

Schlussbericht vom 30.08.2024

zu IGF-Vorhaben Nr. 21801 N

Thema

Entwicklung und experimentelle Validierung von Modellen zur verfahrenstechnischen Auslegung und techno-ökonomischen Bewertung von Wasserstofftankstellen (HRS-Modell)

Berichtszeitraum

01.04.2021 – 31.03.2024

Forschungsvereinigung

Institut für Umwelt & Energie, Technik & Analytik e. V

Forschungseinrichtung(en)

FE 1: Zentrum für BrennstoffzellenTechnik GmbH (ZBT)

FE 2: Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl Energietechnik



Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Inhalt

Thema.....	1
Berichtszeitraum.....	1
Forschungsvereinigung	1
Forschungseinrichtung(en)	1
1. Einleitung und Zielsetzung	5
2. Bewertung der erzielten Ergebnisse.....	6
3. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 1 (Messkonzept) - ZBT	8
3.1 Messkonzept und Bedarfsermittlung an Messpunkten	8
3.2 Beschreibung des Hochdruckteststandes am Wasserstoff-Testfeld	13
3.3 Versuchsträger und Instrumentierung	15
3.4 Einbringung zusätzlicher Messstellen	17
3.5 Validierung der Oberflächentemperaturmessmethodik.....	22
3.6 Messprotokollierung.....	29
4. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 2 (Messungen) - ZBT.....	31
4.1 Durchgeführte Messungen.....	31
5. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 3 (Einzelmodelle) - UDE	34
5.1 Wasserstoff.....	34
5.2 Zustandsmodell Wasserstoff.....	36
5.3 Einzelmodelle	38
6. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 4 (Gesamtmodell) - UDE	43
6.1 Entwicklung des Gesamtmodells	43
6.2 Validierung des Gesamtmodells.....	44
6.3 Beispiele des Gesamtmodells.....	47
7. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 5 (Variantenrechnung) – UDE/ZBT	49
7.1 Variantenrechnung an einer einfachen Tankstelle.....	49
Aufbau der Varianten.....	49
7.2 Ergebnisse Tankstelle HD-Speicher (Szenarios 1 bis 3)	51
7.3 Ergebnisse Tankstelle Kaskade (Szenario 4 bis 6)	59
7.4 Fazit Variantenrechnung	70
7.5 Referenzmodellsimulation.....	72
7.5.1 Aufbau des Referenzmodells	72
7.5.3 Variantenrechnung Referenzmodell.....	74
Referenztankstelle Variante 1 (ein HD-Speicher)	74

Referenztankstelle Variante 2 (Kaskade)	79
Referenztankstelle Variante 3 (Kaskade mit Zwischenaufdrücken)	82
7.5.4 Fazit Referenzmodell.....	90
8. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 6 (Kostenrechnung) - UDE	92
8.1 Aufbau des Kostenmodells	92
Kostenrechnung Wasserstoffspeicher	94
Kostenrechnung Kompressor	95
Kostenrechnung Kühlmaschine	96
Kostenrechnung Wärmetauscher und Dispenser	97
Kostenrechnung allgemeine ökonomische Parameter	98
8.2 Kostenrechnung Referenzmodell	99
8.3 Fazit Kostenrechnung Referenzmodell	103
9. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 7 (Handbuch und Dokumentation) – UDE/ZBT	104
9.1 Handbuch zum Simulationsmodell	104
HRS-Modell Bedienungsanleitung	104
Initiale Anwendung	104
Anwendung.....	106
Einfügen von Komponenten	107
Verbinden von Komponenten	108
Einstellung der Komponenten.....	109
Letzte Schritte	112
Auswertung der Ergebnisse	112
9.2 Veröffentlichung des Tools.....	114
10. Verwendung der Zuwendung	116
10.1 Forschungseinrichtung 1 (ZBT).....	116
10.2 Forschungseinrichtung 2 (UDE)	116
11. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....	117
12. Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse	117
13. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft.....	119
13.1. Umgesetzte Transfermaßnahmen	119
13.2. Geplante Transfermaßnahmen nach Abschluss des Projektes	119
14. Einschätzung zur Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierten Transferkonzepts.....	120
15. Publikationen	120
16. Förderhinweis und Danksagung	121

17.	Literaturverzeichnis:.....	122
18.	Abbildungsverzeichnis	127
19.	Tabellenverzeichnis	127
20.	Anhang	127

1. Einleitung und Zielsetzung

Im Rahmen der zukünftigen Elektromobilität sind Brennstoffzellenantriebe sowohl für Personenkraftwagen als auch für Busse und Lastkraftwagen eine wichtige Option. Das hierfür benötigte Netz an Wasserstofftankstellen ist für den PKW-Bereich zurzeit bereits im Aufbau, ein einheitliches, energieeffizientes und kostenoptimiertes Design gibt es jedoch noch nicht. Für den Schwerlastbereich (u.a. Busse und LKW) fehlt die Tankstelleninfrastruktur noch weitestgehend. Viele Aspekte hierbei bieten daher noch erhebliches Entwicklungs- und Optimierungspotenzial, angefangen von der Dimensionierung und den Druckniveaus der H₂-Speicher über die Ventiltechnik bis hin zur Kühltechnik. Mathematische Modelle einer Wasserstofftankstelle (hydrogen refueling station, HRS) bieten die Chance, ohne großen Zeit und Kostenaufwand unterschiedliche Einflussfaktoren zu untersuchen. Variationen der Hardware, unterschiedliche Systemkonfigurationen oder Auslastungsvarianten könnten mit Hilfe solcher Modelle ohne großen Aufwand und kostengünstig simuliert und analysiert werden.

Das vorliegende Forschungsprojekt hat zum Ziel, Einzelmodelle der wichtigsten Komponenten und ein darauf basierendes Gesamtmodell einer HRS zu entwickeln und diese anhand des Wasserstofftestfeldes am ZBT zu validieren. Dazu werden Einzelmodelle für die wichtigsten Anlagenkomponenten einer HRS, wie Kompressoren, Speicher in den unterschiedlichen Druckstufen, Kühlung, Rohrleitungen, Ventile sowie BoP- und Sicherheitskomponenten, entwickelt. Hierbei stehen die thermodynamischen Kenngrößen wie Arbeit, Leistung, Druck und Temperatur im Vordergrund, mit denen die Kompressionsvorgänge, sich einstellende Druckniveaus in den Speichern sowie benötigte Kühlleistungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen bestimmt werden können. Die mathematische Modellierung soll möglichst einfach sein, aber die instationären Prozesse durch die Befüllung und Entleerung von Speichern sowie die Realgaseigenschaften des Wasserstoffs berücksichtigen. Hierbei soll auf die Simulationssoftware Matlab/Simulink zurückgegriffen werden.

Betankungsversuche sowie Versuche zur Variation von Betriebsbedingungen der jeweiligen Komponenten werden zur Bereitstellung experimenteller Daten für die Validierung der Modelle am Hochdruckteststand des Wasserstofftestfeldes am ZBT durchgeführt. Mit der entwickelten Modellumgebung erfolgen Simulationen, Sensitivitätsanalysen und Szenarienrechnungen, deren Ergebnisse die verfahrenstechnische Auslegung, Weiterentwicklung und energetische Optimierung von HRS sowohl für die PKW-Betankung als auch für LKW und Busse ermöglichen. Die Simulationsumgebung kann interessierten Anwendern zur Verfügung gestellt werden.

Für die Simulation der Wasserstoffabgabe (Fahrzeug) sollen sowohl die Betankungsprotokolle nach SAE J2601 als auch neu zu definierende Protokolle z. B. für größere Fahrzeugtanks oder andere Druck- bzw. Temperaturverläufe als Basis dienen.

Die Einzelmodelle sowie das Gesamtmodell ermöglichen es, Veränderungen im System HRS und deren Auswirkungen auf einzelne Komponenten und das Gesamtsystem mit Hilfe von Simulationen zu analysieren. Umgekehrt ist es auch möglich, z. B. die Auswirkungen durch Variationen der Frequentierung der Tankstelle auf die einzelnen Teilsysteme bzw. ihre Komponenten zu untersuchen.

Eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, die die jeweiligen Investitionskosten unterschiedlicher Tankstellendesigns (fixe Kosten) und die (variablen) Betriebskosten berücksichtigt, liefert spezifische Wasserstoffbereitstellungskosten an der Tankstelle in €/kWh oder €/kg, so dass die unterschiedlichen Tankstellenkonzepte oder Tankstellendesigns, insbesondere vor dem Hintergrund ihrer Auslastung (z.B. betankte Fahrzeuge pro Tag) verglichen werden können. Für Ihr Unternehmen bietet eine Teilnahme im Projektbegleitenden Ausschuss bereits während der Projektlaufzeit die Möglichkeit, Einblick in die Entwicklungsbedarfe für zukünftige Wasserstofftankstellen zu erhalten und damit ggf. frühzeitig angepasste Produkte und Dienstleistungen bereitstellen zu können.

2. Bewertung der erzielten Ergebnisse

Die Aufteilung des gesamten Vorhabens ist in Abbildung 1 gezeigt. Die Arbeitspakete der FE 1 und FE 2 wurden jeweils in enger Absprache abgearbeitet. Die Ergebnisse dieser Arbeitspakete werden im Folgenden in der Reihenfolge der AP bewertet.

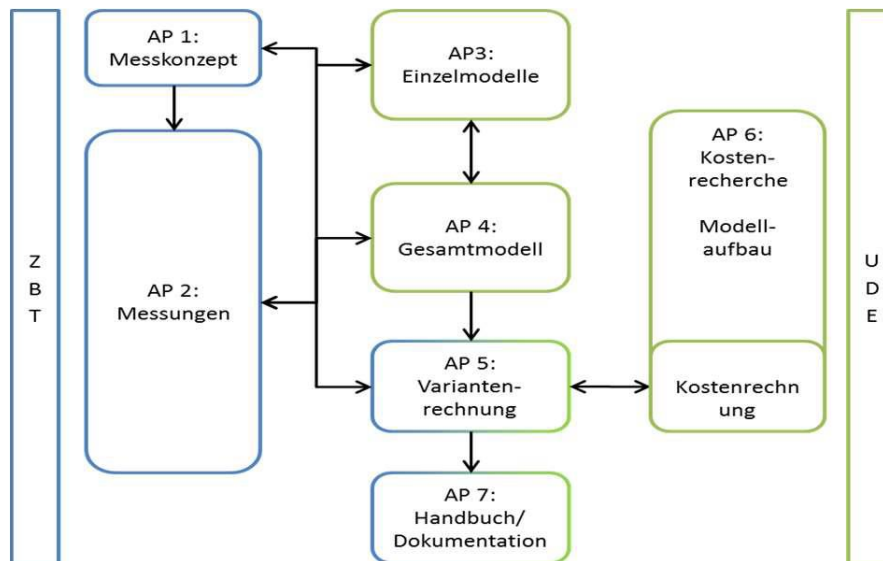


Abbildung 1 Arbeitsdiagramm

AP	Titel	Ergebnis
1	Messkonzept	Es wurde ein initialer Messplan erstellt, welche Tests durchgeführt werden sollten. Ergänzend wurde ein Messkonzept erstellt, für welches die an der Anlage vorhandenen Messstellen analysiert und ein Bedarf an zusätzlichen Messstellen abgeleitet wurden. Als Resultat wurde eine Vielzahl an Messstellen ergänzt und die Datenauswertung analysiert.
Die Ziele dieses AP wurden erreicht		
2	Messungen	Auf Basis der Ergebnisse von Arbeitspaket 1 wurden diverse Experimente durchgeführt. Neben der Vermessung der einzeln identifizierten Komponenten, vor allem Verdichter, Armatur, Speicher und Druckregler, wurden einige Befüll- und Entleerungstests durchgeführt, um das Einzelmodell Tank zu validieren.
Die Ziele dieses AP wurden erreicht.		
3	Einzelmodelle	Es wurden für alle entscheidenden Komponenten einer HRS Einzelmodelle entwickelt und validiert. Besagte Einzelmodelle können in Matlab/Simulink miteinander verbunden werden und somit HRS-Konfigurationen abzubilden und zu simulieren. Bei den entwickelten Einzelmodellen handelt es sich um: - Wasserstoffspeicher - Drossel - Rohre und Armaturen - Wärmetauscher - Fahrzeugtank
Die Ziele des Arbeitspaketes wurden erreicht.		
4	Gesamtmodell	Es wurde in Matlab/Simulink eine eigenständige Bibliothek mit den entwickelten Einzelmodellen programmiert, die es den Benutzern ermöglichen eigenständige Wasserstofftankstellen aufzubauen und zu simulieren. Per Drag-and-Drop Verfahren

		<i>können die Einzelmodelle aus der Bibliothek in die Simulink-Workspace gezogen und miteinander verbunden werden. Die erstellten Gesamtmodelle wurden daraufhin mit 15 Messungen validiert. Die Validierung hat gezeigt, dass die Simulation in der Lage ist Wasserstofftankstellen sehr gut nachzubilden und eine insgesamt geringe und akzeptable Abweichung zu den Messungen vorlag.</i>
Die Ziele des Arbeitspaketes wurden erreicht.		
5	Variantenrechnung	<i>Mit dem Simulationstool wurden verschiedenste Variantenrechnung von Tankstellen vollzogen. Darunter wurden 6 Varianten (Szenarios) einer einfachen Tankstelle getestet und 3 Varianten einer Referenztankstelle (2000 kgH₂/Tag) simuliert. Bei der Referenztankstelle handelt es sich um eine vom PbA zusammengesetzte Tankstelle der Zukunft, an der 3 Konfigurationen getestet wurden. Die Konfigurationen sind dabei:</i> <i>- ein HD-Speicher</i> <i>- Kaskadenkonfiguration (ein HD-, ein MD- und ein ND-Speicher)</i> <i>- Kaskadenkonfiguration mit Zwischenkomprimieren</i> <i>Die Ergebnisse der einfachen Tankstelle machen deutlich, dass eine Kaskadenkonfiguration (ein HD-, ein MD- und ein ND-Speicher) in nahezu allen Aspekten besser ist als die Betankung durch nur einen einzelnen HD-Speicher. Innerhalb der Referenztankstellenberechnung hat sich dabei herausgestellt, dass auch hier durch eine Kaskadenkonfiguration bis zu 34,1 % an Energie und bis zu 20,3 % an Wasserstoffmasse (Kissengas) im Vergleich zu einem einzelnen HD-Speicher eingespart werden kann. Durch die Kaskadenkonfiguration mit Zwischenkomprimieren konnte sogar bis zu 72,9% an Wasserstoffmasse gespart werden, resultiert aber in einer leicht geringeren Energieeinsparung von nur 32%.</i>
Die Ziele des Arbeitspaketes wurden erreicht.		
6	Kostenrechnung	<i>Es wurde basierend auf Literaturdaten ein Kostenmodell entwickelt, welches den LCOH, die Capex- und Opex-Kosten der simulierten Tankstelle berechnet. Das Kostenmodell berechnet die detaillierten Anteile aller Komponenten der simulierten HRS und berücksichtigt dabei unter andern Komponenten Lebensdauern, Installationsfaktoren und zusätzlich anfallende Kosten wie Standortvorbereitung, etc. Mit Hilfe des Kostenmodells wurden daraufhin, zur wirtschaftlichen Analyse, Kostenrechnungen der Referenztankstellenvarianten vollzogen. Die Kostenrechnungen der Referenztankstellenvarianten haben gezeigt, dass in allen drei Varianten die Capex-Kosten mehr als 68% der Gesamtkosten ausmachen. Auch der LCOH konnte von Variante 1 mit 10,73 €/kgH₂ auf 7,93 €/kgH₂ in Variante 2 bis zu 3,93 €/kgH₂ in Variante 3 verringert werden. Auch hier zeigte sich, dass sowohl die Energieeinsparung und die Masseneinsparung sich stark in den Kosten der Tankstellenkonfiguration abbilden. So konnte vor allem durch die Masseneinsparung anhand der Zwischenkomprimierung eine deutliche Reduzierung des LCOHs erfolgen.</i>
Die Ziele des Arbeitspaketes wurden erreicht.		
7	Handbuch und Dokumentation	<i>Für das entwickelte Simulationstool wurde ein Handbuch erstellt. Dieses soll dem Nutzer als Installationsanleitung und</i>

		<i>Bedienungsanleitung dienen. Neben der Dokumentation der wichtigsten Funktionalitäten und Bausteine, wurde das Tool außerdem über eine eigene Website veröffentlicht. Dort wird es außerdem regelmäßig aktualisiert und der direkte Kontakt zu den Forschungsstellen hergestellt. Zusätzlich wird ein wissenschaftliches Paper verfasst, welches mit einem Open-Science-Ansatz veröffentlicht werden soll und so die zugrunde liegenden Funktionen, Berechnungsmethodiken und Zusammenhänge dokumentiert und erklärt.</i>
Die Ziele des Arbeitspaketes wurden erreicht.		

3. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 1 (Messkonzept) - ZBT

Ziel des Arbeitspakets 1 war die Sicherstellung, dass alle für die Validierung der Simulation benötigten Messdaten an der Testanlage auf dem Wasserstoff-Testfeld des ZBT aufgenommen werden.

3.1 Messkonzept und Bedarfsermittlung an Messpunkten

Der Hochdruckteststand ist im Vorhinein bereits mit einigen Temperatur-, Druck- und Massenstrom-Messstellen ausgestattet, welche für den bisherigen Forschungs-Betrieb der Wasserstoff-tankstelle von Nöten waren. Der Hochdruckteststand wird folgend in Kapitel 3.2 Beschreibung des Hochdruckteststandes am Wasserstoff-Testfeld beschrieben. In Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl Energietechnik wurden weitere, für die Validierung der Modelle notwendige, Messstellen identifiziert und diese nachgerüstet. Die Art und Weise und Übersicht der Nachrüstung findet sich in Kapitel 3.4 Einbringung zusätzlicher Messstellen. Die folgenden Tabellen Tabelle 1, Tabelle 2 und Tabelle 3 zeigen alle für die Simulation verwendeten Messstellen mit der Bezeichnung der Messstelle in der SPS und der Position am Hochdruckteststand.

Tabelle 1 Übersicht der Temperaturmessstellen

Trendfile-Name	Position Messstelle
TT_VB03	Bank 1
TT_VB05	Bank 2
TT_VB07	Bank 3
TT_VB09	Bank 4
TT_VB11	Bank 5
TT_VB13	Bank 6
TT_VB15	Bank 7
Temperatur Tank 1 (Segment)	Bank 1 Segment
Temperatur Tank 1 (Einzelflasche)	Bank 1 Einzelflasche
Temperatur Tank 2 (Segment)	Bank 2 Segment
Temperatur Tank 2 (Einzelflasche)	Bank 2 Einzelflasche
Temperatur Tank 2 (Einzelflasche)	Bank 2 Einzelflasche
Temperatur Tank 3 (Segment)	Bank 3 Segment
Temperatur Tank 3 (Einzelflasche)	Bank 3 Einzelflasche
Temperaaur Tank 4 (Segment)	Bank 4 Segment
Temperatur Tank 5 (Segment)	Bank 5 Segment
Temperatur Tank 5 (Einzelflasche)	Bank 5 Einzelflasche
Temperatur Tank 5 (Flaschenhals)	Bank 5 Flaschenhals
Temperatur Tank 6 (Segment)	Bank 6 Segment

Temperatur Tank 6 (Einzelflasche)	Bank 6 Einzelflasche
Temperatur Tank 6 (Flaschenhals)	Bank 6 Flaschenhals
Temperatur Tank 7 (Segment)	Bank 7 Segment
TT_D01	Außentemperatur Dispenser
TT_D06	vor PCV
TT_D07	vor PCV
TT_D08	nach PCV
TT_D09	nach Alu
TE_D01	350 bar Fahrweg
TE_D02	350 bar Fahrweg
TE_D03	350 bar Infield
TE_D04	350 bar Infield
TE_D05	700 bar Fahrweg
TE_D06	700 bar Fahrweg
TE_D07	700 bar Infield
TE_D08	700 bar Infield
TE_D22	nach WT
TE_X01	Mittelwert TE_D01 und TE_D02
TE_X03	Mittelwert TE_D03 und TE_D04
TE_X05	Mittelwert TE_D05 und TE_D06
TE_X07	Mittelwert TE_D07 und TE_D08
TT01	Entlastungsleitung
TT02	nach Verdichter
TT01	Manifold
TT02	OTV
TT03	on tank 3
TT04	on tank 4
TT05	on tank 5
TT06	on tank 6
TT07	ambient test rack
TT08	TC-Tree TC01 350 bar
TT09	TC-Tree TC02 350 bar
TT10	TC-Tree TC03 350 bar
TT11	TC-Tree TC04 350 bar
TT12	TC-Tree TC05 350 bar
TT13	TC-Tree TC06 350 bar
TT14	TC-Tree TC07 350 bar
TT15	TC-Tree TC08 350 bar
TT16	TC-Tree TC09 350 bar
TT17	TC-Tree TC10 350 bar
TT18	TC-Tree TC11 350 bar
TT19	TC-Tree TC12 350 bar
TT20	TC-Tree TC13 350 bar
TT21	TC-Tree TC14 350 bar
TT22	TC-Tree TC15 350 bar

TT23	TC-Tree TC16 350 bar
TT24	TT vor Breakaway
TT25	On-tube redundante Messung von TT01
TT08	TC-Tree TC01 500 bar
TT09	TC-Tree TC02 500 bar
TT10	TC-Tree TC03 500 bar
TT11	TC-Tree TC04 500 bar
TT12	Wrapping 01 500 bar
TT13	Wrapping 02 500 bar
TT14	Wrapping 03 500 bar
TT15	Wrapping 04 500 bar
TT16	Wrapping 06 500 bar
TT17	Wrapping 08 500 bar
TT18	Wrapping 10 500 bar
TT19	Wrapping 11 500 bar
TT20	Wrapping 12 500 bar
TT21	Wrapping 13 500 bar
TT22	Wrapping 17 500 bar
TT08	TC-Tree TC01 700 bar
TT09	TC-Tree TC02 700 bar
TT10	TC-Tree TC03 700 bar
TT11	TC-Tree TC04 700 bar
TT12	TC-Tree TC05 700 bar
TT13	TC-Tree TC06 700 bar
TT14	TC-Tree TC07 700 bar
TT15	TC-Tree TC08 700 bar
TT16	TC-Tree TC09 700 bar
TT17	TC-Tree TC10 700 bar
TT18	TC-Tree TC11 700 bar
TT19	TC-Tree TC12 700 bar
TT20	TC-Tree TC13 700 bar
TT21	TC-Tree TC14 700 bar
TT22	TC-Tree TC15 700 bar
TT23	TC-Tree TC16 700 bar
FWg_TC2	on-tube Ausgang 700 bar
Temperatur Eingang MV18	vor MV18
Temperatur Ausgang MV18	nach MV18
T Komp. Eingang rechts	ontube am Verdichter Eingang rechts
T Komp. Ausgang rechts	ontube am Verdichter Ausgang rechts
T Komp. Eingang links	ontube am Verdichter Eingang links
T Komp. Ausgang links	ontube am Verdichter Ausgang links
Hofer_C1_TT61	Verdichter intern
Hofer_C1_TT60	Verdichter intern
11TT150B	Alublock
11TT150A	Platte

Tabelle 2 Übersicht der Druckmessstellen

Trendfile-Name	Position Messstelle
PT_VB03	Bank 1
PT_VB05	Bank 2
PT_VB07	Bank 3
PT_VB09	Bank 4
PT_VB11	Bank 5
PT_VB13	Bank 6
PT_VB15	Bank 7
PT_D04	350 bar Fahrweg
PT_D05	350 bar Fahrweg
PT_D06	350 bar Fahrweg
PT_D07	350 bar Infield
PT_D08	350 bar Infield
PT_D09	350 bar Infield
PT_D10	vor PCV
PT_D11	nach PCV
PT_D12	vor WT
PT_D13	700 bar Fahrweg
PT_D14	700 bar Fahrweg
PT_D15	700 bar Fahrweg
PT_D16	700 bar Infield
PT_D17	700 bar Infield
PT_D18	700 bar Infield
PT_D19	vor PCV
PT_D20	nach WT
PT_D21	nach WT
PT_X05	Mittelwert PT_D05 und PT_D06
PT_X08	Mittelwert PT_D08 und PT_D09
PT_X14	Mittelwert PT_D14 und PT_D15
PT_X17	Mittelwert PT_D17 und PT_D18
PT01	vor Speicher OTV
PT02	Lifeport Speicher
PT01	Rückführleitung
PT02	Rückführleitung
PT03	vor Verdichter
PT04	nach Verdichter
PT_05	vor MV18
PT_06	nach MV18
PT08	Rückführleitung
PT09	Rückführleitung
Hofer_C1_PT60	Verdichter intern

Tabelle 3 Übersicht weiterer Messstellen

Trendfile-Name	Typ	Position Messstelle
QTD02	Massenstrom	Coriolis vor PCV
QIT01	Massenstrom	Coriolis vor Verdichter
QIT03	Massenstrom	Coriolis nach Verdichter
Stromstärke	Stromstärke	Stromstärke Verdichter
Hubzahl	Hubzahl	Hubzahl Verdichter

3.2 Beschreibung des Hochdruckteststandes am Wasserstoff-Testfeld

Das Testfeld entspricht dem Aufbau einer HRS, ist jedoch mit Blick auf eine wissenschaftliche Nutzung und somit nicht als öffentliche Tankstelle konzipiert und errichtet worden. Strukturell sind Aufbau und Verschaltung der einzelnen Komponenten komplexer als an einer herkömmlichen Wasserstofftankstelle. Für die Messungen ist lediglich der Hochdruckbereich des Wasserstofftestfelds relevant. Der konkrete Aufbau dieses Anlagenbereiches wird nachfolgend genauer erläutert. Die Abbildungen Abbildung 2 und Abbildung 3 zeigen den Aufbau und die Anordnung der Komponenten des HRS-Bereiches am Testfeld.



Abbildung 2: Anordnung der Komponenten im Hochdruckteststand

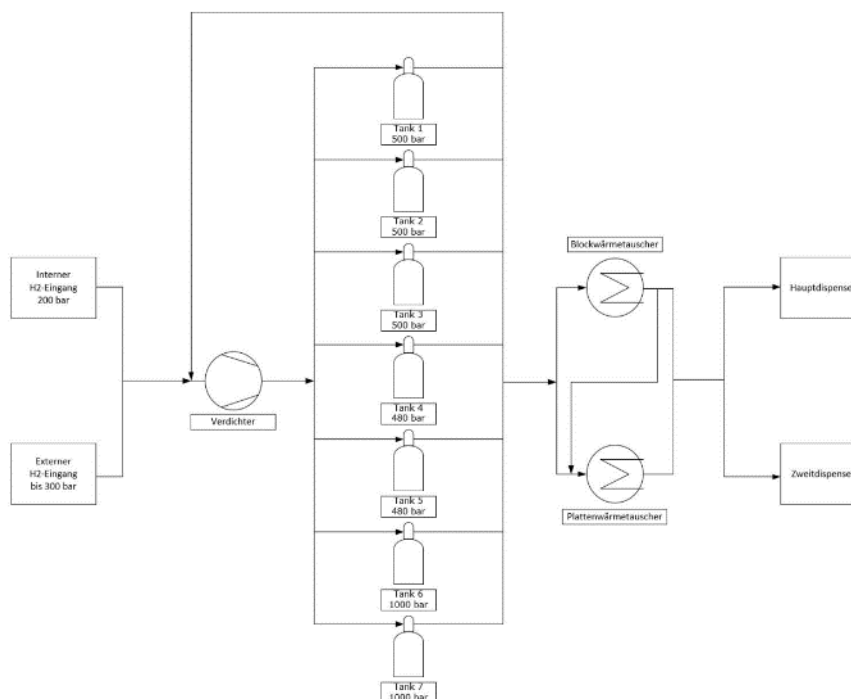


Abbildung 3: Schematische Darstellung des Hochdruckteststands

Das Testfeld wird entweder hausintern mit zur Verfügung stehendem Wasserstoff bei 200 bar oder durch Anlieferung aus externen Quellen ebenfalls bei Drücken von 200 bar (via CGH₂-Trailler) oder 300 bar (Bündel) versorgt. Zur Speicherung stehen verschiedene Vorlagebehälter bei unterschiedlichen Druckniveaus zur Verfügung. Diese Behälter ermöglichen die Speicherung von Wasserstoff bei maximalen Drücken von 480, 500 oder 1000 bar. Sowohl die 480 bar Behälter als auch die 1000 bar Behälter sind in Bündelform mit Typ II Flaschen ausgeführt. Die zur Speicherung bei 500 bar eingesetzten Typ IV Behälter sind in einem 10'-Container montiert. Um eine größere Flexibilität im Betrieb zu haben, sind die Speichereinheiten in sieben separate Segmente unterteilt. Der 10'-Container ist mit insgesamt 27 Flaschen à 214 Liter bestückt, welche in drei Segmente mit je neun Flaschen unterteilt sind. Die sechs 480 bar Bündel sind in zwei Segmente à drei Bündel aufgeteilt. Jedes Bündel ist mit zwölf Flaschen bestückt, die jeweils ein Volumen von 82 Litern aufweisen. Auf dem Druckniveau von 1000 bar bestehen die Segmente jeweils aus einem Bündel mit je 16 Flaschen à 50 Liter. Insgesamt stehen so Wasserstoffspeicher mit einem Gesamtvolumen von über 13.000 Litern zur Verfügung, womit sich unter Berücksichtigung der Druckniveaus eine speicherbare Menge von ca. 468 kg ergibt. Die einzelnen Segmente lassen sich getrennt voneinander öffnen und somit zu unterschiedlich großen Vorlagebehältern zusammenschalten. Im Regelbetrieb der Anlage werden die Segmente einzeln genutzt, da sich durch Wasserstoffverluste nicht alle Speicherbänke bei Nenndruck befinden. So stehen für die Befüllversuche zumeist Vorlagebehälter bei verschiedenen Drücken zwischen 100 bar und 500 bar sowie 600 bar und 900 bar zur Verfügung. Um den Wasserstoff vom bereitgestellten Druck auf die Speicherdrücke zu komprimieren, steht ein einstufiger Kolbenverdichter zur Verfügung. Bei diesem doppelläufig arbeitenden Verdichter sind beide Kolben bzw. Kolbenkammern symmetrisch ausgeführt. Diese Art des Betriebs ermöglicht einen höheren Gesamtdurchsatz. Bei Eingangsdrücken von über 500 bar werden Förderströme von bis zu 842 Nm³/h erreicht. Um einen zu hohen Verschleiß oder den Betrieb außerhalb von Bauteilspezifikationen durch zu hohe Gas Temperaturen zu vermeiden, wird der ausgehende Stoffstrom durch einen Wärmetauscher geleitet. So wird sichergestellt, dass das Gas bei maximalen Temperaturen von etwa 50 °C aus dem Verdichter austritt. Der maximale Ausgangsdruck des Verdichters liegt bei ca. 910 bar, weshalb der maximale Arbeitsdruck der 1000 bar Vorlagebehälter einen Druck von etwa 900 bar nicht übersteigt. Für die Betankungsvorgänge wird eine Vorkühlung des Wasserstoffs vorgeschrieben. Diese kühlt den Wasserstoff in zwei verschiedenen Wärmetauschern auf Temperaturen von etwa -40 °C ab. Als Kälteübertragungsmedium wird subkritisches CO₂ verwendet. Einer der beiden Wärmetauscher ist ein Feststoffwärmetauscher (auch: Blockwärmetauscher) aus gegossenem Aluminium und mit einem Gesamtgewicht von über 1,2 Tonnen. Im Inneren befinden sich zwei Rohrwendeln, welche parallel oder seriell genutzt werden können, um so entweder den Durchfluss oder die Gaskühlung optimieren zu können. Durch diesen Wärmetauscher können Massenströme von bis zu 120 g/s geführt werden. Der zweite Wärmetauscher ist ein sogenannter „fusion-bonded“ (Deutsch: schmelzgeschweißt) Plattenwärmetauscher. Dieser ist in seiner Bauweise im Vergleich zum Blockwärmetauscher deutlich kompakter aufgebaut. Der Plattenwärmetauscher lässt Massenströme von etwa 40 g/s zu und kann ebenfalls parallel oder seriell zum Blockwärmetauscher betreiben werden. Signifikante Unterschiede liegen in der Ansteuerung und Kühlung beider Wärmetauscherbauarten. Um die Ansprechzeit gering zu halten, wird der Plattenwärmetauscher mit einer Kälteleistung von über 40 kW versorgt, während der Blockwärmetauscher eine Kälteleistung von ca. 12 kW erhält. Der heruntergekühlte Wasserstoff wird über die zwei am Testfeld befindlichen Dispenser an die Zielanwendung abgegeben. Beide Dispenser besitzen Zapfpunkte bei 350 bar und 700 bar. Bevor der Wasserstoff über die Tankkupplungen abgegeben werden kann, wird er über einen Druckregler geregelt. Dieser PID-Regler sorgt dafür, dass der Druck entsprechend den Protokoll- oder Versuchsvorgaben kontrolliert wird. Diese Druckreduzierung wird durchgeführt, um die Druckdifferenz zwischen dem in die Zielanwendung einströmenden H₂ und dem in der Anwendung befindlichen Druck zu minimieren. Der Druckminderer stellt die Hauptregelkomponente der Anlage dar und hat somit einen erheblichen Einfluss auf die Durchführung der Betankung. Als Zielvorgabe besteht sowohl die Möglichkeit, eine Druckrampe vorzugeben oder eine massenstromgeführte Betankung durchzuführen. Zu der Abgabeeinheit gehört neben einer Abreißsicherung auch ein Schlauch und die Zapfpistole. Diese Bauteile haben durch ihre Ausführung einen Einfluss auf die tatsächlich an der Anwendung ankommenden

Stoffdaten. Der in der eingesetzten Baugruppe verwendete Schlauch hat eine Länge von fünf Metern. Sein geometrischer Innendurchmesser ist größer als jener der verwendeten Zapfpistole und Abreißsicherung. An den vier Zapfpunkten werden jeweils unterschiedliche Tankkupplungen verwendet.

3.3 Versuchsträger und Instrumentierung

Für die Untersuchungen der Komponente Wasserstoffspeicher wurden innerhalb des Projektes vier verschiedene Speicher unterschiedlichen Volumens und Typs verwendet (siehe Tabelle 4 Übersicht der verwendeten Speicher)

Tabelle 4 Übersicht der verwendeten Speicher

Typ	Druckklasse	Volumen / L
III	350	322
IV	500	341
IV	500	2025
IV	700	244

Der Versuchsaufbau der Unterschiedlichen Speicher ist grundsätzlich ähnlich. Einzig die Anzahl der Messstellen im Tank variieren. Mit dem 700 bar Typ IV Tank wurden die Mehrheit der Versuche durchgeführt, daher wird dafür folgend beispielhaft der Aufbau erläutert. Dieser ist sowohl außen als auch innen mit Temperatur- und Drucksensoren ausgerüstet. Der Speicher ist horizontal in einem Gestell aus Aluminiumprofilen montiert. Für den Transport vor Ort sind Rollen angebracht und der Tank selber ist mit Spannvorrichtungen fixiert. Um den Einfluss der Sonnenstrahlung zu reduzieren, ist der Aufbau im Außenbereich mit einem schattenspendenden Sonnensegel versehen. Weitere Abschirmung vor Umgebungseinflüssen wird nicht realisiert. Abbildung 4 zeigt den Speicher in seiner Position während eines Versuches am Hauptdispenser des H₂-Testfelds. Der Anschluss erfolgt über die Tankkupplung des Hauptdispensers an einen genormten Tankstutzen. Von diesem strömt der Wasserstoff in einen Verteilerblock, welcher mit einem Manometer, einem Temperatursensor oder Temperature Transmitter (TT) und einem Drucksensor ausgestattet ist. Nach dem Verteilerblock wird das strömende Gas über das On-tank Valve (OTV) in den Tank eingeleitet. Das OTV beinhaltet eine weitere Temperaturmessstelle.



Abbildung 4: Fahrzeugtank mit angeschlossener Kupplung

Für die Messung der Temperatur vor dem OTV (TT01) kommt ein Thermoelement zum Einsatz. Dieses Typ T Thermoelement hat einen Messbereich von -60 bis $+100$ °C mit der Toleranzklasse 134 und misst die Temperatur direkt im Gasstrom. Der im Verteilerblock verbaute Drucksensor (PT01) besitzt einen Druckmessbereich von 0 bar bis 1000 bar. Gemessen wird der auf den Umgebungsdruck bezogene Relativdruck, sodass absolut gesehen bei einem gemessenen Wert von 0 bar noch ein Druck der dem Umgebungsdruck entspricht im System verbleibt. Das OTV, also das elektronische Schaltventil, über welches das Gas in den Tank strömt, ist ein Ventil, wie die Firma Toyota es auch in ihrem FCEV Modell Mirai einsetzt. Es beinhaltet eine eingebaute Temperaturmessstelle (TT02), welche parallel zur in den Speicher eingeführten Rohrleitung liegt, aber nicht direkt vom eintretenden Gas angeströmt wird. Die Temperaturmessstelle ragt ebenfalls in den Innenraum des Tanks hinein. An dieser Messstelle wird die Temperatur mit einem Widerstandsthermistor gemessen. Die gasführende Rohrleitung ist am Austrittsende in einem Winkel von etwa 35° (siehe Abbildung 5) abgewinkelt und das OTV so eingebaut, dass dieser Eintritt nach oben gerichtet ist. Die Ausrichtung der Einströmungsöffnung nach oben hat den Vorteil, dass eine mögliche Temperaturschichtung im Speicher reduziert wird.

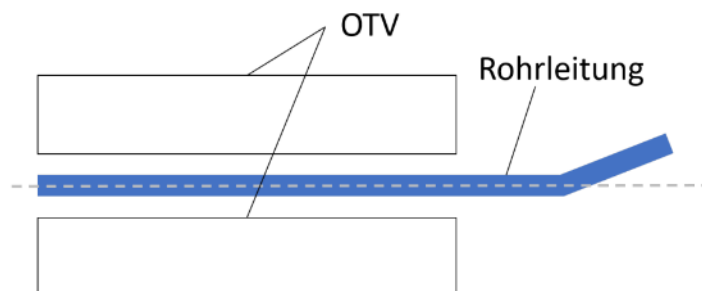


Abbildung 5 Schematische Darstellung des OTV-Rohrs in den Speicher

Die Messung der Gastemperatur im Speicher wird mit einem Thermoelementbaum, auch Thermocouple Tree (TC-Tree) genannt, durchgeführt. Die Gastemperatur im Innenraum wird an 16 verschiedenen Punkten (TT08 bis TT23) gemessen. Diese wiederum sind an vier vertikalen Armen so angebracht, dass sich vier horizontale Messachsen bilden. Da Thermocouple-Trees nicht standardisiert sind und für individuelle Forschungs- und Entwicklungsprojekte hergestellt werden, liegt keine genaue Information über den konkreten Typen der eingesetzten Thermoelemente vor. Vom Hersteller spezifiziert ist jedoch, dass es sich um Typ T Thermoelemente mit einem

Messbereich von -40 bis +350 °C handelt. Der zuvor beschriebene Wasserstoffeintritt kann bidirektional verwendet werden und agiert bei der Entleerung des Speichers auch als Austrittsstelle. Der ausgehende Stoffstrom wird durch das OTV in eine separate Rohrleitung geleitet. An diese angeschlossen ist ein Schlauch, über den der Wasserstoff in die Rohrleitungen und Speicher des Testfelds zurückgespeist wird. Hinter dem OTV befinden sich nachgeschaltet zwei weitere Messstellen. Ein weiterer Drucksensor (PT02) und eine Temperaturmessstelle (TT25). Diese misst die Oberflächentemperatur an der Außenseite des Rohres gemäß dem in Kapitel 3.5 erläuterten Aufbau. Die Umgebungstemperatur (TT07) wird mit einem zu TT25 baugleichen Thermoelement gemessen. Dieses ist am Gestell befestigt, der eigentliche Messkopf ist frei in der Umgebungsluft platziert. Es ist zu beachten, dass sowohl während Befüll- als auch Entlastungsversuchen beide Stränge des OTVs offen sind. Das bedeutet, dass beide Drucksensoren bei beiden Versuchsarten den Druck messen. Dies ist relevant, da bei einer Druckmessung im aktiv durchströmten Rohr zum einen die Temperatur nicht repräsentativ für die tatsächliche Behältertemperatur ist und zum anderen der Anteil des dynamischen Drucks trotz Montage des Drucksensors in einem absteigenden Rohr mitunter nicht gering ist. Die Druckmessung an diesen Stellen ist daher abhängig von den Versuchsparametern nicht repräsentativ für den tatsächlichen Tankdruck. Als repräsentative Messstelle wird daher für Befüllungen der ausgangsseitige Drucksensor (PT02) und für Entleerungen der eingangsseitige Drucksensor (PT01) verwendet. Anlagenseitig ist eine Vielzahl von Temperatur- und Druckmessstellen verbaut. Der Großteil dieser sind für die Durchführung und Auswertung der Versuche nicht relevant. Sie haben primär einen Einfluss auf die Regelung und den Betrieb des Testfelds und sind nicht Gegenstand dieser Arbeit. Ausnahme hiervon ist die Messung des Massenstroms, welche mit einem Coriolis-Durchflussmesser (QIT) durchgeführt wird. Ein Sensor misst den direkten Massenstrom im Dispenser (QIT_D02) und ist für einen maximalen Massenstrom von 30 kg/min ausgelegt. In der Schalttafel ist ebenfalls ein Sensor verbaut (QIT01). Die Messgenauigkeit dieser Sensoren liegt bei $\pm 0,5\%$. Sie sind jeweils mit einer Auswerteeinheit verbunden, welche den gemessenen Massenstrom anzeigt. Von dieser Anzeige wird bei Entlastungsversuchen der Massenstrom in g/s manuell abgelesen. Im Allgemeinen werden alle aufgenommenen Daten von einer zentralen SPS am Testfeld geloggt. Die SPS zeichnet die Daten der verwendeten Sensoren mit einer Frequenz von 2 Hz auf. Die Signale der Druck- und Temperatursensoren werden zuvor über universelle Messumformer umgeformt und weitergeleitet.

