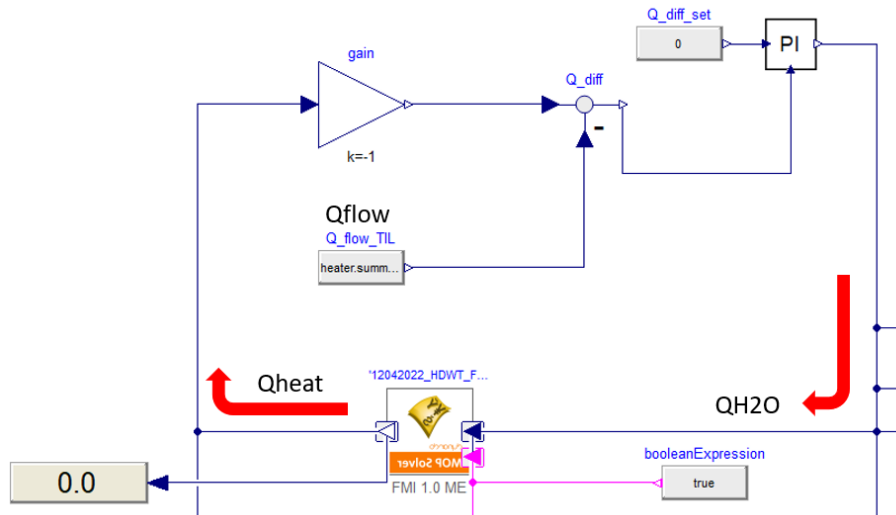


Abbildung 10: Iteration QH2O

## 3.2.4 Ventilator

Die folgende Abbildung 11 zeigt das Submodell des Gasventilators. Die Schnittstelle für die Simulation des Gasmassenstroms zwischen der TIL-Komponente und FMU wurde mit dem SimpleCompressor Model umgesetzt. Das SimpleCompressor Model definiert einen Druckanstieg, einen Massendurchfluss oder einen Volumendurchfluss. Außerdem werden die Bedingungen am Ausgang des Modells durch eine Temperatur oder eine spezifische Enthalpie festgelegt. In dieser Modellierung wird der Massenstrom des Gaskreises über den Ventilator aufgeprägt.

Die Ventilator FMU hat folgende Eingangsgrößen:

- Rotordrehzahl [rad/s]
- Absolutdrehzahl: Rotor- & Ventilator drehzahl [rad/s]
- Gasdruck [Pa]
- Gasmassenstrom [kg/s]
- Gastemperatur [K]

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

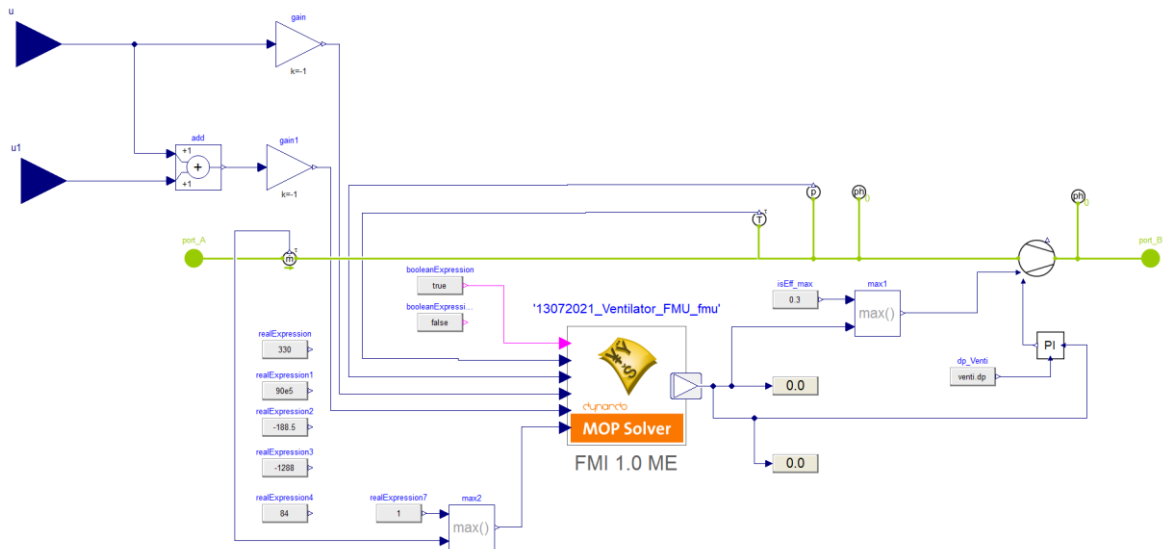
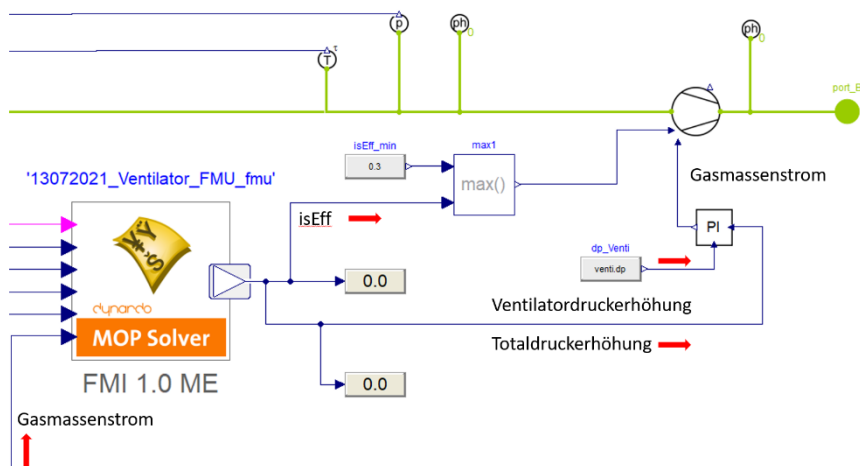


Abbildung 11: Ventilator Submodell mit FMU

Die verwendeten Ausgangsgrößen aus der FMU sind der Isentropenwirkungsgrad isEff, die Totaldruckerhöhung und die relative Druckerhöhung dp\_Venti. Der Isentropenwirkungsgrad



wird direkt in das TIL-Verdichtermodell übergeben (Abbildung 12). Der Massenstrom wird über einen PI-Regler eingestellt. Der Sollwert des Reglers ist die Totaldruckerhöhung aus der FMU und wird mit der Druckerhöhung dp\_Venti verglichen und mittels Massenstrom ausgeregelt. An der realen Anlage ist aus derzeit technischen Gründen kein Massen- bzw. Volumenstromsensor integriert und kann daher nicht als Sollwert für einen Regler verwendet werden. Der Regelbereich ist auf die Grenzwerte der FMUs (30-120 kg/s) limitiert.

Abbildung 12: Integration Druckerhöhung im Gaskreislauf

## 3.2.5 Rotatorische Druckerhöhung bzw. Expansion

Die entstehende Druckerhöhung und Expansion in den Rohrleitungen wurden ebenfalls, wie beim Ventilator Submodell über das SimpleCompressor Modell integriert. Hierbei wird die berechnete Druckdifferenz direkt an den Verdichter übergeben. Die dadurch entstehende Erwärmung wird mittels einer Inline-boundary auf den Gaskreislauf aufgeprägt. Weiters ist die Geometrie der Rohrleitungen abgebildet, was vor Allem für das Gesamtvolumen an Gas in der Anlage relevant ist. Als Eingangsgrößen in die FMU werden Hauptrotordrehzahl, Druck (nach

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Verdichtung/Expansion) sowie Massenstrom und Temperatur (vor Verdichtung/Expansion) benötigt. Die Dymola Submodelle sind identisch aufgebaut und haben jeweils die Druckerhöhung bzw. Expansion FMU eingebettet.

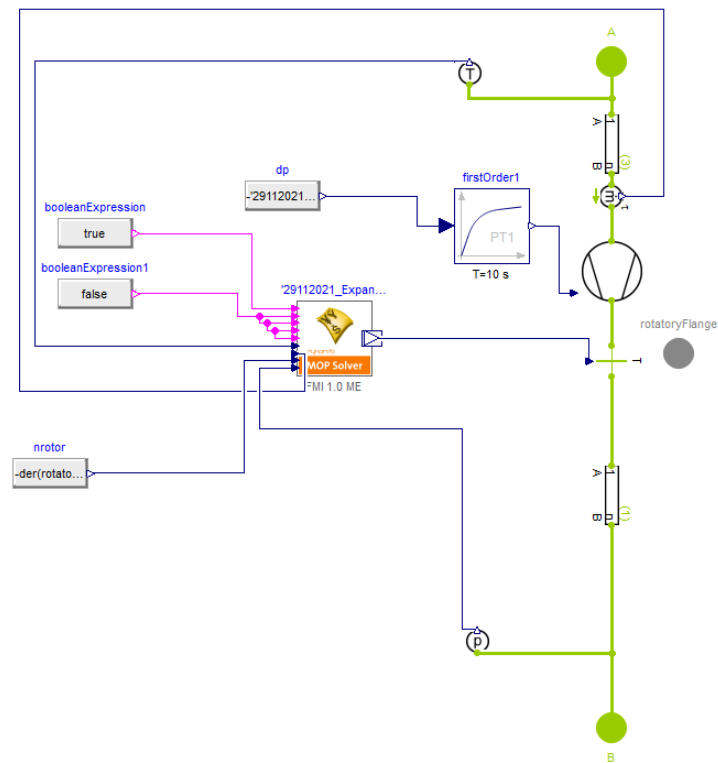


Abbildung 13: Rotatorische Druckerhöhung/Expansion Submodell mit FMU

## 3.2.6 Zusammenfassung

Knapp über 100.000 Simulationen wurden insgesamt getestet und durchgeführt, um mögliche Betriebsgrenzen aufzuzeigen und Optimalpunkte je nach Anwendung (z.B.: maximaler COP) zu ermitteln. Für das validierte Modell wurden 62.500 Simulationsläufe für einen Heizleistungsbereich bis 750 kW und mit unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. So wurden beispielsweise Ventilator Drehzahl, Rotordrehzahl und Temperaturen variiert, um einen weiten Bereich potenziell möglicher Betriebspunkte abzudecken. Modellfehler ausgeschlossen, für bestimmte Randbedingungen wurden gültige Betriebsbereiche identifiziert. Erst durch die vorhandenen Arbeiten stehen „Betriebshüllkurven“ des gesamten Systems in den definierten Betriebsgrenzen (nicht nur der einzelnen Komponenten) zur Verfügung. Zulässige Steuergrößenkombinationen für die gewünschte Beeinflussung der Regelgrößen für gegebene Randbedingungen bekannt sind. Die Nachfolgende Abbildung zeigt die simulierten Kombinationen der unterschiedlichen Steuergrößen. Durch Analysen wurden unplausible Simulationen gefiltert und plausible als Basis für den Lookup-Table herangezogen.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