3.4 Einbringung zusätzlicher Messstellen

In Absprache mit dem Arbeitspaket 3 und dem projektbegleitenden Ausschuss wurden signifikante Komponenten einer Wasserstoff-Tankstelle identifiziert, welche als Einzelmodelle im HRS-Modell umgesetzt werden. Um die Berechnungen der Simulation überprüfen und bewerten zu können, wurden im Hochdruckteststand am Wasserstoff-Testfeld des ZBT entsprechen Positionen definiert an denen Messdaten erhoben werden sollten. Da das Testfeld als Forschungstankstelle aufgebaut wurde, war bereits eine Vielzahl an Messstellen vorhanden. Die entscheidenden Messgrößen zur Validierung der Simulation sind Temperatur, Druck und Durchfluss/Massenstrom. Druck und Massenstrommessstellen waren in ausreichendem Maße gegeben. Für die Messung der Temperatur war die Nachrüstung an mehreren Stellen notwendig. Ein Einbringen von zusätzlichen Messstellen ist schwer bis kaum möglich beziehungsweise nur mit erheblichem Aufwand in Zeit und Kosten realisierbar, da hierzu größere Umbauten an der Anlage hätten durchgeführt werden müssen. Stattdessen wurde eine Möglichkeit zur Messung der Oberflächentemperatur der Rohraußenwand gewählt, da so mit hinreichender Genauigkeit die Gastemperatur gemessen werden kann, das Einbringen an nahezu beliebiger Stelle jedoch problemlos möglich ist. Eine Bewertung der Temperaturmessung an der äußeren Rohroberfläche im Vergleich zur direkten Messung der Temperatur im Gasstrom, wurde durchgeführt und kann im nachfolgenden Kapitel gefunden werden.

Aufgenommen wurden Messdaten zur den Komponenten Verdichter, anlagenseitige Speicher, Handventile und Rohrleitung, Druckregler, Wärmetauscher und Zieltank. Insgesamt wurden 22 Messstellen nachgerüstet, die der folgenden Tabelle entnommen werden können.

Tabelle 5: Übersicht der nachgerüsteten Temperaturfühler

#	Komponente	Position
1	Verdichter	Eingang Kolben rechts
2	Verdichter	Eingang Kolben links
3	Verdichter	Ausgang Kolben rechts
4	Verdichter	Ausgang Kolben links
5	Verdichter	Ausgang Wärmetauscher
6	Schalttafel	Eingang Handventil
7	Schalttafel	Ausgang Handventil
8	Druckregler	Eingang Druckregler
9	Druckregler	Ausgang Druckregler
10	Mitteldruckspeicher	Sammelleitung Segment 1
11	Mitteldruckspeicher	Sammelleitung Segment 2
12	Mitteldruckspeicher	Sammelleitung Segment 3
13	Mitteldruckspeicher	Segment 2 Einzelflasche Ein-/Ausgang
14	Mitteldruckspeicher	Sammelleitung Segment 4
15	Mitteldruckspeicher	Sammelleitung Segment 5
16	Mitteldruckspeicher	Segment 5 Einzelflasche Ein-/Ausgang
17	Mitteldruckspeicher	Segment 5 Einzelflasche Flaschenhals
18	Hochdruckspeicher	Sammelleitung Segment 6
19	Hochdruckspeicher	Sammelleitung Segment 7
20	Hochdruckspeicher	Segment 6 Einzelflasche Ein-/Ausgang
21	Hochdruckspeicher	Segment 6 Einzelflasche Flaschenhals
22	35 MPa Testtank	Eingang (Manifold)

Die Abbildung 6 bis Abbildung 11 zeigen die nachgerüsteten Messstellen in der Anlage.



Abbildung 6 Nachgerüstete Messstellen 1-5 am Verdichter



Abbildung 7: Nachgerüstete Messstellen 6-7 an der Schalttafel



Abbildung 8: Nachgerüstete Messstellen 10-13 am Mitteldruckspeicher (Segmente 1-3)



Abbildung 9: Nachgerüstete Messstellen 14-17 am Mitteldruckspeicher (Segmente 4-5)



Abbildung 10: Nachgerüstete Messstellen am Hochdruckspeicher (Segmente 6-7)



Abbildung 11: Nachgerüstete Messstelle 22 am 35 MPa Testtank

3.5 Validierung der Oberflächentemperaturmessmethodik

Aufgrund der Komplexität des Teststands und der Notwendigkeit des weiterhin fortlaufenden Betriebs im Tagesgeschäft des ZBT, ist das nachträgliche Einbringen weiterer Temperaturmessstellen in den Gasstrom nicht ohne weiteres möglich. Um dennoch ergänzende Messpunkte installieren zu können, wird eine Methode zur Oberflächentemperaturmessung verwendet. Auf diese Weise kann die Messstelle von außen in die Anlage eingebracht und die Temperatur ohne Eingriff in den Gasstrom gemessen werden. Zum Einsatz kommen Typ T Thermoelemente der Toleranzklasse 1. Vor der Anbringung wird der entsprechende Rohrabchnitt gereinigt und anschließend mit einem technischen Polymid-Klebeband (auch: Kaptonband) elektrisch isoliert. Der Sensor wird durch eine weitere Umwicklung mit Kaptonband fixiert. Um den Wärmeverlust an die Umgebung zu minimieren, ist die Messstelle mit einer Hochtemperaturisolierung isoliert. Abbildung 12 zeigt den beschriebenen Aufbau.



(a) Thermoelement zwischen Kaptonbandschichten



(b) Isolierte Messstelle

Abbildung 12: Nachrüstung eines Thermoelements an einer Rohrleitung

Um besser bewerten zu können, ob diese Art der Temperaturmessung für den Einsatzzweck geeignet ist, wird ein theoretisches Rohrsystem (siehe Abbildung 13: Darstellung des betrachteten Rohrsystems) betrachtet und vereinfacht (stationär) der Wärmeübergang am Messpunkt betrachtet. In der Anlage werden Edelstahlrohre mit Rohrweiten von 3/8" und 9/16" eingesetzt. Für

die bei diesen Rohren eingesetzten Edelstahltypen 304 und 316 wird eine Wärmeleitfähigkeit von $17 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ angenommen. Die Rohrrinnen- und Außendurchmesser sowie die Daten zur Isolierung können Tabelle 6 entnommen werden.

Tabelle 6: Eigenschaften der Rohre & Isolierungen

	3/8"-Rohr	9/16"-Rohr	3/8"-Isolierung	9/16"-Isolierung
Wärmeleitfähigkeit $\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$	17	17	0,033	0,042
Außendurchmesser [mm]	4,765	7,145	20,265	26,145
Innendurchmesser [mm]	2,585	3,965	4,765	7,145
Schichtdicke [mm]	2,18	3,18	15,5	19

Für den Wärmestrom $\dot{Q}$ in Richtung der Messstelle, somit der Temperatur T_{Mess} sowie für den Wärmewiderstand R gilt:

$$\dot{Q} = \frac{2 \times \pi \times L \times \lambda}{\ln\left(\frac{r_{a,i}}{r_{i,i}}\right)} \times (T_a - T_i) \quad (1)$$

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_{a,i}}{r_{i,i}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda} \quad (2)$$

Vereinfachend wird angenommen, dass das im Inneren des Rohrs strömende Medium eine homogene Temperatur besitzt und somit die Temperatur T_{H2} in der Rohrmitte der Temperatur T_i an der Rohrrinnenwand entspricht. Die von außen an das Rohr angebrachte Isolierung soll in diesem Beispiel die konvektive Wärmeabgabe an die Umgebung vollständig eliminieren. Aufgrund der Energieerhaltung wird angenommen, dass der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Rohr}}$ gleich den Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{iso},i}$ durch die Isolierung ist. Zunächst wird mit Gleichung (2) der Wärmewiderstand der unterschiedlich starken Isolierungen berechnet.

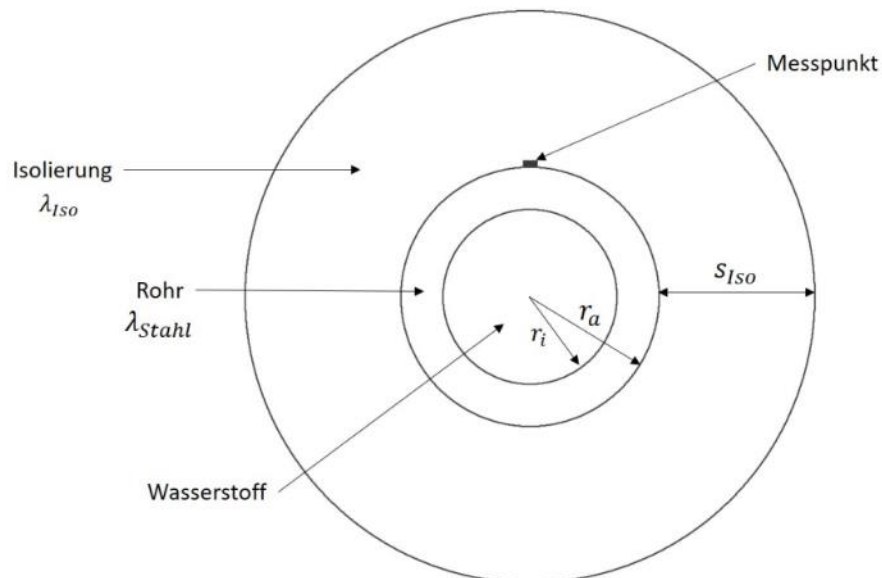


Abbildung 13: Darstellung des betrachteten Rohrsystems

$$R_{Iso,1} = \frac{\ln\left(\frac{r_{Iso,1}}{r_{a,1}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Iso,1}} = \frac{\ln\left(\frac{20,265 \text{ mm}}{4,765 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 0,033 \frac{W}{m \times K}} = 6,982 \frac{K}{W} \quad (3)$$

$$R_{Iso,2} = \frac{\ln\left(\frac{r_{Iso,2}}{r_{a,2}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Iso,2}} = \frac{\ln\left(\frac{26,145 \text{ mm}}{7,145 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 0,033 \frac{W}{m \times K}} = 4,916 \frac{K}{W} \quad (4)$$

Darauf aufbauend kann über Gleichung (1) der Wärmestrom durch die Isolierung bestimmt werden. Für die Betrachtung von extremen Szenarien mit großen Temperaturunterschieden werden die Temperaturen T_U und T_{Mess} variiert. Die hierfür verwendeten Werte können Tabelle 7 entnommen werden. Diese Werte werden miteinander kombiniert, sodass pro Isolationsstärke jeweils neun Wärmeströme berechnet werden.

Tabelle 7: Verwendete Werte für Umgebungs- und Messstellentemperatur

Index	$T_{U,i}$ [°C]	$T_{Mess,i}$ [°C]
I	-10	-40
II	15	-10
III	40	20

Es ergibt sich für das 3/8“-Rohr ein maximaler Wärmestrom $\dot{Q}_{Iso,1,max}$ von 11,5 W und ein minimaler Wärmestrom $\dot{Q}_{Iso,1,min}$ von -4,3 W. Für die dickere Isolation des 9/16“-Rohres ergibt sich $\dot{Q}_{Iso,2,max} = 16,3 \text{ W}$ und $\dot{Q}_{Iso,2,min} = -6,1 \text{ W}$.

Mit der Annahme $\dot{Q}_{Iso,i} = \dot{Q}_{Rohr,i}$ wird Gleichung (2) so umgestellt, dass sich die Temperaturdifferenz über die Rohrwand ergibt.

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_{Iso,i} \times \ln\left(\frac{r_{a,i}}{r_{i,i}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Stahl}} \quad (5)$$

Durch Einsetzen der gegebenen und berechneten Werte in Gleichung A.5 ergeben sich die maximalen und minimalen Temperaturdifferenzen über die zwei Rohrwandstärken.

$$\Delta T_{1,max} = \frac{\dot{Q}_{Iso,1,max} \times \ln\left(\frac{r_{a,1}}{r_{i,1}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Stahl}} = \frac{11,5 \text{ W} \times \ln\left(\frac{4,765 \text{ mm}}{2,585 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 17 \frac{W}{m \times K}} = 0,07 \text{ K} \quad (6)$$

$$\Delta T_{1,min} = \frac{\dot{Q}_{Iso,1,min} \times \ln\left(\frac{r_{a,1}}{r_{i,1}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Stahl}} = \frac{-4,3 \text{ W} \times \ln\left(\frac{4,765 \text{ mm}}{2,585 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 17 \frac{W}{m \times K}} = -0,03 \text{ K} \quad (7)$$

$$\Delta T_{2,max} = \frac{\dot{Q}_{Iso,2,max} \times \ln\left(\frac{r_{a,2}}{r_{i,2}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Stahl}} = \frac{16,3 \text{ W} \times \ln\left(\frac{7,165 \text{ mm}}{3,965 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 17 \frac{W}{m \times K}} = 0,09 \text{ K} \quad (8)$$

$$\Delta T_{2,min} = \frac{\dot{Q}_{Iso,2,min} \times \ln\left(\frac{r_{a,2}}{r_{i,2}}\right)}{2 \times \pi \times L \times \lambda_{Stahl}} = \frac{-6,1 \text{ W} \times \ln\left(\frac{7,165 \text{ mm}}{3,965 \text{ mm}}\right)}{2 \times \pi \times 1 \text{ m} \times 17 \frac{W}{m \times K}} = -0,03 \text{ K} \quad (9)$$

Es zeigt sich, dass für das betrachtete System die theoretische Temperaturdifferenz zwischen Rohrrinnen- und Rohraußenwand in einem Bereich von $< \pm 0,1 \text{ K}$ liegt. Diese Betrachtung legt somit

nahe, dass die gewählte Messmethode und damit die Vernachlässigung des Wärmestroms über die Rohrwand zur Messung der Temperatur akzeptabel ist. Um eine hinreichende Bestätigung hierfür zu erhalten, wird die Methodik durch Vergleichsmessungen validiert. Im Vergleich zu dem vereinfachten theoretischen Ansatz haben instationäre Vorgänge sowie inhomogene Temperaturverteilungen in der Praxis einen Einfluss auf die Temperaturmessung. Des Weiteren werden der Einfluss der Konvektion, eventuelle Lufteinschlüsse zwischen Rohr und Isolierung sowie der Wärmewiderstand des Kaptonbands nicht berücksichtigt.



(a) Vergleich mit WIKA Thermoelement



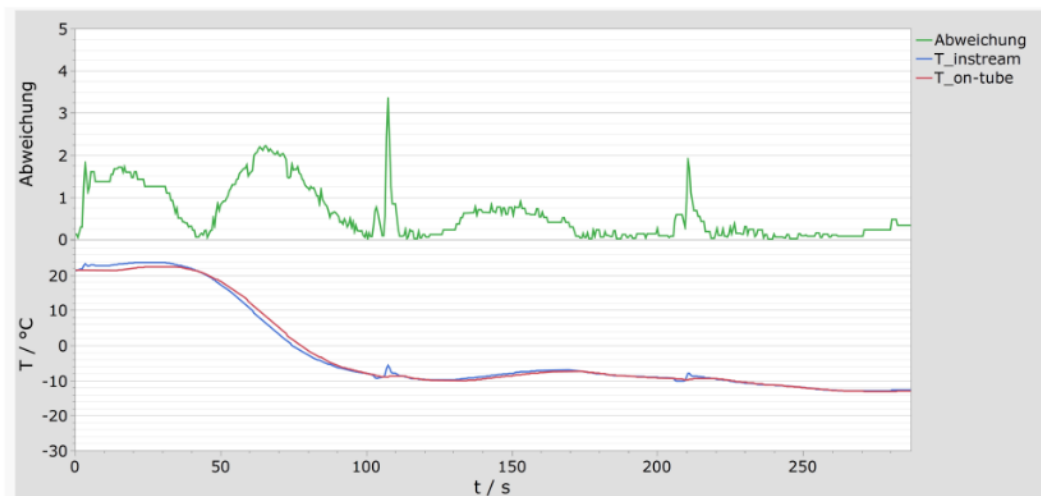
(b) Vergleich mit TC-Direct Thermoelement

Abbildung 14: Messstellen zum Vergleich der Messmethoden

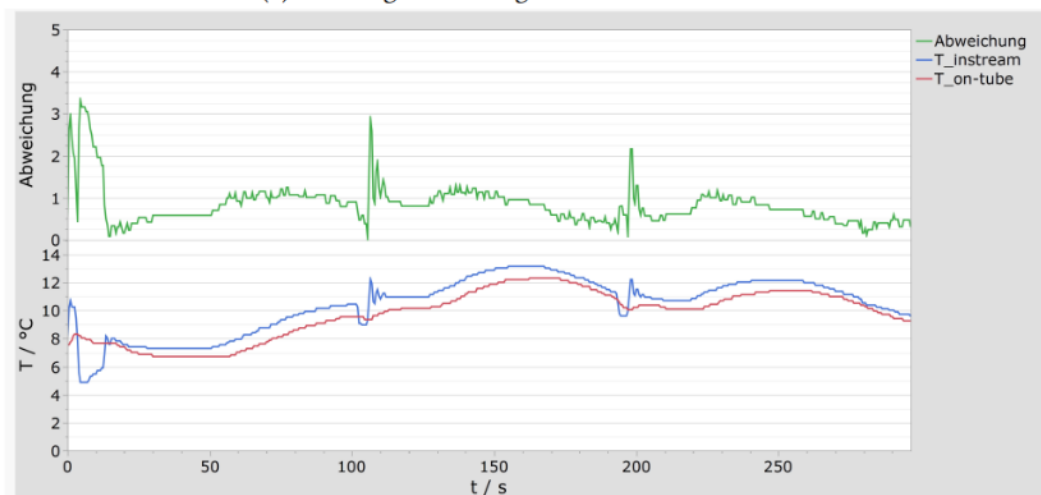
Um diese Faktoren mit einzubeziehen, wird die an der Oberfläche gemessene Temperatur mit der im Gasstrom gemessenen Temperatur verglichen. Hierzu wird an zwei Messstellen des H₂-Testfelds ein Thermoelement unmittelbar neben einem im Gasstrom messenden Temperatursensor angebracht (siehe Abbildung 14). An der in Abbildung 14a gezeigten Messstelle wird vergleichend ein Sensor der Firma WIKA verwendet und in Abbildung 14b ein Sensor der Firma TC-Direct. Die Medientemperatur wird variiert, um für möglichst breite Temperaturbereiche und dynamische Prozesse Ergebnisse zu erhalten. Die Abbildung 15 a und b zeigen neben den gemessenen Temperaturen im Gasstrom $T_{instream}$ und an der Oberfläche $T_{on-tube}$ auch die absolute Abweichung zwischen diesen.

Es zeigt sich, dass die Abweichung während der Messungen zu großen Teilen weniger als 1 K ist. Dies gilt vor allem für Zeitabschnitt, in denen die Medientemperatur relativ konstant verläuft. Bei dynamischeren Temperaturveränderungen ist ein Trägheitsverhalten der von außen angebrachten Messstelle zu erkennen. Dieses ist damit zu begründen, dass das Edelstahlrohr eine gewisse Zeit benötigt, um sich aufzuheizen oder abzukühlen. Aus Abbildung 15 a geht hervor, dass der zeitliche Versatz bei steigenden Temperaturen größer ist als bei sinkenden Medientemperaturen. Hochdynamische Vorgänge wie beispielsweise Temperaturspitzen beim Umschalten der Vorlagebehälter sind nur bei der Temperaturmessung im Gasstrom erkennbar. Während diesen Phasen ist die Abweichung größer 1 K. Abbildung 15 b zeigt eine Messung, bei der auf die Vorkühlung des Wasserstoffes verzichtet wurde, sodass sich keine konstante Medientemperatur einstellt. Es wird ersichtlich, dass die an der Rohraußenwand gemessene Temperatur eine permanente Abweichung zur tatsächlichen Gastemperatur aufweist, wobei die veränderte Skalierung der y-Achse zu beachten ist. Die Abweichung bei dieser Messung ist zu 90% der Zeit <1,07 K.

Es ist festzustellen, dass die Gastemperatur optimalerweise direkt im Gasstrom gemessen werden sollte. Die Messung der Oberflächentemperatur der Rohraußenwand erweist sich jedoch belastungsfähige Alternative. Im Vergleich ist sie qualitativ ungenauer und mit einer Latenz versehen, welche größer wird, je dynamischer die Änderung der Medientemperatur ist. Die mit dieser Messmethodik entstehenden Abweichungen zur tatsächlichen Gastemperatur sind als akzeptabel zu betrachten. Werden zusätzlich die Kostenunterschiede und die Praktikabilität bei der nachträglichen Platzierung in der Anlage einbezogen, ist die Messung der Oberflächentemperatur für den betrachteten Fall eine valide Option, obgleich sie einen Messfehler produziert, der für etwaige Anwendungen genauer zu bestimmen ist. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Messungen wird dieser vernachlässigt.



(a) Messung 1 zum Vergleich der Messmethoden

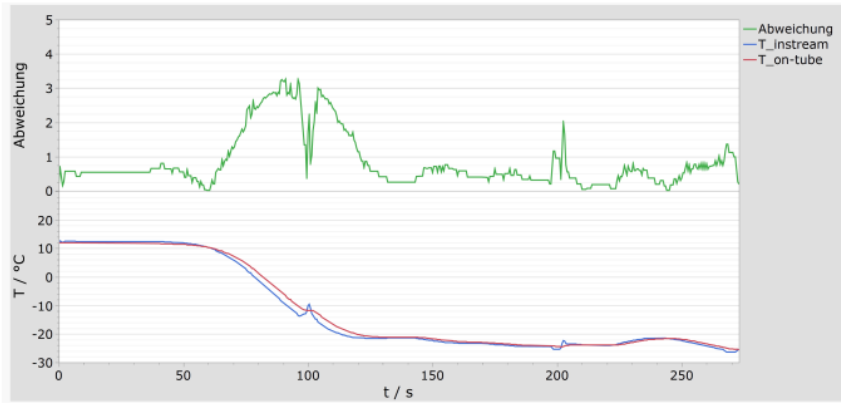


(b) Messung 2 zum Vergleich der Messmethoden

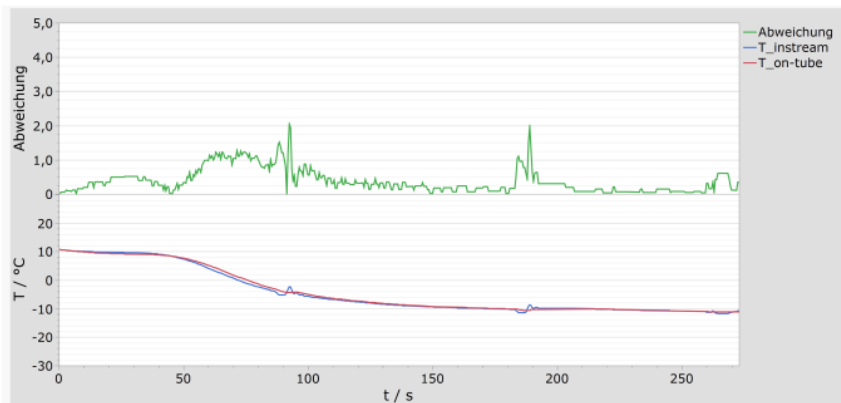
Abbildung 15: Temperaturverläufe und Abweichung der Messungen 1 und 2

Abbildung 16 und Abbildung 17 zeigen die visualisierten Ergebnisse der weiteren Messungen zur Validierung der on-tube Messmethodik.

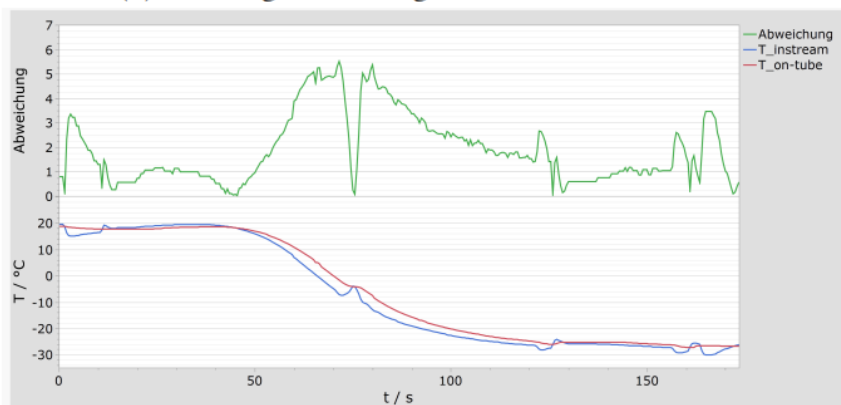
Tabelle 8 enthält eine Aufstellung der durchgeführten Messungen und Angaben zur prozentualen Verteilung in den Quantilen.



(a) Messung 3 zum Vergleich der Messmethoden

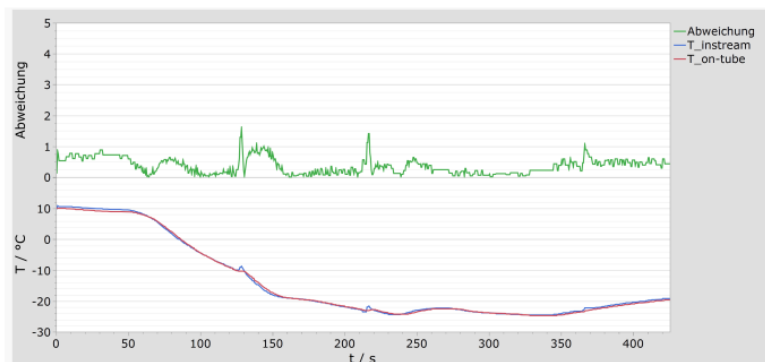


(b) Messung 4 zum Vergleich der Messmethoden

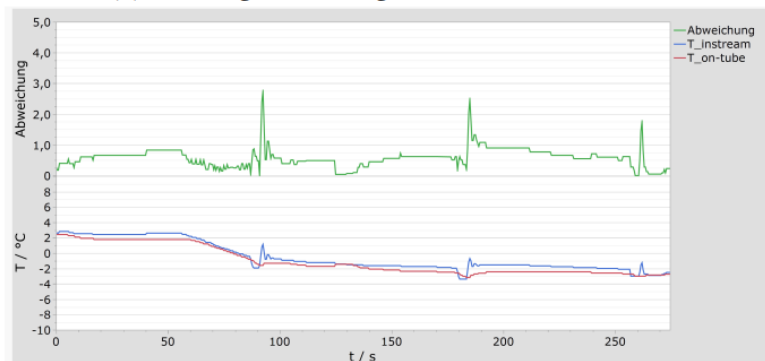


(c) Messung 5 zum Vergleich der Messmethoden

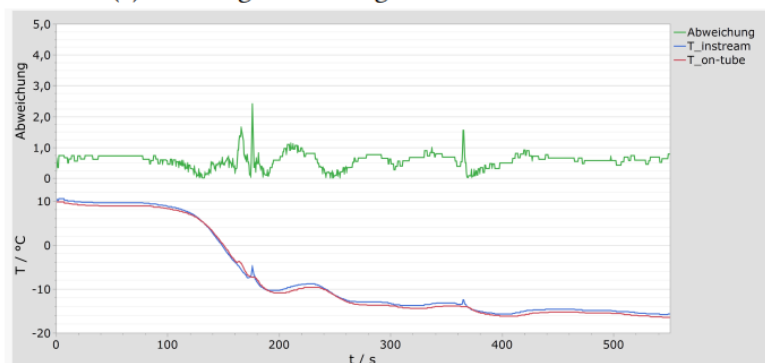
Abbildung 16: Temperaturverläufe und Abweichung der Messungen 3 bis 8



(d) Messung 6 zum Vergleich der Messmethoden



(e) Messung 7 zum Vergleich der Messmethoden



(f) Messung 8 zum Vergleich der Messmethoden

Abbildung 17: Temperaturverläufe und Abweichung der Messungen 3 bis 8 fortgesetzt

Tabelle 8: Auswertungen der Messungen durch Einteilung in Quantile

Messung	Median	75%-Quartil	90%-Quartil	Mittelwert
#1	0,36	0,885	1,59	0,594
#2	0,79	0,91	1,07	0,747
#3	0,55	0,88	2,408	0,856
#4	0,25	0,5	0,981	0,368
#5	1,41	2,61	4,4	1,892
#6	x	x	x	x
#7	0,6	0,66	0,9	0,574
#8	0,65	0,76	1	0,648

3.6 Messprotokollierung

Für jeden Versuch wurde eine Trendfile erstellt, um alle notwendigen Sensordaten über die SPS zu speichern und im Anschluss exportieren zu können. Beispielhaft zeigt Abbildung 18 die Systemoberfläche der Datenaufnahme und Tabelle 9 Verwendete Messstellen für Befüll- und Entlastungs-Versuche mit einem 244 L Typ IV Speicher die Übersicht aller verwendeten Messstellen für Versuche mit dem 244 L Typ IV Tank.



Abbildung 18 Systemübersicht Messdatenaufnahme

Tabelle 9 Verwendete Messstellen für Befüll- und Entlastungs-Versuche mit einem 244 L Typ IV Speicher

Name	Typ	Position
PT01	Druck	Manifold
TT01	Temperatur	Manifold
TT02	Temperatur	OTV
TT03	Temperatur	on tank surface
TT04	Temperatur	on tank surface
TT05	Temperatur	on tank surface
TT06	Temperatur	on tank surface
TT07	Temperatur	ambient
TT08	Temperatur	TC-Tree TC01
TT09	Temperatur	TC-Tree TC02
TT10	Temperatur	TC-Tree TC03
TT11	Temperatur	TC-Tree TC04
TT12	Temperatur	TC-Tree TC05
TT13	Temperatur	TC-Tree TC06
TT14	Temperatur	TC-Tree TC07
TT15	Temperatur	TC-Tree TC08
TT16	Temperatur	TC-Tree TC09
TT17	Temperatur	TC-Tree TC10
TT18	Temperatur	TC-Tree TC11

TT19	Temperatur	TC-Tree TC12
TT20	Temperatur	TC-Tree TC13
TT21	Temperatur	TC-Tree TC14
TT22	Temperatur	TC-Tree TC15
TT23	Temperatur	TC-Tree TC16
QT_D02	Coriolis	vor PCV
PT_D10	Druck	vor PCV
PT_D11	Druck	nach PCV
TT_D08	Temperatur	nach PCV
TT_D07	Temperatur	vor PCV
PT_X14	Druck	Mittelwert Dispenserdruck
TE_X05	Temperatur	Mittelwert Dispensertemperatur
TT24	Temperatur	vor Breakaway
PT02	Druck	Lifepoint Speicher
QIT_01	Coriolis	vor Verdichter
QIT_03	Coriolis	nach Verdichter
FWg_TC2	Temperatur	on-tube Ausgang
PT_D12	Druck	Alu Eingang
PT_D13	Druck	Alu Ausgang
TT_D09	Temperatur	Alu Ausgang
TT03 Bank 1	Temperatur	Bank 1 Bodensensor
PT_VB03	Druck	Bank 1
TT04 Bank 2	Temperatur	Bank 2
PT_VB05	Druck	Bank 2
TT05 Bank 3	Temperatur	Bank 3
PT_VB07	Druck	Bank 3
PT_VB13	Druck	Bank 6
TT_VB15	Temperatur	Bank 7
PT_VB15	Druck	Bank 7
TT_VB13	Temperatur	Bank 6

4. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 2 (Messungen) - ZBT

Ziel des Arbeitspaketes war die Durchführung und Dokumentation von Messungen für die Validierung der Einzelmodelle und des Gesamtmodells. Alle Messdaten wurden, wie in Kapitel 3.1 Messkonzept und Bedarfsermittlung an Messpunkten und Kapitel 3.6 Messprotokollierung gezeigt, über die SPS mit Zeitstempel aufgenommen, sodass eine genaue Adaption der Messergebnisse auf die Modelle erfolgt ist.

4.1 Durchgeführte Messungen

Tabelle 10 zeigt die in dem Projekt verwendeten Befüll- (B) und Entlastungs-(E)Versuche mit den relevanten Rahmenbedingungen:

Tabelle 10 Übersicht der Messungen

Datum	Typ	Speicher-Typ	Volumen L	Druckniveau bar	Startdruck bar	Vorkühltemperatur °C	Rampe
24.09.2021	E	IV	2025	500	496,55	n/a	5 bar/min
29.09.2021	B	IV	2025	500	50	-20	10 g/s
01.10.2021	E	IV	2025	500	484,66	n/a	2,5 bar/min
07.10.2021	B	IV	2025	500	50	no cooling	6 g/s
08.10.2021	E	IV	2025	500	495,51	n/a	2,5 bar/min
12.10.2021	B	IV	2025	500	50	no cooling	8 g/s
14.10.2021	B	IV	2025	500	50	no cooling	10 g/s
19.10.2021	B	IV	2025	500	100	0	10 g/s
20.10.2021	B	IV	2025	500	200	0	10 g/s
20.10.2021	E	IV	2025	500	469,18	n/a	1,25 bar/min
25.10.2021	B	IV	2025	500	50	0	6 g/s
27.10.2021	B	IV	2025	500	50	0	8 g/s
29.10.2021	B	IV	2025	500	50	0	10 g/s
12.11.2021	B	IV	244	700	20	-40	80 bar/min
17.11.2021	B	IV	244	700	70	-40	80 bar/min
17.11.2021	B	IV	244	700	350	-40	80 bar/min
19.11.2021	B	IV	244	700	20	-40	50 bar/min
23.11.2021	B	IV	244	700	20	-20	80 bar/min
07.12.2021	B	IV	244	700	20	-40	160 bar/min
08.12.2021	B	IV	244	700	20	-40	custom
10.12.2021	B	IV	244	700	20	-40	custom
13.12.2021	B	IV	244	700	20	custom	80 bar/min
14.12.2021	B	IV	244	700	20	custom	80 bar/min
15.12.2021	B	IV	244	700	20	custom	80 bar/min
17.12.2021	B	IV	244	700	20	-10	80 bar/min
20.12.2021	B	IV	244	700	20	0	80 bar/min
21.12.2021	B	IV	244	700	20	-40	30 bar/min
27.12.2021	B	IV	244	700	20	-40	80 bar/min
01.02.2022	B	IV	341	500	20	0	55 bar/min
02.02.2022	B	IV	341	500	20	-40	55 bar/min
03.02.2022	B	IV	341	500	20	no cooling	55 bar/min

04.02.2022	B	IV	341	500	50	0	55 bar/min
07.02.2022	B	IV	341	500	250	0	55 bar/min
14.02.2022	B	IV	341	500	20	0	35 bar/min
22.02.2022	B	IV	341	500	20	0	custom
23.02.2022	B	IV	341	500	20	no cooling	55 bar/min
25.02.2022	B	IV	341	500	20	0	custom
07.03.2022	B	IV	341	500	20	-20	custom
28.03.2022	B	III	322	350	20	-20	80 bar/min
29.03.2022	B	III	322	350	20	-40	80 bar/min
30.03.2022	B	III	322	350	20	-10	80 bar/min
01.04.2022	B	III	322	350	20	0	80 bar/min
04.04.2022	B	III	322	350	20	no cooling	80 bar/min
06.04.2022	B	III	322	350	20	-20	40 bar/min
11.04.2022	B	III	322	350	150	-20	80 bar/min
19.04.2022	B	III	322	350	70	-20	80 bar/min
20.04.2022	B	III	322	350	20	-20	30 bar/min
25.04.2022	B	III	322	350	20	custom	80 bar/min
26.04.2022	B	III	322	350	20	-40	140 bar/min
28.04.2022	B	III	322	350	20	-20	custom
02.05.2022	B	III	322	350	20	-20	custom
03.05.2022	B	III	322	350	20	no cooling	80 bar/min
04.05.2022	B	III	322	350	20	-20	120 bar/min
06.05.2022	B	III	322	350	20	no cooling	100 bar/min
06.05.2022	B	III	322	350	20	-20	80 bar/min
01.06.2022	E	IV	244	700	690,68	n/a	7 bar/min
03.06.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
03.06.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
20.06.2022	E	IV	244	700	665	n/a	95 bar/min
22.06.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
23.06.2022	E	IV	244	700	673,36	n/a	4 bar/min
28.06.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
29.06.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
29.06.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
01.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
05.07.2022	E	IV	244	700	653,72	n/a	45 bar/min
06.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
06.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
06.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
06.07.2022	E	IV	244	700	677,3	n/a	Zick Zack 1
07.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
07.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
07.07.2022	E	IV	244	700	681,79	n/a	Zick Zack 2 Karacho

08.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
08.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
08.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
08.07.2022	E	IV	244	700	664,75	n/a	20 bar/min schnell langsam
12.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
12.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
12.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
13.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
13.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
13.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
14.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
14.07.2022	B	IV	244	700	150	aMC	aMC
15.07.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC
15.07.2022	E	IV	244	700	678,1	n/a	20 bar/min langsam schnell
01.08.2022	B	IV	244	700	20	aMC	aMC

5. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 3 (Einzelmodelle) - UDE

Ziel des Arbeitspaketes 3 ist es thermo- und fluidtechnische Einzelmodelle zu erstellen, welche die wichtigsten Komponenten einer HRS abbilden. Diese Einzelmodelle sollen dann mithilfe von Messungen validiert und anschließend diskutiert werden. Entsprechend thematisiert Kapitel 4 die mathematische Modellierung und Berechnung der wichtigsten Komponenten einer HRS. Im Laufe des Projektes hat sich dabei herauskristallisiert, dass die eigentliche Validierung der Einzelmodelle nur im vollständigen HRS-Betrieb erfolgen kann, da Einflüsse wie Massenströme und Zustandsänderungen vom Wasserstoff bekannt sein müssen. Deswegen wird erst im Arbeitspaket 4 (Gesamtmodell) die grundlegende Validierung thematisiert und Arbeitspaket 3 präsentiert nur die allumfassende Theorie zur Berechnung der Einzelmodelle. Beginnend mit Wasserstoff als entscheidendes Fluid für die Berechnung, präsentiert das nächste Kapitel wie Wasserstoff in diesem Projekt betrachtet und welches Zustandsmodell für die Einzelmodelle verwendet wird.