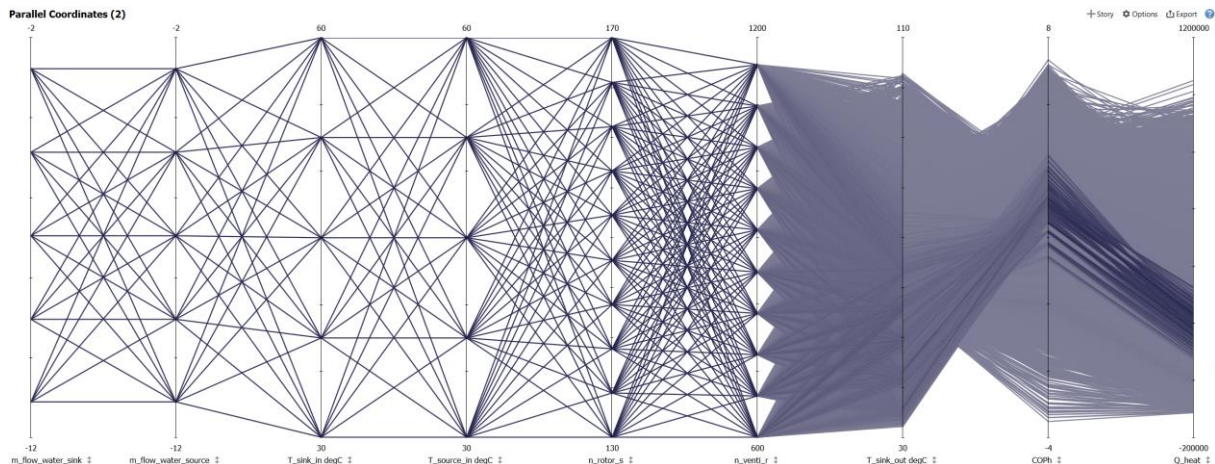


Abbildung 14: Darstellung Parameterstudie – 62.500 simulierte Kombinationen

## 3.3 Regelkonzept

### 3.3.1 Ergebnisse – Validierung basierend auf RHP-Messdaten ohne Kontrollen

In<sup>5</sup> wurde das Simulationsmodell ursprünglich anhand verfügbarer Betriebspunkte validiert, die aus verschiedenen Messdatensätzen der Bestandsanlage ausgewählt wurden. In dieser Arbeit wurden die Betriebspunkte mit einer angepassten RHP generiert, vgl. *Abbildung 15*. Dargestellt wird die Heizleistung basierend auf der Vorlauftemperatur und dem Temperaturhub (Temperaturdifferenz zwischen Quelleneintritt und Senkenaustritt). Die Geschwindigkeiten von Ventilator und Rotor wurden festgelegt. In Summe stehen 12 Betriebspunkte als Basis für die Validierung zur Verfügung.

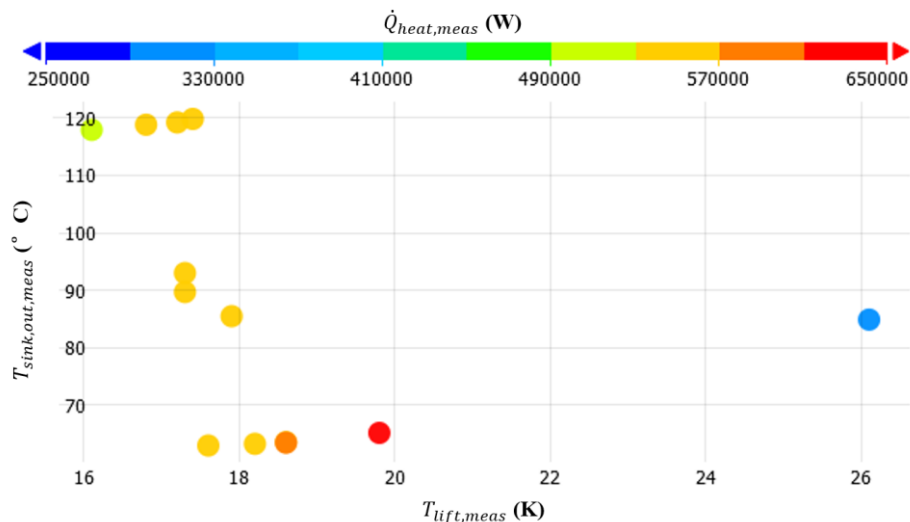


Abbildung 15: Leistungskennfeld des RHP aus zwölf stationären Betriebspunkten.

Folgende sechs Eingabevariablen in das Modell implementiert:

<sup>5</sup> B. Windholz; As Sporr, S. Kling, M. Lauermaun, A.Längauer, B. Adler, „Simulation towards demonstration: A Digital-Twin for developing control concepts of an industrial-scale Rotation Heat Pump”, ECOS 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2022, Copenhagen.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Eintrittstemperaturen von Quelle und Senke  $T_{source,in} T_{sink,in}$
- Massenströme von Quelle und Senke  $\dot{m}_{source} \dot{m}_{sink}$
- Drehzahlen des Rotors und des Ventilators  $n_{rotor} n_{fan}$

Die Simulationsergebnisse und Experimente werden anhand verschiedener Ausgabewerte verglichen:

- Heizleistung  $\dot{Q}_{heat}$
- Austrittstemperatur der Senke  $T_{sink,out}$
- Leistungskoeffizient COP, der das Verhältnis zwischen der thermischen Leistung und der elektrischen Aufnahme angibt

Tabelle 4 zeigt die Zusammenfassung aller gemessenen und verfügbaren Simulationsergebnisse der oben genannten zwölf Betriebspunkte. Mit dem aktuellen Simulationsmodell wird die Heizleistung im Bereich von 3,52 % bis 9,59 % durchwegs überschätzt. Dies ist aus qualitativer Sicht sinnvoll, da das Modell Wärmeverluste an die Umgebung nicht berücksichtigt. Dementsprechend wird auch die Vorlauftemperatur durch das Modell überschätzt.

**Tabelle 4: Messdaten und verfügbare Modellfehler (rechts) an verschiedenen Betriebspunkten (links).**

$T_{sink,in}$	$T_{source,in}$	$\dot{m}_{sink}$	$\dot{m}_{source}$	$n_{rotor}$	$n_{fan}$	$\dot{Q}_{heat,meas}$	Irren. $\dot{Q}_{heat}$	$T_{sink,out,meas}$	Irren. $T_{sink,out}$	$T_{lift,meas}$	$COP_{plant,meas}$	Irren. $COP_{plant}$
(°C)	(°C)	(kg/s)	(kg/s)	(rad/s)	(rad/s)	(kW)	(%)	(K)	(K)	(K)	(-)	(%)
45.4	45.4	7.48	7.46	150.2	984,7	619	3,72	65.2	0,71	19.8	3,96	13.39
45.1	45	7.38	7.5	151,4	905.2	570	6.21	63,6	1.11	18.6	4.28	12.6
45.2	45.4	7.27	7.54	150.2	882,9	538	9.59	63	1,61	17.6	4.53	8.81
45.3	45.1	7.52	7.55	147,0	917,4	570	4.54	63.3	0,95	18.2	4.22	13.75
45.1	44.9	7.53	7.48	150,8	917,5	580	5,79	63,5	1.08	18.6	4.28	11.27
102.1	102.4	7.56	7.45	147,0	962.1	554	5.36	119,8	0,54	17.4	3,77	21.39
101,8	102	7.53	7.48	150.2	939,4	553	8.07	119.2	1,35	17.2	3,97	17.39
101,7	102	7.48	7.46	151,4	893,8	538	9.51	118,8	1,51	16.8	4.21	15.37
101.3	102	7.43	7.51	148,3	837,5	508	8.71	117,9	0,98	15.9	4,97	3,84
68	67,6	7.38	7.15	148,9	917,5	539	7.66	85,5	1.26	17.9	4.04	21.33
74,8	58,8	6,76	7.25	148,3	894,4	291	3,98	84,9	0,56	26.1	2.44	36,5
75,7	75,7	7.39	7.12	147,0	894,7	538	4.61	93	0,81	17.3	4.22	20.68
72,5	72,4	7.59	7.62	148,3	905.5	546	7.56	89,7	1.23	17.3	4.28	18.51

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Insgesamt liegt der höchste Fehler zwischen Simulation und Messung im COP von ca. 21 %. Bei gleichen Eintrittstemperaturen und Massenströmen beträgt der Fehler der Senkenaustrittstemperatur  $T_{sink,out}$  bei max. 1,61 K.

Die Bandbreite der Modellfehler stellt an sich kein Problem dar, sie hängt vom Verwendungszweck des Modells ab. Bei der Verwendung der Modelle zu Kontrollzwecken dürften Fehler dieses Ausmaßes in Ordnung sein, solange die qualitativen Tendenzen reproduziert werden.

## 3.3.2 Regelstrategien für die RHP

### Vergleich verschiedener Prinzipien

Das validierte Modell ist die Basis für die Regelungsstrategien in Richtung optimaler Regelung. Tabelle 5 zeigt eine Auflistung der verschiedenen Steuerungsvarianten mit ihren Vor- und Nachteilen. In dieser Tabelle stellen wir erste Gedanken und Erwartungen vor, wie sie in der Literatur beschrieben werden und diskutieren diese Ansätze für die Anwendung an einer RHP.

*Tabelle 5: Vergleich von Steuerungskonzepten.*

PI-Regler	ESC	Modellbasierter Lookup-Table	MPC
+ Bewährte Technologie	+ Optimale COPs möglich	+ Optimale COPs möglich	+ Optimale COPs möglich
+ Erzielen ein breites Einsatzspektrum	+ Passt sich an unbekanntes Systemmodell an	+ Große Vielfalt an Bedienpunkten	+ Jeder Betriebspunkt innerhalb des Gültigkeitsbereichs kann abgedeckt werden
+ Einfach zu implementieren	~ Der Arbeitsbereich muss experimentell definiert werden	+ Geringe Komplexität im Betrieb	+ Vorhersagen ermöglichen eine schnellere Reaktion auf Änderungen
~ Muss genau eingestellt werden	~ Die thermische Trägheit des Systems kann die Auswirkungen basierend auf dem Schwingungsprinzip des Reglers reduzieren	~ Moderater Entwicklungsaufwand	- Modelle sollten die Realität sehr genau abbilden (sehr hoher Modellierungsaufwand)
- Können sich gegenseitig negativ beeinflussen (Rotor / Ventilator)	- langsamer Optimierungsprozess	~ Übergänge zwischen Lasten müssen geglättet werden	- Sehr hoher Entwicklungsaufwand
- Erreicht nicht unbedingt einen optimalen Betriebspunkt	- Lokaler Minimalbetrieb möglich	- Modelle müssen die Realität sehr genau abbilden (hoher Modellierungsaufwand)	- Unerkannte Störungen können das System destabilisieren
- Es können auch unerwünschte Betriebspunkte erreicht werden (z. B. Strömungsbriss)		- Abweichungen von der Realität müssen zusätzlich berücksichtigt werden (Stabilität)	

### 3.3.3 Definition der Regelzenarien

Basierend auf der Abwägung der Vor- und Nachteile von Tabelle 5 haben wir uns für die Variante des modellbasierten Lookup-Tables entschieden. Für uns stellt es einen guten Kompromiss zwischen Regelqualität und Durchführbarkeit in einer RHP dar.

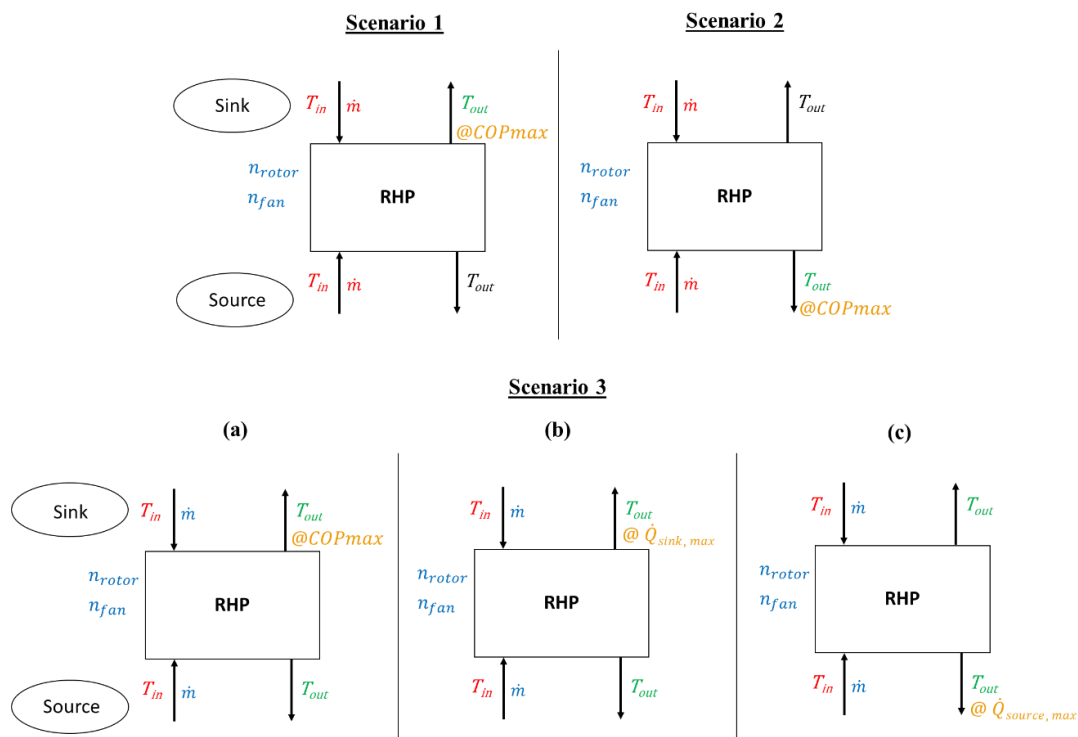
# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Aus den möglichen industriellen Anwendungen kristallisieren sich drei Hauptszenarien heraus:

- Szenario 1: Wärmegetrieben durch  $T_{sink,out}$ . Stellgrößen sind die Drehzahlen der RHP.
- Szenario 2: Kältegetrieben durch  $T_{source,out}$ . Stellgrößen sind Drehzahlen der RHP.
- Szenario 3: Kombination von Szenario 1 und 2, getrieben durch  $T_{sink,out}$  und  $T_{source,out}$ . Stellgrößen sind Drehzahlen der RHP und sekundäre Massenströme auf Quellen- und Senkenseite ( $\dot{m}_{source}$   $\dot{m}_{sink}$ ).

Die Regelgröße ist je nach Szenario entweder die Vorlauftemperatur auf der Quellenseite oder auf der Senkenseite oder eben auf beiden Seiten gleichzeitig in Kombination mit einer Optimalitätsbedingung (entweder COP oder Wärmekapazität). Für jedes Szenario werden im Folgenden die Steuergrößen und Störgrößen beschrieben *Abbildung 16*.



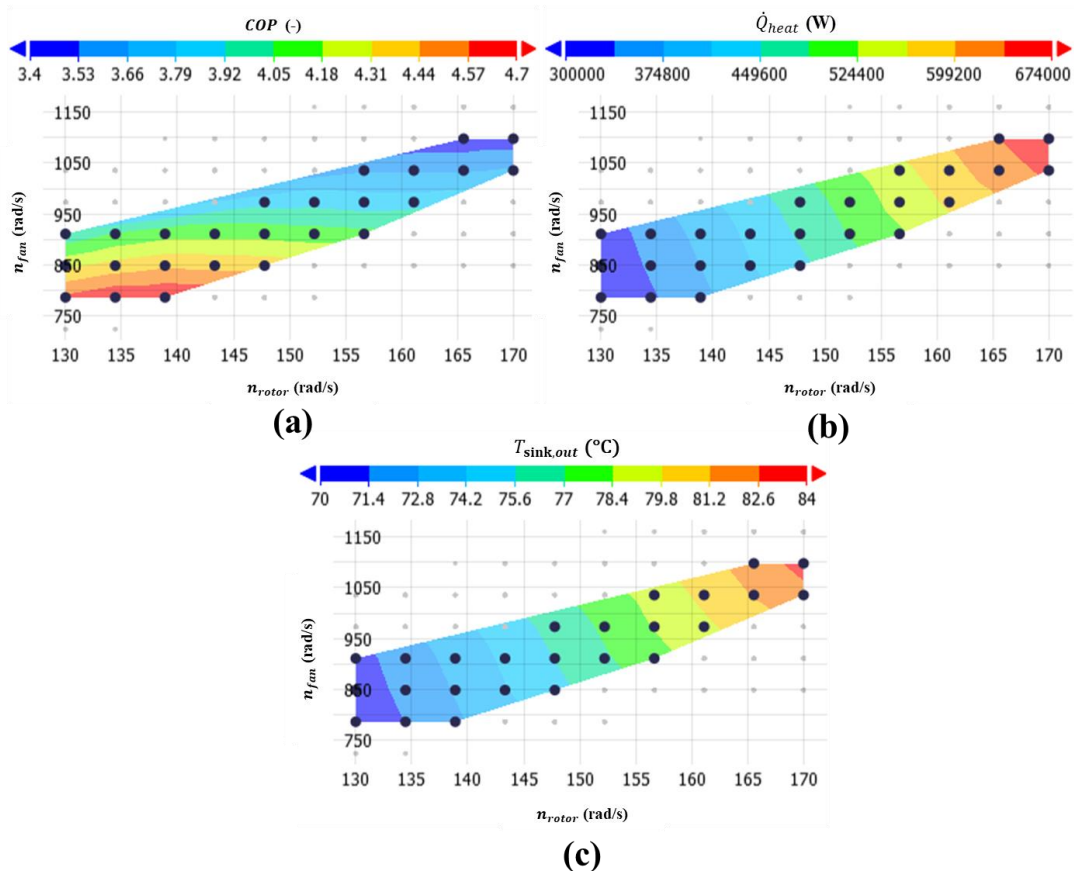
**Abbildung 16:** Regelungsszenarien mit Regelgrößen (grün) und Optimierungszielen (orange), Randbedingungen/Störungen (rot), Stellgrößen (blau) und resultierender Größe (schwarz).

## 3.3.4 Nutzung des digitalen Zwillings

Mit dem Digital Twin wird das Kennfeld der gesamten RHP erstellt. Unter Berücksichtigung der definierten Betriebsgrenzen, siehe unten, wird eine Parametervariation durchgeführt. Ziel ist es, die Optimalitätsvariablen (grüne, orange Werte in *Abbildung 16*) zu erfassen und deren Abhängigkeit von den Randbedingungen (rot) und gleichzeitig dem Einfluss der Stellgrößen (blau) darzustellen. Dies ist schließlich die Datengrundlage für die nachfolgenden Analysen. Insgesamt gab es etwa 90.000 Variationen. Allerdings waren nur etwa 10.000 dieser Ergebnisse durch Filterung eines gültigen Bereichs von Heizleistung und Druckanstieg am Ventilator nutzbar, d. h. es wurden nur Punkte analysiert, die auf diese Weise sinnvoll waren.

## 3.3.5 Ergebnisse – Betriebsbereich der RHP

Im Allgemeinen führen alle Randbedingungen zu einer Vielzahl überlagerter Punkte, wenn die Ergebnisse – wie z. B. Heizleistung oder COP – in einem 2D-Oberflächendiagramm dargestellt werden. Dennoch ist es das Ziel die RHP-Betriebsgrenzen zu veranschaulichen, um inakzeptable Betriebsbereiche aufgrund sichtbarer Strömungsabrisse am Ventilator zu erkennen, siehe *Abbildung 17*. Aufgrund unserer derzeitigen Erfahrung gehen wir davon aus, dass bei einem tatsächlichen Betriebszustand jede Änderung im Betrieb, die nach rechts unten zeigt, möglicherweise zu einem Stillstand des Ventilators führen kann. Eine Änderung nach links oben wird durch den Druckanstieg des Ventilators in Kombination mit dem Motor begrenzt. Die Temperaturen von  $T_{sink,out}$  liegen hier zwischen 71 und 83°C, siehe *Abbildung 17*.