5.1 Wasserstoff

Wasserstoff hat sich schon seit einiger Zeit als sinnvolle und alternative Treibstoffquelle für jegliche Anwendungen herauskristallisiert. Obwohl hierbei Wasserstoff auch die am häufigsten auftretende Atomverbindung im Universum ist, ist für die Berechnung entscheidend, welche Form des Wasserstoffes betrachtet wird. Wasserstoff selbst tritt in verschiedenen Unterkategorien auf und es kann für spezifische Prozesse entscheidend sein diese zu unterscheiden. Grundlegend tritt Wasserstoff auf der Erde (unter Normalbedingungen) in der Form des sogenannten „molekularen Wasserstoff“ auf, was sich als sogenannte H_2 -Verbindung oder auch als Wasserstoff-Molekül definiert. Im allgemeinen Sprachgebrauch wird daher mit „Wasserstoff“ auch das eigentliche Wasserstoff-Molekül (H_2) benannt und nicht das reine Wasserstoffatom (H). Das grundlegende Wasserstoffatom oder auch Protium (1H) kann dabei auch als eine Alternative mit mehreren Isotopen auftreten wie Deuterium 2H , Tritium 3H oder auch weitere jedoch noch seltener Varianten. Abbildung 19 zeigt den atomaren Unterschied zwischen diesen Isotopen. [1]

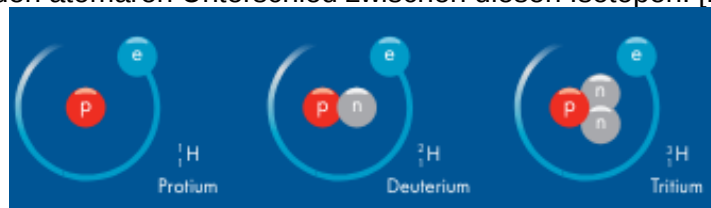


Abbildung 19: Darstellung Protium, Deuterium und Tritium Quelle: [1]

Die meisten industriellen Prozesse rechnen und arbeiten jedoch mit dem Wasserstoff-Molekül (H_2). Entsprechendes Molekül wird dabei auch bei der Simulation von HRS verwendet, was die Verwendung eines speziellen Zustandsmodells erforderlich macht. Das Wasserstoff-Molekül hat dabei auch wichtige Unterkategorien, welche je nach Prozess und Berechnung beachtet werden müssen. In diesem Rahmen wird das Wasserstoff-Molekül auch als sogenannter „Ortho-, Para- oder Normalwasserstoff“ definiert. Hauptunterschied dieser Kategorien ist die Symmetrie der Gesamt-Kernspinrichtung der Moleküle. Vereinfacht gesagt, hat Orthowasserstoff eine symmetrische Kernspinrichtung (Gesamtspin von $I=1$), wohingegen Parawasserstoff eine asymmetrische Kernspinrichtung vorweist ($I = 0$). Normalwasserstoff ist dabei ein Gemisch aus beiden Wasserstoffzuständen. [2–4] Abbildung 20 beschreibt diese Definition ein wenig genauer:

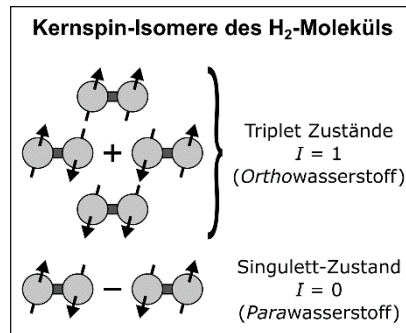


Abbildung 20: Ortho- und Parawasserstoff Kernspinausrichtung Quelle: [5]

Der Grund wieso Wasserstoff je nach Gebrauch in den entsprechenden Unterkategorien betrachtet werden muss, ist das die jeweiligen Varianten auch andere physikalische Eigenschaften aufweisen. Demnach kann es für einige industrielle Prozesse entscheiden sein, diese Unterkategorien spezifisch zu unterscheiden. Ein Beispiel für einen solchen Prozess ist die Verflüssigung von Wasserstoff, wo die Umwandlung von Para-zu Orthowasserstoff eine entscheidende Rolle für die Energiebilanzierung hat. In den meisten industriellen Anwendungen als auch bei der Simulation von HRS-Prozessen, wird mit dem Normalwasserstoff gearbeitet. Entsprechend wird auch hier im Folgenden mit Wasserstoff das „Normalwasserstoff-Molekül“ beschrieben und jegliche Rechnung damit vollzogen. Neben der grundlegenden Definition des Wasserstoffes, kann dieser zusätzlich in verschiedenen Phasen in einem Prozess vorliegen. Abbildung 21 präsentiert deswegen eine Übersicht über das Phasendiagramm von Wasserstoff und die jeweiligen vorliegenden Zustände:

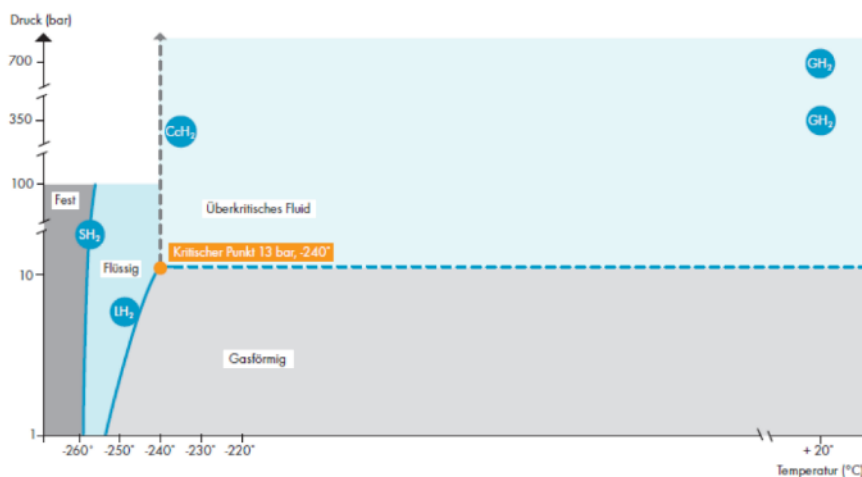


Abbildung 21: Phasendiagramm von Wasserstoff Quelle: [1]

Wie in Abbildung 21 zu sehen, kann Wasserstoff in vielen Zuständen vorliegen und muss hier neben den universellen Zuständen fest, flüssig und gasförmig, auch als sogenanntes „überkritisches Fluid“ betrachtet werden. Faktisch kommt Wasserstoff an den aktuellen Wasserstofftankstellen in allen Fällen in den Bereich eines überkritischen Fluides. Erklärung dafür ist der sehr tiefe kritische Punkt von Wasserstoff. Wasserstoff liegt erst unter ca. 13 Bar und ungefähr einer Temperatur von -220°C als reine Gasphase vor. Der Betrieb an einer Wasserstofftankstelle arbeitet jedoch zwischen einen Temperaturbereich von -40°C bis 85°C . Damit tritt der Wasserstoff entweder in der Gasphase oder im überkritischen Bereich auf. Die Eigenschaften von überkritischen Fluiden unterscheiden sich je nach Medium. Grundsätzlich kann aber gesagt werden, dass überkritische Fluide eine Kombination der physikalischen Eigenschaften von flüssigen als auch gasförmigen Phasen ausmachen. Diese überkritischen Fluide verhalten sich grob zu 90% wie Gase, können aber physikalische Eigenschaften wie bei einer flüssigen Phase aufweisen (Reaktion und Diffusionseigenschaften wie bei einem flüssigen Medium). Dadurch, dass der Wasserstoff im überkritischen Bereich vorliegt und die Simulation möglichst genau rechnen soll, benötigt

es eines Zustandsmodells, welches die Real-Gas Eigenschaften von Wasserstoff möglichst genau abbilden kann.

5.2 Zustandsmodell Wasserstoff

Es gibt viele verschiedene Wasserstoff Zustandsmodelle die alle in ihrer Komplexität als auch in ihrer Limitierung sich stark unterscheiden. Einige der bekanntesten Zustandsmodelle sind hierbei die Berechnungsmodelle nach Van der Waals, nach Peng Robinson oder auch nach Soave-Redlich-Kwong. [6]. Eines der Schwierigkeiten bei der Berechnung von Wasserstofftankstellen und der Auswahl eines passenden Zustandsmodells ist dabei das große Spektrum an Wasserstoffzuständen, die bei einem Betrieb der HRS vorliegen. So können Wasserstoff Zustände auftreten die zwischen -40 °C bis 100 °C und 1 bar bis 1000 bar vorliegen. Deswegen wird ein Zustandsmodell benötigt, welches mit möglichst geringem numerischem Aufwand, sehr genaue Ergebnisse erzielt und besagtes Spektrum abdecken kann. Entsprechend wurde für dieses Projekt das Zustandsmodell „der Referenzzustandsgleichung in der Form der Helmholtz-Energie für Wasserstoff“ verwendet. Die Referenzzustandsgleichung in Form der Helmholtz-Energie gehört zu den empirisch ermittelten Zustandsgleichungen für Wasserstoff. Grundlage bildet hierbei die dimensionslose Helmholtz- Energie in Abhängigkeit von der Dichte und der Temperatur [7, 8]:

$$\frac{A_{HE}}{R_m \cdot T} = \alpha(\tau, \delta) = \alpha^0(\tau, \delta) + \alpha^r(\tau, \delta) \quad (10)$$

Die Formel wird in einen idealen Teil α^0 und einen residualen Teil α^r eingeteilt. Diese sind abhängig von der reduzierten Temperatur und reduzierten Dichte [9]:

$$\tau = \frac{T}{T_C} \quad \delta = \frac{\rho}{\rho_C} \quad (11)$$

Der Index C bezeichnet hierbei den kritischen Punkt. Am kritischen Punkt hat Normalwasserstoff eine Dichte von $0,031\text{ kg/m}^3$ [8]. Die Gleichungen für den idealen und residualen Teil hängen von der Zusammensetzung des zu berechnenden Stoffes ab und werden mithilfe von Messdaten individuell formuliert. Für Ortho-, Para- und Normalwasserstoff wurden von Leachman et al. die Zustandsgleichungen anhand von Messdaten ermittelt. Diese Gleichungen sind für Temperaturen bis 1000 K und Drücken bis 2000 MPa gültig. Bei der Modellierung der Tankstelle wurde die Gleichung für Normalwasserstoff verwendet. Für den idealen Teil der freien Helmholtz-Energie gilt [8]:

$$\alpha^0(\tau, \delta) = \ln \delta + 1.5 \cdot \ln \tau + a_1 + a_2 \cdot \tau + \sum_{k=3}^7 a_k \cdot \ln[1 - \exp(b_k \cdot \tau)] \quad (12)$$

Die Koeffizienten a und b sind hierbei empirisch ermittelte Parameter, welche aus Tabelle 11 entnommen werden können:

Tabelle 11: Parameter für die Referenzzustandsgleichung in Form der Helmholtz-Energie 1 [8]

k	a_k	b_k
1	-1,4579856475	-
2	1,88076782	-
3	1,616	-16,0205159149
4	-0,4117	-22,6580178006
5	-0,792	-60,0090511389
6	0,758	-74,9434303817
7	1,217	-206,9392065168

Für den residualen Teil der Gleichung (10 gilt folgende Formel:

$$\alpha^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^7 N_i \cdot \delta^{d_i} \cdot \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^9 N_i \cdot \delta^{d_i} \cdot \tau^{t_i} \cdot \exp(-\delta^{p_i})$$

$$+ \sum_{i=10}^{14} N_i \cdot \delta^{d_i} \cdot \tau^{t_i} \cdot \exp[\varphi_i \cdot (\delta - D_i)^2 + \beta_i \cdot (\tau - \gamma_i)^2] \quad (13)$$

Auch hier können die Koeffizienten für Gleichung (13 aus Tabelle 12 entnommen werden.

Tabelle 12: Parameter für die Referenzzustandsgleichung in Form der Helmholtz-Energie [8]

i	N_i	t_i	d_i	p_i	φ_i	β_i	γ_i	D_i
1	-6,93643	0,6844	1	0	-	-	-	-
2	0,01	1	4	0	-	-	-	-
3	2,1101	0,989	1	0	-	-	-	-
4	4,52059	0,489	1	0	-	-	-	-
5	0,732564	0,803	2	0	-	-	-	-
6	-1,340861	101444	2	0	-	-	-	-
7	0,130985	1,409	3	0	-	-	-	-
8	-0,777414	1,754	1	1	-	-	-	-
9	0,351944	1,311	3	1	-	-	-	-
10	-0,0211716	4,187	2	-	-1,685	-0,171	0,7164	1,506
11	0,0226312	5,646	1	-	-0,489	-0,2245	1,3444	0,156
12	0,032187	0,791	3	-	-0,103	-0,1304	1,4517	1,736
13	-0,0231752	7,249	1	-	-2,506	-0,2785	0,7204	0,67
14	0,0557346	2,986	1	-	-1,607	-0,3967	1,5445	1,662

Mit Gleichung (10 kann nun anhand von weiteren Gleichungen entscheidende Wasserstoffzustandsgrößen wie Temperatur, Druck, Dichte oder auch bspw. Enthalpie berechnet werden. Tabelle 13 präsentiert dabei die jeweiligen Gleichungen, die benötigt werden, um die entsprechenden Zustandsgrößen von Wasserstoff zu berechnen.

Tabelle 13: Parameter für die Referenzzustandsgleichung in Form der Helmholtz-Energie

Zustandsgröße	Formel	
Druck	$p = \rho R_s T \cdot \left(1 + \delta \cdot \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\tau \right)$	(14)
Innere Energie	$u = R_s T \cdot \left(\tau \cdot \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \delta} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\delta \right] \right)$	(15)
Enthalpie	$h = R_s T \cdot \left(1 + \tau \cdot \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \delta} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\delta \right] + \delta \cdot \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\tau \right)$	(16)
cv	$cv = R_s \cdot \left[-\tau^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \delta^2} + \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right) \right]$	(17)

$$cp = R_s \cdot \left[-\tau^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \delta^2} + \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right) + \frac{\left(1 + \delta \cdot \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} - \tau \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau \partial \delta} \right)}{\left(1 + 2 \cdot \delta \cdot \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} - \delta^2 \cdot \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2} \right)} \right] \quad (18)$$

Wichtig zu erwähnen ist, dass dieses Zustandsmodell im Gegensatz zu allen anderen Zustandsmodellen es ermöglicht, direkt alle Zustandsgrößen von Wasserstoff nur durch die Information von zwei Initialwerten zu berechnen. Das bedeutet, es kann bspw. nur durch die Information wie Temperatur und Enthalpie, alle weiteren Zustandsgrößen wie bspw. Entropie oder auch Druck berechnet werden. Gleichzeitig kann auch nur mit dem Druck und der Entropie bspw. der cp Wert und die Temperatur berechnet werden. Entsprechend kann mit diesem Zustandsmodell nicht nur sehr genau ein breites Spektrum an Wasserstoffzuständen abgedeckt werden, sondern sind zudem noch alle Zustandsgrößen zum jeweiligen Zeitpunkt relativ einfach berechenbar.

5.3 Einzelmodelle

Die Auswahl der wichtigsten Komponenten einer HRS und die mathematische Umwandlung besagter Komponenten in Einzelmodelle erfolgte dabei in Absprache mit dem PbA.

Wasserstoffspeicher

Bei Wasserstoffspeichern handelt es sich um Type I bis IV-Behälter, die entweder befüllt oder entleert werden. Innerhalb dieses Projektes werden nur die Type IV Speicher thematisiert, da hierfür ausgiebige Messungen vom ZBT vorliegen.

Das Simulationstool berechnet daraufhin die zeitlichen Zustandsänderungen des Wasserstoffes innerhalb der Behälter. Dabei wird der Behälter, als ein 0 bzw. 1-dimensionales System betrachtet und die transiente Energieerhaltung für jenes System gerechnet. Gleichung (19) ist dabei die gekürzte transiente Energieerhaltung [6, 12–15]:

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = \sum_0^n \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum_0^m \dot{m}_{out} \cdot h_{out} + \dot{Q}_{loss} \quad (19)$$

Gleichung (19) beschreibt die Änderung der inneren Energie und der Masse eines Systems durch die Hinzugabe oder Entnahme von Enthalpieströmen. Entscheidend für diese Berechnung ist der hinzukommende Wärmeverlust über die Speicherwände $\dot{Q}_{loss}$. Dieser muss je nach Prozess entsprechend eigenständig berechnet werden und hat einen immensen Einfluss auf die Zustandsänderungen im Wasserstoffspeicher selbst. Die Wärmeverluste über die Speicherwände können numerisch sehr genau anhand der folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\dot{Q}_{loss} = A_{wand} \cdot \alpha_{in} \cdot (T_{wand}|_{x=0} - T_{gas}) \quad (20)$$

Der zeitliche Wärmeverluststrom $\dot{Q}_{loss}$ hängt von der inneren Oberfläche der Speicherwand A_{wand} , von den eigentlichen Wandtemperaturen T_{wand} , der aktuellen Gastemperatur T_{gas} und des Wärmeübergangskoeffizienten α_{in} an der Innenseite der Speicherwand ab. [12–14]. Die Temperaturverteilung der Speicherwand ist entscheidend für die Wärmeverlustberechnung und muss numerisch mitberechnet werden. Die Wand wird numerisch mit den folgenden Gleichungen berechnet [14, 16]:

$$\frac{\partial T_{wand}}{\partial t} = a_{wand} \frac{\partial^2 T_{wand}}{\partial x^2} \quad (21)$$

Gleichung (21) berechnet numerisch die transiente Temperaturverteilung der Speicherwand. a_{wand} ist hierbei die sogenannte Temperaturleitfähigkeit des jeweiligen Wandmaterials und definiert wie schnell die Wand an Temperatur zunimmt. Damit Gleichung (22) numerisch berechnet werden kann bedarf es weiterer Randbedingungen. Einmal der Randbedingung auf der Innenseite der Speicherwand [17–19]:

$$\alpha_{in} \cdot (T_{wand}|_{x=0} - T_{gas}) = -\lambda_{wand} \frac{\partial T_{wand}}{\partial x} \Big|_{x=0} \quad (22)$$

Und einmal auf der Außenseite der Speicherwand:

$$\alpha_{out} \cdot (T_{wand}|_{x=L} - T_{ambient}) = -\lambda_{wand} \frac{\partial T_{wand}}{\partial x} \Big|_{x=L} \quad (23)$$

Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass die Type IV Speicher aus zwei unterschiedlichen Materialien bestehen und deswegen eine zusätzliche Randbedingungen zwischen diesen Materialien gegeben werden muss:

$$\lambda_{Liner} \frac{\partial T_{wand}}{\partial x} \Big|_{x=L_{Liner}} = -\lambda_{Composite} \frac{\partial T_{wand}}{\partial x} \Big|_{x=L_{Composite}} \quad (24)$$

Neben den vorgestellten Randbedingungen benötigt Gleichung (20) zusätzlich noch die Berechnung eines zeitlich korrekten Wärmeübergangskoeffizienten an der innen und außen Seite der Speicherwand. α_{out} kann und wird aufgrund der Wandträgheit in vielen Fällen mit konstanten 8 W/(m²K) gerechnet, wohingegen α_{in} sehr stark vom zeitlich aktuellen Betrieb des Speichers abhängt. Das bedeutet, je nachdem ob der Speicher befüllt, entleert oder gar nicht verwendet wird, treten andere physikalische Vorgänge statt, die die Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten stark beeinflussen. Für eine korrekte Berechnung muss entsprechend auch der innere Wärmeübergangskoeffizienten α_{in} korrekt modelliert werden. Bei einer Befüllung des Speichers, muss die erzwungene als auch freie Konvektion im Speicher berücksichtigt werden, damit ein korrekter Wärmetransport berechnet werden kann. Dafür werden die folgenden Gleichungen verwendet [13, 18, 20–22]:

$$Nu_{forced} = 0,17 \cdot Re^{0,67} \quad (25)$$

Mit einer Reynoldszahl nach

$$Re = \frac{\rho \cdot D_{in} \cdot v}{\eta} \quad (26)$$

Wobei hier die Reynoldszahl abhängig vom Durchmesser des Speichereinjektors bzw. Inlets ist. Die freie Konvektion wird hingegen mit den folgenden Gleichungen berechnet:

$$Nu_{free} = 0,1 \cdot Ra^{0,33} \quad (27)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot cp \cdot \rho^2 \cdot (T_{wand}|_{x=0} - T_{gas})}{\eta_{kin} \cdot \lambda_{Wasserstoff}} \quad (28)$$

Mit der freien und erzwungenen Konvektion kann daraufhin der zeitliche Wärmeübergangskoeffizient mit den folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$Nu_{free+forced} = (Nu_{forced}^4 + Nu_{free}^4)^{1/4} \quad (29)$$

$$Nu_{free+forced} = \frac{\alpha_{in} \cdot D}{\lambda_{Wasserstoff}} \quad (30)$$

Im Falle einer Entleerung oder beim Nichtverwenden des Wasserstoffspeichers, kann die Inklusion der erzwungenen Konvektion einen Fehler hervorrufen, weswegen hierbei nur die freie Konvektion nach Gleichung (31) und (32) berechnet wird.

$$Nu = \frac{\alpha_{in} \cdot D}{\lambda_{hydrogen}} \quad (31)$$

$$Nu = 0,104 \cdot Ra^{0,352} \quad (32)$$

Fahrzeugtank

Beim Fahrzeugtank handelt es sich, wie beim Einzelmodell vom Wasserstoffspeicher, um einen grundlegenden Wasserstoffspeicher, der in diesem Falle nur befüllt werden kann. Aufgrund der gleichen Physik werden demnach zur Berechnung der Wasserstoffzustände auch die gleichen Formeln (10 bis 23) verwendet. Neben der Berechnung der Zustandsänderung im Fahrzeugtank

berechnet dieser zudem die eigentliche Druck- und Massenstromregelung für den Betrieb der Wasserstofftankstelle. Dies bedeutet, es wird anhand einer PID-Regelung und eine vom Benutzer vorgegebenen Druckrampe, der eigentliche Tankdruck geregelt. Diese Druckregelung im Tank erfolgt direkt durch einen Massenstrom, welcher ein Resultat aus der PID-Regelung ist. Damit durch eine Druckregelung ein Massenstrom reguliert werden kann, werden die folgenden Gleichungen verwendet:

$$\dot{m} = \frac{dp_{control} \cdot V}{R_s \cdot T_{gas}} \quad (33)$$

Der resultierende Massenstrom für die HRS-Regelung, wird aus dem Tankvolumen V , der aktuellen Gastemperatur T_{gas} und der benötigten Druckdifferenz zwischen dem Regeldruck und den aktuellen Tankdruck $dp_{control}$ berechnet. Diese Druckdifferenz ist dabei eine Regelgröße aus der PID-Regelung, welche durch die vom Benutzer eingestellten P, I und D Parameter resultiert. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass der Eingangsdruck in den Fahrzeugspeicher immer höher sein muss als der aktuelle Tankdruck. Ansonsten gäbe es keinen realen physikalischen Fluidfluss und die Massenstromregelung würde nicht funktionieren. Damit dies also gewährleistet ist, wird hier zusätzlich zur Massenstromregelung noch der benötigte Ausgangsdruck der Drossel berechnet. Dieser kann anhand der folgenden Formel berechnet werden:

$$p_{aus,Drossel} = p_{tank} + dp_{control} + dp_{losses} \quad (34)$$

Der Ausgangsdruck der Drossel hängt also vom aktuellen Tankdruck p_{tank} , der Druckdifferenz aus der Regelung $dp_{control}$ und den Druckverlusten zwischen der Drossel und dem Fahrzeugspeicher ab dp_{losses} . Werden diese Sachen berücksichtigt, ist der Eingangsdruck des Fahrzeugspeichers immer größer als der Tankdruck und somit kann ein physikalisch korrekter Massenfluss abgebildet werden.

Drossel

Wie bereits oben erwähnt stellt die Drossel nicht nur den Ausgangsdruck für die korrekte Massenstromregelung bereit, sondern berechnet dazu noch den auftretenden Joule-Thompson Effekt an der Drossel. Der Joule-Thompson Effekt sorgt beim Wasserstoff dafür, dass dieser bei einem spezifischen Eingangszustand immer an Temperatur beim Ausgangszustand zunimmt. Diese Temperaturerhöhung hängt stark von der eigentlichen Druckdifferenz an der Drossel ab, die zwischen den ankommenden Eingangsdruck und den einzustellenden Ausgangsdruck vorliegt. Entsprechend wird für die Drossel die folgende Formel verwendet zur Berechnung des Joule-Thompson Effekts und der Zustandsänderung des Wasserstoffes [23]:

$$h_{in}(p_{ein}, T_{ein}) = h_{out}(p_{aus,Drossel}, T_{aus}) \quad (35)$$

Die Ausgangstemperatur der Drossel kann also anhand der isenthalpen Betrachtung und mithilfe des vorgestellten Zustandsmodells berechnet werden. Durch die Annahme einer isenthalpen Drosselung und über das Wissen des Ausgangsdrucks der Drossel, kann die Temperaturzunahme des Wasserstoffs berechnet werden.

Wärmetauscher/Kältemaschine

Der Wärmetauscher bzw. die Kältemaschine ist dazu da, den eintretenden Wasserstoffstrom auf eine bestimmte Ausgangstemperatur runterzukühlen. Diese Ausgangstemperatur ist dabei frei vom Benutzer wählbar. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass der Wärmetauscher innerhalb des Simulationstools nur die thermische Kühlleistung berechnet, welche für das Abkühlen des vorliegenden Massenstroms auf die Ausgangstemperatur resultiert. Im späteren Kostenmodell wird diese thermische Leistung in eine elektrische Leistung umgewandelt. Für die Berechnung der thermischen Leistung wird die folgende Gleichung verwendet:

$$\dot{Q}_{chiller} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (36)$$

Und der berechneten Ausgangsenthalpie nach:

$$h_{aus}(T_{aus,Benutzer}; p_{ein}) \quad (37)$$

Der Wärmetauscher wird dabei als isobar betrachtet. Durch die Berechnung der reinen thermischen Leistung, kann der Benutzer eine ihm frei wählbare Lieferzahl und damit den Wirkungsgrad für die elektrische Leistung für den Gebrauch des Wärmetauschers selbst bestimmen. Für das Kostenmodell wird dabei basierend auf dieser Lieferzahl vom Benutzer, die elektrische Leistung und Arbeit des Wärmetauschers bzw. der Kältemaschine berechnet. Wird keine Lieferzahl explizit vom Benutzer vorgegeben, so berechnet das Kostenmodell eine eigene Lieferzahl nach [24–26] und [27] berechnet. Die Lieferzahlen in den benannten Quellen berechnen sich auf unterschiedliche Weise, wobei im Kostenmodell beide Berechnungen stattfinden und entsprechende Lieferzahlen dann über beide Gleichungen gemittelt werden. Die Lieferzahl nach Quelle [24–26, 28] wird mit folgender Gleichung ermittelt:

$$\varepsilon_{KM} = 1,6 \cdot e^{-0,0118 \cdot T_{Umgebung}} ; T_{Umgebung} \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (38)$$

Gleichung (38) errechnet eine Lieferzahl ε_{KM} basierend auf der aktuellen Umgebungstemperatur $T_{Umgebung}$ der Anlage. Nach [27] lässt sich aber auch eine Lieferzahl basierend auf der Ausgangstemperatur des Wasserstoffes berechnen. Eine Übersicht über die Funktionen und Ergebnisse der Leistungszahlen aus [24] und [27] zeigt Abbildung 22.

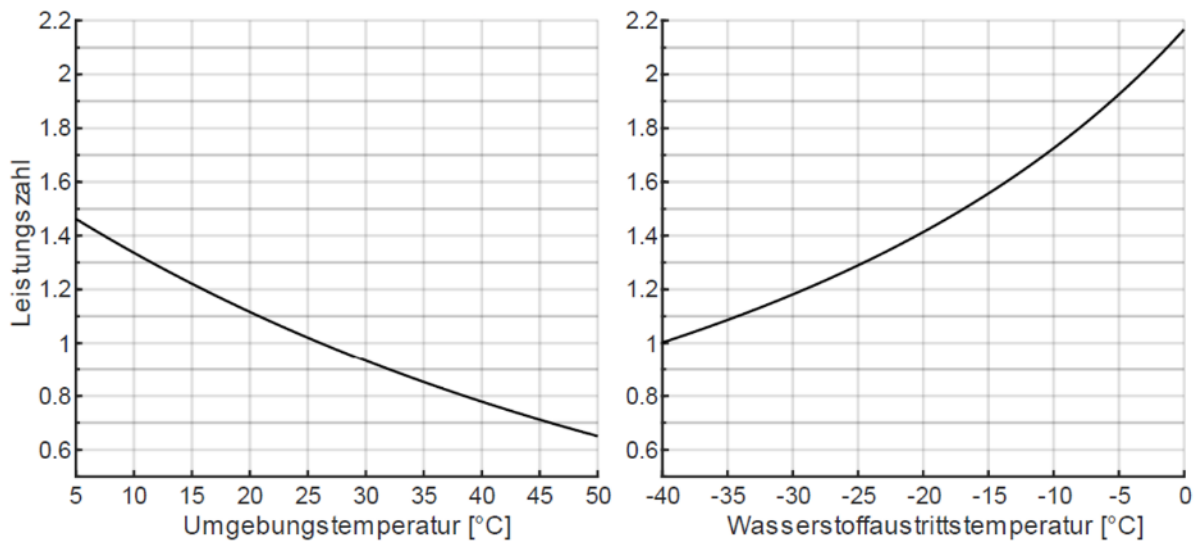


Abbildung 22: Funktionen der Leistungszahlen (Quelle [24] links und Quelle [27] rechts)

Abbildung 22 macht ersichtlich, dass obwohl beide Leistungszahlen auf anderen Parameter basieren, beide ungefähr das gleiche Spektrum der Leistungszahlen abdecken. Basierend auf den Eingabeparameter des Simulationstools (Umgebungstemperatur und WärmetauscherAusgangstemperatur) kann somit eine realistische Lieferzahl für die verwendete Kältemaschine errechnet werden. Die elektrische Arbeit der Kältemaschine bzw. des Wärmetauschers errechnet sich dabei aus folgender Gleichung:

$$W_{el.chiller} = \sum_{i=1}^m \sum_{t=0}^{t_{end}} \dot{Q}_{i,chiller}(t) \cdot \varepsilon_{KM} \cdot dt \quad (39)$$

Gleichung (39) berechnet dann die gesamte elektrische Arbeit der Kältemaschine $W_{el.chiller}$ über die Lieferzahl ε_{KM} , der summierten thermischen Kälteleistung über alle Dispenser m , über den gesamten Simulationszeitraum t_{end} , mal dem simulierten Zeitschritt dt .

Rohre

Die Einzelmodelle der Rohre berechnen einen Druckverlust aufgrund eines Fluidflusses durch ein ebenes Rohr. Dabei hängt dieser Fluidfluss sowohl von der Länge als auch vom inneren Durchmesser des Rohres ab. Die auftretenden Druckverluste aufgrund dieser Rohrströmung werden nach der folgenden Darcy-Weißbach-Gleichung berechnet [12, 20, 29–31].

$$dp = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \frac{L}{D} \quad (40)$$

Die auftretenden Druckverluste durch die Rohre hängen also von der Geometrie des Rohres, von der Rohrrauigkeit und der Fluidgeschwindigkeit ab. Die Wärmeverluste der Rohrströmung werden aufgrund des hohen numerischen Aufwandes vernachlässigt.

Ventile und Armaturen

Ventile und Armaturen werden als „Einbautendruckverluste“ berechnet. Auch hier wird die Darcy-Weißbach Gleichungen verwendet [12, 20, 29, 30]:

$$dp = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (41)$$

Ähnlich zu den Druckverlusten innerhalb der Rohre, hängen die Einbautendruckverluste stark von der Wasserstoffdichte ρ als auch von der Fluidgeschwindigkeit v ab. Signifikant hierbei ist, dass diese Druckverluste massiv vom sogenannten Druckverlustkoeffizienten ξ abhängig sind. Dieser ist wiederum von vielen Parametern wie Ventilgeometrie, Fluidviskosität abhängig und kann von Hersteller zu Hersteller variieren.

Kompressor

Das Kompressormodell berechnet neben eines Massenstroms basierend auf den Kompressor-daten auch die benötigte thermische Kompressorleistung für den jeweiligen Betrieb. Dabei rechnet das Simulationstool, wie beim Wärmetauschermodell auch, nur die thermische Leistung aus, welche dann im Kostenmodell in eine elektrische Leistung umgewandelt wird. Der kompressor-spezifische Massenstrom wird dabei durch die Kompressorgeometrie (Hublänge, Kolbendurchmesser) und der eingestellten konstanten Drehzahl berechnet. Anders als die Druckregelung über eine Kaskade ist die Druckdifferenz beim Betrieb eines Kompressors negativ. Das bedeutet, dass der Massenstrom nicht mehr durch eine PID-Regelung berechnet werden kann, sondern nur durch den Kompressor geregelt werden muss. Der kompressorgeführte Massenstrom kann anhand der folgenden Gleichung berechnet werden [29, 30, 32–34]:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}_{theo} \cdot \eta_{volumetric} \quad (42)$$

Der Massenstrom eines Kolbenkompressors kann durch den theoretischen Volumenstrom $\dot{V}_{theo}$, der Eingangs-dichte ρ des Fluides und des sogenannten volumetrischen Wirkungsgrad $\eta_{volumetric}$ berechnet werden. Der theoretische Volumenstrom kann dabei wie folgt berechnet werden:

$$\dot{V}_{theo} = V \cdot n \cdot z \quad (43)$$

V ist das Kolbenvolumen, n ist die Dreh- oder auch Hubzahl des Kompressors und z ist die Anzahl an verwendeten Kolben. Mit einem korrekten Massenstrom kann dann die thermische Kompressorleistung wie folgt berechnet werden:

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (44)$$

Die thermische Kompressorleistung lässt sich aus dem Massenstrom $\dot{m}$ und der Differenz der Eingangs- und Ausgangsenthalpien berechnen. Wobei hier die Ausgangsenthalpie eines Kompressors wie folgt berechnet werden kann:

$$h_{out} = \frac{(h_{out,isen} - h_{in})}{\eta_{isen}} - h_{in} \quad (45)$$

Wichtig hierbei ist der isentrope Wirkungsgrad η_{isen} , welcher je nach Kompressor und Hersteller unterschiedlich ausfallen kann. In den hier berechneten Szenarios wurde 70% als isentroper Wirkungsgrad angenommen. Die isentrope Ausgangsenthalpie $h_{out,isen}$ kann mit der folgenden Isentropengleichung berechnet werden:

$$h_{aus,isen}(T_{aus,isen}; p_{aus}) \quad (46)$$

$$T_{aus,isen} = T_{ein} \cdot \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (47)$$

Anhand der Gleichungen (42) - (47) kann die thermische Leistung des Kompressors für den jeweiligen Betrieb berechnet werden. Damit entsprechende thermische Leistung dann im Kostenmodell in eine elektrische Leistung umgewandelt werden kann, wird diese berechnete Leistung mit einem vom Benutzer präferierten Kompressorwirkungsgrad beaufschlagt. Wird kein Kompressorwirkungsgrad vom Benutzer explizit vorgegeben, so berechnet das Kostenmodell, wie beim Wärmetauschermodell auch, eine auf Literaturdaten basierende elektrische Leistung aus den simulierten Daten. Die elektrische Leistung eines Kompressors kann dabei nach [34] wie folgt berechnet werden:

$$\dot{W}_{el.compressor} = \frac{\dot{W}_{compressor}}{\eta_{el.} \cdot \eta_{mech.}} \quad (48)$$

Gleichung (48) berechnet die elektrische Kompressorleistung $\dot{W}_{el.compressor}$ anhand der simulierten thermischen Kompressorleistung $\dot{W}_{compressor}$ und eines elektrischen und mechanischen Wirkungsgrades $\eta_{el.}$ und $\eta_{mech.}$. Der mechanische Wirkungsgrad ist dabei je Kompressor unterschiedlich und wird im Kostenmodell mit 90% angenommen. Der elektrische Wirkungsgrad kann nach [35] für eine Kolbenmaschine wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{el.} = 8 \cdot 10^{-5} \cdot x^4 + 0.0015 \cdot x^3 + 0.0061 \cdot x^2 + 0.031 \cdot x + 0.7617 \quad (49)$$

Mit:

$$x = \ln \left(\frac{\dot{W}}{\eta_{mech.}} (kW) \right) \quad (50)$$

Mit der elektrischen Kompressorleistung kann dann die elektrische Kompressorarbeit anhand folgender Formel erfasst werden:

$$W_{el.compressor} = \sum_{t=0}^{t_{end}} \dot{W}_{el.compressor}(t) \cdot dt \quad (51)$$

Damit ist die elektrische Kompressorarbeit $W_{el.compressor}$ also die summierte elektrische Kompressorleistung $\dot{W}_{el.compressor}$ von jedem Zeitpunkt t multipliziert mal den Zeitschritt dt .

6. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 4 (Gesamtmodell) - UDE

6.1 Entwicklung des Gesamtmodells

Zur Umsetzung des Simulationstools und der Berechnung von HRS-Dynamiken wurde die Simulationssoftware Matlab/Simulink verwendet. Diese ermöglicht es den Benutzer eigenständige Blöcke (Einzelmodelle) zu programmieren und diese zu einem Gesamtmodell zu verbinden. Es wurde eine eigenständige Bibliothek in Simulink programmiert, die die jeweiligen Einzelmodelle programmtechnisch abbilden. Durch Drag-and-Drop können diese Einzelmodelle in die Workspace geladen und dann per Pfeilverbindungen zu Gesamtmodellen verknüpft werden. Abbildung 23 präsentiert beispielhaft einen Aufbau eines verknüpften Gesamtmodells innerhalb der Matlab/Simulink Workspace.

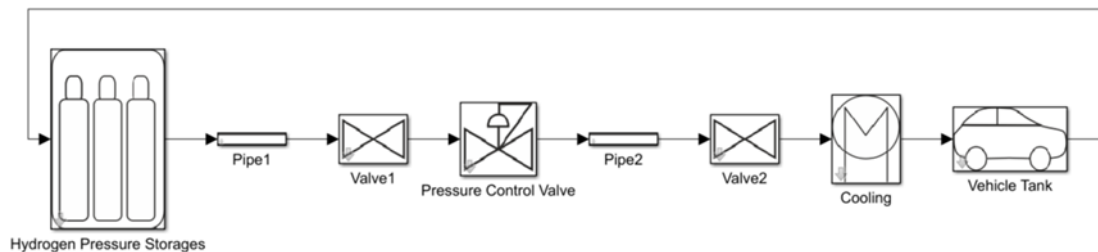


Abbildung 23: Gesamtmodell einer HRS in Simulink

Abbildung 23 präsentiert dabei ein Gesamtmodell zusammengesetzt aus allen oben benannten Einzelmodellen zur Vertankung vom Wasserstoff. Das Gesamtmodell übergibt per Pfeilverbindung einen Parameter-Bus, der aus den jeweiligen Zuständen des Wasserstoffes sowie den Kontrollparametern für die Betankung besteht. Besagte Zustände und Parameter sind dabei bspw. aktuelle Wasserstofftemperatur und -druck, Kontroll- und Kaskadenregelung, Druckverluste und den Massenstrom. Dieser Parameter-Bus ist gleichzeitig der Eingang und der Ausgang eines Einzelmodells und ist für jedes Einzelmodell gleich aufgebaut. Die Einzelmodelle können dann spezifische Parameter dieses Busses ändern und somit bspw. Wasserstoffdrücke aufgrund der Druckverluste abbilden. Im Rahmen des Gesamtmodells wurden für verschiedene Betankungen die Mathematik der Einzelmodelle und die entsprechende Dynamik einer HRS durch Messungen validiert. Im Folgenden soll die Validierung thematisiert werden.

6.2 Validierung des Gesamtmodells

Zur Validierung des Simulationstools wurden insgesamt 15 verschiedene Messungen nachsimuliert und verglichen. Aufgrund der Vielzahl an Abbildern und Daten, werden im Folgenden nur drei Messungen thematisiert und deren Validierung diskutiert. Alle weiteren Messungen inklusive Validierung sind im Anhang vorzufinden. Beginnend mit Abbildung 24 bis Abbildung 26 werden die jeweiligen gemessenen Temperatur- und Druckverläufe der Fahrzeugbehälter verglichen. Alle farblichen Kurven sind hier und in allen folgenden Abbildungen die Messungen, während alle schwarz gestrichelten Kurven die Simulationen darstellen.