*Abbildung 17: Voller Betriebsbereich bei gegebenen Randbedingungen.*

Im Folgenden zeigen wir eine beispielhafte Situation für Szenario 1 (wärmegetrieben). Wir legen ein Regelziel mit einem Temperaturbereich von  $80^{\circ}\text{C} \pm 3\text{K}$  um den gewünschten Wert fest. Gleichzeitig ergeben sich 4 verschiedene Kombinationen von Randbedingungen. Das heißt, es wird nicht nur aus der obigen Darstellung, *Abbildung 17*, „herausgeschnitten“, sondern auch neue Kombinationen und damit neue Bereiche als die oben gezeigten dargestellt. Darüber hinaus haben wir ein relativ grobes Raster, sodass wir einen Kontrollbereich betrachten, der auf den ersten Blick ungewöhnlich groß erscheint. Die RHP kann jedoch auf einen exakten Wert regeln.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

## Beispiel:

Wir betrachten unveränderte Rotationsgeschwindigkeiten der RHP in Kombination mit einer Störungsänderung, die einem verdoppelten Massenstrom auf der Quellenseite entspricht. Die RHP hat sich am optimalen COP-Punkt (das ist der niedrigste Punkt in *Abbildung 18 (a)*, gelber Bereich) eingependelt, der tatsächlich an der „Stallgrenze“ liegt, wenn man den gesamten Betriebsbereich berücksichtigt (grauer Bereich im Hintergrund). Wenn nun der Quellenmassenstrom zunimmt, liegen die aktuellen Drehzahleinstellungen für den maximalen COP plötzlich außerhalb des zulässigen Betriebsbereichs für das gewünschte Regelziel. Im besten Fall kann bei einer Änderung der Störgröße nur die Austrittstemperatur auf der Senkenseite (die die Regelgröße ist) nicht mehr gehalten werden. Andernfalls es kommt zu einem Strömungsabriss am Ventilator, der zum sofortigen Abschalten der Maschine führt. Daraus ist ersichtlich, dass der ursprüngliche Betriebspunkt in *Abbildung 17 (a)* - der Punkt mit dem besten COP im gelben Bereich - jetzt außerhalb des Betriebsbereichs zum liegen kommt, wie in *Abbildung 18 (c)* zu sehen.

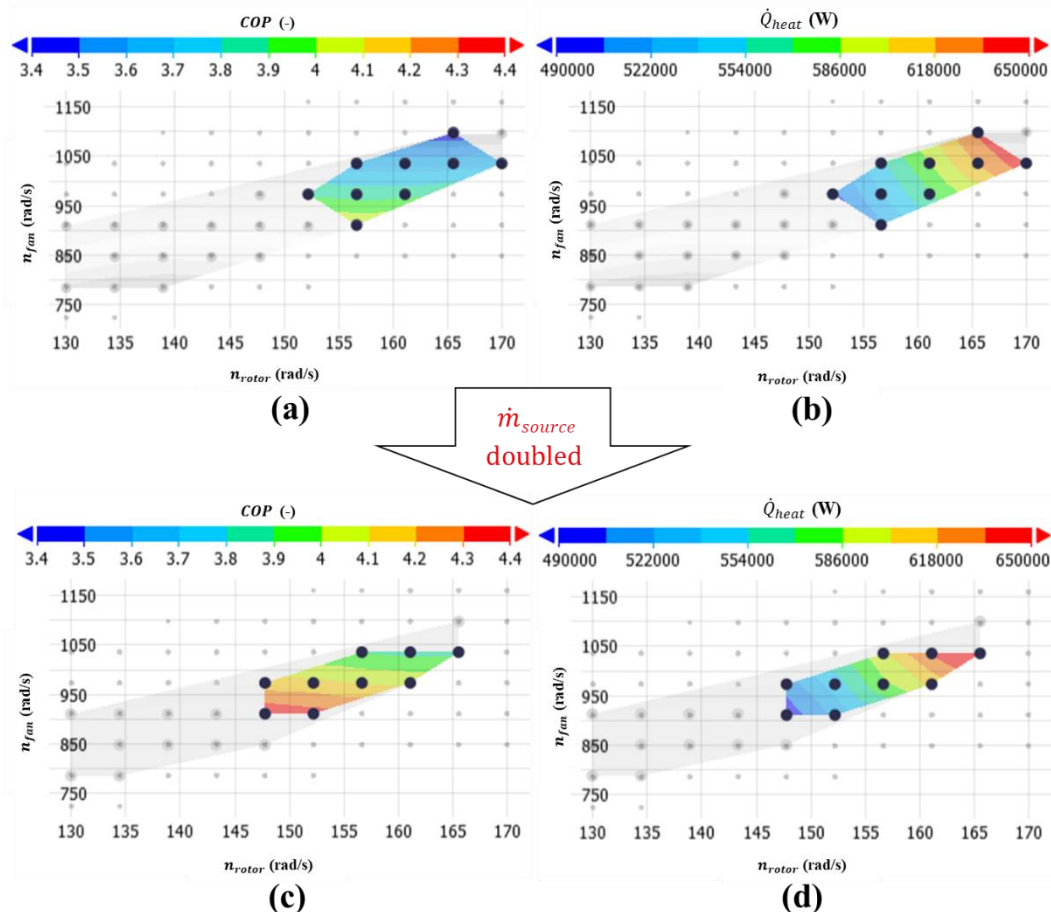


Abbildung 18: Beispiel 1: Verschiebung des Arbeitsbereichs bei abweichenden Randbedingungen.

Unsere Analysen über das hier angeführte Beispiel zeigt, dass der optimale Betrieb der RHP mit dem aktuellen Design der Komponenten im Hinblick auf den COP und der Heizleistung im Allgemeinen an den Grenzen des Betriebsbereichs zu liegen scheint. Hier besteht jedoch die Gefahr eines Strömungsabrisses am Ventilator, der zu Abschaltungen der RHP führt. Abschaltungen im Allgemeinen sind nicht nur wegen des Wärmebedarfs des zu versorgenden

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Prozesses unerwünscht, sondern auch für die Maschine an sich eine vermeidbare mechanische Zusatzbelastung. Abhilfe kann die Festlegung einer sogenannten „Sicherheitsabstands“ schaffen:

- **Fall A:** Feste Drehzahlen (z. B. für maximalen COP) → Änderung einer Störgröße (oder auch mehrere) schnell und unvorhergesehen. Wie weit können diese sich ändern, ohne dass die RHP zulässige Betriebsbereiche verlässt?
- **Fall B:** Optimaler Punkt liegt an der Grenze (da Drehzahlen nur kleiner oder nur größer sein können, wenn der Sollwert der Regelgröße eingehalten wird). Der Sicherheitsabstand zu dieser Grenze kann beliebig eingestellt werden, z. B. 5 % von der Grenze entfernt im Sinne von den Drehzahlen bzw. die halbe Strecke in Richtung des nächsten Nachbarn vom Optimum entfernt.

Die Grenzen unserer Überlegungen bestehen darin, dass die Ergebnisse grundsätzlich für stationäre Zustände gültig sind, daher sind Ergebnisse im Allgemeinen nicht für Anlauf- oder transiente Änderungen (z. B. Störungsänderung oder -geschwindigkeit) gültig.

## 3.4 Proof of concept an der realen RHP

### 3.4.1 SPS Tests

Um die Reglersoftware der PLC in einem sicheren Umfeld zu testen, wurde ein Versuchsaufbau verwendet. Dieser Versuchsaufbau besteht, neben einem Netzgerät als konstante Stromversorgung, aus der PLC welche sich aus der CPU- sowie den Input- und Outputmodulen zusammensetzt und einem Display als HMI, welches über eine Ethernet Verbindung mit der PLC verbunden ist.



## Regeln der Aktoren an den Grenzen möglicher Betriebspunkte

Der Ventilator hat, wie jede Strömungsmaschine bestimmte Betriebsgrenzen, die durch Strömungsphänomene verursacht werden. Darüber hinaus ändern sich sowohl die Charakteristik als auch die Systemkurve des Kreislaufs mit der Rotordrehzahl der RHP. Es gibt Kombinationen aus Ventilatorgeschwindigkeit und Rotorgeschwindigkeit, bei denen der der Kreislauf stoppt. Mit Hilfe von Modellierung können diese Kombinationen identifiziert und für die Steuerung und den erfolgreichen Betrieb des RHP berücksichtigt werden.

Da das ideale Betreiben, sowie Regeln, der Anlage oft nahe an den Rändern der möglichen Betriebsgrenzen stattfindet, muss die Regelung der Anlage sicherstellen, dass ein Betrieb der Anlage außerhalb der möglichen Betriebspunkte, auch für kurze Regelstrecken, verhindert wird.

Um ein Ansteuern der Anlage in einen nicht validen Betriebspunkt zu verhindern, wird während der Regeldauer, die Regelgrößen Drehzahl Ventilator  $n_{fan}$  und Drehzahl Rotor  $n_{rot}$  angefahren, in dem zuerst  $n_{fan}$  erhöht wird bis zum Erreichen der vorgegebenen Solldrehzahl und erst anschließend  $n_{rot}$  bis zur Solldrehzahl angefahren wird.

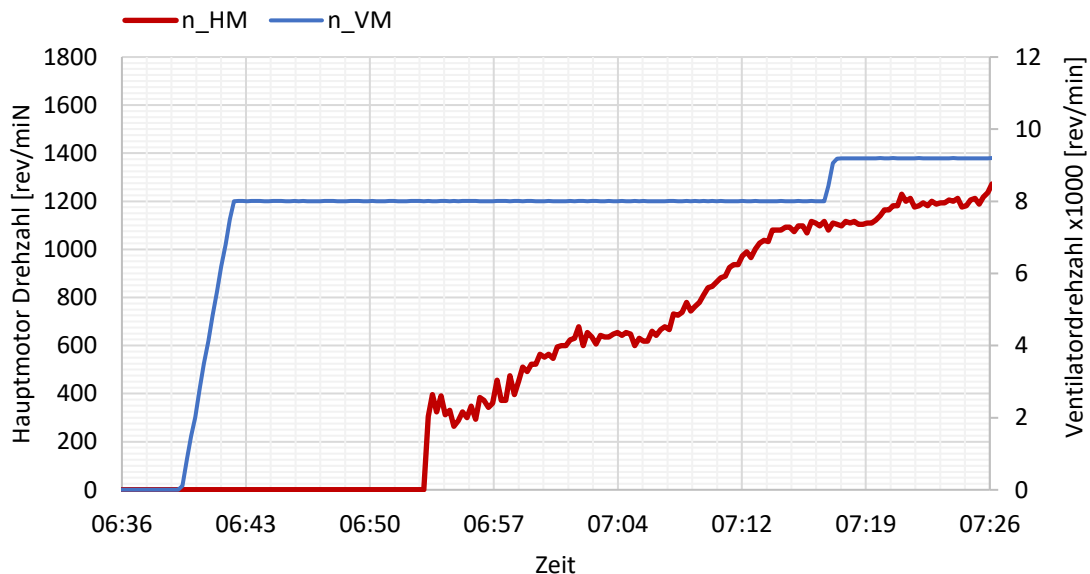


Abbildung 20: Verlauf der Motordrehzahlen bei Änderung des Betriebspunkts

## Safety Margin

Um ein frühes Eingreifen zu ermöglichen, bevor die Anlage ihren sicheren Betriebsrahmen verlässt, wird für den aktuellen Betriebspunkt die Differenz, zu dem erlaubten Betriebsrahmenparametern berechnet. Diese Differenz wird anschließend in Alarmklassen eingeteilt, um bereits gefährliche Tendenzen frühzeitig zu erkennen. Die Input Parameter werden dementsprechend angepasst, um aus der Matrix, Parameter der Regelgrößen zu erhalten, welche angefahren werden und die Anlage in einen sicheren Betriebspunkt führen, noch bevor der Betriebsrahmen erreicht wurde.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

## Kontrollstrategien für die RHP

Um den Lookup-Table in der Steuerung der Anlage zu verwenden, werden die Daten aus dem Modell über ein Skript, in ein von der Steuerung implementierbares Format (Header Datei) gewandelt.

Da in der Software der PLC ein einfaches Auswählen der gewünschten Steuer-, Soll- und Regelgrößen für unterschiedliche Anwendungs- und Regelszenarien ermöglicht werden soll, wurde die Implementierung des Lookup-Tables auf Seite der PLC Standardisiert. Dies setzt allerdings eine daran angepasste Aufbereitung des Lookup-Tables aus der Simulation voraus.

Somit wurde ein Skript geschrieben, welches die Lookup-Tables aus der Simulation einliest und im 1. Schritt für ein Regelszenario wie maximaler COP, maximale Leistung oder Solltemperatur, filtert. Anschließend liest und zählt das Script die Stützpunkte der einzelnen Parameter und sortiert die Lookup-Tables nach einer Standardreihenfolge. Die Werte aus diesen gefilterten und sortierten Lookup-Tables werden, zusammen mit den ausgelesenen Werten der Stützpunkte, in ein Textfile exportiert, in welchem jeder Wert als symbolische Konstante definiert wird. Das Textfile wird abschließend als Header Datei exportiert und von der PLC eingelesen.

Während der Initialisierung der Steuerung, liest diese die Header Datei in eine Matrix ein, um während der Regeldauer nur auf diese Matrix zugreifen zu müssen und aus den gegebenen Steuergrößen die Regelgrößen, als Output Parameter zu erhalten.

m_flow_water_sink	m_flow_water_source	T_sink_in degC	T_sink_out degC	T_source_in degC	COPh	n_rotor_s	n_ventil_r
670	670	60	75	60	5,73	1280	8660
670	670	60	70	60	6,08	1240	8060
670	670	60	75	52,5	4,47	1450	9250
670	670	60	70	52,5	5,24	1240	7470
670	670	60	75	45	3,61	1570	9840
670	670	60	70	45	3,99	1400	8060
670	670	60	65	45	4,03	1320	7470
670	670	60	70	37,5	3,1	1620	9250
670	670	60	70	30	2,23	1620	9840
670	670	60	65	30	2,38	1620	8660
670	670	52,5	65	60	6,55	1240	8660
670	670	52,5	65	52,5	5,97	1240	8060
670	670	52,5	65	45	4,9	1320	8060
670	670	52,5	65	37,5	3,69	1530	9250
670	670	52,5	60	37,5	3,83	1360	8060
670	670	45	60	45	5,5	1280	8660
670	670	45	55	45	5,53	1240	8660
670	670	45	60	37,5	4,35	1400	9250
670	670	45	55	37,5	4,74	1280	8060
670	670	45	60	30	3,51	1530	9840
670	670	45	55	30	3,65	1400	8660
670	670	37,5	55	37,5	5,06	1360	9250
670	670	37,5	50	37,5	5,38	1240	8660
670	670	37,5	55	30	3,9	1450	10430
670	670	37,5	50	30	4,43	1320	8660
670	670	37,5	45	30	4,51	1240	8060
670	670	30	45	30	4,98	1320	9250
670	670	30	40	30	5,22	1240	8660
670	540	60	75	60	5,54	1320	8660
670	540	60	70	60	5,96	1240	8060
670	540	60	75	52,5	4,37	1450	9250
670	540	60	70	52,5	5,17	1280	7470
670	540	60	75	45	3,57	1620	9840
670	540	60	70	45	3,9	1400	8060
670	540	60	65	45	3,93	1320	7470
670	540	60	70	37,5	3,03	1620	9250
670	540	60	70	30	2,17	1620	9840
670	540	60	65	30	2,25	1620	9250
670	540	52,5	65	60	6,41	1240	8660
670	540	52,5	65	52,5	5,84	1240	8060
670	540	52,5	60	45	4,56	1360	8660
670	540	52,5	60	45	4,79	1320	8060

Abbildung 21: Konvertierung des Lookup-Table aus dem Modell

```
217 FUNCTION VIRTUAL GLOBAL RegulationLookupTablesV2::Init
218 Dimension[0][0] := TABLE_0_0; Dimension[1][0] := TABLE_1_0;
219 Dimension[0][1] := TABLE_0_1; Dimension[1][1] := TABLE_1_1;
220 Dimension[0][2] := TABLE_0_2; Dimension[1][2] := TABLE_1_2;
221 Dimension[0][3] := TABLE_0_3; Dimension[1][3] := TABLE_1_3;
222 Dimension[0][4] := TABLE_0_4; Dimension[1][4] := TABLE_1_4;
223 Dimension[0][5] := TABLE_0_5; Dimension[1][5] := TABLE_1_5;
224 Dimension[0][6] := TABLE_0_6; Dimension[1][6] := TABLE_1_6;
225 Dimension[0][7] := TABLE_0_7; Dimension[1][7] := TABLE_1_7;
226 Dimension[0][8] := TABLE_0_8; Dimension[1][8] := TABLE_1_8;
227 Dimension[0][9] := TABLE_0_9; Dimension[1][9] := TABLE_1_9;
228 Dimension[0][10] := TABLE_0_10; Dimension[1][10] := TABLE_1_10;
229 Dimension[0][11] := TABLE_0_11; Dimension[1][11] := TABLE_1_11;
230 Dimension[0][12] := TABLE_0_12; Dimension[1][12] := TABLE_1_12;
231 Dimension[0][13] := TABLE_0_13; Dimension[1][13] := TABLE_1_13;
232 Dimension[0][14] := TABLE_0_14; Dimension[1][14] := TABLE_1_14;
233 Dimension[0][15] := TABLE_0_15; Dimension[1][15] := TABLE_1_15;
234 Dimension[0][16] := TABLE_0_16; Dimension[1][16] := TABLE_1_16;
235 Dimension[0][17] := TABLE_0_17; Dimension[1][17] := TABLE_1_17;
236 Dimension[0][18] := TABLE_0_18; Dimension[1][18] := TABLE_1_18;
237 Dimension[0][19] := TABLE_0_19; Dimension[1][19] := TABLE_1_19;
238 Dimension[0][20] := TABLE_0_20; Dimension[1][20] := TABLE_1_20;
239 Dimension[0][21] := TABLE_0_21; Dimension[1][21] := TABLE_1_21;
240 Dimension[0][22] := TABLE_0_22; Dimension[1][22] := TABLE_1_22;
241 Dimension[0][23] := TABLE_0_23; Dimension[1][23] := TABLE_1_23;
242 Dimension[0][24] := TABLE_0_24; Dimension[1][24] := TABLE_1_24;
243 Dimension[0][25] := TABLE_0_25; Dimension[1][25] := TABLE_1_25;
244 Dimension[0][26] := TABLE_0_26; Dimension[1][26] := TABLE_1_26;
245 Dimension[0][27] := TABLE_0_27; Dimension[1][27] := TABLE_1_27;
246 Dimension[0][28] := TABLE_0_28; Dimension[1][28] := TABLE_1_28;
247 Dimension[0][29] := TABLE_0_29; Dimension[1][29] := TABLE_1_29;
248 Dimension[0][30] := TABLE_0_30; Dimension[1][30] := TABLE_1_30;
249 Dimension[0][31] := TABLE_0_31; Dimension[1][31] := TABLE_1_31;
250 Dimension[0][32] := TABLE_0_32; Dimension[1][32] := TABLE_1_32;
251 Dimension[0][33] := TABLE_0_33; Dimension[1][33] := TABLE_1_33;
252 Dimension[0][34] := TABLE_0_34; Dimension[1][34] := TABLE_1_34;
253 Dimension[0][35] := TABLE_0_35; Dimension[1][35] := TABLE_1_35;
254 Dimension[0][36] := TABLE_0_36; Dimension[1][36] := TABLE_1_36;
255 Dimension[0][37] := TABLE_0_37; Dimension[1][37] := TABLE_1_37;
256 Dimension[0][38] := TABLE_0_38; Dimension[1][38] := TABLE_1_38;
257 Dimension[0][39] := TABLE_0_39; Dimension[1][39] := TABLE_1_39;
258 Dimension[0][40] := TABLE_0_40; Dimension[1][40] := TABLE_1_40;
259 Dimension[0][41] := TABLE_0_41; Dimension[1][41] := TABLE_1_41;
260 Dimension[0][42] := TABLE_0_42; Dimension[1][42] := TABLE_1_42;
261 Dimension[0][43] := TABLE_0_43; Dimension[1][43] := TABLE_1_43;
262 Dimension[0][44] := TABLE_0_44; Dimension[1][44] := TABLE_1_44;
```

Abbildung 22: Laden der Header Datei in die Regelungsmatrix der

## Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische  
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Für unterschiedliche industrielle Anwendungen werden unterschiedliche Header Dateien für das jeweilige Szenario verwendet. In diesen Szenarien werden Steuer- und Regelgröße an die Anwendung der Anlage abgestimmt. Dadurch kann für einen Wechsel der industriellen Anwendung, die Steuerung einfach die verwendete Header Datei auswechseln und diese in die Matrix zur Regelung laden.