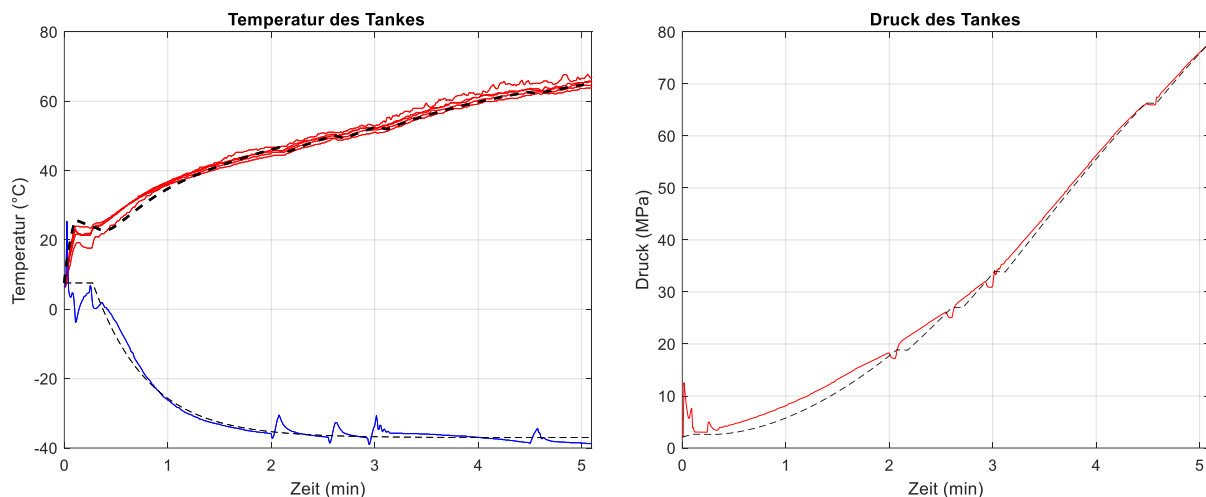


Abbildung 24 : Validierung Messung 1 (links) Temperaturverlauf, (rechts) Druckverlauf

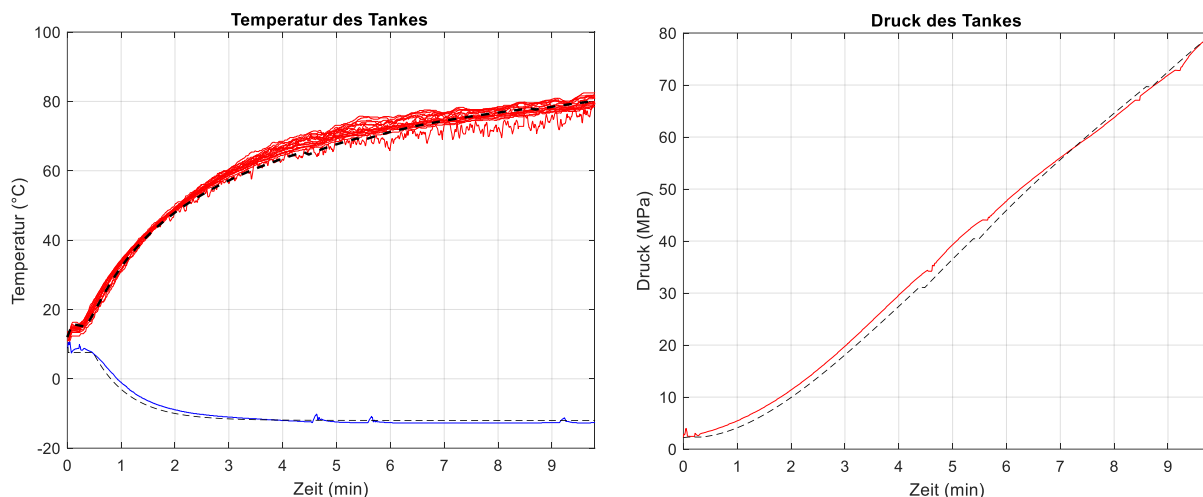


Abbildung 25: Validierung Messung 2 (links) Temperaturverlauf, (rechts) Druckverlauf

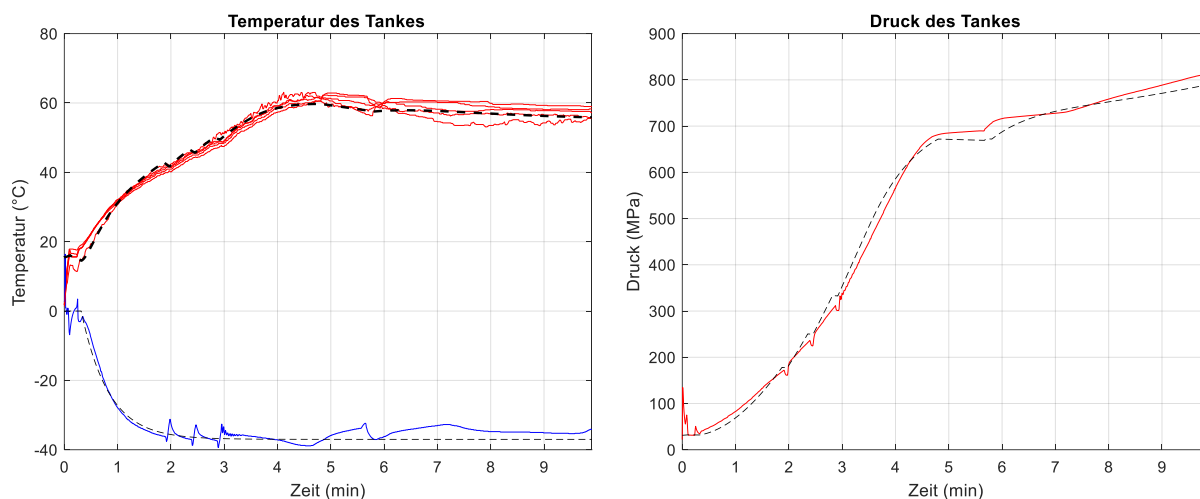


Abbildung 26: Validierung Messung 3 (links) Temperaturverlauf, (rechts) Druckverlauf

Abbildung 24 bis Abbildung 26 zeigen, dass in allen drei Messungen die Simulation den Temperatur- und Druckverlauf ausreichend genau nachbilden kann. Die maximale Temperaturabweichung zwischen der Simulation und Messung am Ende einer Befüllung betragen 0,5 °C, 1,07 °C und 1,68°C. Die maximale Druckabweichung am Ende einer Befüllung beläuft sich auf 0,18 MPa, 0,84 MPa und 2,18 MPa. Signifikant ist außerdem, dass die simulierte Temperatur und der simulierte Druck über den gesamten Zeitraum die Messung gut widerspiegeln und damit auch den zeitlichen Verlauf gut abbilden können. Wichtige Parameter oder Eigenschaften, wie die Wasserstoffeingangstemperatur (blau) oder der Druckstoß zum Beginn der Messung, werden auch vom Simulationstool ausreichend genau abgebildet. Das korrekte Abbilden der Wasserstoffeingangstemperatur oder auch Vorkühltemperatur, ist dabei essentiell für die Simulation, da die Temperatur- und Druckzunahme des Fahrzeugtanks stark vom eintretenden Enthalpiestrom abhängig sind. Deswegen muss auch die in der Messung vorzufindende Abkühlung der Wasserstoffeingangstemperatur richtig in der Simulation abgebildet werden. In allen Messungen dauert die Abkühlung der Eingangstemperatur ca. 2 Minuten von insgesamt 5 und 10 Minuten als gesamte Betankungszeit. In der ersten und letzten Messung stellt sich nach der Abkühlung eine nahezu konstante Wasserstoffeingangstemperatur von ca. -36 °C ein. Innerhalb der zweiten Messung wird die Eingangstemperatur auf nur -10 °C heruntergekühlt. Alle Vorkühltemperaturen und zeitlichen Verläufe werden vom Simulationstool ausreichend genau abgebildet.

Neben der Eingangstemperatur muss auch der Druckstoß am Anfang der Betankung korrekt berechnet werden. Dieser sorgt dafür, dass zu Beginn der Betankung die Temperatur im Fahrzeugtank steigt. Auch diesen Anstieg an Temperatur durch den Druckstoß konnte in allen Simulationen abgebildet werden.

Signifikant ist außerdem die letzte Messung. Dort wurde die eigentliche konstante Druckrampe für die Betankung jeweils in eine schnelle und eine langsame Druckrampe unterteilt. Die Messung beginnt mit der schnellen Druckrampe und ändert sich nach ca. 4 Minuten in die langsame Druckrampe um. Wie in Abbildung 26 ersichtlich, trifft auch hier die Simulation sowohl den Temperatur- als auch dem Druckverlauf der Messung mit einer ausreichenden Genauigkeit.

Damit kann insgesamt zusammengefasst werden, dass die Simulation bei korrekter Aufstellung, die Temperatur- und Druckverläufe beim zu befüllenden Fahrzeugtank in guter Approximation abbilden kann. Ergänzend zu den Zuständen im Fahrzeugtank soll im Folgenden die Massenstromverteilung der einzelnen Messungen, als auch der Druck der entleerten Wasserstoffspeicher vorgestellt werden.

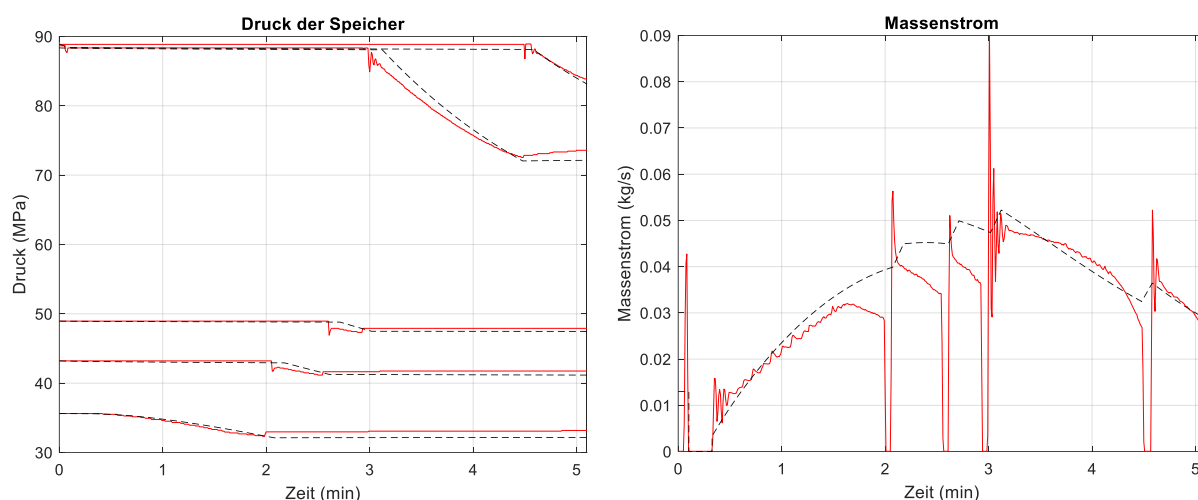


Abbildung 27: Validierung Messung 1 (links) Speicherdrücke, (rechts) Massenstromverteilung

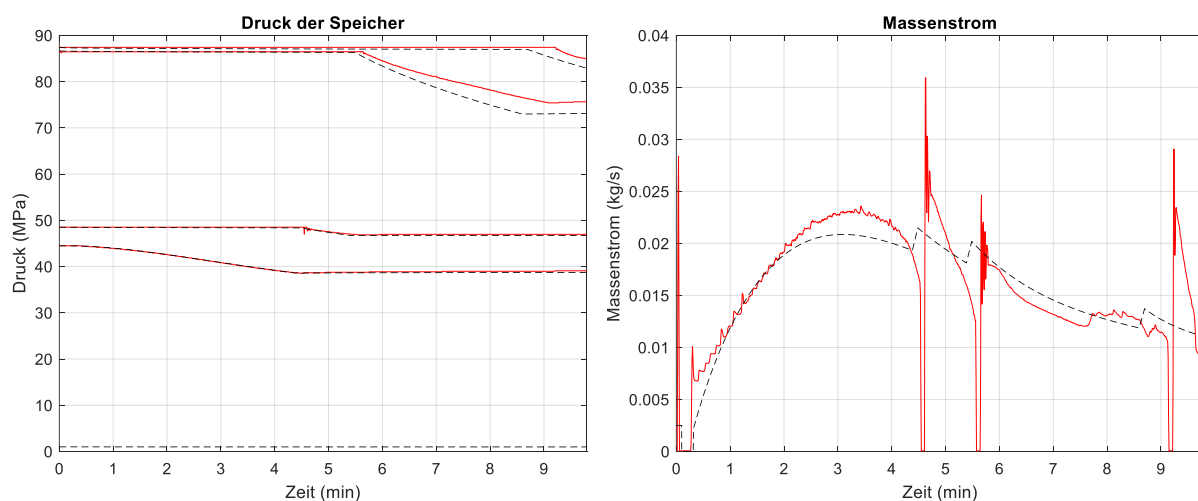


Abbildung 28: Validierung Messung 2 (links) Speicherdrücke, (rechts) Massenstromverteilung

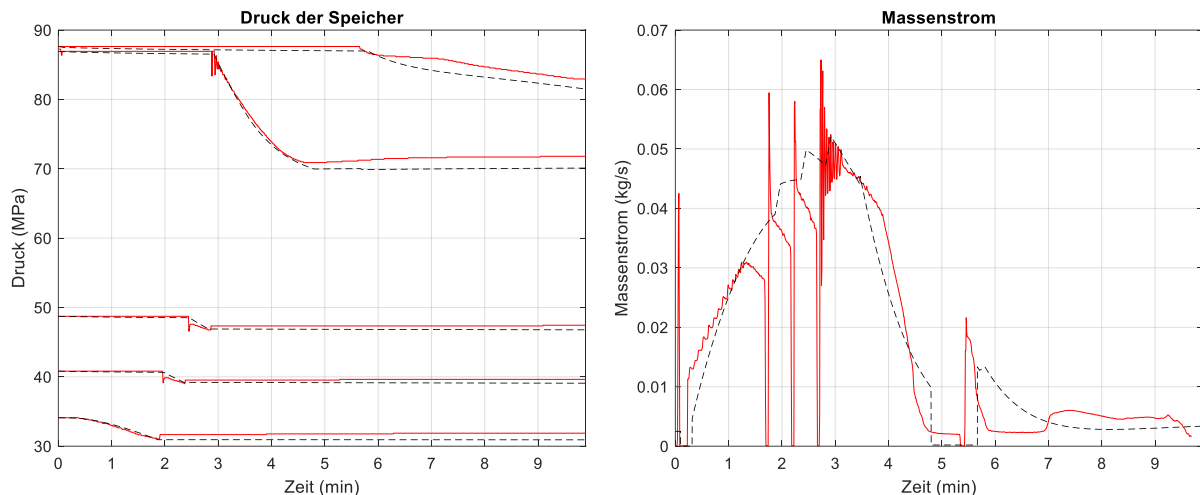


Abbildung 29: Validierung Messung 3 (links) Speicherdrücke, (rechts) Massenstromverteilung

Abbildung 27 bis Abbildung 29 präsentieren die jeweiligen Massenströme und Druckverläufe der Speicher der einzelnen Messungen. Obwohl es lokale Massenstromabweichungen zwischen den Simulationen und den Messungen gibt, wird der globale Massenstromverlauf gut von der Simulation in allen Messungen abgebildet. Markant an den lokalen Massenstromabweichungen ist, dass diese immer vor einer Speicherumschaltung stattfinden und sich immer als ein Abfall bzw. Einbruch des Massenstroms zeigen. Diese Massenstromeinbrüche treten in allen Messungen auf, während die Simulation, in allen hier präsentierten Validierungen, immer eine Zunahme an Massenstrom vorhersagen. Es hat sich im Laufe des Projektes dabei herauskristallisiert, dass diese Massenstromeinbrüche Drossel bedingt sind. Diese Einbrüche finden immer dann statt, wenn die Drossel maximal offen ist und nicht mehr real regeln kann. Folglich findet ein Einbruch des Massenstroms statt, da keine aktive Regelung mehr den Massenstrom erhöhen kann. Im Simulationstool hingegen wird immer mit einer idealen Drosselregelung gerechnet, was die lokalen Massenstromabweichungen erklärt. Trotz dieser Abweichungen wird der globale Massenstromverlauf aber gut von der Simulation approximiert und es konnten wichtige Erkenntnisse gewonnen werden.

Neben den Massenstromverteilung präsentieren Abbildung 27 bis Abbildung 29 auch die Druckverläufe der Wasserstoffspeicher für die Fahrzeugbetankungen. Die größten Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind immer innerhalb der zwei letzten Speicher vorzufinden. Aufgrund der lokalen Massenstromabweichung und der darauf anders reagierenden, realen Druckregelung unterscheiden sich die simulierten und realen Massenströme leicht. Diese Abweichungen resultieren dann in einer Abweichung der finalen Speicherdrücke im vorletzten und letzten Speicher. Die Druckverläufe der Speicher werden trotz Massenstromabweichung im globalen Verlauf aber gut von der Simulation abgebildet. Insgesamt kann damit gesagt werden, dass das Simulationstool die grundlegende Dynamik einer HRS gut abbilden kann und es zur Untersuchung von Tankstellenkonfigurationen verwendet werden darf.

6.3 Beispiele des Gesamtmodells

Das vorgestellte Simulationstool und das damit einhergehende Gesamtmodell wurde explizit so konstruiert, dass das Tool verschiedenste Tankstellenkonfigurationen zusammenstellen und simulieren kann. Darunter zählen neben der Simulation von Back-to-Back Betankungen (B2B) auch Tankstellen, welche mehrere Dispenser haben. Ein Beispiel für eine solche parallele Tankstelle kann in Abbildung 30 erkannt werden.

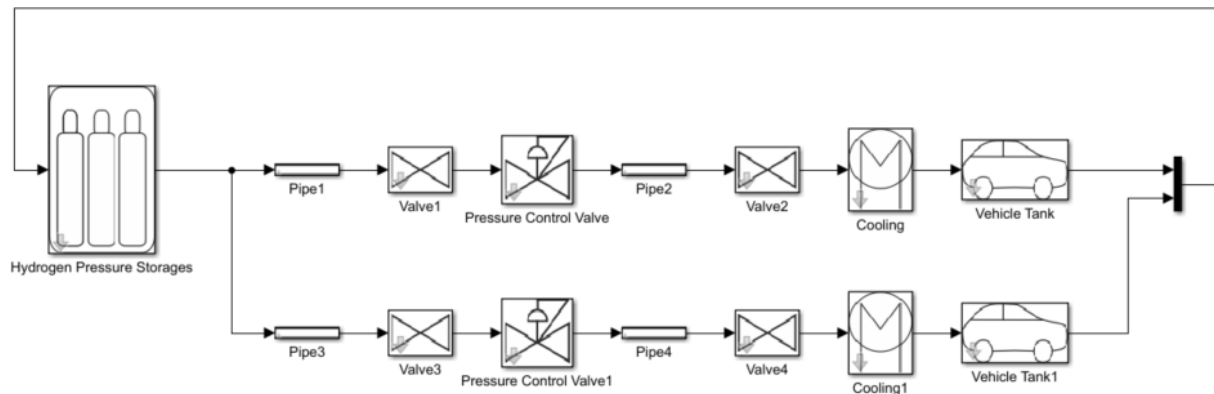


Abbildung 30: Gesamtmodell: Mehrere Dispenser Simulation

Besagtes Gesamtmodell kann neben der Simulation von B2B-Betankungen auch eine sogenannte Booster-Betankung simulieren. Das bedeutet, dass kein Überströmen durch eine Kaskade simuliert wird, sondern die Betankung durch einen Kompressor und einen kompressorgeführten Massenstrom erfolgt. Ein weiterer wichtiger Bestandteil des Gesamtmodells ist das sogenannte Wiederaufdrücken der Speicher. Das bedeutet, dass das Simulationstool auch in der Lage ist die einzelnen Wasserstoffspeicher nach einer Betankung voneinander und durch einen Kompressor wiederaufzudrücken. Beispielsweise kann so ein HD-Speicher nach einer Betankung aus einem MD-Speicher wiederaufgedrückt werden. Besagtes B2B-Betanken, parallele Dispenserkonfiguration und Wiederaufdrücken der Speicher wird im späteren Kapitel der Variantentestung genauer vorgestellt.

7. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 5 (Variantenrechnung) – UDE/ZBT

7.1 Variantenrechnung an einer einfachen Tankstelle

Das Simulationstool wurde mit dem Ziel erstellt, verschiedene HRS-Konfigurationen zu modellieren und simulieren zu können. Dies erlaubt es, Szenarien mit unterschiedlichen HRS-Konfigurationen und Betriebsarten zu variieren und entscheidende Unterschiede zu analysieren. Somit kann für ein HRS-Szenario die beste Konfiguration einer HRS gefunden und damit Kosten in den CAPEX als auch OPEX gespart werden. Inwiefern so eine Analyse und Verbesserung aussieht, soll im Folgenden anhand einer einfachen Tankstelle vorgestellt werden. Somit sollen außerdem wichtige Dreh- und Angelpunkte für den Betrieb einer HRS hervorgehoben und dann auf die Simulation der Referenztankstelle angewandt werden.

Im Folgenden soll die Analyse von HRS-Konfigurationen anhand des Simulationstools auf Basis einfacher Tankstellenkonfigurationen und einfacher Szenarios vorgestellt werden. Insgesamt werden dabei die folgenden Szenarios und HRS-Konfigurationen verglichen:

Tabelle 14: Variantenrechnung einfache Tankstelle

Szenario	Betriebsfall	Konfiguration
1	Einzelbetankung (1 Fahrzeug)	Eine HD-Stufe
2	B2B (5 Fahrzeuge)	Eine HD-Stufe
3	B2B mit Zwischenkomprimierung (5 Fahrzeuge)	Eine HD-Stufe
4	Einzelbetankung (1 Fahrzeug)	Kaskade
5	B2B (5 Fahrzeuge)	Kaskade
6	B2B mit Zwischenkomprimierung (5 Fahrzeuge)	Kaskade

Insgesamt werden 6 Szenarios verglichen, in denen 2 Tankstellenkonfigurationen getestet werden. Die erste Tankstellenkonfiguration besteht dabei nur aus einem HD-Speicher, welcher in Szenario 1 bis 3 analysiert wird. Das erste Szenario betrachtet eine einfache Einzelbetankung und soll als allgemeine Referenz dienen. Das zweite Szenario erweitert die Einzelbetankung um zusätzliche Fahrzeugbetankungen, welche Back-to-Back und direkt hintereinander aus dem HD-Speicher betankt werden. Das dritte Szenario erweitert diese Betrachtung erneut, um eine Zwischenzeit (Nonfuel Zeit) zwischen den einzelnen Fahrzeugen, wo der entsprechende HD-Speicher wieder auf seinen Startdruck aufgedrückt wird.

Die zweite Tankstellenkonfiguration ist als Kaskade design und testet den Tankstellenbetrieb für die gleichen Szenarien in 4 bis 6. Die Tankstellenkaskade besteht dabei aus einem HD-, einem MD- und einem ND-Speicher und soll mit der grundlegenden einfachen Tankstelle bestehend aus nur einem HD-Speicher verglichen werden. Die entsprechenden detaillierten Tankstellenkonfigurationen, als auch der Simulationsaufbau soll im Folgenden vorgestellt werden.

Aufbau der Varianten

Der Aufbau der einfachen Tankstelle mit nur einen HD-Speicher sieht dabei wie folgt aus:

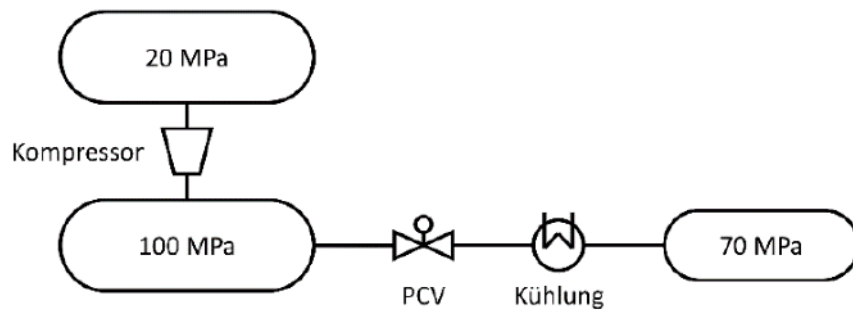


Abbildung 31: Tankstellenkonfiguration einzelne HD-Stufe

Die Tankstelle für Szenario 1 bis 3 besteht, wie in Abbildung 31 vorgestellt, aus nur einem 100 MPa Speicher (HD-Speicher), welcher in allen drei Szenarios ein oder mehrere Fahrzeuge auf 70 MPa befüllen soll. Im Falle von Szenario 3 wird der HD-Speicher zwischen den einzelnen Betankungen aus einem Trailer von 20 MPa auf seinen Startdruck von 100 MPa wiederaufgedrückt. Der Aufbau der Tankstellenkaskade wird in Abbildung 32 präsentiert:

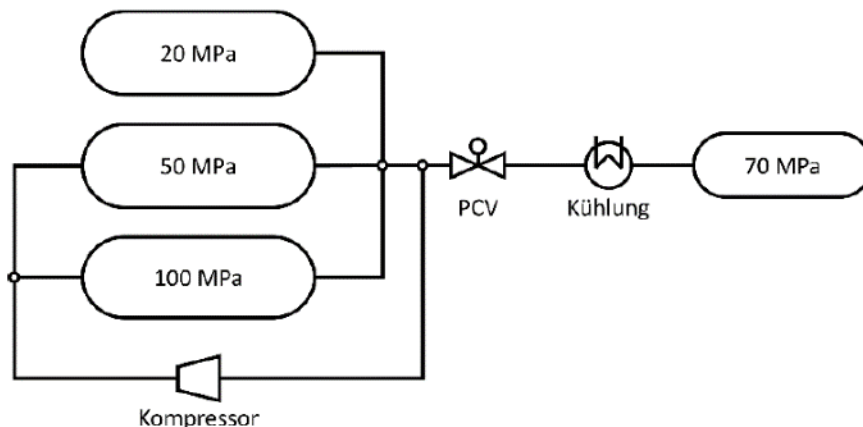


Abbildung 32: Tankstellenkonfiguration Kaskade

Die Tankstellenkonfiguration mit der Kaskade ist mit einem HD-Speicher, einem MD- und einem ND-Speicher ausgestattet. Der ND-Speicher gilt dabei als Trailer. Im Gegensatz zur ersten Tankstellenkonfiguration wird hier der ND-Speicher aber auch für die Betankung der Fahrzeuge, als auch zum Wiederaufdrücken der anderen Wasserstoffspeicher mitverwendet. Auch die Logik wie und wann das Wiederaufdrücken des HD- und MD-Speichers stattfindet, wurde für den Tankstellenbetrieb vorgegeben. Tritt die Nonfueling Zeit zwischen den Fahrzeugen ein, so wird zuerst der HD-Speicher aus dem MD-Speicher auf seinen Startdruck wiederaufgedrückt. Erst danach wird der MD-Speicher aus dem ND-Speicher aufgedrückt. Der restliche Simulationsaufbau der Tankstellen, wie Rohrlängen und Armaturenwerte, können dabei aus Abbildung 33 und Tabelle 15 entnommen werden. Dieser Tankstellenaufbau gilt für beide Tankstellenkonfigurationen, damit ein sinnvoller Vergleich der Anlagen stattfinden kann. Auch die Druckregelung und die Einstellung der PID-Regler sind für beide Konfigurationen gleich.

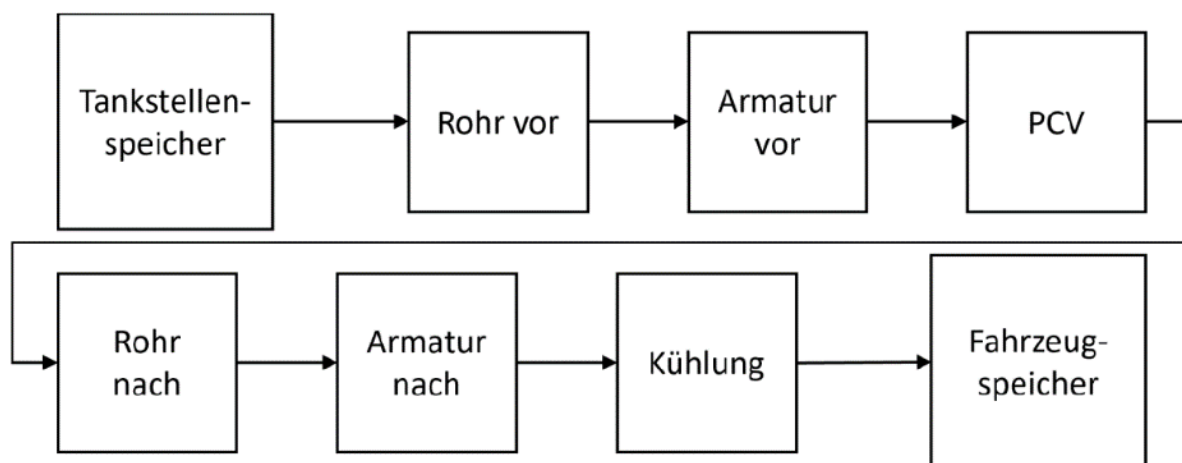


Abbildung 33: Simulationsaufbau HD-Stufe

Tabelle 15: Simulationsaufbau HD-Stufe

Bauteil	Angaben	
Rohr vor	Länge	10 m
	Durchmesser	8 mm
	Reibungsbeiwert	0.08
Armatur vor	Reibungsbeiwert	50
PCV	Reine Kaskadenbetankung (Kein Boostern)	
Rohr nach	Länge	10 m
	Durchmesser	8 mm
	Reibungsbeiwert	0.08
Armatur nach	Reibungsbeiwert	700
Kühlung	Ausgangstemperatur	-40°C
Fahrzeugspeicher	Initialdruck	5 MPa
	Initialtemperatur	25°C
	Kapazität	5 kg
Umgebungstemperatur	25 °C	

Die Volumina der Wasserstoffspeicher wurden für jedes Szenario angepasst. So können diese immer genau die benötigte Anzahl an Fahrzeugen vollständig vertanken. Konkret bedeutet dies, dass bspw. in Szenario 1 der HD-Speicher so groß gewählt worden ist, dass dieser genau ein Fahrzeug betanken kann. In Szenario 2 wird der Speicher entsprechend so gewählt, dass dieser 5 Fahrzeuge abdecken kann. Gleiches Prinzip gilt hier auch für die Kaskadenbetankung in Szenario 4 und 5. Innerhalb Szenario 3 und 6 können die Speichervolumina signifikant kleiner gewählt werden, da hier das Wiederaufdrücken der Speicher zwischen den Fahrzeugen stattfindet. Die explizite Größe der jeweiligen Speichervolumina wird im Folgenden innerhalb jedes Szenarios im Detail benannt. Die Ergebnisse aus dem ersten Szenario werden im Folgenden vorgestellt.

7.2 Ergebnisse Tankstelle HD-Speicher (Szenarios 1 bis 3)

Szenarios 1 bis 3 thematisieren die Betankung aus einem HD-Speicher und die resultierende Dynamik der Tankstellenkonfiguration. Wichtig hierbei zu benennen ist, welche Masse und welches Speichervolumen jeweils für die Betankung verwendet wird. Tabelle 16 zeigt dabei eine

Übersicht über die Volumina und die Kapazitäten der Speicher. Es ist zu beachten, dass der Niederdruck-Speicher nicht für die Befüllung des Fahrzeugtanks verwendet wird. Von den 59,31 kg Wasserstoff im Hochdruck-Speicher werden 4,51 kg entnommen. Die genutzte Masse entspricht somit 7,61 % der Kapazität des Hochdruck-Speichers.

Tabelle 16: Tankstellenkonfiguration HD-Speicher, Speichervolumina (Szenario 1)

Speicher	Volumen [m ³]	Masse [kg]
HD	1,2	59,31
ND	3,35	48,51
Fahrzeug (1 Stück)	0,1245	5

Abbildung 34 präsentiert dabei den Massenstrom der HRS und den SOC des Fahrzeugtanks.

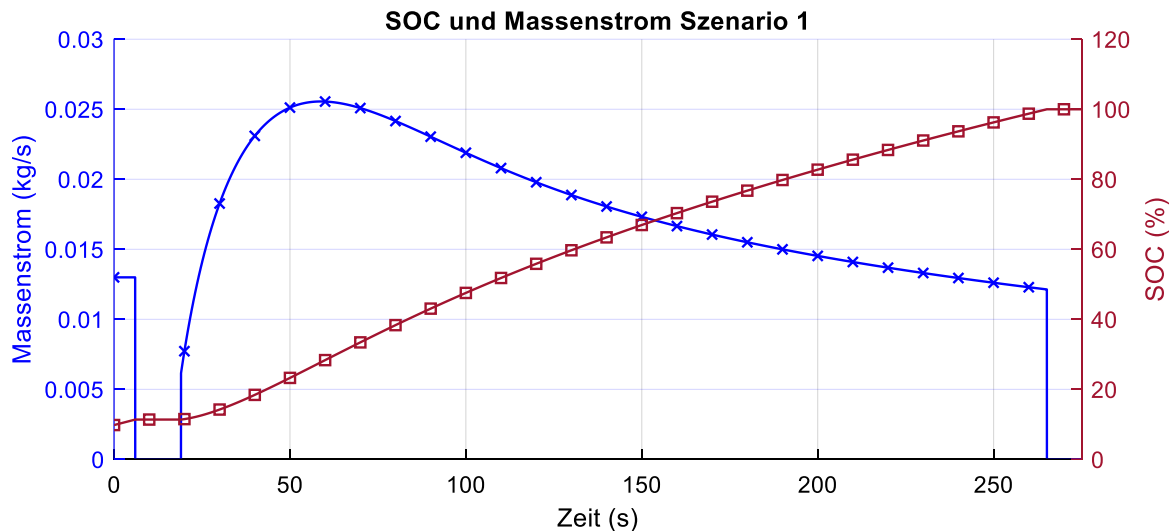


Abbildung 34: SOC und Massenstromverteilung HD-Speicher (Szenario 1)

Die Grafik zeigt die Entwicklung des Massenstroms und des SOC während des Betankungsvorgangs. Die Befüllung des Fahrzeugtanks bis zu einem SOC von 100 % dauert ca. 266 Sekunden. Die Betankung beginnt mit einem Druckstoß, wo konstant über eine feste Zeit ca. 13,2 g/s in den Fahrzeugtank geschoben werden. Danach beginnt die eigentliche Betankung des Fahrzeugtanks, wo der Massenstrom exponentiell zunimmt. Nach ca. 60 Sekunden erreicht dieser sein Maximum mit ca. 25,5 g/s und fällt daraufhin kontinuierlich ab. Am Ende der Betankung liegt der Massenstrom bei ca. 12,1 g/s. Nach dem Druckstoß nimmt der SOC über die gesamte Betankung konstant zu.

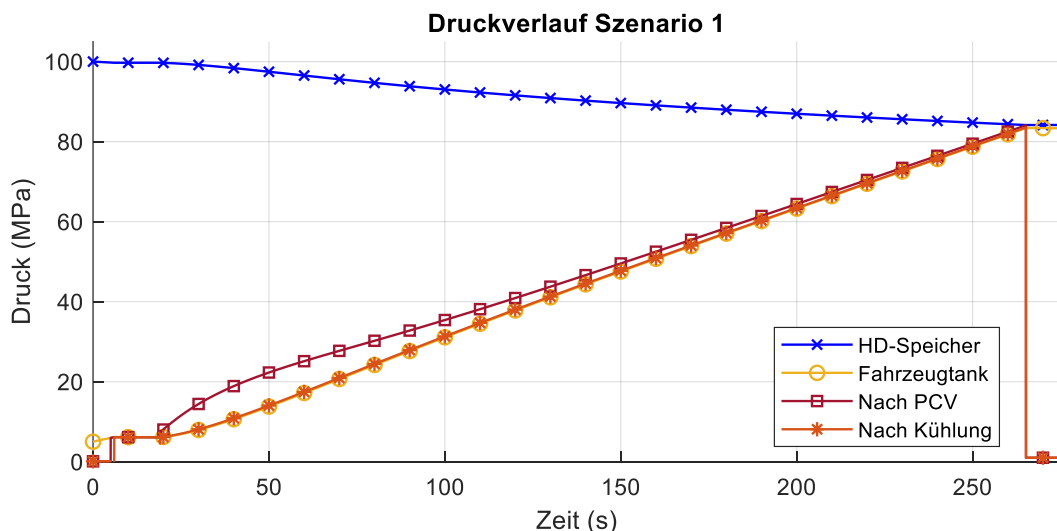


Abbildung 35: Druckkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 1)

In Abbildung 35 werden die Druckverläufe des vorliegenden Szenarios illustriert. Die Überströmung führt zu einem Druckabfall im Hochdruck-Speicher und zu einem Anstieg im Fahrzeugspeicher, wobei der Hochdruck-Speicher stets einen höheren Druck aufweist. Am Ende des Vorgangs beträgt der Druck im Fahrzeugspeicher 84,1 MPa und im HD-Speicher 84,2 MPa. Die globalen Druckverläufe nach der Drossel, der Kühlung und vom Fahrzeugtank verlaufen gleich, wobei der Drosselausgangsdruck aufgrund der Druckverluste immer über dem Druck des Fahrzeugtanks liegt. Zu Beginn der Betankung steigt der Ausgangsdruck der Drossel aufgrund der Regelung und den sich einstellenden Druckverlusten an. Danach nähern sich die Kurven, da die Druckverluste aufgrund des sinkenden Massenstroms abfallen.

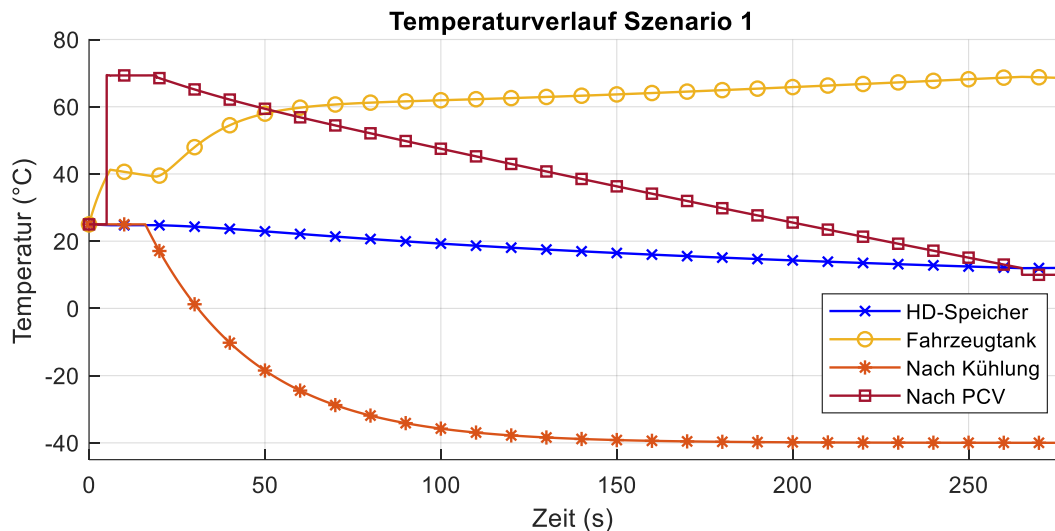


Abbildung 36: Temperaturkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 1)

Abbildung 36 visualisiert die Temperaturverläufe des Szenarios 1. Innerhalb der ersten sechs Sekunden steigt die Temperatur im Fahrzeugtank von 25 °C auf 41,1 °C an. Danach sinkt diese bis zum Start der Betankung auf 39,3 °C herab. Während des Betankungsvorgangs erhöht sich die Temperatur im Fahrzeugspeicher kontinuierlich bis auf einen Endwert von 68,9 °C. Im HD-Speicher hingegen nimmt die Temperatur während der Betankung kontinuierlich ab und erreicht am Ende 11,97 °C. Die Temperatur nach der Drossel steigt zu Beginn der Betankung auf den Höchstwert von 69,31 °C aufgrund des Joule-Thompson Effekts heran. Danach sinkt die Temperatur nahezu linear und nähert sich bis zum Ende der Betankung der Kurve des HD-Speichers an. Hinter der Kühlung liegt die Temperatur zunächst bei einer Starttemperatur von 25 °C. Mit dem Start der Betankung sinkt diese auf -40 °C herab, wobei zur vollständigen Abkühlung ca. 2 Minuten benötigt werden.

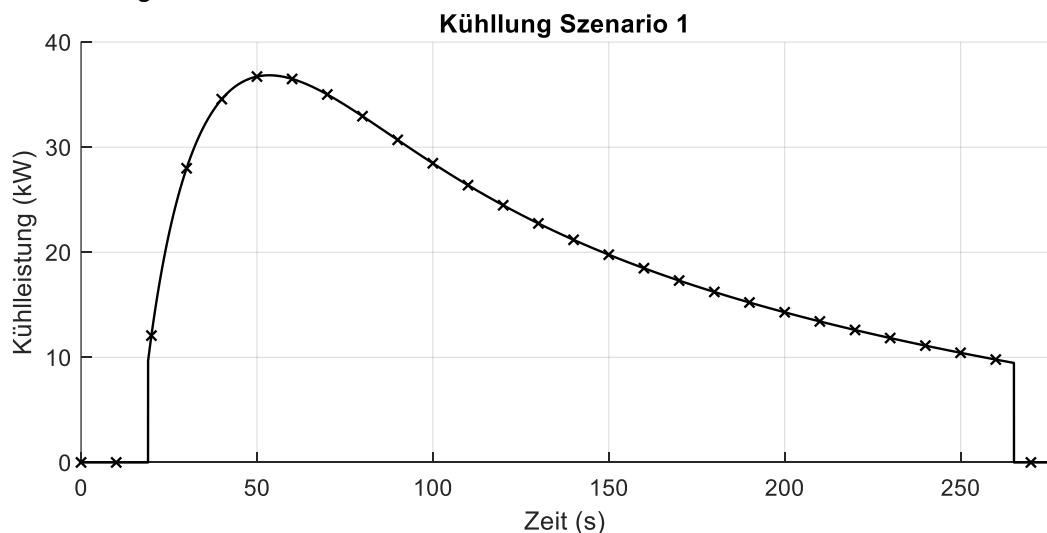


Abbildung 37: Kühlleistung Tankstelle HD-Speicher (Szenario 1)

Abbildung 37 präsentiert den Verlauf der Kühlleistung. Im vorliegenden Szenario wird der Druckstoß ungekühlt dem Fahrzeugspeicher zugeführt. Der Kühlleistungsverlauf verhält sich grundsätzlich, über die gesamte Betankung, sehr ähnlich wie der Massenstromverlauf. So steigt die Kühlleistung zu Beginn der Betankung deutlich an. Dann wird der Höchstwert der Kühlleistung mit 36,8 kW erreicht. Nach dem Maximum fällt die Kühlleistung kontinuierlich ab. Insgesamt wird für die Betankung eine Kühlarbeit von 5,38 MJ benötigt.