3 Szenarien wurden im Zuge des Projekts ausgearbeitet:

1. Szenario wärmegetriebene Regelung: Die Temperatur am Senken Ausgang ( $T_{\text{sink\_out}}$ ) wird als zusätzliche Randbedingung betrachtet. Mit welcher, in Hinblick auf Maximierung des COPh aus der Matrix, die Sollparameter für die Rotordrehzahl ( $n_{\text{rot}}$ ) und Ventilator Drehzahl ( $n_{\text{fan}}$ ) ausgelesen und an die Steuerung der Aktoren übergeben werden.

Daraus resultieren für die Regelvariante folgenden Steuergrößen:

$T_{\text{sink\_out}}$ ,  $T_{\text{sink\_in}}$ ,  $T_{\text{source\_in}}$ ,  $m_{\text{sink}}$ ,  $m_{\text{source}}$ ,

Mit diesen werden die folgenden Regelgrößen definiert werden:  $n_{\text{fan}}$ ,  $n_{\text{rot}}$

2. Szenario Kühlungsgesteuerte Regelung: Die Temperatur am Quellen Ausgang ( $T_{\text{source\_out}}$ ) wird als zusätzliche Randbedingung betrachtet. Mit welcher, in Hinblick auf Maximierung des COPh aus der Matrix, die Sollparameter für die Rotordrehzahl ( $n_{\text{rot}}$ ) und Ventilator Drehzahl ( $n_{\text{fan}}$ ) ausgelesen und an die Steuerung der Aktoren übergeben werden.

Daraus resultieren für die Regelvariante folgenden Steuergrößen:

$T_{\text{source\_out}}$ ,  $T_{\text{source\_in}}$ ,  $T_{\text{sink\_in}}$ ,  $m_{\text{sink}}$ ,  $m_{\text{source}}$ ,

Mit diesen werden die folgenden Regelgrößen definiert werden:  $n_{\text{fan}}$ ,  $n_{\text{rot}}$

3. Szenario Kombination von Szenario 1 und Szenario 2: Sämtliche Temperaturen an der Quelle und der Senke sind durch den Prozess festgelegt. Die Massenströme an Quelle und Senke sind variabel und die RHP kann in Hinblick auf die gewünschte thermische Leistung an Quelle und Senke betrieben werden.

Daraus resultieren für die Regelvariante folgenden Steuergrößen:

$T_{\text{source\_out}}$ ,  $T_{\text{source\_in}}$ ,  $T_{\text{sink\_in}}$ ,  $T_{\text{sink\_out}}$ ,  $Q_{\text{source}}$ ,  $Q_{\text{sink}}$

Mit diesen werden die folgenden Regelgrößen definiert werden:  $n_{\text{fan}}$ ,  $n_{\text{rot}}$

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Der Algorithmus, der Steuerung vergleicht, die Parameter der Steuergrößen (Input[0] – Input[3]) mit den Stützpunkten in der Matrix und sucht die nächsten oberen- und unteren Stützpunkte (siehe Abbildung 3). Die Steuerung nimmt die Output Parameterwerte der Matrix als Regelgrößen und speichert die Werte für die spätere Verwendung mit den Aktoren.

```
190
191 IndexHigh := Index;
192 RegulationState := LookUpHighValue;
193
194 LookUpHighValue:
195 DrehzahlHigh[0] := Dimension[4][Index];
196 DrehzahlHigh[1] := Dimension[5][Index];
197 DrehzahlHigh[2] := Dimension[6][Index];
198 RegulationState := InterpolationValue;
199
200 InterpolationValue:
201 if DrehzahlHigh[0] = 0 | DrehzahlHigh[1] = 0 then
202   Drehzahl_HM := DrehzahlLow[0];
203   Drehzahl_VM := DrehzahlLow[1];
204   COP := DrehzahlLow[2];
205 elseif DrehzahlLow[0] = 0 | DrehzahlLow[1] = 0 then
206   Drehzahl_HM := DrehzahlHigh[0];
207   Drehzahl_VM := DrehzahlHigh[1];
208   COP := DrehzahlHigh[2];
209 else
210   Drehzahl_HM := DrehzahlLow[0] + (((DrehzahlHigh[0] - DrehzahlLow[0]) * DeltaInterpol) / 100);
211   Drehzahl_VM := DrehzahlLow[1] + (((DrehzahlHigh[1] - DrehzahlLow[1]) * DeltaInterpol) / 100);
212   COP := DrehzahlLow[2] + (((DrehzahlHigh[2] - DrehzahlLow[2]) * DeltaInterpol) / 100);
213 end_if;
214
215 RegulationState := Wait;
216 end_case;
217
```

Abbildung 23: Ermitteln der Regelgrößen mithilfe der Steuergrößen

## Optimieren und Testen der Reglersoftware auf der PLC

Beim Downloaden der Reglersoftware, in die PLC der Anlage wurde erkannt, dass die Codegröße der Lookup-Table Matrix, die ersten Abschätzungen weit überschritten hat. In mehrere Iterationen wurde der Codeaufbau überarbeitet, um Rechenleistung während der Regeldauer zu minimieren.

Es wurden Header Dateien eingepflegt, aus welchen, bereits während der Initialisierung der PLC, die benötigten Daten, für die Matrix ausgelesen werden und diese so aufbereitet werden, um im laufenden Regelbetrieb, ein Arbeiten mit Pointern zu ermöglichen und somit einen schnelleren Zugriff auf die Daten der Matrix zu gewährleisten.

Durch Optimierung des Suchalgorithmus der Regelparameter aus der Matrix, mithilfe einer asynchronen und priorisierenden Verarbeitungskette, wurden die Rechenleistungsspitzen, des Reglers während der Regeldauer, auf eine konstante mittlere Rechenleistung verteilt.

Bevor die Reglersoftware an der Anlage getestet wurde, wurde die Software auf einen Versuchsaufbau der PLC gespielt. Bei diesen Tests stellte sich heraus, dass die Stützpunkte der Lookup-Table, für eine optimale Regelung zu groß sind.

Um diese Regelschritte zu verkleinern, ohne die Lookup-Table zu verfeinern und somit auch die Codegröße der Matrix sowie die Gesamtgröße der Software deutlich zu vergrößern, wurde ein Interpolationsalgorithmus einprogrammiert, welcher sowohl einen oberen als auch einen unteren Parameterwert jeder Regelgröße, aus der Lookup-Table raussucht. Diese werden anschließend prozentual interpoliert, wodurch kleinere Regelschritte ermöglicht werden.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

```

62 //Die Eingabeparameter werden überprüft um die Indizes der Matrix zu definieren
63 //Im 1. Schritt wird der 1. Input wert mit den hinterlegten Stützpunkten verglichen, mit dem gefundenen Stützpunkt
64 //wird der Suchbereich für die restlichen Eingabeparameter eingeschränkt
65 if Input[0] >= POINT_1 then
66     iStartLow := 0;
67     iStartHigh := RANGE_1;
68     iRangeLow := RANGE_1;
69     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2;
70 else if Input[0] >= POINT_2 then
71     iStartLow := RANGE_1;
72     iStartHigh := RANGE_1 + RANGE_2;
73     iRangeLow := RANGE_1 + RANGE_2;
74     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3;
75 else if Input[0] >= POINT_3 then
76     iStartLow := RANGE_1 + RANGE_2;
77     iStartHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3;
78     iRangeLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3;
79     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
80 else if Input[0] >= POINT_4 then
81     iStartLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3;
82     iStartHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
83     iRangeLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
84     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4 + RANGE_5;
85 else if Input[0] >= POINT_5 then
86     iStartLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
87     iStartHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
88     iRangeLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4 + RANGE_5;
89     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4 + RANGE_5;
90 else //Out of Border
91     iStartLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
92     iStartHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4;
93     iRangeLow := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4 + RANGE_5;
94     iRangeHigh := RANGE_1 + RANGE_2 + RANGE_3 + RANGE_4 + RANGE_5;
95 end_if;
96
97 //Überprüfen der Eingabeparameter, jeder Parameter wird nacheinander mit den hinterlegten Stützpunkten verglichen
98 for i := iStartLow to iRangeLow do
99     if Input[1] >= Dimension[1][i] then
100         if Input[2] >= Dimension[2][i] then
101             if Input[3] >= Dimension[3][i] then
102                 Index := i;
103                 exit;
104             else
105                 if i >= iRangeLow then
106                     Input[3] := Dimension[3][i];
107                     i := iStartLow;
108                 end_if;
109             else
110                 if i >= iRangeLow then
111                     Input[2] := Dimension[2][i];
112                     i := iStartLow;
113                 end_if;
114             else
115                 if i >= iRangeLow then
116                     Input[1] := Dimension[1][i];
117                     i := iStartLow;
118                 end_if;
119             end_if;
120         end_if;
121     end_for;
122

```

Abbildung 24: Code des Interpolationsalgorithmus

Anschließend wurden Daten aus vorhergegangenen Testläufen der realen Anlage aufbereitet und als Input Parameter für die PLC verwendet. Dadurch konnte die Reglersoftware mit realen Daten betrieben werden und in einem gesicherten Rahmen getestet werden.