Ähnlich zum Aufbau des ersten Szenarios, wird im Folgenden das zweite Szenario vorgestellt. Wie oben erwähnt handelt es sich dabei um die gleiche Tankstellenkonfiguration, wo anstatt eines Fahrzeuges, 5 Fahrzeuge Back-to-Back betankt werden. Da die gleichen 5 Fahrzeuge hintereinander betankt werden, muss der HD-Speicher entsprechend größer dimensioniert werden. Tabelle 17 dabei die Übersicht über die benötigten Massen und Volumina für die entsprechende Back-to-Back Simulation.

Tabelle 17: Tankstellenkonfiguration HD-Speicher, Speichervolumina (Szenario 2)

Speicher	Volumen [m ³]	Masse [kg]
HD	6	296,54
ND	6,69	96,88
Fahrzeug (5 Stück)	0,1245 x 5	25

Der HD-Speicher benötigt für die vollständige B2B -Betankung eine Masse von ca. 296,54 kg an Wasserstoff. Insgesamt ist dies ein Verhältnis von ca. 12 zwischen der zu vertankenden Masse und der vorliegenden Masse im HD-Speicher. Abbildung 38 bis Abbildung 40 präsentieren dabei, ähnlich wie in Szenario 1, die Zustände und Dynamiken, die sich während der Back-to-Back Betankung einstellen. Abbildung 38 zeigt den SOC und die Massenstromverläufe von Szenario 2 an.

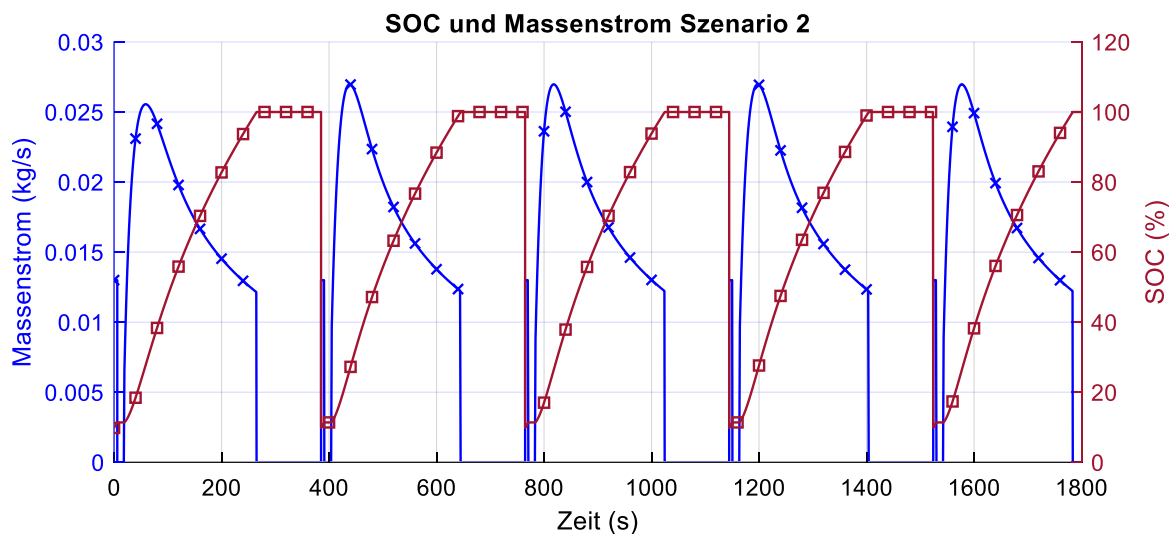


Abbildung 38: SOC und Massenstromverteilung HD-Speicher (Szenario 2)

Abbildung 38 zeigt, dass das Szenario insgesamt 1784 Sekunden für alle Betankungen und Non-fueling Zeiten benötigt. Die Kurven des Massenstroms und der SOC sind nach der ersten Betankung für alle einzelnen Betankungen identisch. Die durchschnittliche Dauer einer einzelnen Betankung beträgt 265 Sekunden. Während der Betankung steigt der Massenstrom zunächst an. Nach Erreichen eines Maximalwerts (globales Maximum bei 26,9 g/s) nimmt der Massenstrom mit steigendem SOC wieder ab. Sobald ein SOC von 100 % erreicht ist, sinkt der Massenstrom auf 0 g/s. Nach 120 Sekunden erfolgt der Druckstoß der nächsten Betankung und der Verlauf der Kurven wiederholt sich. Wieso die erste Betankung von den restlichen Betankungen abweicht, wird im Folgenden noch anhand der Temperaturverläufe erläutert. Zunächst werden aber mit Abbildung 39 die Druckverläufe des Szenarios thematisiert.

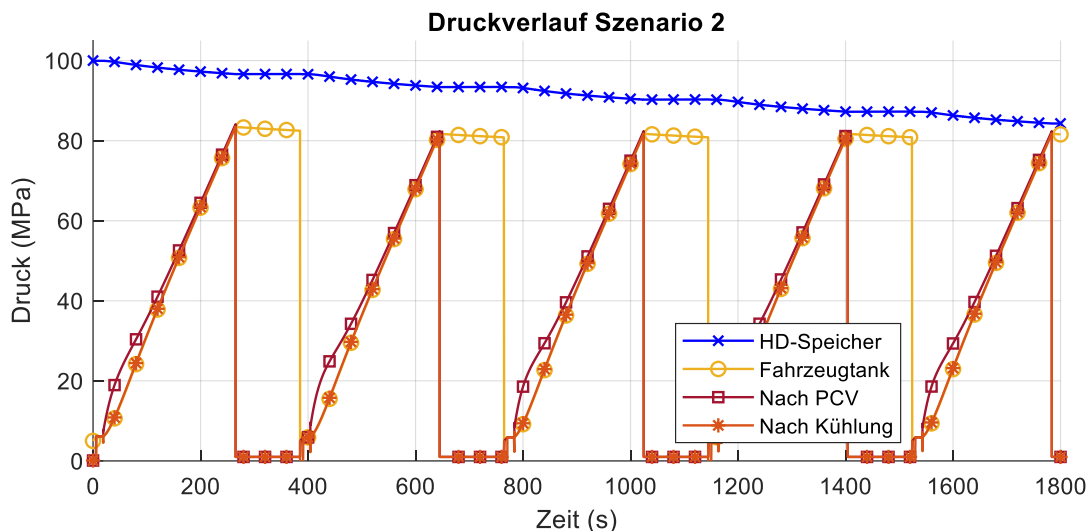


Abbildung 39: Druckkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 2)

Ähnlich zum ersten Szenario, steigt innerhalb jedes Betankungsvorgangs der Druck im Fahrzeugspeicher stetig an. Dabei sind alle Betankungsverläufe nahezu identisch. Der Enddruck im Fahrzeugspeicher am Ende jeder Betankung liegt bei ca. 83,53 MPa. Im Gegensatz dazu nimmt der Druck im Hochdruck-Speicher stufenweise ab. Der HD-Speicher beginnt mit einem Startdruck von 100 MPa und sinkt bis zum Abschluss des Szenarios auf ca. 86,13 MPa herab. Dabei beträgt am Ende des Szenarios die Druckdifferenz zwischen dem letzten Fahrzeugspeicher und dem HD-Speicher ca. 2,6 MPa. Zusätzlich zu den Druckverläufen präsentiert Abbildung 40 die Temperaturverläufe des Szenarios.

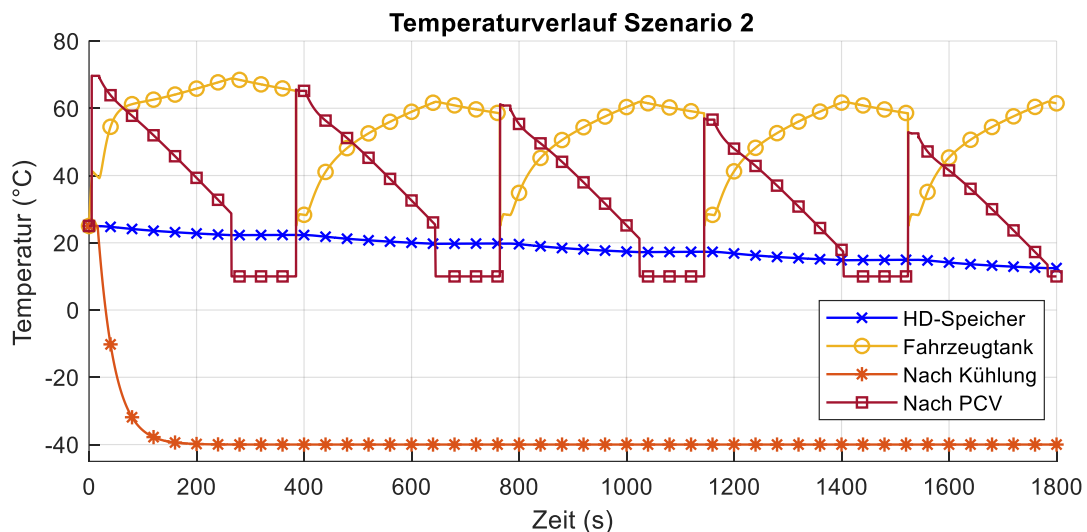


Abbildung 40: Druckkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 2)

Abbildung 40 visualisiert die Temperaturverläufe im Rahmen des vorliegenden Szenarios. Die Starttemperaturen aller Komponenten betragen zu Beginn 25 °C. Im Verlauf des Szenarios verzeichnet der Hochdruck-Speicher eine stufenweise Abnahme der Temperatur bis auf eine Endtemperatur von 12,5 °C nach allen Betankungen. Die Temperatur nach der Kühlung erreicht innerhalb der ersten 150 Sekunden eine Temperatur von -39,5 °C und bleibt während des restlichen Szenarios auf diesem Niveau. Bezüglich der Einzelbetankungen zeigt sich eine ähnliche Entwicklung der Temperatur. Die Endtemperatur des Fahrzeugspeichers in der ersten Betankung liegt bei 68,9 °C, während für die darauffolgenden Betankungen sich eine Temperatur von ca. 62 °C einstellt. Dies liegt vor allem daran, dass die Eingangstemperatur in der ersten Betankung noch abgekühlt wird, während in allen Betankungen danach mit einer abgekühlten Anlage gerechnet wird. Dadurch sind die Endtemperaturen des Fahrzeugspeichers auch nach der ersten Betankung geringer. Dies ist auch die Erklärung, warum der Massenstromverlauf innerhalb der

ersten Betankung leicht anders aussieht im Vergleich zu allen Betankungen dahinter. Aufbauend auf diesen Eingangstemperaturen präsentiert Abbildung 41 welche Kühlleistungen für die einzelnen Betankungen benötigt werden.

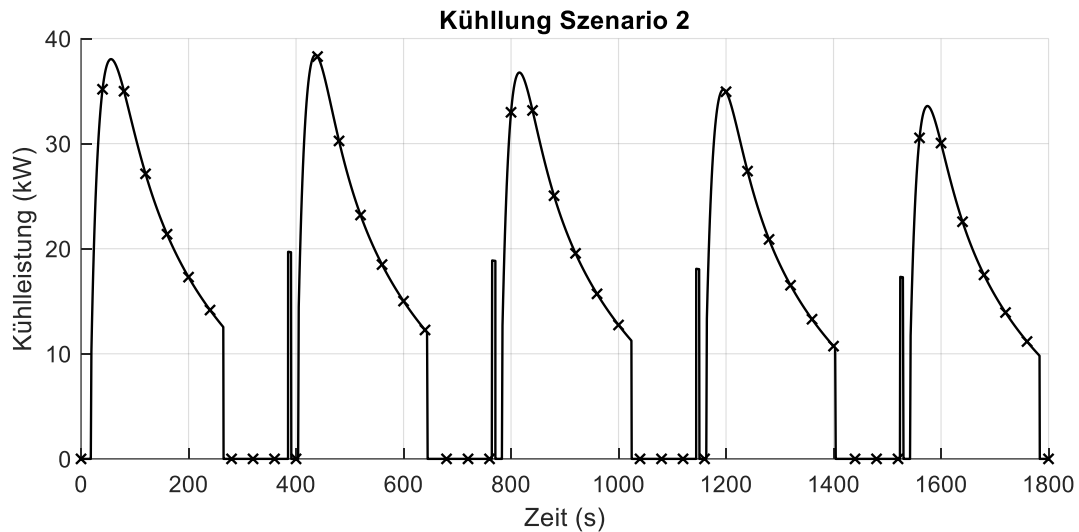


Abbildung 41: Kühlleistung Tankstelle HD-Speicher (Szenario 2)

Für das gesamte Szenario wird eine Kühlarbeit von 27,57 MJ benötigt. Es ist zu beachten, dass ab der zweiten Betankung der Druckstoß mitgekühlt wird, da die Anlage nach der ersten Betankung abgekühlt und kontinuierlich im Betrieb ist. Die Auswertung zeigt, dass mit zunehmender Anzahl der Betankungen sowohl die benötigte Kühlarbeit als auch die maximale Kühlleistung abnehmen. Im Vergleich wird für die letzte Betankung eine ca. 14 % kleinere maximale Kühlleistung als in der ersten Betankung benötigt. Der Grund für die verringerten Kühlleistungen und -arbeiten sind die über die Anzahl der Betankungen verringerte Speichertemperatur und der verringerte Speicherdruck. Die verringerte Speichertemperatur und der verringerte Speicherdruck resultieren in einem verringerten Joule-Thompson Effekt an der Drossel und damit in einer insgesamt verringerten Kühlleistung. Die globale maximale Kühlleistung kann in der zweiten Betankung mit 38,4 kW gefunden werden.

Ergänzend zu Szenario 1 und 2 wird im Folgenden das dritte Szenario thematisiert. Szenario 3 betrachtet wie Szenario 2 die Back-To-Back Betankung von 5 Fahrzeugen, wobei hier, während der Nonfueling Zeit die Speicher wiederaufgedrückt werden. Dadurch, dass hier eine Zwischenkomprimierung stattfindet, kann der HD-Speicher kleiner dimensioniert werden. Einen Überblick über die Speichervolumina gibt Tabelle 18:

Tabelle 18: Tankstellenkonfiguration HD-Speicher, Speichervolumina (Szenario 3)

Speicher	Volumen [m³]	Masse [kg]
HD	1,2	59,31
ND	6,69	96,88
Fahrzeug (5 Stück)	0,1245 x 5	25

Tabelle 18 macht ersichtlich, dass im Gegensatz zu Szenario 2 nicht ein Volumen von 6 m³ für dieselbe B2B Betankung benötigt wird, sondern hier ähnlich zu Szenario 1, es nur eines Volumens von 1,2 m³ bedarf. Wie in den Szenarios zuvor thematisiert Abbildung 42 bis Abbildung 46 den Tankstellenbetrieb. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass Abbildung 46 neben den vorherigen Abbildungen auch noch die benötigte Kompressorleistung hervorgerufen durch die Zwischenkomprimierung aufzeigt. Beginnend mit Abbildung 42 wird hier der SOC und Massenstromverlauf präsentiert.

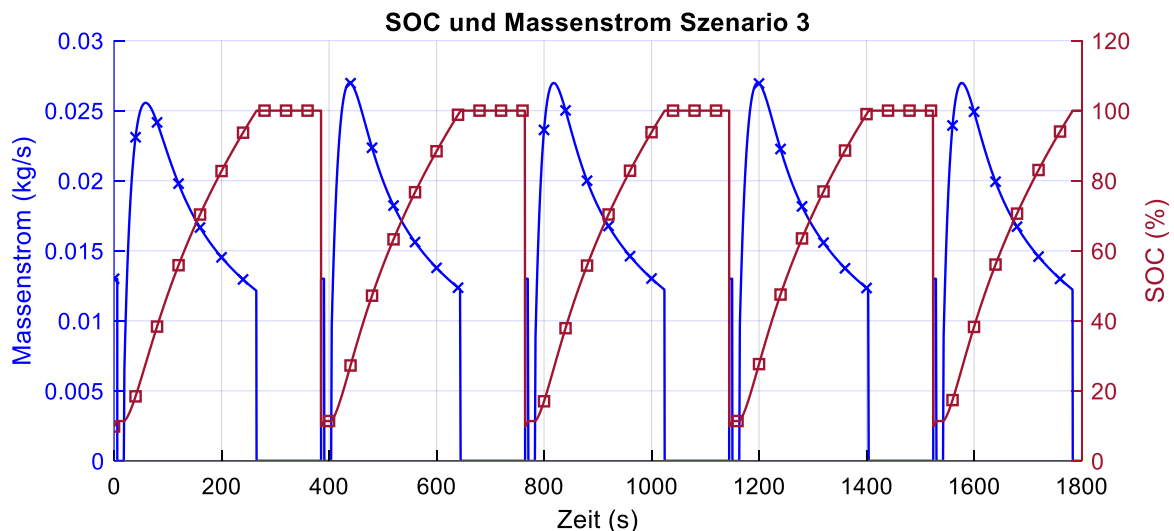


Abbildung 42: SOC und Massenstromverteilung HD-Speicher (Szenario 3)

Abbildung 42: SOC und Massenstromverteilung HD-Speicher (Szenario 3) zeigt, dass das gesamte Szenario sich über eine Dauer von 1784 Sekunden streckt. Im Durchschnitt dauert jede einzelne Betankung ca. 262,8 Sekunden. Der Verlauf der Kurven ähnelt dem aus Szenario 2. Der Höchstwert des Massenstroms beträgt ca. 26,9 g/s. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass die Szenariodauer in diesem Falle nahezu identisch mit Szenario 2 ist. Das liegt daran, dass für die eintretende Nonfueling-Zeit immer eine feste Zeit von 120 Sekunden angenommen wurde. In diesem Szenario muss in diesen 2 Minuten das Zwischenkomprimieren des HD-Speichers vollständig abgeschlossen sein, was zu einer erhöhten Kompressorleistung führt, wie später aufgezeigt. Abbildung 43 präsentiert die Druckverläufe des Szenarios.

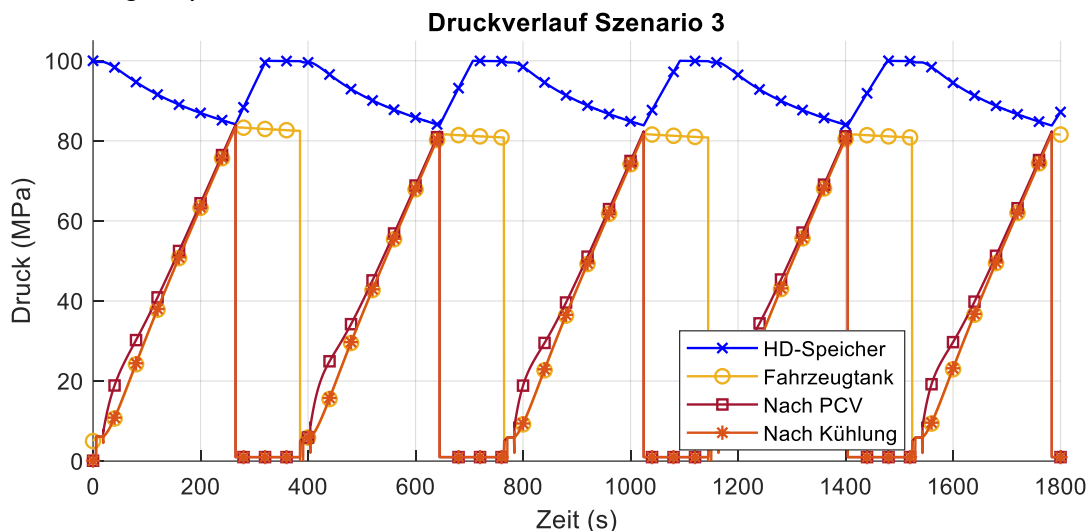


Abbildung 43: Druckkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 3)

Abbildung 43 veranschaulicht die Druckverläufe des dritten Szenarios. In allen fünf Betankungen sowie den anschließenden Kompressionsphasen ist ein ähnlicher bzw. nahezu identischer Kurvenverlauf zu beobachten. Der Enddruck des HD-Speichers liegt nach der ersten Betankung bei 84,2 MPa. Dieser fällt leicht in den nachfolgenden Betankungen auf einen Enddruck von 83,9 MPa. Während der Kompressionsphasen zeigt sich ein kontinuierlicher Anstieg des Drucks im HD-Speicher. Zusätzlich nimmt im Verlauf des Szenarios die Dauer der Kompressorphase zu, da der Vordruck aus dem ND-Speicher kontinuierlich abfällt. Abbildung 44 zeigt die entsprechenden Temperaturverläufe des Szenarios.

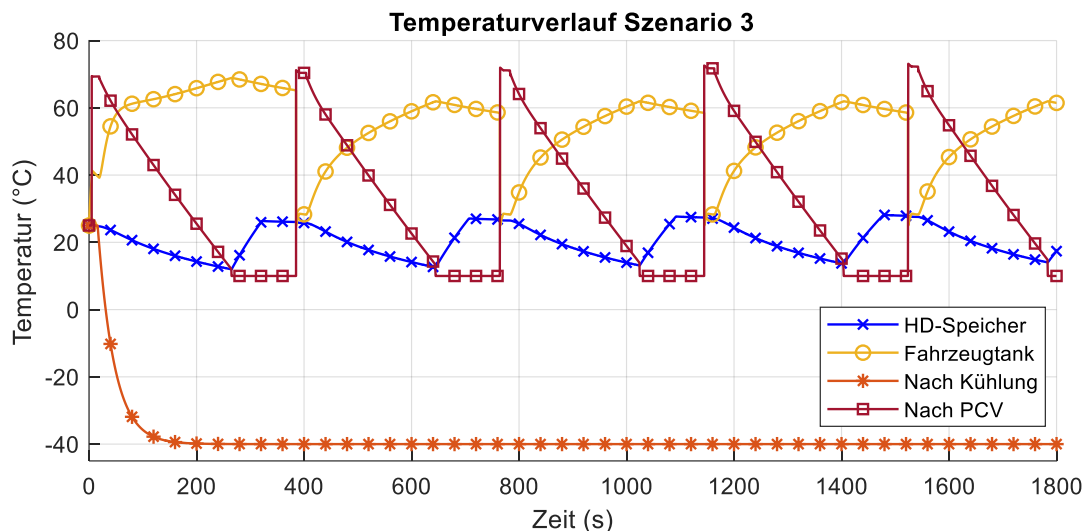


Abbildung 44: Temperaturkurven Tankstelle HD-Speicher (Szenario 3)

Die Abbildung 44 veranschaulicht die Temperaturverläufe im vorliegenden Szenario. Die Vorkühltemperatur sinkt zu Beginn des ersten Betankungsvorgangs auf -40 °C herab und verbleibt auf diesem Niveau für die gesamte Szenariodauer. Die Endtemperatur im Fahrzeugspeicher ist nach der ersten Betankung $68,6\text{ °C}$, während in den Folgebetankungen eine tiefere Temperatur von $61,8\text{ °C}$ vorliegt. Sowohl die Start- als auch die Endtemperaturen im HD-Speicher und die Temperatur nach der Drossel steigen leicht nach jeder einzelnen Betankung an. Das liegt daran, dass innerhalb der Betankungen die Temperaturen grundlegend sinken und während der Kompressionsphasen wieder ansteigen. Durch die erhöhten Temperaturen nach jeder Betankung steigt auch die benötigte Kühlleistung wie in Abbildung 45 dargestellt.

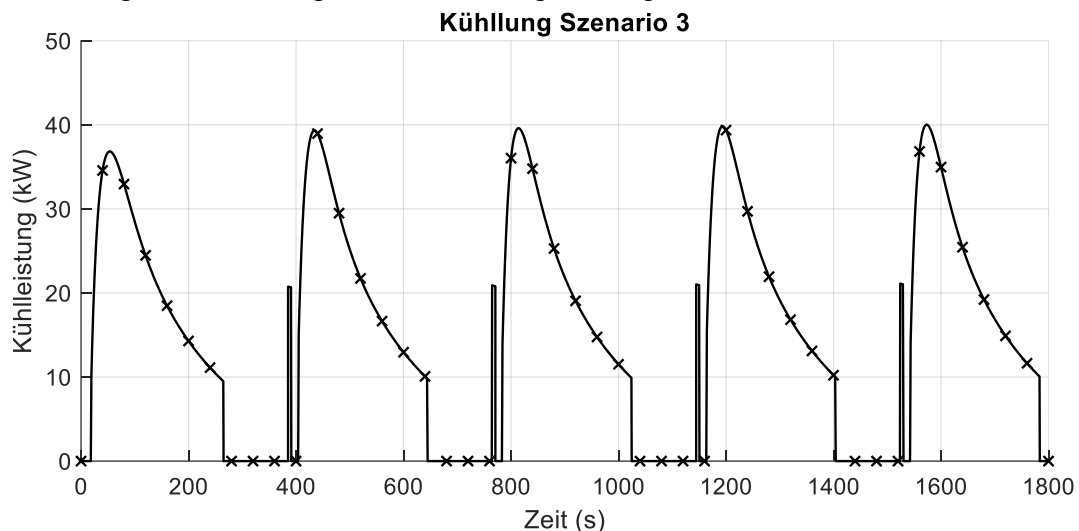


Abbildung 45: Kühlleistung Tankstelle HD-Speicher (Szenario 3)

In Abbildung 45 wird der Verlauf der benötigten Kühlleistung im Laufe des Szenarios dargestellt. Auffallend ist, dass mit steigender Anzahl der Betankungen sowohl die maximale Kühlleistung als auch die insgesamt benötigte Kühlarbeit zunimmt. Bei der letzten Betankung ist die erforderliche maximale Kühlleistung ca. 8% höher im Vergleich zur ersten Betankung. Insgesamt beläuft sich die Kühlarbeit für das gesamte Szenario auf $27,87\text{ MJ}$. Die global maximale Kühlleistung des Szenarios kann in der letzten Betankung mit $40,01\text{ kW}$ gefunden werden.

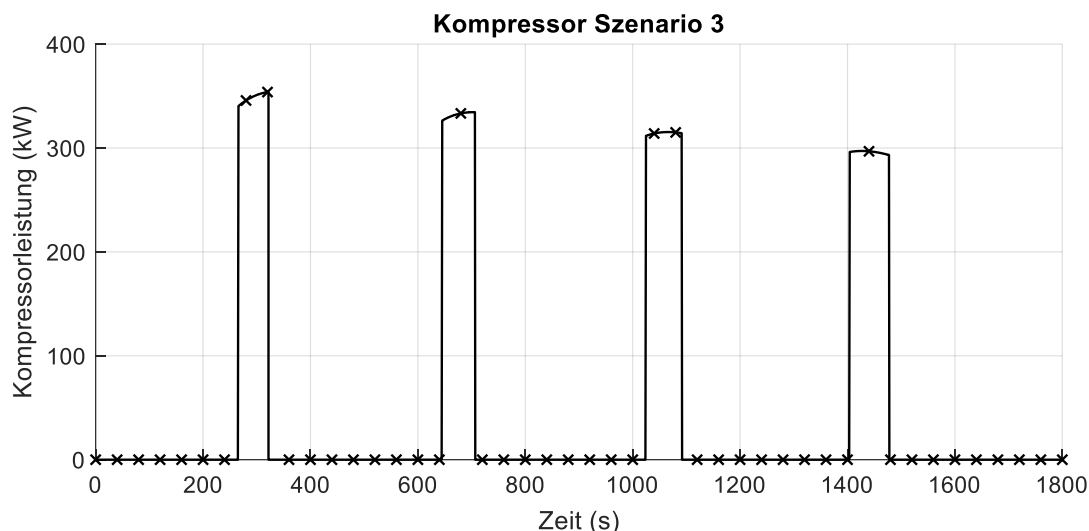


Abbildung 46: Kompressorleistung Tankstelle HD-Speicher (Szenario 3)

Abbildung 20 präsentiert die für die einzelnen Kompressionsphasen erforderlichen Kompressionsleistungen. Die Abbildung macht ersichtlich, dass die maximale Leistung während der einzelnen Phasen im Verlauf des Szenarios abnimmt. Gleichzeitig erhöht sich die Dauer der Kompressionsphase und entsprechend auch die Kompressionsarbeit. Somit wird für das gesamte Szenario eine Kompressorarbeit von 83,42 MJ benötigt.

7.3 Ergebnisse Tankstelle Kaskade (Szenario 4 bis 6)

Ergänzend zu der Tankstelle mit einem HD-Speicher wird im Folgenden die Tankstellenkonfiguration mit einer Kaskade thematisiert. Wie im Kapitel zuvor werden alle wesentlichen Einflüsse im gleichen Stil bzw. Aufbau aufgezeigt und beschrieben. Beginnend wird das Szenario 4 vorgestellt, wo per Kaskaden Betankung nur ein Fahrzeug betankt wird. Tabelle 19 zeigt die Speichervolumen und Kapazität an.

Tabelle 19: Tankstellenkonfiguration Kaskade, Speichervolumina (Szenario 4)

Speicher	Volumen [m³]	Masse [kg]
HD	0,6	29,66
MD	0,58	17,8
ND	3,35	48,51
Fahrzeug (1 Stück)	0,1245	5

Wie in Szenario 1 wird hier derselbe Fahrzeugtank mit der gleichen Druckrampe betankt. Einziger großer Unterschied ist hierbei, dass anstatt eines HD-Speichers, ein weiterer MD- und ND-Speicher für die Betankung verwendet werden. Insgesamt reduziert sich damit das Speichervolumen vom HD-Speicher von 1,2 m³ in Szenario 1 zu 0,6 m³ in Szenario 4. Abbildung 47 präsentiert hierbei den Massen- und SOC-Verlauf der Betankung.

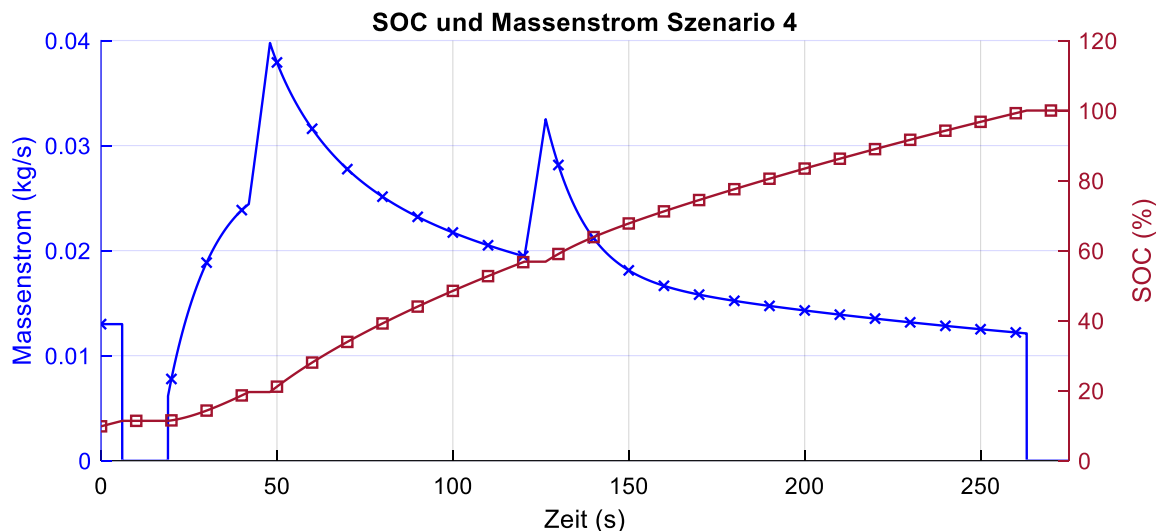


Abbildung 47: SOC und Massenstromverteilung Kaskade (Szenario 4)

Abbildung 47 veranschaulicht das die erste Umschaltung vom ND- auf den MD-Speicher nach ca. 42 Sekunden eintritt, wohingegen die zweite Umschaltung vom MD- auf den HD-Speicher nach ca. 121 Sekunden stattfindet. Der Massenstrom erreicht zwischen dem ersten und dem zweiten Speicher sein Maximum von 39,5 g/s und fällt innerhalb dieses Abschnitts auf 19,4 g/s ab. Im letzten Abschnitt liegt der Massenstrom zunächst bei 32,4 g/s und sinkt bis zum Ende der Betankung auf 12,2 g/s. Es muss hier darauf hingewiesen werden, dass während einer Speichersummschaltung kein Massenstrom in den Fahrzeugtank strömt. Der Anstieg an Massenstrom in jeder Umschaltung ist ein Resultat der Druckregelung, wird dem eigentlichen Fahrzeugtank aber nicht hinzugefügt. So steigt demnach der SOC wie in Szenario 1 über die gesamte Betankungsdauer kontinuierlich an. Während der Umschaltzeiten verweilt der SOC aber auf einem konstanten Wert. Abbildung 48 präsentiert die Druckverläufe bei der Kaskadenbetankung.

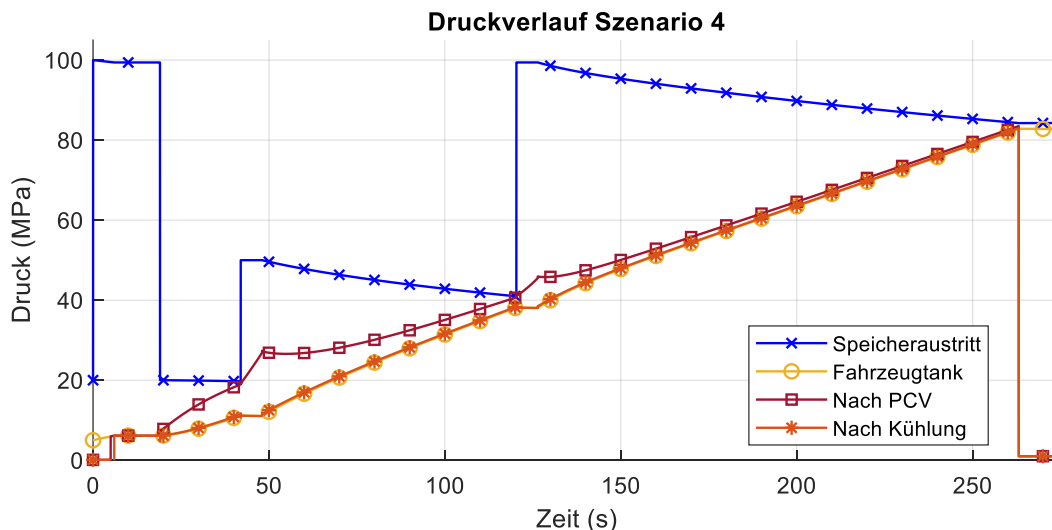


Abbildung 48 Druckkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 4)

Abbildung 48 präsentiert die Druckverläufe des vorliegenden Szenarios. Es ist zu beachten, dass aufgrund der Kaskade hier nur der Druck am Austritt der Speicherbank (blau) dargestellt wird. Also der Druck des Speichers, der für den jeweiligen Betankungsabschnitt verwendet wird. Zu Beginn der Betankung erfolgt der Druckstoß aus dem HD-Speicher. Dieser sinkt aufgrund des Druckstoßes von 100 MPa auf 99,4 MPa herab. Der Tankdruck liegt nach dem Druckstoß bei ca. 6,1 MPa, woraufhin dann die eigentliche Betankung beginnt. Im Verlauf der Betankung nimmt der Druck innerhalb des Fahrzeugspeichers kontinuierlich zu und erreicht am Ende einen Wert von 82,8 MPa. Innerhalb der Umschaltzeiten bleibt der Speicherdruck unverändert. Wie in Szenario 1,

weichen die Drücke am Ausgang der Drossel und nach dem Wärmetauscher vom eigentliche Tankdruck ab und konvergieren im Laufe der Betankung zueinander.

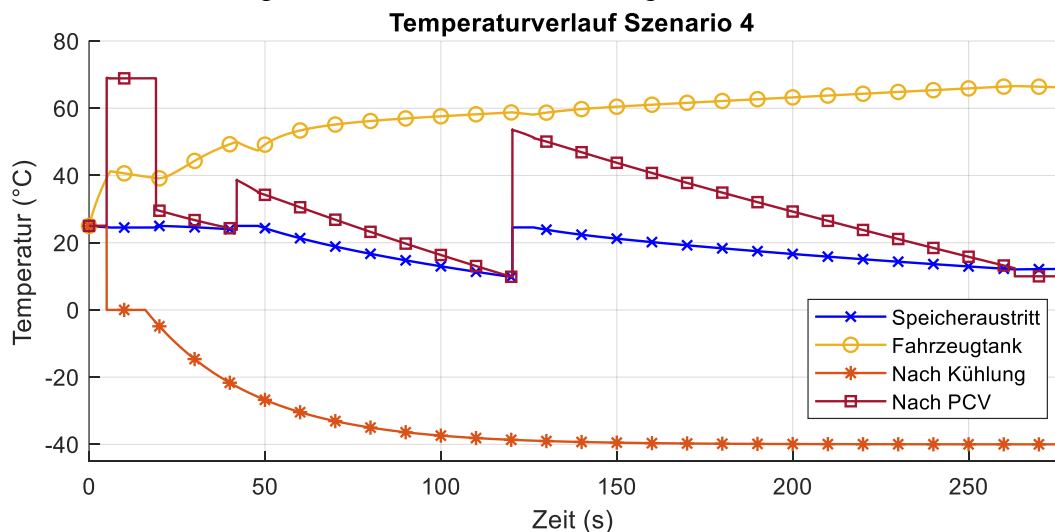


Abbildung 49: Temperaturkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 4)

Abbildung 49 zeigt die Temperaturverläufe der Kaskadenbetankung. Ähnlich wie in den vorherigen Szenarien sinkt die Eingangstemperatur des Fahrzeugtanks zu Beginn des Betankungsvorgangs von 25 °C auf -40 °C runter. Im Fahrzeugspeicher steigt die Temperatur aufgrund des Druckstoßes von 25 °C auf 41,1 °C an. Nach dem Druckstoß steigt die Tanktemperatur kontinuierlich an, bis zum Ende der Betankung auf einen Endwert von 66,5 °C. Die Temperatur am Ausgang der Speicherbank beträgt zu Beginn 25 °C. Bis zur ersten Umschaltung nimmt die Temperatur leicht auf 23,9 °C ab. Danach steigt sie wieder auf 25 °C und sinkt dann kontinuierlich bis zur zweiten Umschaltung auf 9,9 °C ab. Im letzten Abschnitt der Betankung sinkt die Temperatur von 25 °C auf 12,1 °C. Innerhalb der gesamten Betankung zeigen die Temperaturen nach dem PCV ein sich wiederholendes Verhalten. Markant an diesem Verhalten ist, dass zu Beginn einer Speicherumschaltung aufgrund des Joule-Thomson Effektes eine maximale Temperatur vorliegt und diese über den Betrieb der aktiven Speicherbank kontinuierlich abfällt. Diese maximale Temperatur hängt dabei stark vom Umschaltungspunkt und der Druckdifferenz der Speicherbänke ab. Bei einer größeren Druckdifferenz liegt dementsprechend auch eine höhere Ausgangstemperatur an der Drossel vor. Innerhalb Szenarios 4 liegt die maximale Ausgangstemperatur an der Drossel bei ca. 54 °C, welche bei der zweiten und letzten Speicherumschaltung stattfindet. Bei dieser Speicherumschaltung wird vom MD-Speicher (41 MPa) auf den HD-Speicher (99,4 MPa) umgeschaltet.

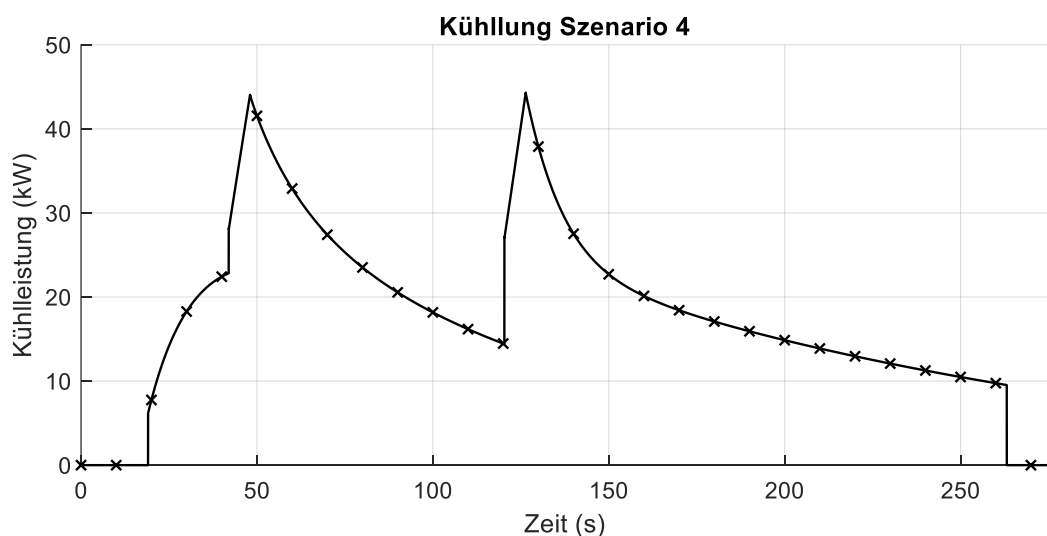


Abbildung 50: Kühlleistung Tankstelle Kaskade (Szenario 4)

Abbildung 50 visualisiert die Kühlleistung während des Betankungsverlaufs. Der Druckstoß wird in der Betankung nicht gekühlt. Die maximale Kühlleistung beträgt 44,1 kW und liegt innerhalb der ersten Umschaltung. Die summierte Kühlarbeit über die gesamte Betankung liegt bei 4,96 MJ. Folgend zum Szenario 4 wird Szenario 5 präsentiert. Dabei wird die gleiche Tankstellenkonfiguration (Kaskade) wie in Szenario 4 verwendet, um die Back-to-Back Betankung zu simulieren. Entsprechend müssen die Speichervolumina so dimensioniert werden, dass diese alle 5 Fahrzeuge abdecken können. Tabelle 20 zeigt die benötigte Speichervolumen für diese Betankung:

Tabelle 20: Tankstellenkonfiguration Kaskade, Speichervolumina (Szenario 5)

Speicher	Volumen [m³]	Masse [kg]
HD	3	148,26
MD	2,89	88,96
ND	6,69	96,88
Fahrzeug (5 Stück)	0,1245 x 5	25

Die folgende Abbildung präsentiert die SOC und Massenstromverteilung der Kaskaden Betankung für 5 Fahrzeuge.