Name	Value	Format	Type	Address
RegulationLookUpTablesV21	RegulationLookUpTablesV2	Default	CLASS	%m721A29A0
S ClassSvr	0	Default	DINT	%m721A29A4
S Regulation_On	1	Default	DINT	%m721A29B0
S Drehzahl_HM	1 280	Default	DINT	%m721A29BC
S Drehzahl_VM	7 470	Default	DINT	%m721A29C8
S COP	470	Default	DINT	%m721A29D4
V RegulationState	wait	Default	ENUM	%m721A29DC
V i	402	Default	INT	%m721A29DE
V Timestamp	17 213 931	Default	DINT	%m721A29E0
V Index	0	Default	INT	%m721A29E4
V IndexLow	356	Default	INT	%m721A29E6
V IndexHigh	402	Default	INT	%m721A29E8
V Input		Default	ARRAY OF UINT	%m721A29EC
V [0]	350	Default	UINT	%m721A29EC
V [1]	350	Default	UINT	%m721A29EE
V [2]	600	Default	UINT	%m721A29F0
V [3]	600	Default	UINT	%m721A29F2
V Adjust		Default	ARRAY OF UINT	%m721A29F4
V Value		Default	ARRAY OF DINT	%m721A29FC

Abbildung 25: Test der Reglersoftware auf der PLC des Versuchsaufbaus

## Testen des Reglers an der realen Anlage am Prüfstand

Um die Reglersoftware, im Betrieb an der echten Anlage, in einem sicheren Umfeld zu testen, wurde in der Software, die Möglichkeit programmiert, den Regler zu aktivieren, ohne jedoch die vorgeschlagene Werte der Regelgrößen direkt an die Aktoren zu übermitteln. Die vom Regler vorgeschlagenen Werte der Regelgrößen, wurden in diesen Tests nur in ein Loggingfile für die späterer Auswertung und Überprüfung geschrieben. Dadurch konnte die Funktionsweise des Reglers vor allem an den Rändern der möglichen Betriebspunkte, sicher getestet werden.

Im nachfolgenden Test an der Anlage, wurde die Regelung mit Lookup-Table auf eine wärmegetriebene Regelung eingestellt. Der relevante Bereich für diesen Test findet zwischen 09:20-10:30 statt.

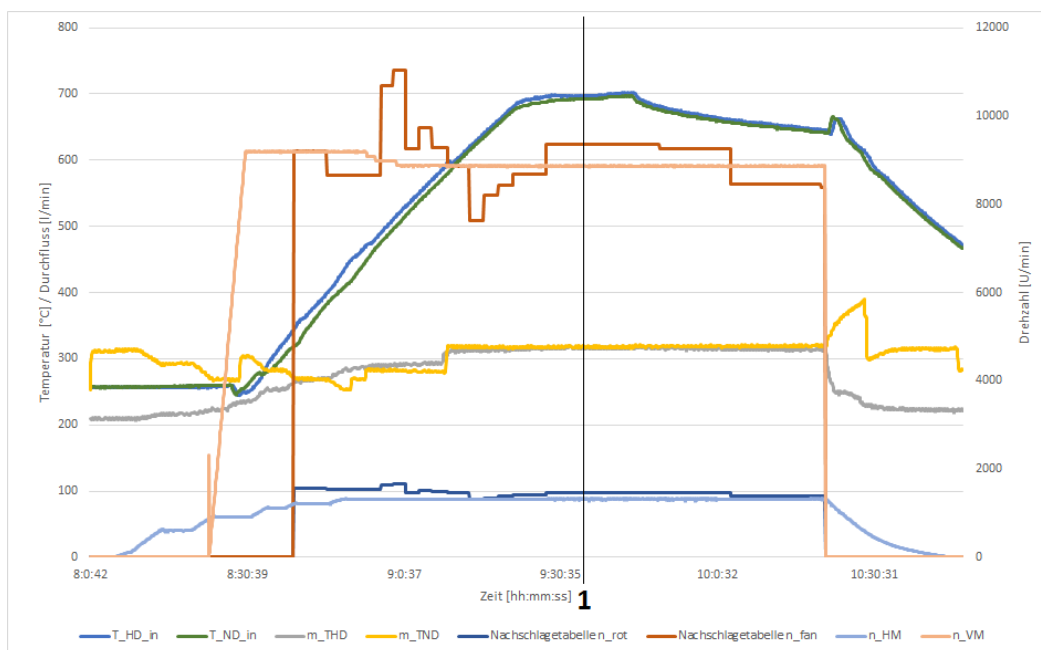


Abbildung 26: Ermittelte Drehzahlen aus dem Lookup-Table beim Test an der Anlage vom 28.05.2023

Weitere Untersuchungen und Tests wurden am Versuchsaufbau mit historischen Daten der realen Anlage durchgeführt und in den folgenden Abbildungen dargestellt. Auch in diesen Tests wurde der Lookup-Table für eine wärmegetriebene Regelung verwendet.

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

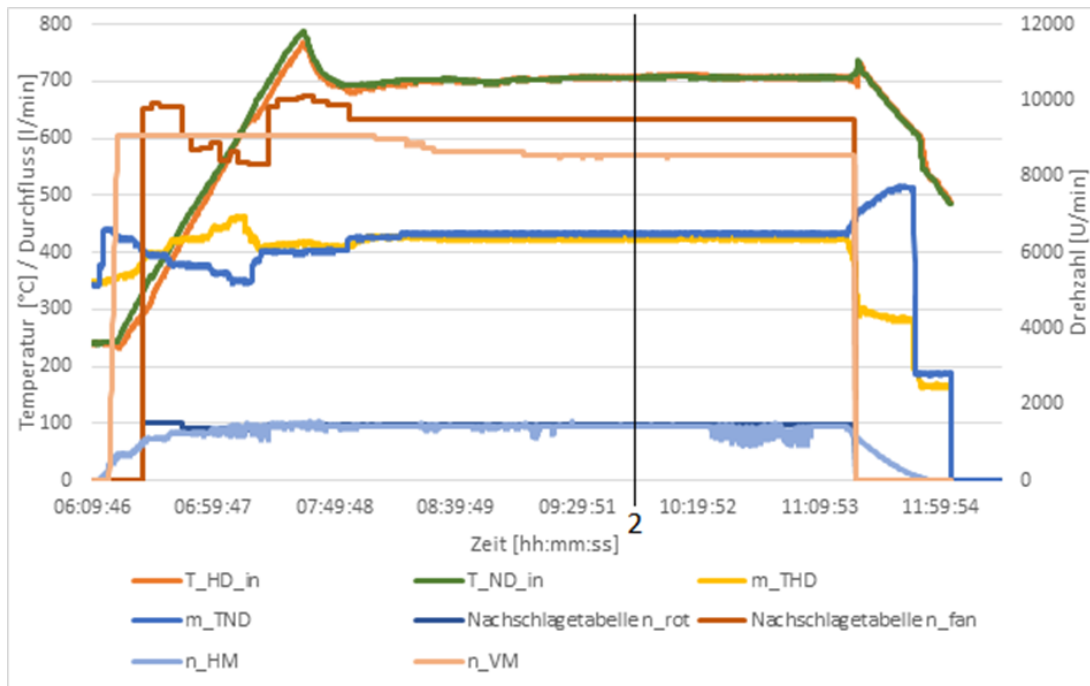


Abbildung 27: Ermittelte Drehzahlen aus dem Lookup-Table mit Historischen Daten vom 01.05.2023

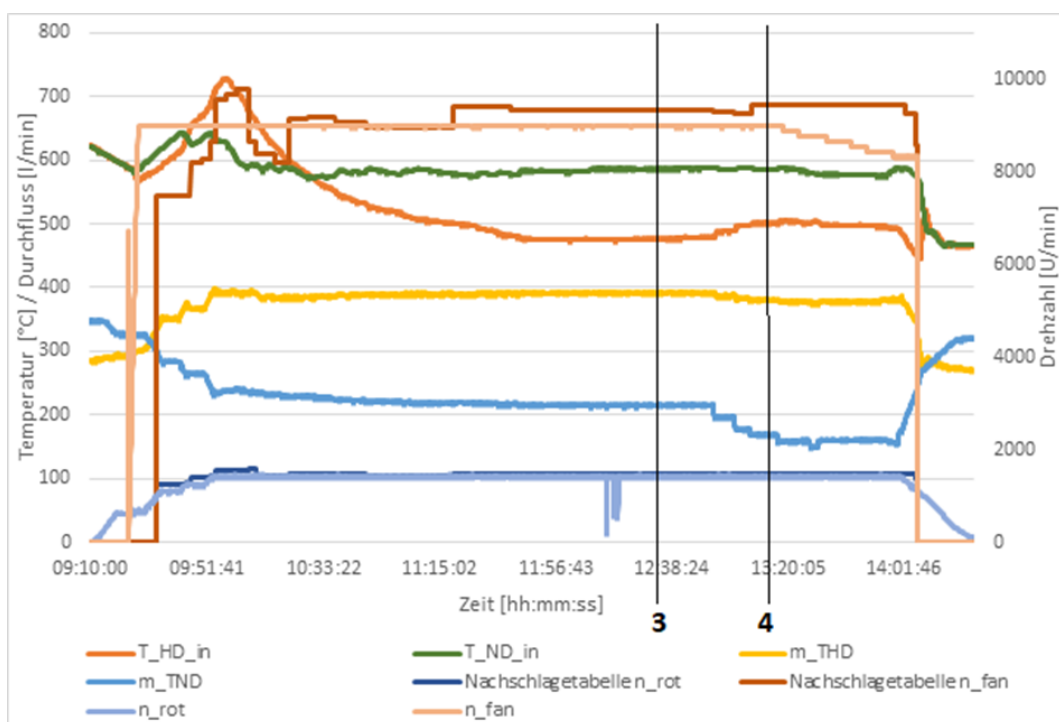


Abbildung 28: Ermittelte Drehzahlen aus dem Lookup-Table mit Historischen Daten vom 02.06.2022.

In der nachfolgenden Tabelle wurden die relevanten Punkte, aus den oben dargestellten Diagrammen zusammengeschrieben, um eine einfache Übersicht und Gegenüberstellung der Parameterwerte zu ermöglichen. Im direkten Vergleich der Messwerte von der realen Anlage, mit den vorgeschlagenen Werten aus dem Lookup-Table ist zu erkennen, dass durch die Verwendung der Reglersoftware, eine **Steigerung** des **COP** von **5-25%** erreicht werden kann. Durch diese Effizienzsteigerung können bei 8000 h Betrieb rund 315 MWh pro Jahr eingespart

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische  
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

werden. Dies entspricht dem Verbrauch von ca. 105 Haushalten (bei ca. 3000 kWh/Haushalt pro Jahr).