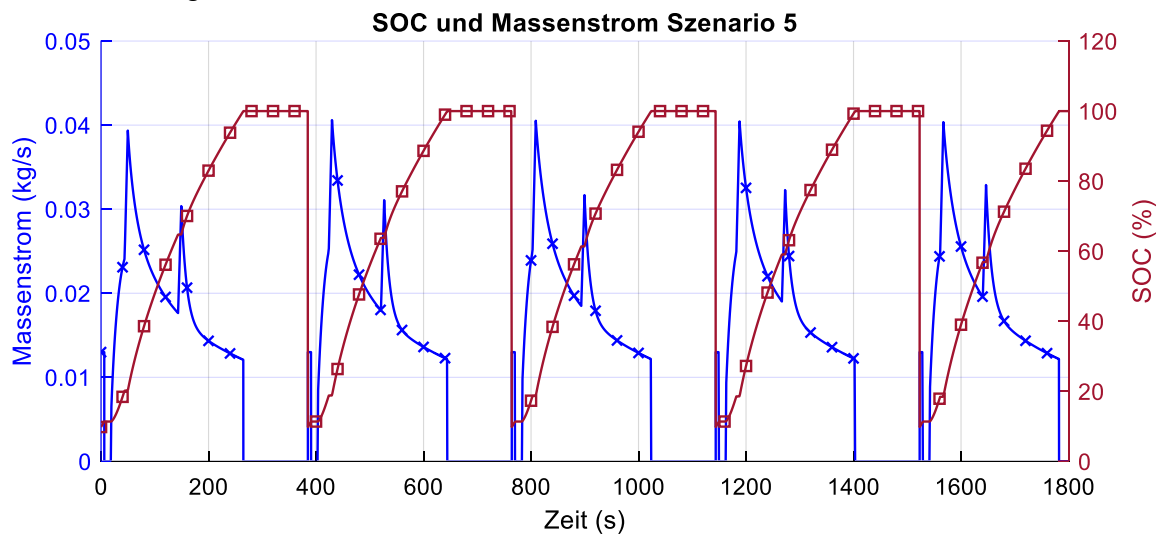


Abbildung 51: SOC und Massenstromverteilung Kaskade (Szenario 5)

Abbildung 51 veranschaulicht den Verlauf des State of Charge und des Massenstroms während der fünf Betankungen. Jede einzelne Betankung präsentiert dabei einen sehr identischen Verlauf zueinander. Innerhalb jeder Betankung finden zwei Umschaltungen statt, welche mit zunehmender Anzahl an Betankungen zu früheren Zeitpunkten stattfinden. Zum Vergleich, in der ersten und letzten Betankung beträgt die zeitliche Differenz für die erste Umschaltung ca. 3 Sekunden. Das bedeutet, die erste Umschaltung tritt in der letzten Betankung 3 Sekunden früher auf als in der ersten Betankung. Gleiches Prinzip gilt auch für die zweite Umschaltung, welche ca. 24 Sekunden früher stattfindet. Der Grund hierfür ist, dass die Speicherbänke kontinuierlich an Druck verlieren. Dadurch finden innerhalb der späteren Betankungen auch die Umschaltungen grundlegend früher statt. Das Maximum des Massenstroms tritt innerhalb jeder Betankung immer nach der ersten Umschaltung ein und beträgt nach der ersten Betankung für alle weiteren Betankungen ca. 41 g/s. Im Folgenden werden die Druckverläufe thematisiert.

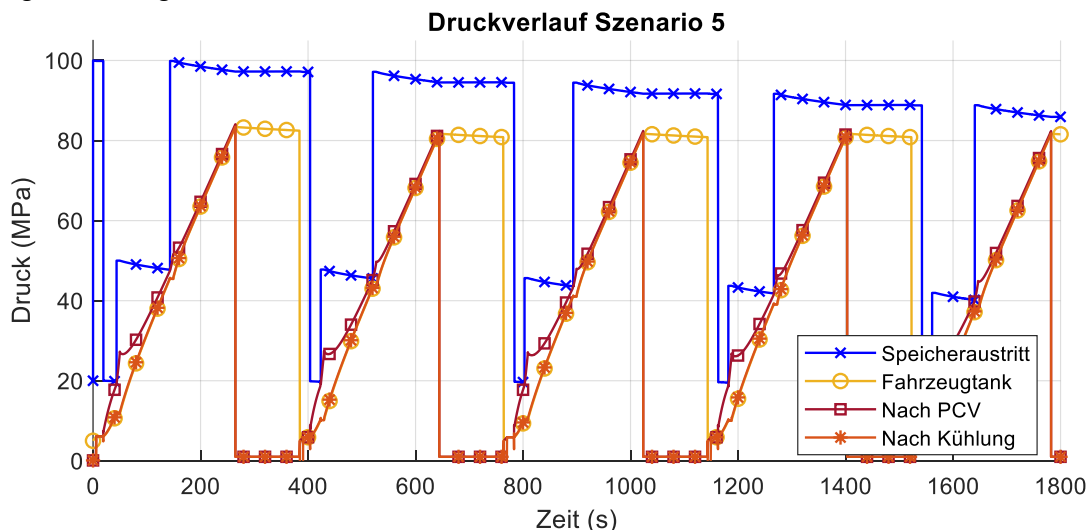


Abbildung 52: Druckkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 5)

Abbildung 52 illustriert die Druckverläufe während der Betankungen. Im Verlauf des Szenarios nimmt der Druck in allen Speichern ab. Am Ende des Szenarios betragen die Drücke ca. 19,4 MPa für den ND-Speicher, 40,2 MPa für den MD-Speicher und 85,9 MPa für den HD-Speicher. Der Verlauf der Drücke nach dem PCV, nach der Kühlung und im Fahrzeugtank verlaufen bei allen fünf Betankungen ähnlich. Lediglich die Umschaltunkte der Speicherbänke verschieben

sich kontinuierlich zu einem immer früheren Zeitpunkt. Ergänzend zu den Drücken werden die Temperaturen in Abbildung 53 angezeigt:

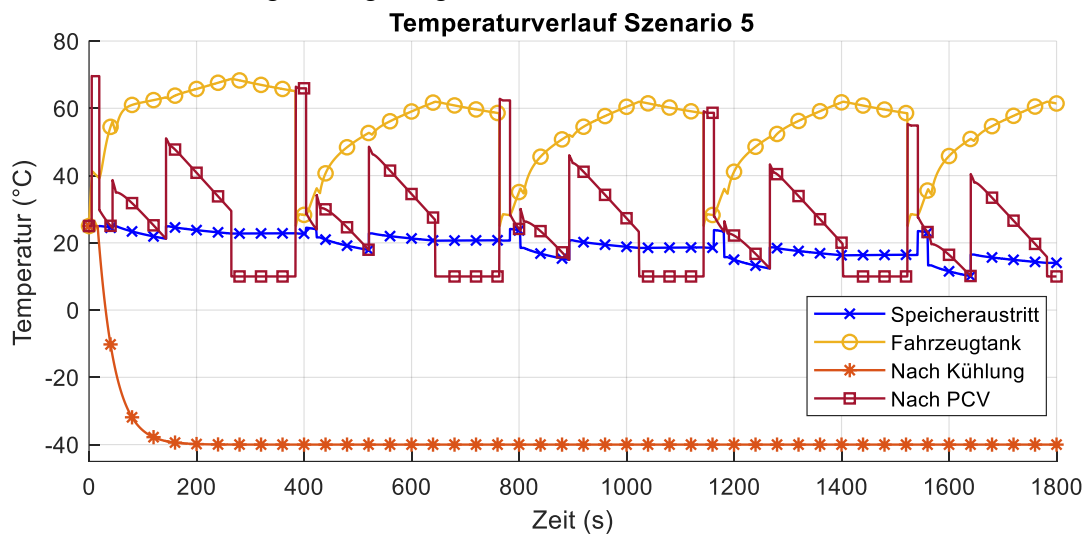


Abbildung 53: Temperaturkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 5)

Aus Abbildung 53 geht hervor, dass innerhalb der ersten Betankung die maximale Endtemperatur im Fahrzeugtank bei ca. 68,8 °C liegt. Alle folgenden Betankungen erreichen eine gleiche maximale Endtemperatur von 61,9 °C im Fahrzeugtank. Der grundlegende Temperaturverlauf aller Betankungen ist zueinander sehr ähnlich. Innerhalb der Temperaturen nach dem PCV ist eine Absenkung der Start- und Endtemperaturen im Verlauf des Szenarios zu beobachten. Auch die sprunghaften Temperaturzunahmen aufgrund der Umschaltungen und des eintretenden Joule-Thompson Effektes liegen vor. Die Temperaturen am Speicherbankaustritt sinken im Verlauf der Betankung. Am Ende des Szenarios liegen die Temperaturen des ND-Speichers bei 23,1 °C, des MD-Speichers bei 10,1 °C und des HD-Speichers bei 14,1 °C vor. Die Vorkühltemperatur sinkt zu Beginn des Szenarios von 25 °C auf -40 °C herab. Das Temperaturniveau von -40 °C bleibt für den restlichen Verlauf konstant. Abbildung 54 zeigt die benötigte Kühlleistung für die vorgestellten Temperaturverläufe.

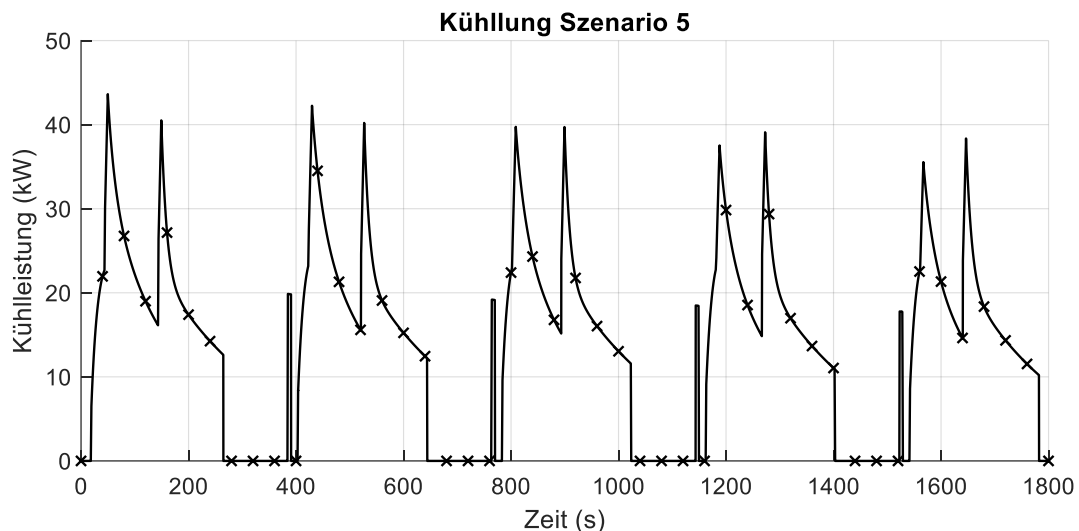


Abbildung 54: Kühlleistung Tankstelle Kaskade (Szenario 5)

Es ist zu beachten, dass ab der zweiten Betankung der Druckstoß vorgekühlt wird. Im Verlauf der Betankung ist ein grundlegender Abfall der Kühlleistungsmaxima zu erkennen. Dies ist vor allem bei der ersten Kühlleistungsspitze nach der ersten Umschaltung, als auch bei der zweiten Spitze nach der zweiten Umschaltung zu beobachten. Insgesamt werden im Szenario 24,92 MJ an Arbeit benötigt, wobei die maximale Kühlleistung innerhalb der ersten Betankung mit 43,1 kW zu finden ist.

Als letztes Szenario wird Szenario 6 vorgestellt. Szenario 6 thematisiert auch die Kaskadenbetankung von 5 Fahrzeuge Back-to-Back. Hauptunterschied zu Szenario 5 ist hierbei, dass die jeweiligen Speicher während der Nonfueling Zeit wieder auf ihren Startdruck aufgedrückt werden. Dadurch ändert sich auch die benötigten Volumina der Speicherkaskade, welche in Tabelle 21 zu sehen sind:

Tabelle 21: Tankstellenkonfiguration Kaskade, Speichervolumina (Szenario 6)

Speicher	Volumen [m ³]	Masse [kg]
HD	0,6	29,66
MD	0,58	17,8
ND	6,69	96,88
Fahrzeug (5 Stück)	0,1245 x 5	25

Wie in Szenario 3 gezeigt, sorgt der Tankstellenbetrieb mit einer Zwischenkomprimierung dafür, dass die Speichervolumina deutlich verringert werden können. Gleicher Effekt gilt auch bei der Kaskaden Betankung, wenn diese mit einer festen Zwischenkomprimierung betrieben wird. Im Vergleich zu Szenario 5 kann im Szenario 6 bis zu 5-mal so viel an Wasserstoffmasse innerhalb der Speicher gespart werden. Entsprechend der Volumina zeigt die nächste Abbildung den SOC und Massenstromverlauf des Szenarios.

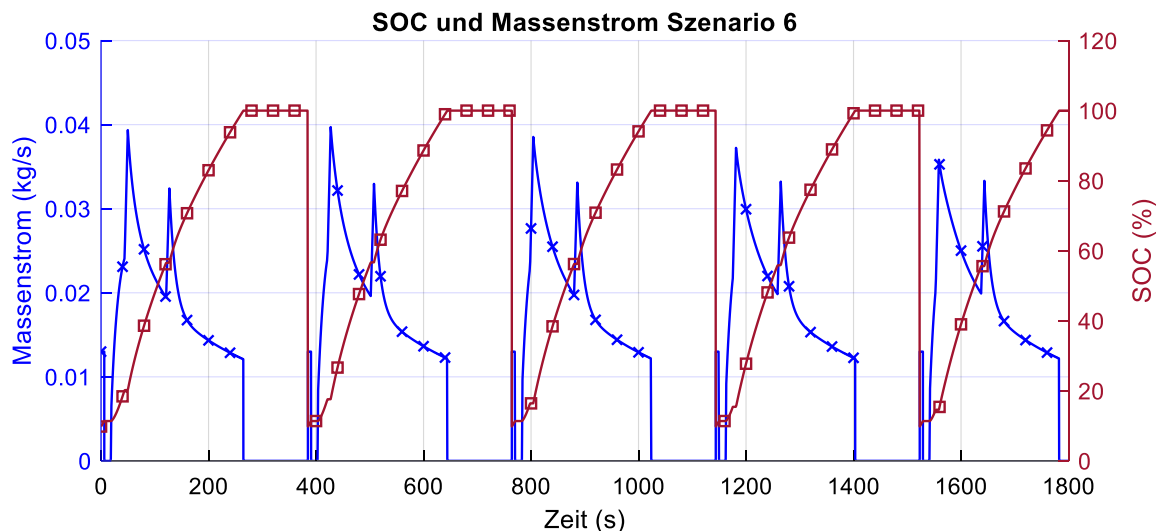


Abbildung 55: SOC und Massenstromverteilung Kaskade (Szenario 6)

Abbildung 55 zeigt, dass innerhalb jeder Betankung wie in Szenario 5 zwei Umschaltungen erfolgen. Für die Durchführung des Szenarios sind insgesamt 1763,76 Sekunden erforderlich, wobei jede einzelne Betankung im Durchschnitt ca. 260 Sekunden dauert. Es ist ebenfalls festzustellen, dass ähnlich zu Szenario 5 die beiden Umschaltungen im Verlauf des Szenarios zu einem früheren Zeitpunkt stattfinden. Auffallend ist außerdem der globale Massenstromverlauf des Szenarios. Anders als in Szenario 5 fällt innerhalb dieses Szenarios die maximale Massenstromspitze über alle Betankungen kontinuierlich ab. So liegt der globale maximale Massenstrom des Szenarios mit 38,9 g/s innerhalb der ersten Betankung, während in der letzten Betankung nur ein Maximum von 35,2 g/s vorliegt. Abbildung 56 und Abbildung 57 präsentieren die Druckverläufe des Szenarios als auch die Druckkurven der Speicherbänke.

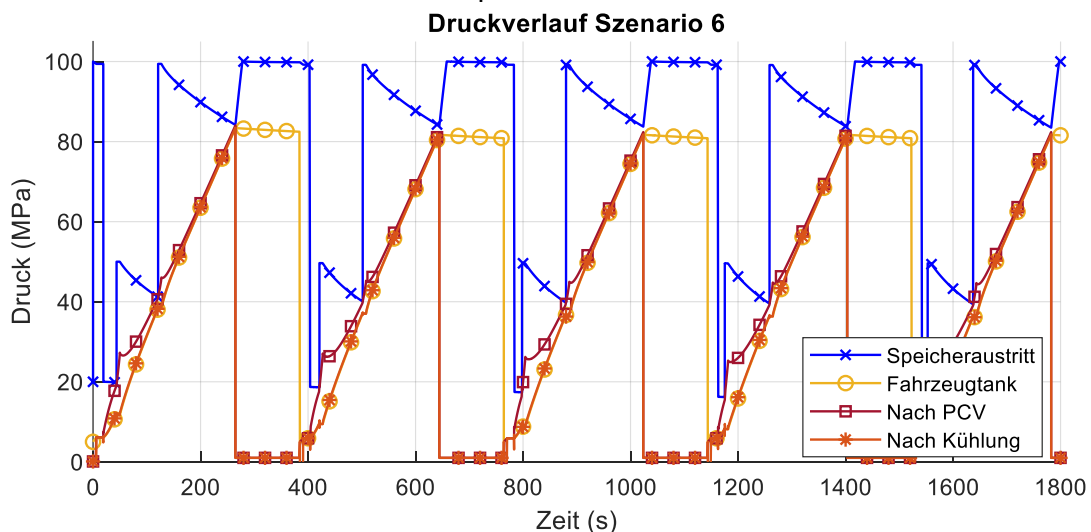


Abbildung 56: Druckkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 6)

Abbildung 56 macht ersichtlich, dass der grundlegende Druckverlauf in allen Betankungen sehr ähnlich zu einander ist. Vor allem die Druckkurven vom HD- als auch vom MD-Speicher sind in allen Abschnitten nahezu identisch. Der ND-Speicher verliert über den gesamten Betankungszeitraum am meisten an Druck. So ist der Enddruck vom ND-Speicher nach der ersten Betankung bei 19,86 MPa, vom MD-Speicher bei 41,19 MPa und vom HD-Speicher bei 84,17 MPa. Nach der letzten Betankung liegt der Druck vom ND-Speicher bei 15,04 MPa, vom MD-Speicher bei 39,36 MPa und vom HD-Speicher bei 83,48 MPa. Der Grund, warum der HD- und der MD-Speicher über alle Betankungen nur leicht Druck verlieren, liegt daran, dass diese Speicher nach jeder Betankung auf deren Ausgangsdruck wiederaufgedrückt werden. Das Wiederaufdrücken der Speicher kann in Abbildung 57 beobachtet werden:

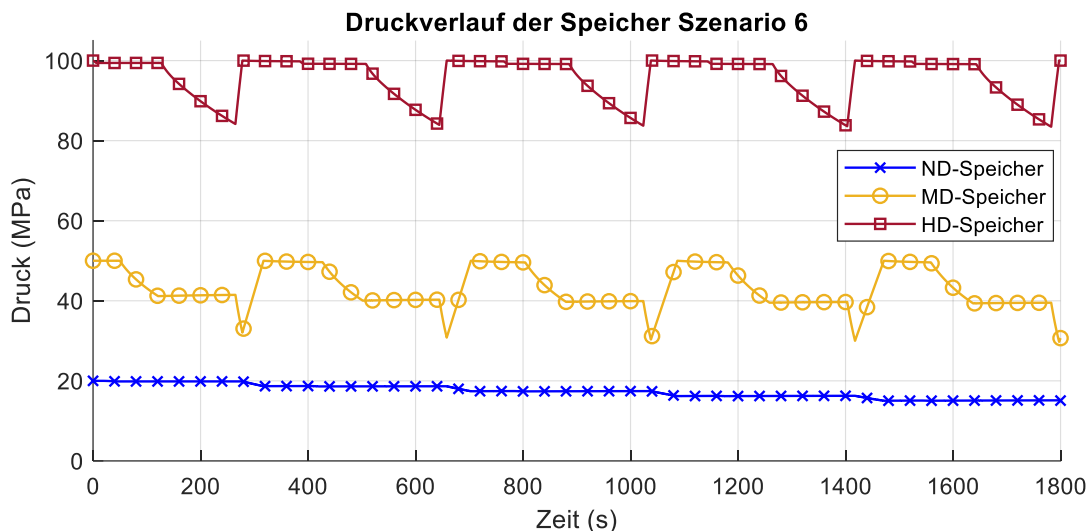


Abbildung 57: Druckkurven HD-,MD- und ND-Speicher (Szenario 6)

Abbildung 57 zeigt, wie das Zwischenaufdrücken der Speicher nach jeder Betankung aussieht. Innerhalb des Zwischenaufdrückens, wird zuerst der HD-Speicher vom MD-Speicher befüllt und dann der MD-Speicher vom ND-Speicher. Insgesamt wird so ein relativ konstanter Anfangsdruck im HD- und MD-Speicher über das Szenario gehalten, während der ND-Speicher als einziger Speicher konstant Druck verliert. Dadurch, dass der Druck vom ND-Speicher auch über den gesamten Betankungszeitraum fällt, steigt auch die benötigte Dauer zum Wiederaufdrücken der HD- und MD-Speicher. Ergänzend zu den Druckverläufen werden in Abbildung 58 und Abbildung 59 die Temperaturverläufe der Tankstelle und der Speicher gezeigt.

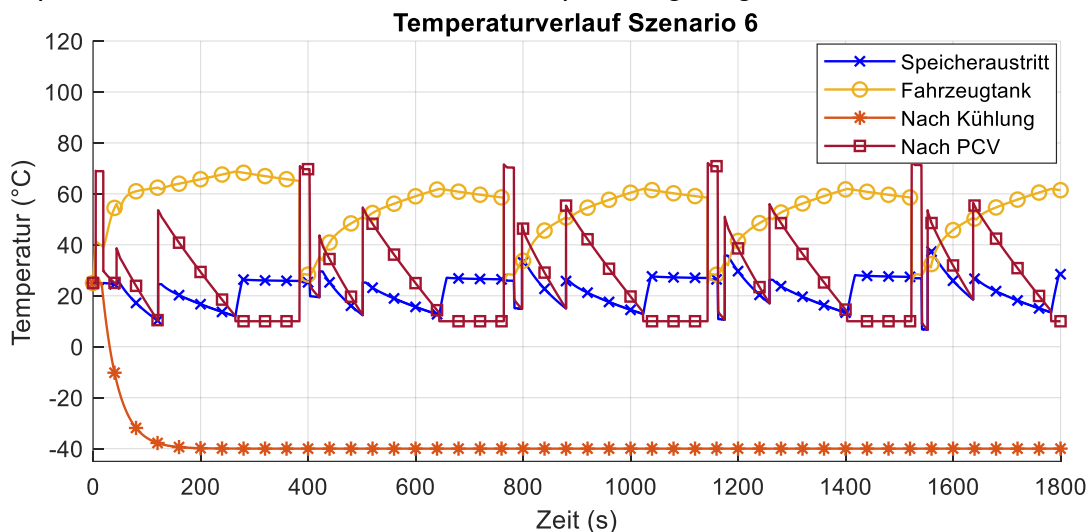


Abbildung 58: Temperaturkurven Tankstelle Kaskade (Szenario 6)

Ähnlich zu den anderen B2B-Betankungen zeigt sich, dass die Kühltemperatur zu Beginn des Szenarios von 25 °C auf -40 °C abfällt und auf diesem Niveau bleibt. Die Temperaturen im Fahrzeugtank haben einen vergleichbaren Verlauf zu Szenario 5. Auffallend ist, dass die Temperaturen des Speicheraustrittes und nach dem PCV eine von Betankung zu Betankung leicht ansteigende Temperatur aufweisen. Obwohl während einer Betankung diese Temperaturen konstant und konsequent fallen, steigen diese zu Beginn einer neuen Betankung an. Dies ist am deutlichsten erkennbar bei der ersten Speicherumschaltung. Somit ist ein kontinuierlicher Anstieg der Speichertemperaturen ersichtlich. Werden die Speichertemperaturen genauer betrachtet, so wird hier die gleiche kontinuierliche Steigung deutlicher. Der Verlauf der Speichertemperaturen während des Szenarios ist in Abbildung 59 dargestellt.

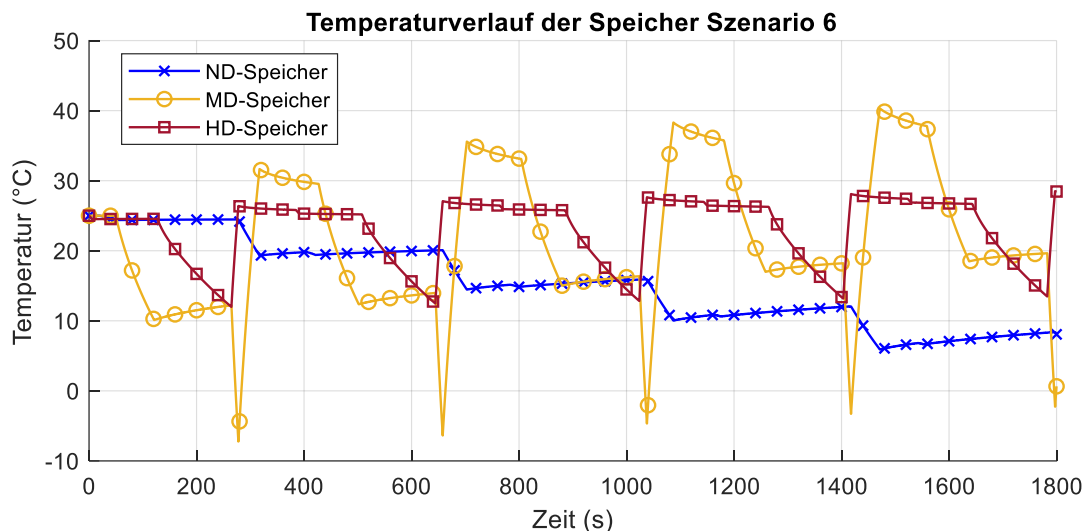


Abbildung 59: Temperaturkurven HD-, MD- und ND-Speicher (Szenario 6)

Abbildung 59 zeigt die Temperaturen der jeweiligen Speicher während des Szenarios. Ersichtlich ist, dass die Temperaturen des HD- und MD-Speichers, wie in Abbildung 44 beim Zwischenaufdrücken der Speicher auch ansteigen. Die Temperatur des ND-Speichers fällt über das gesamte Szenario, da dieser nur entleert wird. Markant hierbei ist, dass der Temperaturanstieg des HD- als auch MD-Speichers hauptsächlich daran liegt, dass diese nach einer Betankung wieder hoch komprimiert werden. Auffallend ist dabei, dass die Temperatur des HD-Speichers trotz Komprimierung nur leicht steigt. Die Temperatur vom MD-Speicher hingegen steigt deutlich über das gesamte Szenario an. So beginnen alle Speicher mit einer Temperatur von 25 °C. Die Anfangstemperatur vom ND-Speicher bei der letzten Betankung beläuft sich dabei auf 6,81 °C, vom MD-Speicher auf 37,74 °C und vom HD-Speicher auf 26,64 °C. Ergänzend zu den Temperaturverläufen präsentiert Abbildung 60 die benötigte Kühlleistung

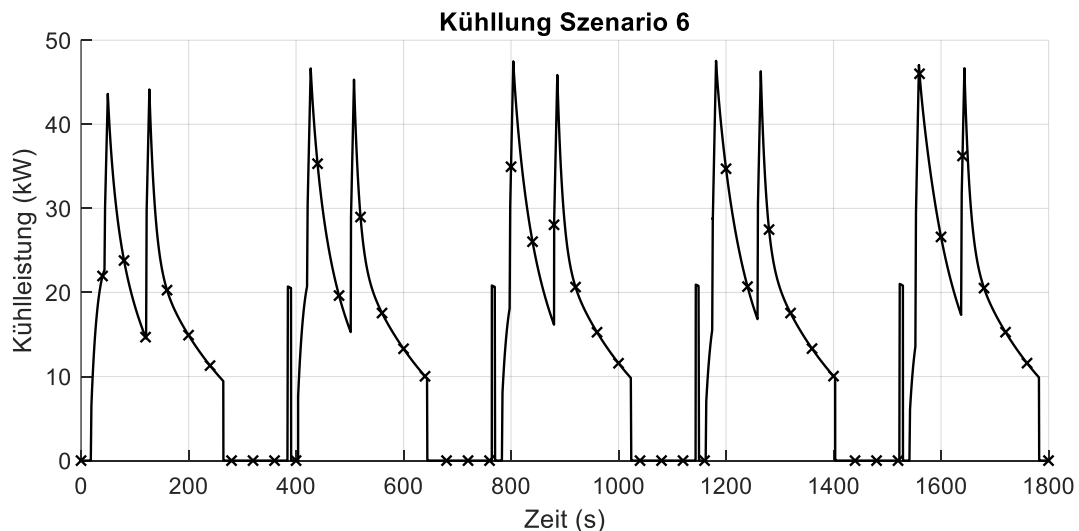


Abbildung 60: Kühllleistung Tankstelle Kaskade (Szenario 6)

Abbildung 60 zeigt, dass aufgrund der kontinuierlichen Temperaturzunahme der HD- und MD-Speicher auch die benötigte Kühlleistung der Betankung steigt. So wird für die letzte Betankung eine ca. 6% höhere Kühlleistung für die Betankung benötigt als in der ersten Betankung. Absolut werden ca. 26,34 MJ an Kühlarbeit benötigt. Die maximale Kühlleistung liegt hier mit 47,56 kW innerhalb der ersten Umschaltung in der vierten Betankung. Passend zur Kühllleistung wird in Abbildung 61 noch die benötigte Kompressorleistung des Szenarios vorgestellt.

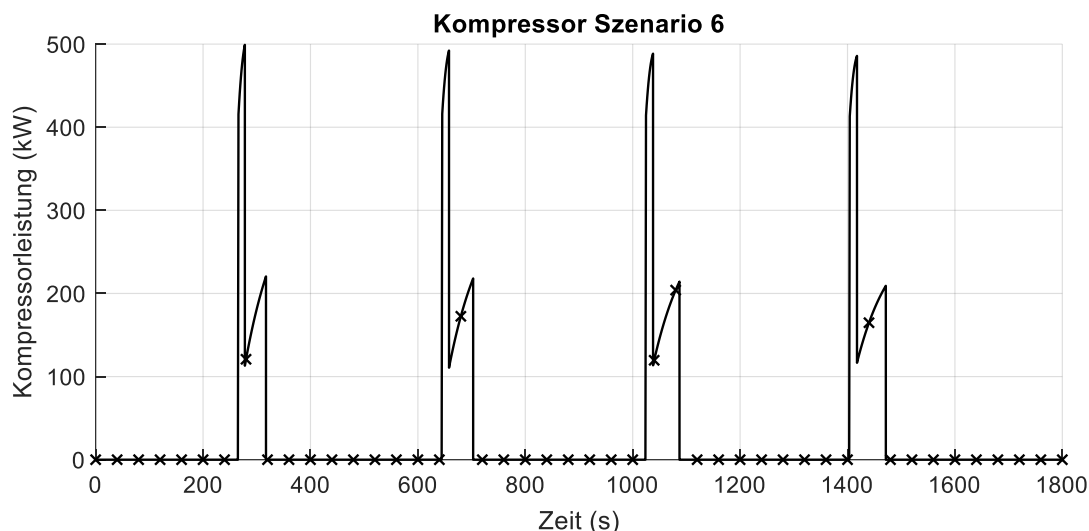


Abbildung 61: Kompressorleistung Tankstelle Kaskade (Szenario 6)

Das Szenario umfasst insgesamt vier Abschnitte des Zwischenkomprimierens. In diesen Abschnitten wird zuerst der HD-Speicher aus dem MD-Speicher wieder hochgedrückt und dann der MD-Speicher vom ND-Speicher. Dabei wird der Kompressor mit einer konstanten Drehzahl betrieben. Durch die konstante Drehzahl und durch den höheren Vordruck resultiert der kompressorbedingte Massenstrom auch in einem höheren Massenstrom bei der HD-Komprimierung. Dieser sorgt insgesamt dann auch für eine höhere Leistungsspitze. Dabei ist die maximale Leistung bei der Kompression vom MD- zum HD-Speicher mehr als die doppelte Leistung, die bei der Kompression vom ND- zum MD-Speicher benötigt wird. Über den Verlauf des Szenarios nehmen die Dauer und die benötigte Arbeit der jeweiligen Kompressionsphasen zu. Insgesamt beträgt die summierte Arbeit für die vier Phasen 57,29 MJ. Die maximale Kompressorleistung ist mit 498,85 kW in der ersten Kompressionsphase zu finden.

7.4 Fazit Variantenrechnung

Zum Schluss der ersten Variantenrechnung sollen hier alle wesentlichen Ergebnisse der Simulationen vorgestellt werden. Tabelle 22 gibt eine Übersicht über die jeweiligen Wasserstoffmassen der Varianten und die jeweiligen Kühl- und Kompressorarbeiten.

Tabelle 22: Zusammenfassung Variantenrechnung

	Varianten	
	Szenario 1	Szenario 4
H2-Masse HD-Speicher [kg]	59,31	29,66
H2-Masse MD-Speicher [kg]	-	17,8
H2-Masse ND-Speicher [kg]	(48,51)	48,51
Kühlarbeit [MJ]	5,38	4,96
	Szenario 2	Szenario 5
H2-Masse HD-Speicher [kg]	296,54	148,26
H2-Masse MD-Speicher [kg]	-	88,96
H2-Masse ND-Speicher [kg]	(96,88)	96,88
Kühlarbeit [MJ]	27,57	24,92
	Szenario 3	Szenario 6
H2-Masse HD-Speicher [kg]	59,31	29,66
H2-Masse MD-Speicher [kg]	-	17,8
H2-Masse ND-Speicher [kg]	(96,88)	96,88
Kühlarbeit [MJ]	27,87	26,34
Kompressorarbeit [MJ]	83,42	57,29

Szenario 1 bis 3 sind jeweils die Tankstellensimulationen mit nur einem einzelnen HD-Speicher. Die vorgestellten Werte in den Klammern sind die Wasserstoffmassen der ND-Speicher, welche nicht für die Betankung der Fahrzeuge verwendet werden. Diese werden nur zum Wiederaufdrücken des Speichers verwendet. Szenario 4 bis 6 sind die gleichen Betankungsvorgänge, wobei hier die Betankung durch eine Kaskadenkonfiguration durchgeführt wird.

Aus der Übersicht können insgesamt 2 Hauptpunkte zwischen der Betankung mit einem HD-Speicher und einer Kaskade abgeleitet werden. So ist zunächst auffallend, dass alle Kaskadensimulationen im Vergleich zum Betrieb mit nur einem HD-Speicher, in allen Fällen sowohl eine kleinere Kühlarbeit als auch eine geringere Kompressorarbeit benötigen. Neben einer insgesamt geringeren benötigten Arbeit zeigt die Übersicht auch, dass eine insgesamt geringere Wasserstoffmasse bei einer Kaskadenbetankung benötigt wird. So ist auffallend, dass durch eine Kaskadenkonfiguration das Kissengas innerhalb des HD- und MD-Speichers reduziert werden konnte. Diese zwei Punkte konnten sowohl bei einer Einzelbetankung (Szenario 1 und 4) als auch bei der Simulation von Back-to-Back Betankungen (Szenario 2 und 5) nachgewiesen werden. Insgesamt zeigt die Übersicht, dass die Kaskadenbetankung in allen Punkten besser ist als die Betankung durch einen einzigen HD-Speicher.

Eine weitere wichtige Erkenntnis zu den Simulationen ist der Einfluss und der Betrieb der Tankstellen mit einer Zwischenkomprimierung. So wird zwischen Szenario 3 und 6 deutlich, dass auch hier die Tankstellenkonfiguration mit einer Kaskade besser ist als die Betankung aus nur einem HD-Speicher. Außerdem ist dabei auffallend, dass obwohl die Speichermassen in Vergleich zu

Szenario 2 und 4 stark verringert werden konnten, die benötigte Kühlarbeit der Betankungen steigt. In der Analyse der Simulationsergebnisse hat sich dabei herauskristallisiert, dass die Zwischenkomprimierung zu einer Temperaturzunahme in den Wasserstoffspeichern führen kann. Diese Temperaturzunahme muss daraufhin wieder herunter gekühlt werden, was die erhöhten Kühlarbeiten erklärt. Es muss hier aber festgehalten werden, dass obwohl eine erhöhte Kühlarbeit durch die Zwischenkomprimierung zu erwarten ist, die mögliche Reduzierung der Wasserstoffspeicher nicht zu verachten ist. So konnten in Szenario 3 und 6 trotz B2B-Betankung die Wasserstoffmassen des HD- und MD-Speichers auf die Zahlenwerte von Szenario 1 und 4 reduziert werden. Das bedeutet, durch eine Zwischenkomprimierung konnten die Speicher trotz Mehrfachbetankung auf das Volumen von nur einer Einzelbetankung reduziert werden. Inwiefern diese Speicherreduzierung aber trotz benötigter Kompressorarbeit und erhöhter Kühlarbeit tragbar ist, muss pro Tankstellenszenario individuell analysiert und bewertet werden.

Insgesamt kann mit der ersten Variantensimulation festgehalten werden, dass der Kaskadenbetrieb für eine einfache Tankstelle in nahezu allen Punkten besser ist als der Betrieb mit nur einem HD-Speicher. So erfolgt zwar eine grundlegende Effizienzsteigerung durch eine Kaskadenkonfiguration, aber die detaillierte Kaskadenauslegung, die Einbindung einer Zwischenkomprimierung und der grundlegende Kaskadenbetrieb bietet noch Raum zur Optimierung. So können bspw. durch den Betrieb einer Zwischenkomprimierung Vor- als auch Nachteile in der Tankstellenauslegung auftreten, die grundlegend vom Benutzer analysiert und bewertet werden müssen.

7.5 Referenzmodellsimulation

Mit den ersten Variantentest hat sich herausgestellt, dass ein Kaskadenbetrieb Vor- als auch Nachteile bei einem Tankstellenbetrieb hat. Deswegen werden die gleichen Varianten (einzelner HD-Speicher, Kaskade und Kaskade mit Zwischenaufdrücken) nun auch an einer Referenztankstelle für größere Betankungen getestet. Hintergrund hierbei ist es herauszufinden, ob auch bei einem größeren Wasserstoffumsatz (2 t/Tag) ähnliche Vor- und Nachteile sich innerhalb der Varianten herauskristallisieren und welche zusätzlichen Besonderheiten auftreten. Im Folgenden soll der Aufbau und die Simulationsvorgehensweise der Referenztankstelle thematisiert werden.

7.5.1 Aufbau des Referenzmodells

Die Referenztankstelle soll eine für die Zukunft ausgerichtete Tankstelle sein, die aktuell pro Tag 2 Tonnen an Wasserstoff vertanken soll. Diese Tankstelle soll sowohl die Light Duty als auch die Heavy Duty Betankungen abdecken können. Um dies zu gewährleisten, besitzt die Referenztankstelle insgesamt 4 separate Dispenser. 3 Dispenser sind für die Betankung von Heavy Duty Fahrzeugen zuständig und 1 Dispenser für die Betankung von Light Duty Fahrzeugen. Abbildung 62 präsentiert besagte Tankstelle im entwickelten Simulationstool.

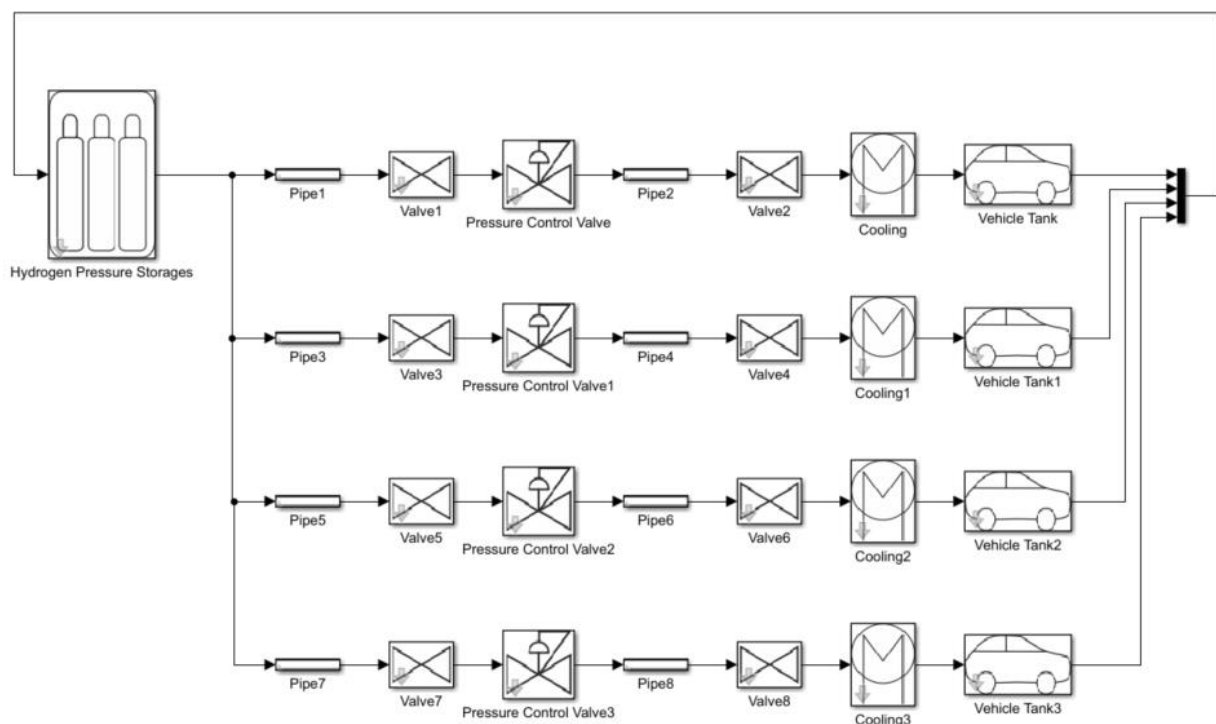


Abbildung 62: Gesamtmodell: Mehrere Dispenser Simulation

Die obersten 3 Dispenser in Abbildung 62 sind für die jeweiligen Heavy Duty Betankung zuständig und der unterste Dispenser bedient die einzelne Light Duty Vertankung. Bei der Heavy Duty Betankung werden dabei Fahrzeuge mit einem 40 kg Speicher auf einen Normdruck von 350 bar vertankt. Die Light Duty Betankung hingegen vertankt Fahrzeuge mit einem Speicher von 5 kg bei einem Normdruck von 700 bar. Beide Betankungen werden mit einer Druckrampe von 700 bar/10 Minuten betrieben, damit jede einzelne Betankung innerhalb von 10 Minuten vollendet werden kann. Damit die Fahrzeugtanktemperaturen nicht über 85 °C steigen, sind auch hier die Vorkühltemperaturen des Wasserstoffes auf -40°C gesetzt. Zur vereinfachten Annahme werden die Wasserstoffspeicher immer als ein gesamtes Speichervolumen pro Druckstufe betrachtet. Die Fahrzeugbetankung beginnt immer bei einem Startdruck von 25 bar und einer Temperatur von 15°C. Alle weiteren wichtigen Simulationsparameter können der Tabelle 23 entnommen werden. Die Referenztankstelle wurde in Absprache mit dem PbA erstellt.

Tabelle 23: Simulations Parameter Referenztankstelle

Bauteil (alle Dispenser)	Angaben	
Rohr vor	Länge	10 m
	Durchmesser	8 mm
	Reibungsbeiwert	0.08
Armatur vor	Reibungsbeiwert	10
PCV	Reine Kaskadenbetankung (Kein Boostern)	
Rohr nach	Länge	10 m
	Durchmesser	8 mm
	Reibungsbeiwert	0.08
Armatur nach	Reibungsbeiwert	1000
Kühlung	Ausgangstemperatur	-40°C
Fahrzeugspeicher	Initialdruck	25 MPa
	Initialtemperatur	15°C
	Kapazität	5 kg / 40 kg
Umgebungstemperatur	15°C	
Kompressor	Konstante Drehzahl	6 1/s
	Ausgangstemperatur (runtergekühlt)	15 °C

Die Simulationsparameter in Tabelle 23 wurden für alle Referenzsimulationen identisch ausgewählt. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass neben einer konstanten Drehzahl für den Kompressor auch eine feste Kompressorausgangstemperatur ausgewählt wurde. So wird in der Simulation das Herunterkühlen der Ausgangstemperatur des Kompressors auf eine fest eingestellte Ausgangstemperatur mitsimuliert und im späteren Kostenmodell analysiert. Die Konfiguration der Varianten der Referenztankstelle sind dabei genauso aufgebaut wie bei der einfachen Tankstelle (siehe Abbildung 31 und Abbildung 32).

Damit insgesamt 2 Tonnen pro Tag vertankt werden können und die Referenztankstelle aus 4 einzelnen Dispensern besteht, wurde manuell ausgerechnet, wie eine Verteilung der jeweiligen Fahrzeuge an den Dispensern aussehen kann. So wird zwar der Zufall im Tankstellenbetrieb vernachlässigt aber eine genauere Analyse der vertankten 2 Tonnen Wasserstoff ermöglicht. Die manuelle Verteilung ergab, dass in der vorgestellten Konstellation ca. 18 Fahrzeuge pro Dispenser betankt werden können, bevor die 2 Tonnen pro Tag überschritten werden. Deswegen wurde die Referenztankstelle von den Speichervolumina (auch in den folgenden Varianten) so ausgewählt, dass die Mindestmenge der vertankten Wasserstoffmasse 2 Tonnen beträgt und damit insgesamt mindestens 18 Fahrzeuge pro Dispenser vertankt werden können. Alle Varianten arbeiten dabei mit den gleichen Simulationssetup (Druckverlustparameter, Umgebungstemperatur, konstante Kompressordrehzahl, etc.) und wurden nur in der Konfiguration der jeweiligen Speichervolumina verändert.

7.5.2 Zyklus-Simulation Referenztankstelle

Die Simulation der einfachen Tankstellenvariante hat gezeigt, dass bestimmte Tankstellenkonfigurationen für die reine Betankung der Fahrzeuge Vor- und Nachteile haben. Ein entscheidender Faktor für die Auslegung einer Tankstelle ist dabei jedoch nicht nur die Betankung der Fahrzeuge, sondern auch das anschließende Wiederaufladen der leeren Wasserstoffspeicher. Zur sinnvollen Auslegung von Wasserstofftankstellen ist es demnach entscheidend, sowohl die Betankung der Fahrzeuge als auch das darauffolgende Wiederaufladen der Speicher zu simulieren. Nach

Rothuizen [30] können diese zwei Prozesse einer Wasserstofftankstelle in sogenannte Zyklen unterteilt werden. Ein Zyklus besteht demnach immer aus dem Betanken und des Wiederaufdrückens einer Tankstelle. Wichtig dabei ist, dass der Endzustand eines Zyklus, den Anfangszustand eines Zyklus gleichen muss, damit ein konsistenter und sinnvoller Vergleich erfolgen kann. In diesem Projekt betrachtet ein Zyklus dabei immer nur den Zeitraum einer Tankstelle, in der die 2 Tonnen pro Tag vertankt werden und das darauffolgende Wiederaufdrücken der Speicher erfolgreich absolviert wurde. Dieser Zyklus darf maximal einen Tag dauern, da eine der Randbedingungen die 2 Tonnen Wasserstoff pro Tag sind. Abbildung 63 präsentiert einen solchen Zyklus als Beispiel.

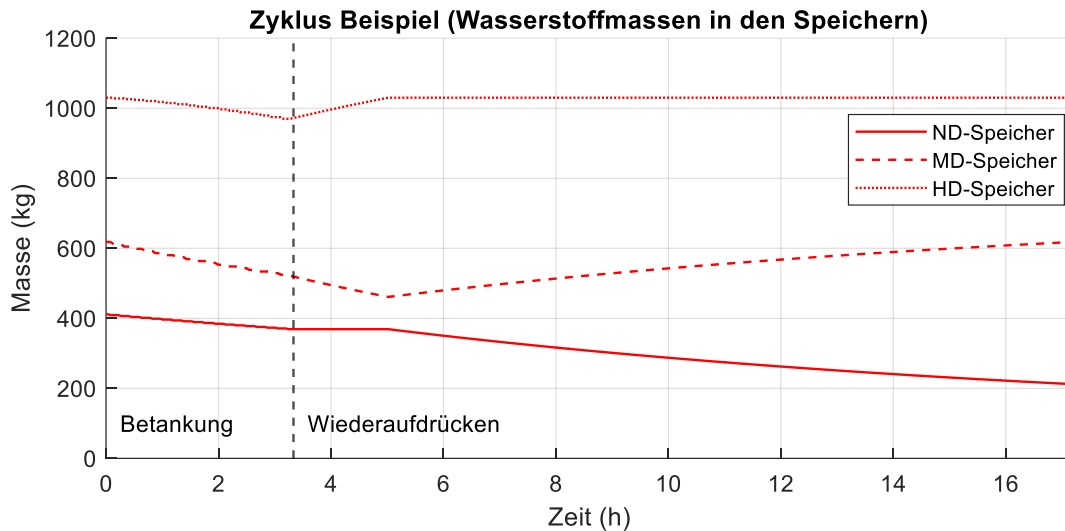


Abbildung 63: Beispiel Tankstellen Zyklus anhand der Wasserstoffmassen innerhalb der Speicher

Abbildung 63 präsentiert den Zyklus einer Tankstelle anhand der Wasserstoffmassen innerhalb der Speicher. Im Bereich der Betankung wird Wasserstoff aus den Speichern nur für die Betankung der Fahrzeuge entnommen. Nach der Betankung der gewollten Masse pro Tag, erfolgt das Wiederaufdrücken der Wasserstoffspeicher auf deren Anfangszustand. Innerhalb der Abbildung erfolgt zuerst ein Wiederaufdrücken des HD-Speichers aus dem MD-Speicher und danach das Wiederaufdrücken des MD-Speichers aus dem ND-Speicher. Der ND-Speicher agiert hierbei als Wasserstoff-Trailer und wird erst nach dem vollständigen Wiederaufdrücken der Tankstelle erneuert. Das bedeutet nach dem Zyklus liegt an der Tankstelle wieder ein vollständiger ND-Speicher vor. Somit kann in der Kostenrechnung mitberücksichtigt werden, welche Kosten sowohl beim Vertanken des Wasserstoffes auftreten und welche Kosten wiederum für das Aufdrücken der Speicher auf den Anfangszustand anfallen. Ein Zyklus kann dabei auch unterschiedlich komplex ausfallen, wie bspw. in Variante 3, resultiert aber immer in einen Endzustand, der den Anfangszustand einer Tankstelle widerspiegelt. Somit kann am Ende eines Zyklus immer eine neue Betankung beginnen, da die Speicher wieder vollständig gefüllt sind.

7.5.3 Variantenrechnung Referenzmodell

Da sich die Ergebnisse als umfangreiche Datensätze herausgestellt haben, wird im Folgenden ein Hauptfokus auf den Bereich der Betankung gelegt. Nach der Betankung wird dann ein Überblick über den gesamten Zyklus in jeder einzelnen Variante gegeben und vorgestellt, wie das Wiederaufdrücken eines Zyklus im Vergleich zur Betankung aussieht. Zum Schluss wird eine Übersicht über alle Ergebnisse gegeben und ein Fazit bezüglich der Varianten gezogen.

Referenztankstelle Variante 1 (ein HD-Speicher)

Wie innerhalb der einfachen Tankstellensimulation auch, verwendet hier die erste Variante der Referenztankstelle nur einen HD-Speicher zur vollständigen Vertankung der 2 Tonnen Wasserstoff pro Tag. Damit ein HD-Speicher dies auch gewährleisten kann, werden die in Tabelle 24 vorgestellten Wasserstoffmassen und Speichervolumina benötigt.

Tabelle 24: Tankstellenkonfiguration HD-Speicher, Speichervolumina (Referenztankstelle)

Speicher	Volumen [m ³]	Masse [kg]
HD	432	21800
Trailer	292	4361
Fahrzeug (350 bar) x 18	1,667	40 (720)
Fahrzeug (700 bar) x 18	0,1244	5 (90)

Insgesamt benötigt die erste Variante der Referenztankstelle ca. 21,8 Tonnen Wasserstoff im HD-Speicher, damit eine Vertankung der 2 Tonnen erfolgreich stattfinden kann. Damit die vertankte Wasserstoffmasse im HD-Speicher auch wieder erneuert werden kann, liegt an der Tankstelle ein zusätzlicher Trailer mit 200 bar und 4361 kg an Wasserstoff vor. Besagter Trailer wird in dieser Variante aber nicht bei der Betankung der Fahrzeuge verwendet, sondern nur zum Wiederaufdrücken der Anlage. Abbildung 64 präsentiert die jeweiligen Druckverläufe der Referenztankstelle der ersten Variante für die reine Betankung:

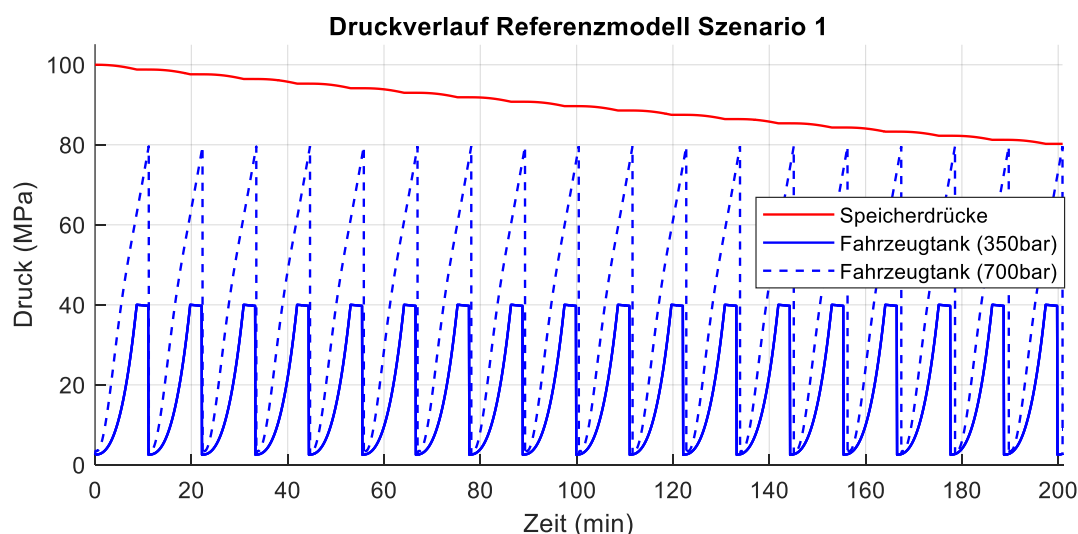


Abbildung 64: Druckverlauf Referenztankstelle (Variante 1)

Abbildung 64 zeigt, wie die Druckverläufe der Referenztankstelle sich gestalten, wenn diese 2 Tonnen pro Tag vertanken soll. Dabei ist wichtig zu benennen, dass die blaue Kurve vom 350 bar Fahrzeugtank in der Abbildung 64 zwar nur einmal ersichtlich ist, diese aber insgesamt 3-mal gezeigt wird. Da jede Betankung in diesem Szenario nahezu gleich ist, liegen diese Kurven entsprechend auch übereinander. Auffallend in der Abbildung ist, dass der HD-Speicher so ausgelegt wurde, dass dieser die 18 Fahrzeuge vollständig vertanken kann. Nach 200 Minuten wurde in der Simulation das letzte Fahrzeug vertankt und es wird ersichtlich, dass der Druck vom HD-Speicher nun nicht mehr ausreicht, um ein weiteres 700 bar Fahrzeug vollständig zu betanken. Dies bedeutet, diese Tankstellenkonfiguration kann die geforderte Mindestmenge an 2 Tonnen pro Tag vertanken. Der Enddruck des HD-Speichers beläuft sich dabei auf ca. 80,3 MPa. Ergänzend zu den Druckverläufen zeigt Abbildung 65 die jeweiligen Temperaturverläufe der Fahrzeuge und des HD-Speichers.

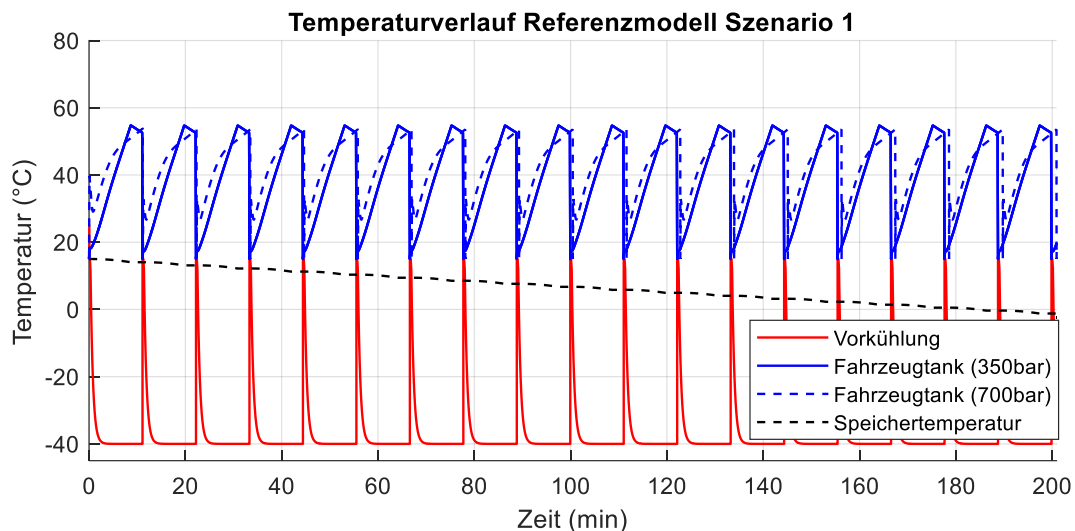


Abbildung 65: Temperaturverlauf Referenztankstelle (Variante 1)

Abbildung 65 präsentiert die einzelnen Temperaturverläufe der jeweiligen Fahrzeugtanks und den globalen Temperaturverlauf des HD-Speichers über alle Betankungen. Signifikant hierbei ist, dass die Temperaturverläufe der Betankungen (blau) nahezu in allen Betankungen identisch ausfallen. Das liegt daran, dass die Vorkühltemperatur als auch die Startbedingungen der jeweiligen Fahrzeugtanks sich in der Simulation nicht ändern und damit jede Betankung ein ähnliches Bild aufweist. Hervorzuheben ist hierbei jedoch die Speichertemperatur. Diese fällt über den gesamten Prozess konstant ab und erreicht am Ende eine Temperatur von ca. -2°C . Bei der Endtemperatur vom HD-Speicher ist aber zu beachten, dass dieser in der Simulation als ein großes Volumen betrachtet wurde. In der Realität bestehen solche Speicherbänke aber meistens aus mehreren kleineren Flaschen, was zu Abweichungen führen kann. Nichtsdestotrotz liefert diese Simulation aber erste signifikante Auskünfte über die allgemeine Temperaturentwicklung für eine Tankstelle mit einen Wasserstoffumsatz von 2 Tonnen pro Tag. Ergänzend zu den Temperaturverläufen zeigen die nächsten Abbildungen den Massenstromverlauf der Dispenser, als auch die jeweiligen Druckregelungen.

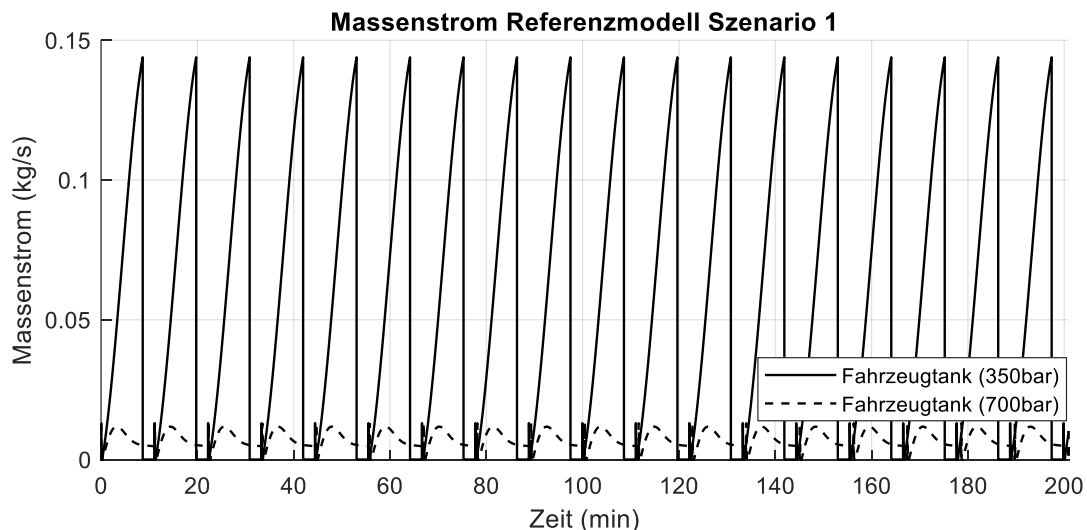


Abbildung 66: Massenstromverlauf Referenztankstelle (Variante 1)

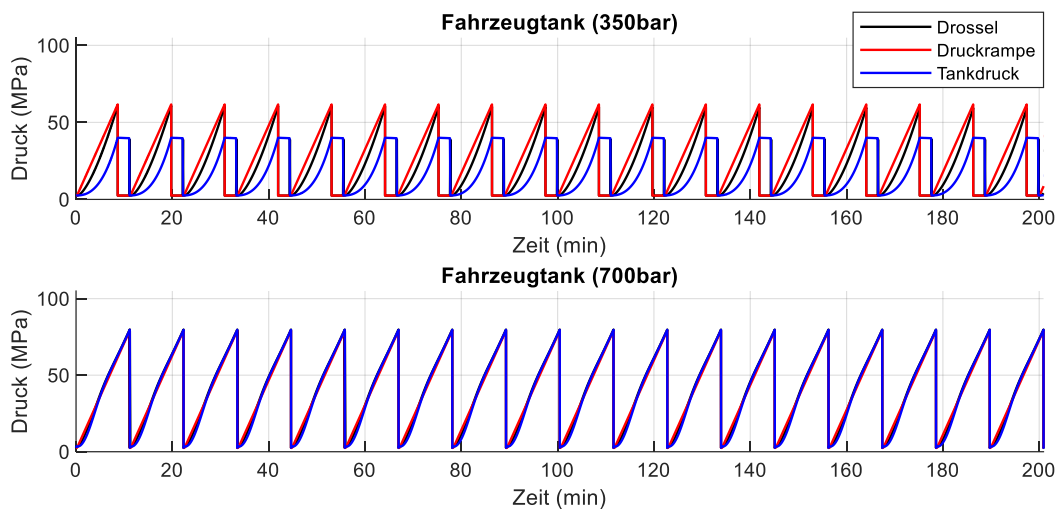


Abbildung 67: Druckregelung Referenztankstelle (Variante 1)

Abbildung 66 zeigt auf wie die Massenstromverteilung der jeweiligen Dispenser sich gestalten. Da die Heavy Duty Dispenser 40 kg an Wasserstoff innerhalb von 10 Minuten vertanken müssen, resultiert dies auch in einem sehr hohen Massenstrom (Maximum bei ca. 144 g/s). Im Vergleich dazu steht die Light Duty Vertankung. Diese vertankt nur 5 kg innerhalb von 10 Minuten und benötigt demnach einen ca. 10-mal kleineren Massenstrom (Maximum 12 g/s) als die Heavy Duty Betankung. Diese Massenströme entstehen aus der eingestellten Regelung und den ausgewählten Druckrampen. Abbildung 67 präsentiert entsprechend die jeweiligen Druckrampen, Drosselausgangsdrücke und Fahrzeugtankdrücke der Betankungen. Grundlegend können anhand der Druckregelung auch die jeweiligen Druckverluste der Anlage abgeleitet werden. Die in der Simulation entscheidenden Druckverluste sind dabei an der Differenz zwischen den Fahrzeugtankdruck (blau) und der Drossel (schwarz) zu erkennen. Bei der 700 bar Betankung ist ein leichtes Einschwingen zwischen den Fahrzeugtankdruck und der Druckrampe auffällig. Ein signifikanter Unterschied zwischen dem Drosselausgangsdruck und dem Fahrzeugtankdruck ist hier aber nicht zu erkennen. Somit weist die Light Duty Betankung auch geringe Druckverluste in der Simulation vor. Im Kontrast dazu steht die Heavy Duty Betankung. Hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen dem Drosselausgangsdruck und dem Fahrzeugtankdruck zu erkennen. Dieser Unterschied ist unter anderem ein Resultat von den erhöhten Massenströmen und sorgen damit insgesamt für deutlich höhere Druckverluste in der Heavy Duty Betankung. Diese höheren Druckverluste müssen entsprechend von der Tankstellenkonfiguration abgefangen werden. Abschließend zur Betankung der ersten Referenztankstellenvariante werden die jeweiligen Kühlleistungen der Dispenser in Abbildung 68 vorgestellt.

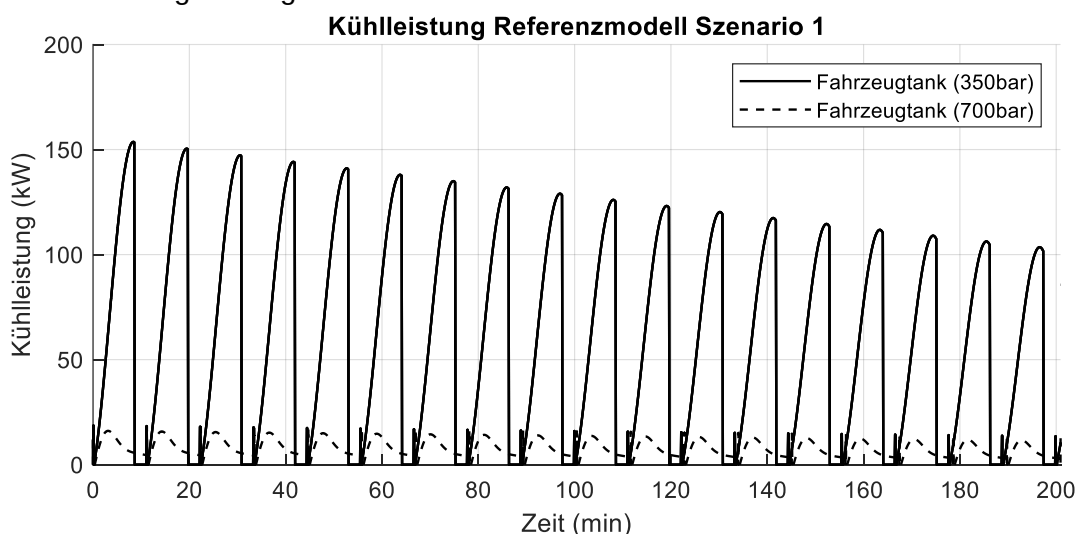


Abbildung 68: Kühlleistung Referenztankstelle (Variante 1)

Abbildung 68 präsentiert die Kühlleistungen der jeweiligen Dispenser. Es ist ein deutlicher Abfall der Kühlleistungsspitzen bei der Heavy Duty Betankung zu erkennen. Dieser Abfall resultiert aus dem Temperaturabfall im HD-Speicher, welcher auch in Abbildung 65 zu erkennen ist. Ähnlich zum Massenstromverlauf zeigt sich auch hier ein deutlich kleinerer Leistungsverlauf bei der Light Duty Betankung. Insgesamt wurde damit für die reine Betankung von 2 Tonnen Wasserstoff 2,18 GJ an thermischer Kühlleistung benötigt. Die maximale Kühlleistung ist mit 153,5 kW in der ersten Betankung zu finden. Wird nun noch das Wiederaufdrücken der Tankstellenvariante betrachtet, so präsentiert Abbildung 69 die jeweiligen summierten thermischen Kühlleistungen und die thermische Kompressorleistung.

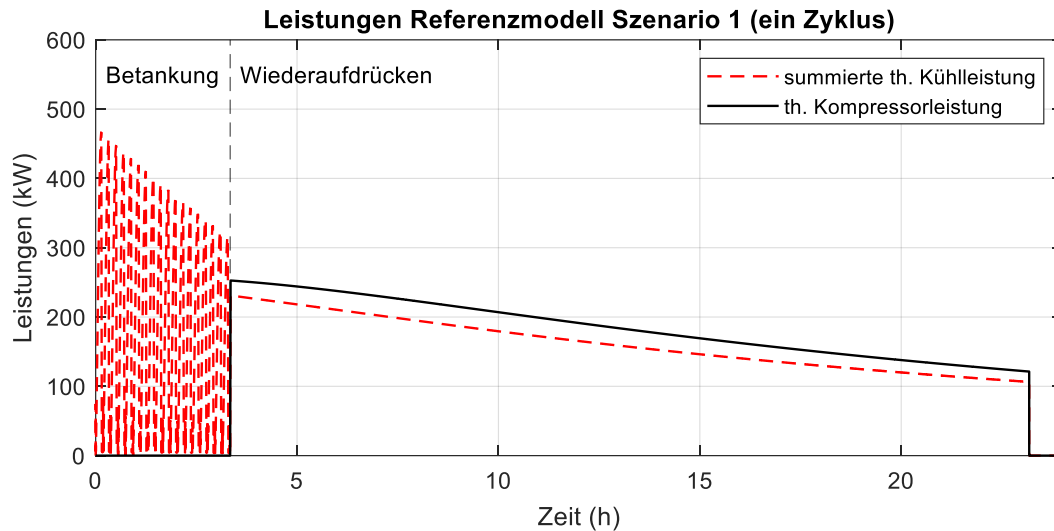


Abbildung 69: Leistungsübersicht Referenztankstelle (Variante 1)

Abbildung 69 präsentiert die summierte thermische Kühlleistung (rot) und die benötigte thermische Kompressorleistung zum Wiederaufdrücken (schwarz). Die summierte thermische Kühlleistung ist dabei die Summe aller anfallenden Kühlleistungen pro Dispenser und des Kompressors. Die reine B2B-Betankung dauert insgesamt ca. 3,34 Stunden, während zum Wiederaufdrücken des HD-Speichers an die 18,4 Stunden benötigt werden. Der HD-Speicher wird dabei durch einen Kompressor mit einer konstanten Drehzahl aus dem Trailer befüllt. Auffallend beim Wiederaufdrücken ist, dass trotz steigendem Druckverhältnis die Kompressorleistung über den Zeitraum konstant abnimmt. Eine potenzielle Erklärung für dieses Verhalten ist der fallende Trailerdruck bzw. Vordruck am Kompressor. Durch den fallenden Vordruck sinkt auch der kompressorbedingte Massenstrom und damit insgesamt die resultierende Kompressorleistung. Auffallend ist außerdem, dass zum Kühlen des Wasserstoffes aus dem Kompressor (konstante Ausgangstemperatur von 15°C) ca. 90% der Kompressorleistung benötigt wird. Die maximale Kompressorleistung liegt bei 252,19 kW. Insgesamt benötigt diese Variante für einen Tankstellenzyklus ca. 13,7 GJ an Kühlarbeit und 13,17 GJ an Kompressorarbeit.

Referenztankstelle Variante 2 (Kaskade)

Fortfolgend soll die zweite Variante der Referenztankstelle (Kaskadenkonfiguration) thematisiert werden. Tabelle 25 präsentiert die Speichervolumina und die benötigten Wasserstoffmassen für die Kaskadenkonfiguration:

Tabelle 25: Tankstellenkonfiguration Kaskade, Speichervolumina (Referenztankstelle)

Speicher	Volumen [m ³]	Masse [kg]
HD	204	10295
MD	196,24	6208,5
ND (Trailer)	292	4361
Fahrzeug (350 bar) x 18	1,667	40 (720)
Fahrzeug (700 bar) x 18	0,1244	5 (90)

Die Kaskadenkonfiguration besteht dabei jeweils aus einem HD-Speicher, einem MD-Speicher und einem ND-Speicher, der gleichzeitig als Trailer der Tankstelle dient. Signifikant an der Konfiguration ist, dass die benötigte Masse im HD-Speicher im Vergleich zur ersten Variante halbiert werden konnte. Insgesamt werden somit nur noch 10,3 Tonnen an Wasserstoff im HD-Speicher benötigt im Vergleich zu den 21,8 Tonnen der ersten Variante. Trotz dieser reduzierten Masse im HD-Speicher können aber die geforderten 2 Tonnen pro Tag vertankt werden, wie Abbildung 70 beweist.

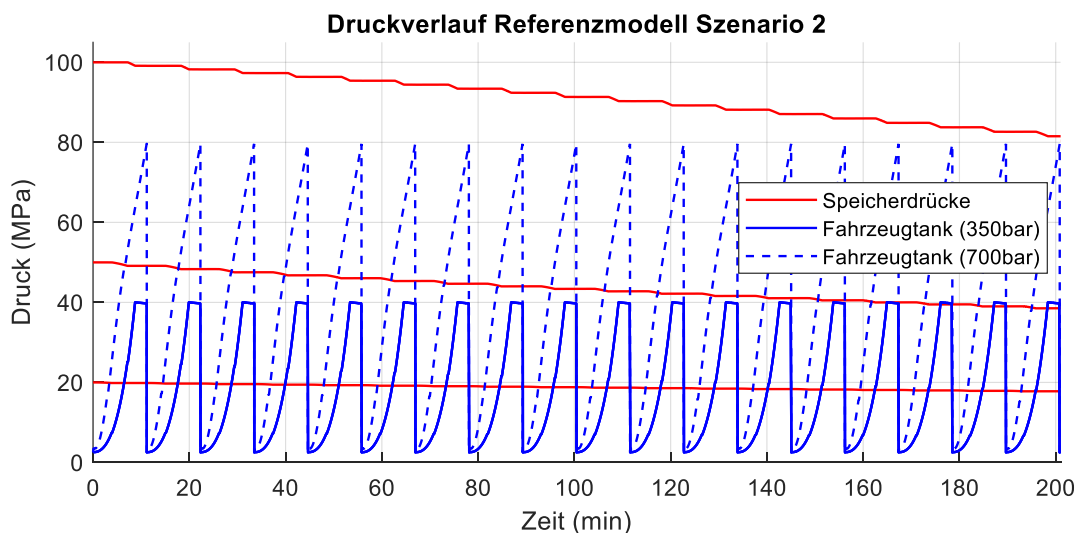


Abbildung 70: Druckverlauf Referenztankstelle (Variante 2)

Abbildung 70 präsentiert die jeweiligen Druckverläufe der Speicher und der Fahrzeugtanks. Ähnlich zur Abbildung 64 sind hier die Druckverläufe der Fahrzeugtanks nahezu identisch zueinander. Signifikanter sind hier die Druckverläufe der Speicher. Auch hier zeigt die Abbildung, dass der HD-Speicher bzw. alle Speicher so ausgelegt wurden, dass diese genau 2 Tonnen vertanken können. Der Restdruck der Speicher reicht also nach 200 Minuten nicht mehr aus, um ein weiteres 700 bar Fahrzeug auf einen SOC von 100% zu betanken. Der Druckverlauf des HD-Speichers ähnelt dem aus Variante 1. In Kontrast dazu stehen die Druckverläufe des MD- und des ND-Speichers. Diese starten mit jeweils niedrigeren Drücken und haben über die gesamte Vertankung einen etwas flacheren Druckverlauf als die des HD-Speichers. Während der MD-Speicher nur einen leicht flacheren Druckverlauf im Vergleich zum HD-Speicher vorzeigt, hat der ND-Speicher nur einen minimalen Druckabfall über den gesamten Betankungszeitraum. Somit belaufen sich die Enddrücke der Speicher auf 81,55 MPa im HD-Speicher, auf 38,6 MPa im MD-Speicher und auf 17,91 MPa im ND-Speicher. Ergänzend zu den Druckverläufen präsentiert Abbildung 71 die Temperaturverläufe.

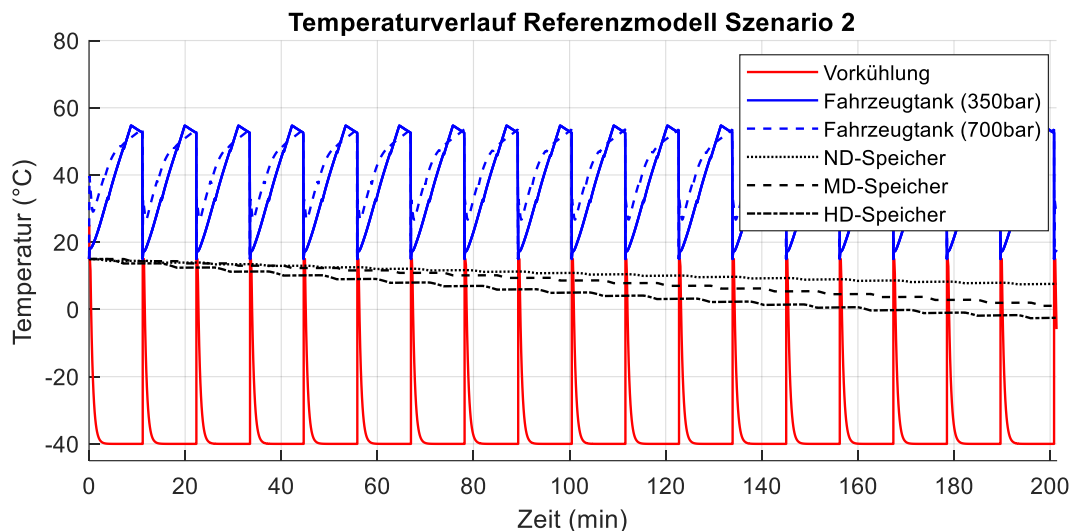


Abbildung 71 Temperaturverlauf Referenztankstelle (Variante 2)

Abbildung 71 zeigt einen ähnlichen Temperaturverlauf der Fahrzeugtanks wie in der ersten Referenztankstellenvariante. Da in dieser Variante auch die Druckverläufe der Fahrzeugtanks, sowie die Vorkühltemperatur der Dispenser identisch sind zur Variante 1, sind auch die grundlegenden Temperaturverläufe der Fahrzeugtanks identisch. Auch im Bereich der Speicherbänke zeichnet sich ein ähnlicher Temperaturverlauf wie in Variante 1 ab. Alle Speichertemperaturen fallen konstant über den gesamten Betankungszeitraum. Aufgrund des stärkeren Druckabfalls im HD-Speicher ist die Endtemperatur des HD-Speichers mit $-3,2^{\circ}\text{C}$ auch die tiefste Endtemperatur aller Wasserstoffspeicher. Mit $0,13^{\circ}\text{C}$ erreicht der MD-Speicher die zweit tiefste Temperatur und der ND-Speicher hat mit $7,6^{\circ}\text{C}$ die höchste Endtemperatur. Ergänzend zu den Temperaturverläufen zeigt die nächste Abbildung die Massenstromverläufe.

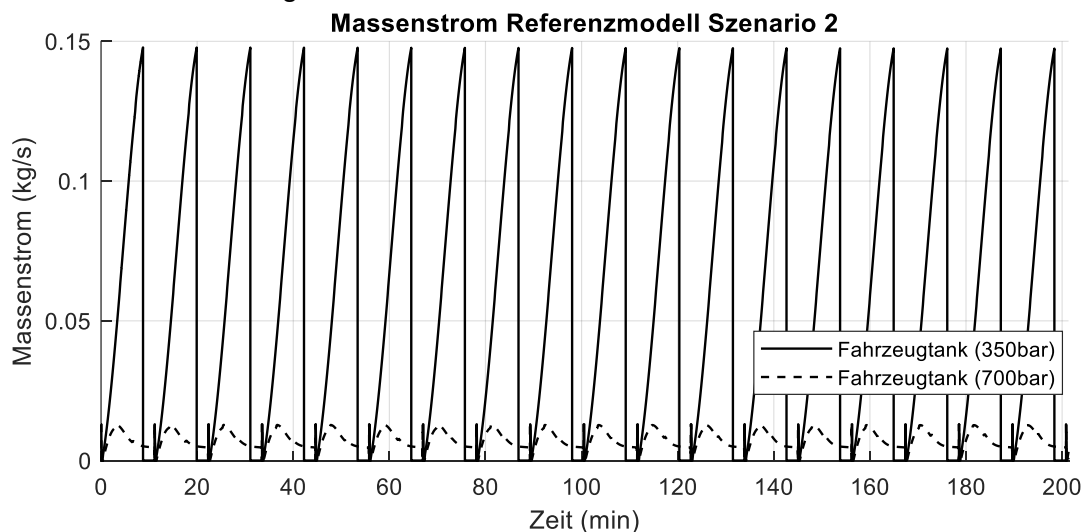


Abbildung 72: Massenstromverlauf Referenztankstelle (Variante 2)

Der Massenstromverlauf in Abbildung 72 ist nahezu vollständig identisch mit den Massenstromverlauf in Abbildung 66 aus Variante 1. Der einzige signifikante Unterschied zu Variante 1 ist, dass aufgrund der Kaskade sich leicht höhere Massenstromspitzen einstellen (Maxima bei ca. 148 g/s und $12,8\text{ g/s}$). Ansonsten ist das grundlegende Bild einer einzelnen Betankung aber nahezu identisch mit dem aus Variante 1, was auch in Abbildung 73 anhand der Druckregelung erkennbar ist.