**Tabelle 6: Relevante Parameterwerte aus den abgebildeten Diagrammen der Tests an der Anlage sowie am Versuchsaufbau**

	Zeitpunkt	T_sink_in °C	T_source_in °C	T_sink_out °C	m_sink l/min	m_source l/min	n_rot rpm	n_fan rpm	COP
Anlage							1303	8868	4,0
Lookup- Table	<b>1</b>	69,7	69,1	86,9	317	318			
							1474	9368	4,2
Anlage							1410	8543	3,9
Lookup- Table	<b>2</b>	70,8	70,7	88,8	426	436			
							1467	9292	4,6
Anlage							1404	8979	3,7
Lookup- Table	<b>3</b>	58,6	67,2	47,5	393	216			
							1475	9344	3,9
Anlage							1422	8973	3,2
Lookup- Table	<b>4</b>	50,1	58,6	66,6	382	170			
							1487	9450	3,9

### 4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Basis von ROHAN ist eine Modellbeschreibung und Dokumentation der physikalischen Zusammenhänge auf Komponentenebene einer RHP mithilfe von CFD, sogenannte Metamodelle. Der Zweck ist es, die phänomenologischen Zusammenhänge besser zu verstehen und nachvollziehbar zu machen, um sie als Grundlage für weitere Regelstrategien zu nutzen. Bisher wurden nur einzelne Betriebspunkte berechnet, aber nun sollen diese um ein Vielfaches erweitert werden. Durch Metamodelle können die Auswirkungen verschiedener Eingangsparameter auf verschiedene Ausgangsparameter der Komponenten effizient zusammengefasst werden.

Die Modellierung des Digital Twin wurde in Dymola Modelica umgesetzt. Sämtliche Metamodelle sind als FMUs im Gesamtmodell integriert und bilden die reale Anlage unter den gegebenen Randbedingungen nach. Anfangs wurde das Gesamtmodell mit Prüfstands Daten der realen Anlage beaufschlagt, um das Modell zu validieren. Weiters wurden Parameterstudien auf Basis der „Parameter Sweep“-Methode in Dymola durchgeführt. Als ein Ergebnis dieser Variationen kann ein Lookup-Table generiert werden, der die Grundlage für eine Regelstrategie bietet. Knapp über 100.000 Simulationen wurden insgesamt getestet und durchgeführt, um mögliche Betriebsgrenzen aufzuzeigen und Optimalpunkte je nach Anwendung (z.B.: maximaler COP) zu ermitteln. Für das validierte Modell wurden 62.500 Simulationsläufe für einen Heizleistungsbereich bis 750 kW und mit unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. So wurden beispielsweise Ventilator Drehzahl, Rotordrehzahl und Temperaturen variiert, um einen weiten Bereich potenziell möglicher Betriebspunkte abzudecken. Für bestimmte Randbedingungen wurden gültige Betriebsbereiche identifiziert. Erst durch die vorhandenen Arbeiten stehen „Betriebshüllkurven“ des gesamten Systems in den definierten Betriebsgrenzen (nicht nur der einzelnen Komponenten) zur Verfügung. Aus zulässigen Steuergrößenkombinationen wurde die gewünschte Beeinflussung der Regelgrößen für gegebene Randbedingungen ermittelt. Die nachfolgende Abbildung zeigt die simulierten Kombinationen der unterschiedlichen Steuergrößen. Durch Analysen wurden unplausible Simulationen gefiltert und plausible als Basis für den Lookup-Table herangezogen.

Das RHP-Modell wurde anhand real gemessener Betriebspunkte validiert, die sich in realistischen Bereichen bewegen. Dabei wurde nicht auf die Auswahl von Betriebspunkten geachtet, die einfach validierbar sind, sondern auf solche, die tatsächlich im realen Betrieb auftreten können und durch Regelungen bewältigt werden müssen. Insgesamt liegt der höchste Fehler zwischen Simulation und Messung im COP von ca. 21 %. Bei gleichen Eintrittstemperaturen und Massenströmen beträgt der Fehler der Senkenaustrittstemperatur  $T_{sink,out}$  bei max. 1,61 K.

Aus den Daten der Simulation wurde eine Reglersoftware entwickelt und diese auf einer PLC in einer Versuchsumgebung getestet. Die aus der Simulation ausgegebenen Lookup-Tables, wurden konvertiert und in Form einer Header Datei exportiert, welche für die PLC importierbar

## Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische  
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

ist. Die Daten aus dieser Header Datei werden von der Reglersoftware in eine Matrix geschrieben, um während der Regeldauer nur auf die Matrix zugreifen zu müssen und somit die benötigte Rechenleistung der PLC, während der Regelung möglichst gering zu halten. Die Regelungssoftware zieht die aktuellen Messwerte der Sensoren als Steuergrößen heran und sucht mit diesen als Input der Matrix jeweils den nächsten oberen und unteren Stützpunkt. An diesen Stützpunkten der Matrix, gibt diese die Regelgrößen als Outputs zurück, welche anschließend prozentual interpoliert werden und als Sollgrößen an die Steuerung der Aktoren weitergegeben werden.

Es wurden für 3 unterschiedliche Anwendungsszenario jeweils eine passende Header Datei erstellt, welche die Reglersoftware je nach gewähltem Szenario in die Matrix geschrieben werden kann.

Abschließend wurde die Reglersoftware in einer Versuchsumgebung mit Daten aus vorhergegangenen Testläufen, der realen Anlage gefüttert und die vorgeschlagenen Sollgrößen mit den realen Daten verglichen. Dies ermöglichte uns ein Testen der Software in einer sicheren Umgebung, bevor die Software an der realen Anlage getestet wurde.

In den darauffolgenden Tests wurde die Regelung der RHP mit einer wärmegetriebenen Regelung verglichen. Um die Reglersoftware sicher an der echten Anlage zu testen, wurde die Möglichkeit implementiert, den Regler zu aktivieren, ohne die vorgeschlagenen Regelwerte direkt an die Aktoren zu senden. Diese Werte wurden nur in eine Logdatei geschrieben, um die Reglerfunktionalität an den Randbedingungen sicher zu überprüfen. In einem weiteren Test wurde die Anlagenregelung mit einem Lookup-Table aktiviert. Durch die Verwendung der Reglersoftware konnte eine Steigerung des COP von 5-25% erreicht werden.

Folgende Veröffentlichungen wurden im Zuge von ROHAN durchgeführt:

- [1] B. Windholz; As Sporr, S. Kling, M. Lauer mann, A. Längauer, B. Adler, „ Simulation towards demonstration: A Digital-Twin for developing control concepts of an industrial-scale Rotation Heat Pump”, ECOS 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2022, Copenhagen.
- [2] M. Lauer mann; S. Kling; B. Windholz; A. Sporr; A. Längauer; G. Kaltenbaek; B. Adler „ Simulation Towards Demonstration: A Comparison Of Different Control Concepts Of An Industrial-Scale Rotation Heat Pump”, 14th IEA Heat Pump Conference, 15-18 May 2023, Chicago, Illinois.
- [3] B. Windholz; A. Sporr; S. Kling; M. Lauer mann; A. Längauer; B. Adler, „SIMULATION TOWARDS DEMONSTRATION, A Digital-Twin for developing control concepts of an industrial-scale Rotation Heat Pump”, Online-Vortrag im Zuge des IETS Annex XVIII am 29.11.2022.
- [4] A. Längauer; B. Adler; M. Lauer mann; „Regelung einer Rotationswärmepumpe“, Deutsche Kälte- und Klima-Tagung (DKV) 2020, 18.-20.11.2020, Magdeburg

### 5 Ausblick und Empfehlungen

Regelsysteme und Strategien von kommerziellen Wärmepumpen können nicht auf die RHP übertragen werden, da sowohl zusätzliche Regelparameter vorhanden sind als auch weitere nicht vergleichbare komplexe Zusammenhänge eingebracht werden müssen. Für die Rotationswärmepumpe konnte bereits der Proof of Concept einer vielversprechenden Regelstrategie erfolgreich erbracht werden, benötigt jedoch für die Erhöhung der Betriebssicherheit und den effizienten Betrieb eine weitere Verfeinerung des Reglermodelles, das für die Anwendung im industriellen Umfeld zuvor im Zuge von Labortests validiert wird.

In einem Folgeprojekt soll das Ziel verfolgt werden, das Regelsystem einer Rotationswärmepumpe mit Labormessungen zu validieren, zu verfeinern und zu verbessern. Durch die Installation von ausgewählter Sensorik, die den hohen Zentrifugalkräften im rotierenden System standhält, sollen im Gaskreislauf thermodynamische Größen wie Druck und Temperatur, gemessene werden. Dadurch ist eine vertiefte Validierung und ein Abgleich des thermodynamischen Prozesses möglich und es werden die Grundlagen für die Verbesserung der Regelung durch die verschiedenen Entwicklungsstufen - Model In the Loop (MIL), Software in the Loop (SIL) und Hardware In the Loop (HIL) geschaffen. Weiters kann durch Simulationen das Verhalten einzelner Komponenten auch unter skalierten geometrischen und thermodynamischen Randbedingungen analysiert werden. Eine Skalierung der Rotationswärmepumpe ist damit vergleichsweise schnell und einfach möglich.

Die wesentlichen Ergebnisse sollten umfassen:

- Abbild der Rotationswärmepumpe in Form eines verbesserten Reglermodells,
- Regelkonzept für die Rotationswärmepumpe basierend auf auf dem Konzept - SIL, MIL, HIL das eine höchstmögliche Änderungsrate und robusten Betrieb bereit stellt
- Erfolgreiche Skalierung der RHP

# Energieforschungsprogramm - 6. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische  
Forschungsförderungsgesellschaft FFG

## 6 Kontaktdaten

ProjektleiterIn: Bernhard Adler  
Institut/Unternehmen: ecop Technologies GmbH  
Kontaktadresse: Lastenstraße 15, 4531 Neuhofen an der Krems, Austria |  
Betriebsstätte: Perfektastraße 73/Top A1, 1230 Wien, Austria,  
T +43-1-865 10 62-21, [www.ecop.at](http://www.ecop.at)

Auflistung der weiteren Projekt- bzw. KooperationspartnerInnen Name / Institut oder Unternehmen

- AIT - Austrian Institute of Technology GmbH