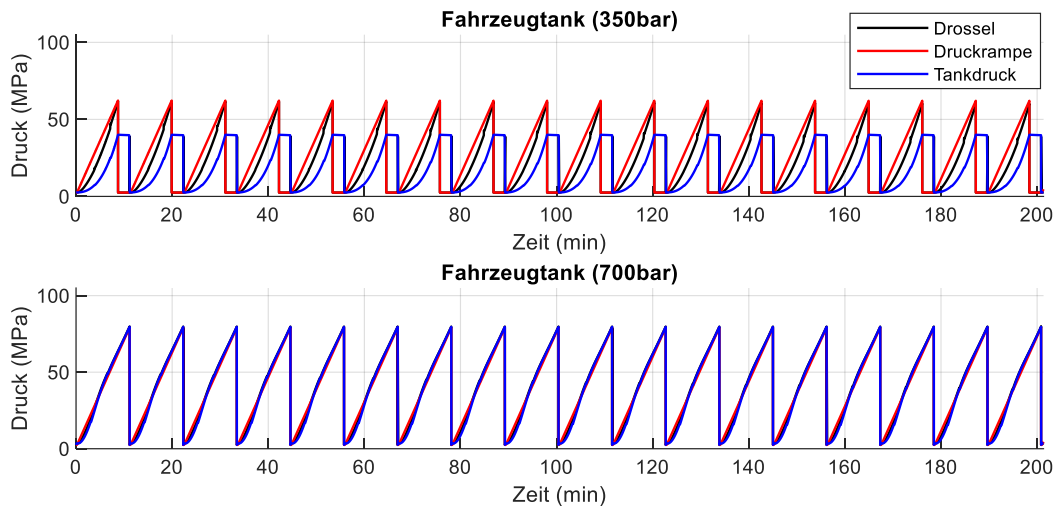


Abbildung 73: Druckregelung Referenztankstelle (Variante 2)

Auch hier zeigt Abbildung 73, dass die sich einstellende Druckregelung nahezu identisch zur Variante 1 ist. Sowohl die Betankungen der 350 bar Fahrzeuge als auch die der 700 bar Fahrzeuge sind demnach nahezu identisch wie in Variante 1. Die Kühlleistungsverläufe der Variante werden in Abbildung 74 gezeigt.

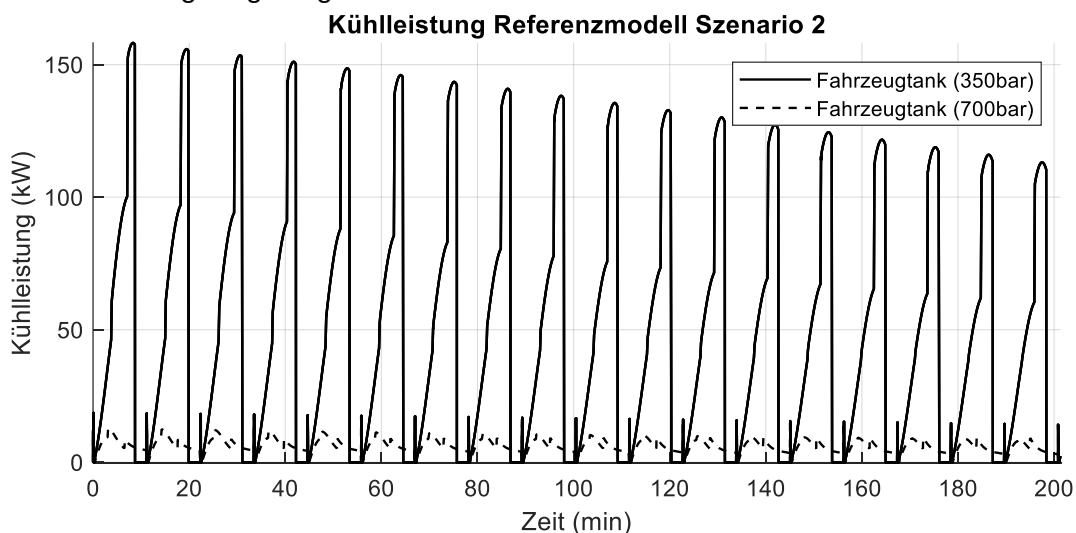


Abbildung 74: Kühlleistung Referenztankstelle (Variante 2)

Auffallend ist, dass der globale Verlauf der Kühlleistungen über alle Betankungen wie in Variante 1 von Betankung zu Betankung abfällt. Der Abfall der Kühlleistungsspitzen kann hier auch aufgrund der fallenden Speichertemperaturen erklärt werden. Die maximale Kühlleistungsspitze beläuft sich dabei auf 157,5 kW in der ersten Betankung. Der größte Unterschied zu Variante 1 ist aber der jeweilige Kühlleistungsverlauf jeder einzelnen Betankung. In Abbildung 74 sind deutlich die Speicherumschaltungen zu erkennen und den damit eintretenden Joule-Thompson Effekt an der Drossel. Bei einer Speicherumschaltung sorgt der Joule-Thompson Effekt für einen sprunghaften Anstieg der Wasserstofftemperatur. Diese erhöhten Temperaturen müssen dann zusätzlich herunter gekühlt werden. Trotz Joule-Thompson Effekts sorgt die Kaskadenkonfiguration aber dafür, dass die Fläche der Kühlleistungen pro Betankung kleiner ist als in Variante 1 und damit mit 1,82 GJ eine insgesamt kleinere Kühlarbeit für das Szenario benötigt wird. Fortfolgend präsentiert Abbildung 75 die summierten thermischen Leistungen der zweiten Variante der Referenztankstelle, wenn das Wiederaufdrücken der Speicher mitbetrachtet wird.

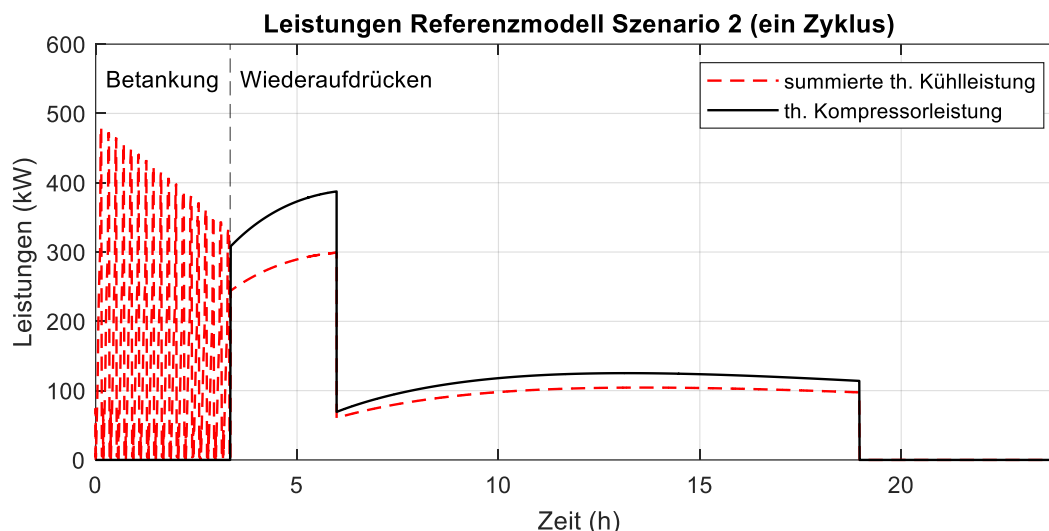


Abbildung 75: Kühlleistung Referenztankstelle (Variante 2)

Ähnlich wie in der ersten Variante der Referenztankstelle zeigt die Abbildung 69 die summierten thermischen Kühlleistungen (rot) und Kompressorleistung (schwarz) der Anlage an. Innerhalb der Kaskade wird zunächst der HD-Speicher aus dem MD-Speicher wiederaufgedrückt und dann der MD-Speicher aus dem ND-Speicher. Dies ist auch in Abbildung 75 zu erkennen, da hier ein plötzlicher Sprung in der Kompressorleistung bei ca. 6 Stunden zu erkennen ist. Insgesamt benötigt auch hier die Betankung ca. 3,34 Stunden, während das Wiederaufdrücken ca. 15 Stunden braucht. Die maximale Kompressorleistung liegt bei 387,2 kW. Wird das Wiederaufdrücken der Anlage miteinbezogen, so benötigt die zweite Variante der Referenztankstelle ca. 8,96 GJ an Kühlarbeit und ca. 8,77 GJ an Kompressorarbeit für einen Zyklus. Im Folgenden soll nun die letzte Variante der Referenztankstelle vorgestellt werden.

Referenztankstelle Variante 3 (Kaskade mit Zwischenaufdrücken)

Bei der dritten Referenztankstellenvariante handelt es sich um eine Kaskadenkonfiguration die Zwischenkomprimiert wird. Das bedeutet, die Kaskade wurde so klein dimensioniert, dass nur eine Betankung pro Dispenser absolviert werden kann und danach die Speicherbänke wieder auf einen SOC von 100% aufgedrückt werden müssen. Tabelle 26 zeigt die entsprechenden Speichervolumina und Speichermassen, damit die 2 Tonnen Wasserstoff auch hier vertankt werden können.

Tabelle 26: Tankstellenkonfiguration Kaskade, Speichervolumina (Referenztankstelle)

Speicher	Volumen [m³]	Masse [kg]
HD	12	605,57
MD	11,49	363,34
ND (Trailer)	410,09	6126,7
Fahrzeug (350 bar) x 18	1,667	40 (720)
Fahrzeug (700 bar) x 18	0,1244	5 (90)

Diese Variante der Referenztankstelle wurde auch in eine Konfiguration mit einem HD-, einem MD- und einem ND-Speicher aufgeteilt. Die Speichervolumina und Wasserstoffmassen des HD- und MD-Speichers konnten aber durch das Zwischenaufdrücken immens verringert werden. Im Vergleich zu Variante 2, wo mindestens 10,3 Tonnen an Wasserstoff im HD-Speicher vorliegen müssen, braucht diese Variante nur 605,57 kg an Wasserstoff für die vollständige Vertankung. Auch der MD-Speicher wurde reduziert und benötigt nur 363,34 kg für die Betankung. Abbildung 76 und Abbildung 77 zeigen wie die entsprechenden Druckverläufe der Speicher und Fahrzeugtanks aussehen, wenn zwischen den Betankungen die Speicher wieder auf einen SOC von 100% aufgedrückt werden.

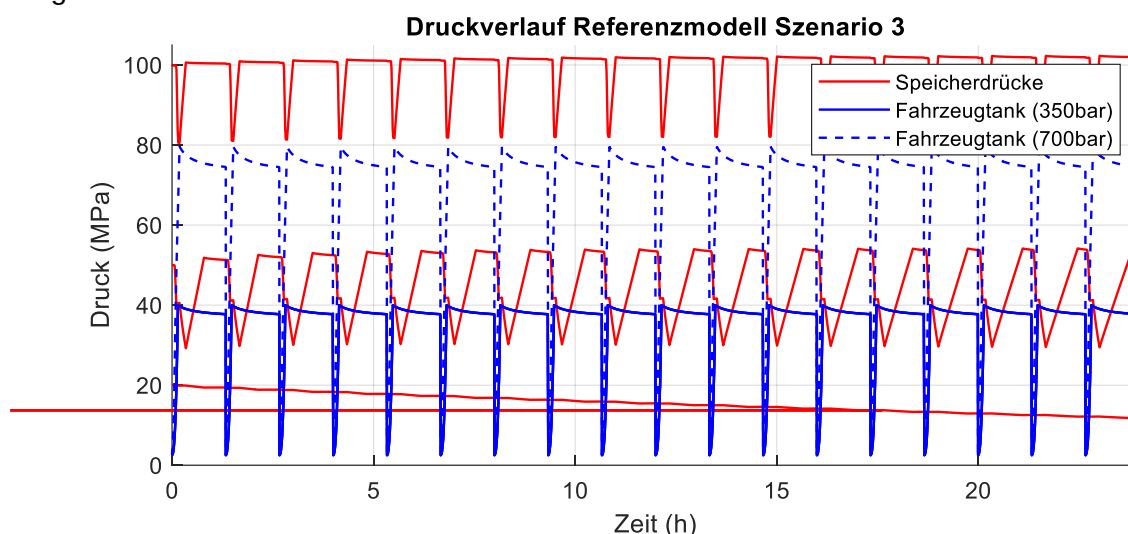


Abbildung 76: Vollständiger Druckverlauf Referenztankstelle (Variante 3)

Wie in Abbildung 76 ersichtlich, wird der HD- und der MD-Speicher nach jeder Betankung auf einen SOC von 100 % wiederaufgedrückt. Dabei wird zuerst der HD-Speicher vom MD-Speicher komprimiert und daraufhin der MD-Speicher vom ND-Speicher. Markant an der Abbildung ist, dass die Speichervolumina ebenso ausgewählt worden sind, dass die Speicherdrücke genau nur für eine Betankung an jeden Dispenser ausreichen. Dies ist vor allem am Ende jeder Betankung erkenntlich, wo der Enddruck des HD-Speichers nahezu dem Enddruck des 700 bar Fahrzeugtanks entspricht. Folglich reicht der Enddruck der Speicher nicht mehr für eine weitere Betankung aus. Abbildung 77 zeigt die jeweiligen Druckverläufe der Speicher und Fahrzeugtanks nochmals separat, damit ein besserer Überblick über deren Dynamik gegeben werden kann.

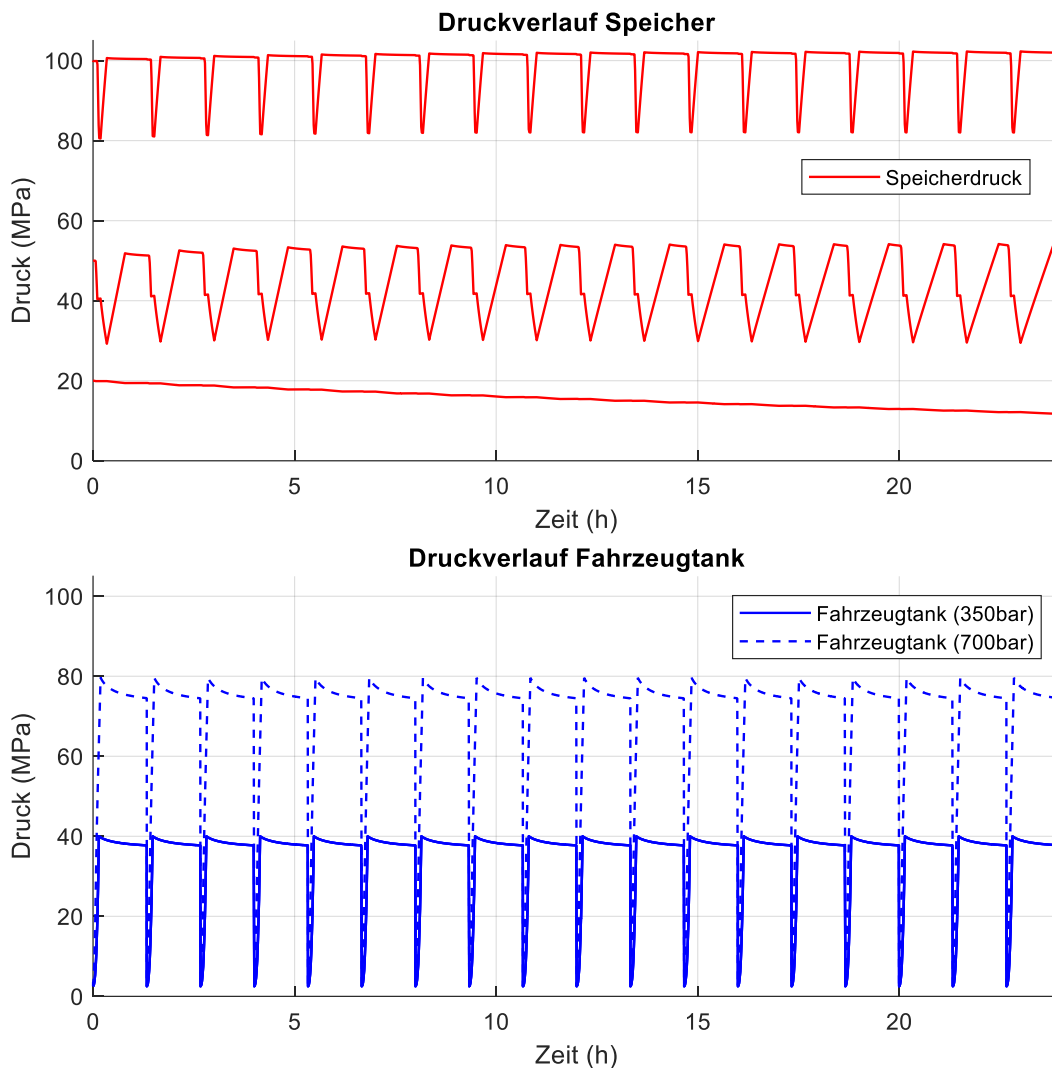


Abbildung 77: Einzelne Druckverläufe Referenztankstelle (Variante 3)

Die obere Abbildung macht deutlich, dass das Aufdrücken der Speicher nach der eben erklärten Logik vorgeht (HD-Speicher aus dem MD-Speicher und MD-Speicher aus dem ND-Speicher) und immer nach einer Betankung das Zwischenkomprimieren stattfindet. Auffallend ist dabei, dass durch das Zwischenkomprimieren die Drücke des HD- und MD-Speichers über den gesamten Zyklus leicht ansteigen. Der ND-Speicher ist der einzige Speicher, der über den gesamten Zyklus an Druck verliert und am Ende des Zyklus einen Enddruck von 11,8 MPa aufweist. Durch das Zwischenkomprimieren konnte das meiste Kissengas vom HD- und MD-Speicher minimiert werden. Die benötigte Wasserstoffmasse für den gesamten Zyklus lagert dabei hauptsächlich im ND-Speicher. Dies resultiert darin, dass der HD- und MD-Speicher nicht mehr die großen Wasserstoffmassen wie in Variante 2 benötigen. Auffallend ist außerdem, dass trotz Zwischenkomprimierung die Druckverläufe der Fahrzeugtanks (blau) identisch zur Variante 1 und 2 sind. Auch hier zeigt sich, dass durch eine gleiche Druckregelung und Vorkühlung, das Betankungsverhalten der Fahrzeugtanks nicht nur zueinander, sondern auch zu den anderen Varianten nahezu identisch ist. Der Grund warum die Speicherdrücke des HD- und MD-Speichers über den gesamten Zeitraum leicht ansteigen, liegt am Temperaturanstieg durch das Zwischenkomprimieren. Das Wiederaufdrücken der Speicher sorgt für einen Temperaturanstieg des Wasserstoffs innerhalb der Speicher. Dies führt dazu, dass für einen SOC von 100% auch ein höherer Druck vorliegen muss. Den Anstieg der Temperaturen zeigt Abbildung 78.

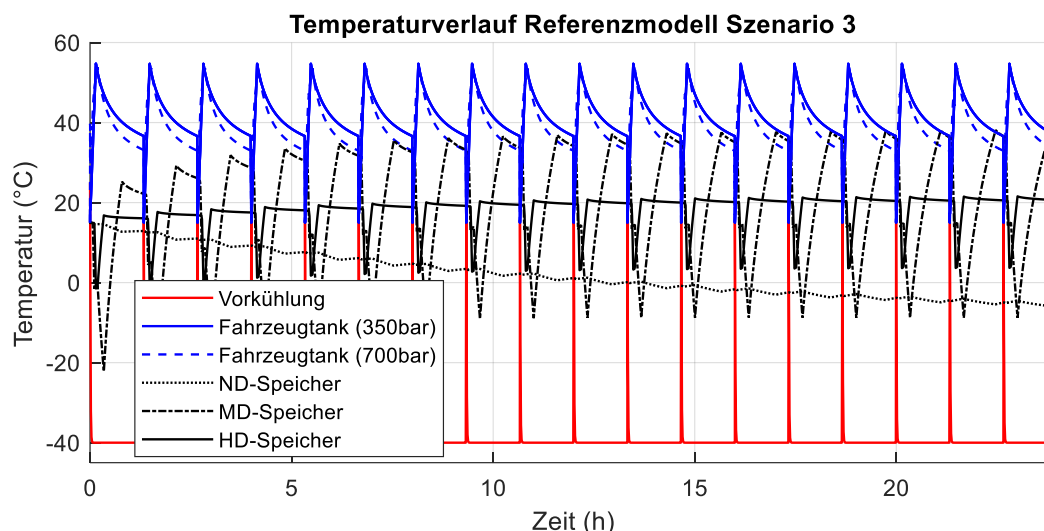


Abbildung 78: Temperaturverlauf Referenztankstelle (Variante 3)

Abbildung 78 zeigt alle Temperaturverläufe aus der dritten Variante der Referenztankstelle. Die Temperaturen der Fahrzeugtanks sind identisch zu den aus Varianten 1 und 2. Durch die Non-fueling Zeit zwischen den Betankungen ist auch die Abkühlung der einzelnen Fahrzeugtanks in Abbildung 78 zu erkennen. Signifikanter sind die Temperaturentwicklungen in den Speichern. Im HD- als auch MD-Speicher ist wie eben erwähnt ein Temperaturanstieg über den gesamten Zeitraum zu beobachten. Dabei steigt die Temperatur im MD-Speicher von 15 °C auf ca. 40 °C an. Im HD-Speicher ist hingegen nur ein leichter Temperaturanstieg von 15 °C auf ca. 21 °C zu erkennen. Der ND-Speicher ist der einzige Speicher, bei dem die Temperatur konstant fällt. Die Endtemperatur des ND-Speichers beläuft sich auf ca. -9 °C. Es muss darauf hingewiesen werden, dass für das Wiederaufdrücken der Speicher mit einer konstanten Eingangstemperatur von 15 °C gerechnet wurde. Das bedeutet, der Wasserstoff hinter dem Kompressor muss immer auf eine Temperatur von 15 °C abgekühlt werden, damit die hier vorgestellten Temperaturzunahmen in den Speichern stattfinden. Fortfolgend soll in den nächsten Abbildungen die Massenstromverteilung über die Dispenser vorgestellt werden.

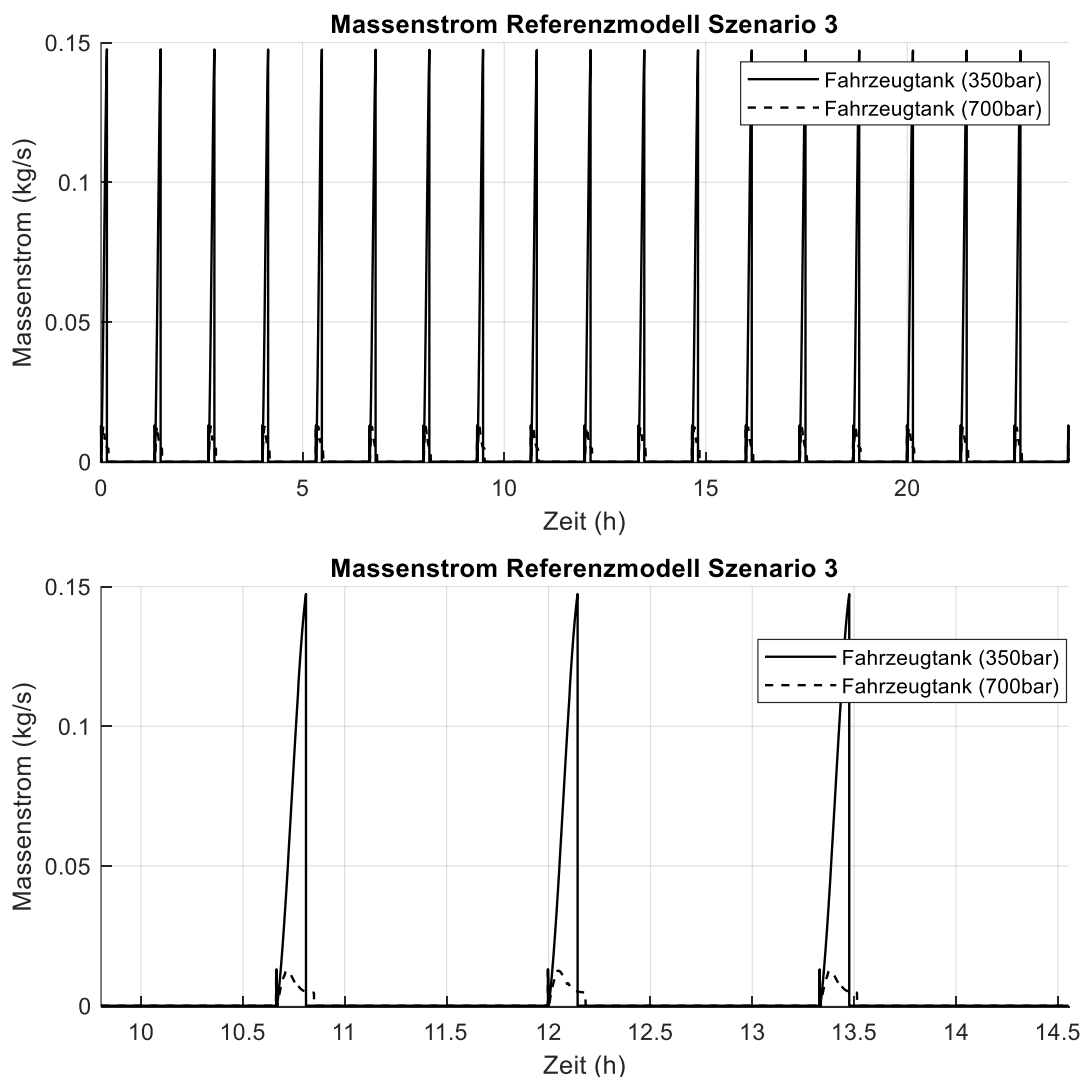


Abbildung 79: Massenstromverlauf Referenztankstelle (Variante 3)

Abbildung 79 zeigt sowohl den globalen Massenstromverlauf über den gesamten Betankungszeitraum als auch eine detaillierte Ansicht von 3 Betankungen. Da in dieser Referenztankstellenvariante auch eine Kaskade aus HD-, MD- und ND-Speicher thematisiert wird, gestaltet sich der Massenstromverlauf vollständig identisch zum Massenstromverlauf aus der Variante 2. Fortfolgend soll in der nächsten Abbildung die Druckregelung vorgestellt werden.

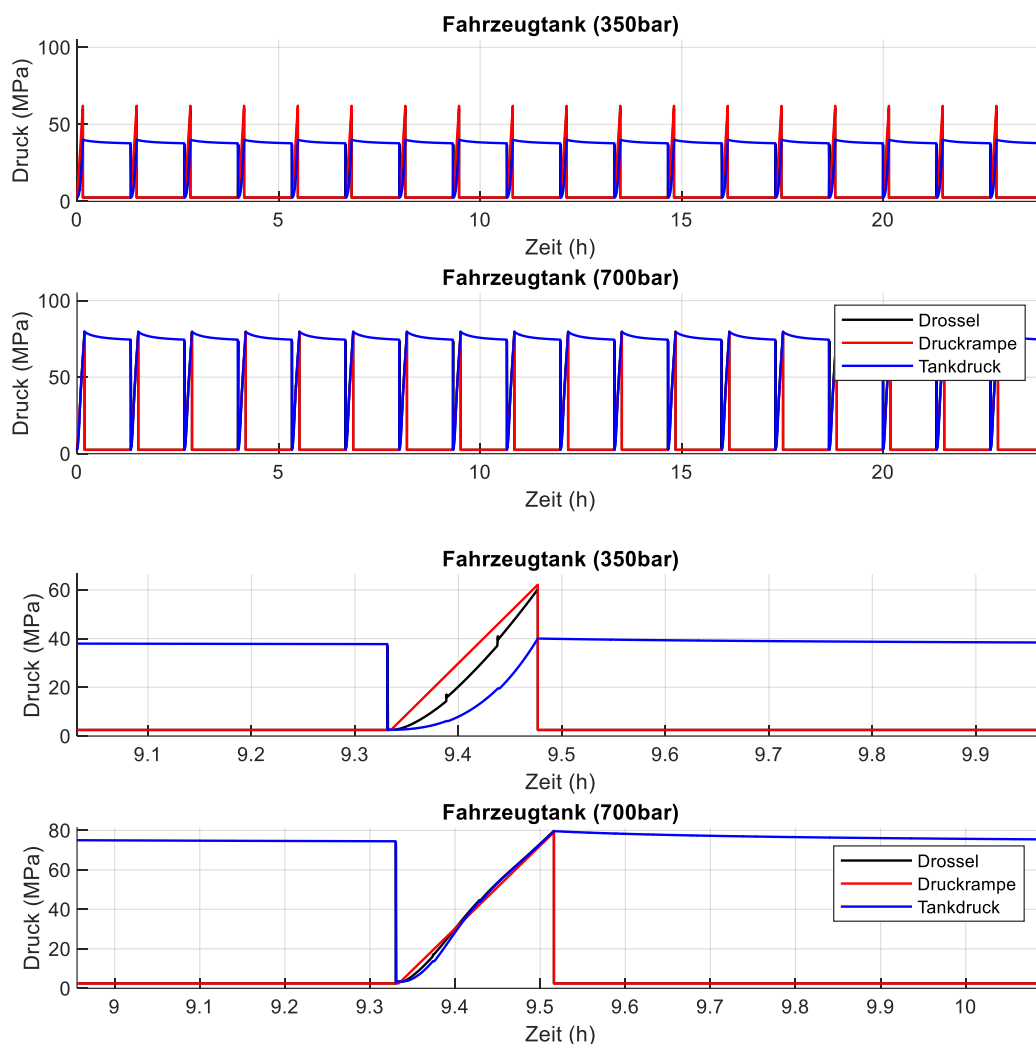


Abbildung 80: Druckregelung Referenztankstelle (Variante 3)

Insgesamt ist die Druckregelung hier identisch mit der Druckregelung aus der Variante 2. In der unteren Abbildung wird wie beim Massenstromverlauf auch, ein detaillierterer Blick auf die einzelne Betankung gegeben. Wie in Variante 1 schon erwähnt, treten bei der Heavy Duty Betankung höhere Massenströme auf, welche wiederum zu stärkeren Druckverlusten in der Anlage führen. In der detaillierteren Abbildung der Druckregelung sind die jeweiligen Speicherumschaltungen über die Betankungen besser erkennbar. Dabei wird vor allem bei der Heavy Duty Betankung an der schwarzen Kurve deutlich, dass alle 3 Speicher für eine Betankung verwendet werden. Das bedeutet, dass bei der simulierten Heavy Duty Betankung mit einem Normdruck von 350 bar, immer der HD-Speicher mitverwendet werden muss. Aufgrund der Druckverluste steigt der Drosselausgangsdruck im Laufe einer Betankung über die maximalen 500 bar des MD-Speichers hinweg. Dies sorgt dafür, dass in der Simulation der Betrieb eines HD-Speichers bei der Heavy Duty Betankung unumgänglich ist. Im Folgenden wird die benötigte Kühlleistung für die Vertankung vorgestellt.

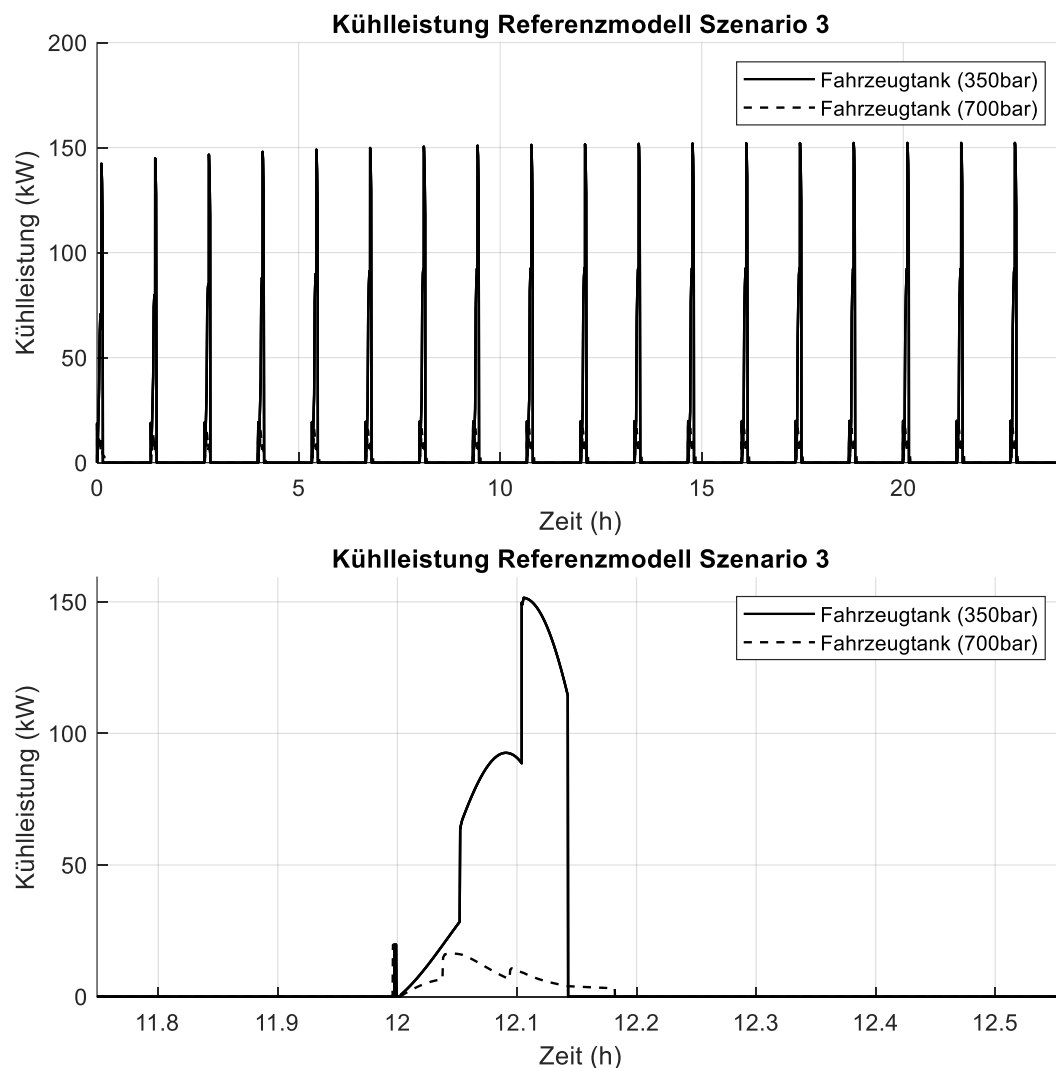


Abbildung 81: Kühlleistung Referenztankstelle (Variante 3)

Abbildung 81 präsentiert die Kühlleistung über den gesamten Betankungszeitraum und eine detaillierte Ansicht der Kühlleistung einer einzelnen Betankung. Im globalen Verlauf fällt auf, dass die Kühlleistungsspitzen von Betankung zu Betankung leicht ansteigen. Die maximale Kühlleistung beläuft sich auf 152,23 kW in der letzten Betankung. Der Anstieg der Kühlschpitzen liegt am Anstieg der Wasserstofftemperaturen der Speicher. Die höheren Temperaturen müssen entsprechend zusätzlich heruntergekühlt werden. Die detaillierte Ansicht der Kühlleistung zeigt einen ähnlichen Verlauf zur zweiten Referenztankstellenvariante auf. Der Kühlleistungsverlauf ist nicht vollständig identisch zur Variante 2 aber Einflüsse wie der Temperaturanstieg aufgrund des Joule-Thompson Effektes können auch hier erkannt werden. Insgesamt benötigt diese Betankung eine Kühlarbeit von 2,1 GJ um 2 Tonnen an Wasserstoff zu vertanken. Da in dieser Variante zwischen jeder Betankung die Speicher zwischengeschaltet werden, soll in der folgenden Abbildung die Kompressorleistung vorgestellt werden.

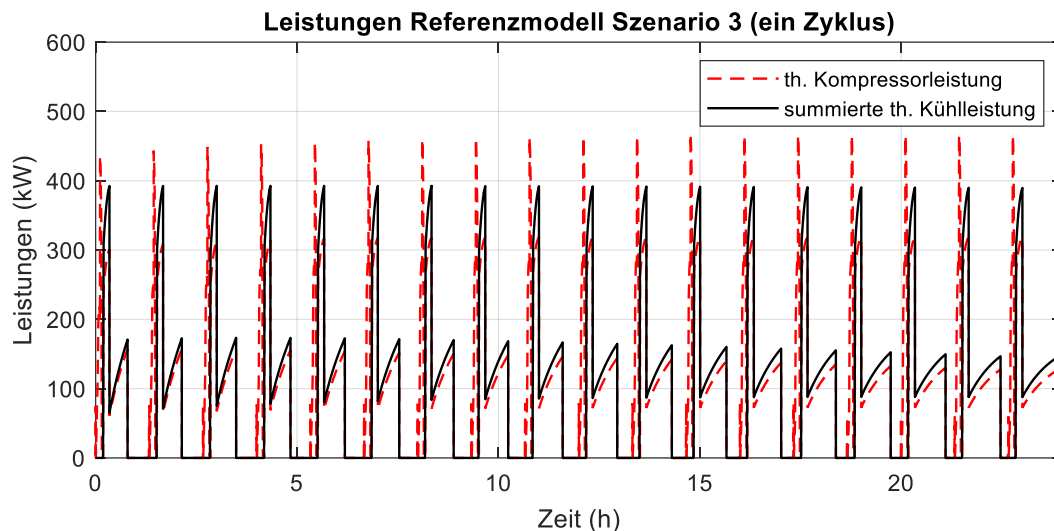


Abbildung 82: Kompressorleistung Referenztankstelle (Variante 3)

Abbildung 82 präsentiert die benötigte thermische Kompressorleistung (schwarz) und die summierte thermische Kühlleistung (rot) des gesamten Zyklus. Jedes Zwischenkomprimieren wurde immer mit einer konstanten und gleichen Drehzahl simuliert. Dabei wurde zuerst immer der HD-Speicher vom MD-Speicher komprimiert und danach der MD-Speicher vom ND-Speicher. Die Kompressorleistung der HD-Komprimierung bleibt über den gesamten Zyklus nahezu identisch, da der HD-Speicher als auch der MD-Speicher sich Druckseitig nicht stark ändern. Darum, ist auch nur ein leichter Abfall der Kompressorspitzen in der HD-Komprimierung zu erkennen. Die maximale Kompressorleistung beläuft sich dabei nach der ersten Betankung auf ca. 392,1 kW. Bei der MD-Komprimierung hingegen fällt wie in Abbildung 77 vorgestellt der Druck des ND-Speichers über den gesamten Zyklus konstant ab. Dadurch fällt auch der Eingangsdruck des Kompressors für die MD-Komprimierung über das gesamte Szenario ab, weswegen die Komprimierung des MD-Speichers von Betankung zu Betankung länger andauert. Dies wird auch in Abbildung 82 ersichtlich, da hier die späteren Komprimierungen länger andauern als die Komprimierungen zu Beginn des Szenarios. Insgesamt wird dadurch auch die Fläche der Kompressorleistung in den späteren Komprimierungen größer (erste Komprimierung ca. 0,4 GJ, letzte Komprimierung ca. 0,52 GJ). Damit wird hier für die Vertankung von 2 Tonnen eine thermische Kompressorarbeit von 8,73 GJ und eine Kühlarbeit von 9,56 GJ benötigt.

7.5.4 Fazit Referenzmodell

Damit ein effizienter Vergleich der jeweiligen Varianten der Referenztankstelle erfolgen kann, sollen in diesem Kapitel alle wesentlichen Ergebnisse aus den Simulationen zusammengefasst und dargestellt werden. Alle Varianten haben es grundlegend geschafft die 2 Tonnen pro Tag an Wasserstoff zu vertanken. Auffallend dabei sind die jeweiligen Speichervolumina und Wasserstoffmassen, die in den unterschiedlichen Varianten zur vollständigen Betankung benötigt werden. Tabelle 27 präsentiert eine Übersicht über die besagten Speichervolumina und Wasserstoffmassen.

Tabelle 27: Übersicht Referenztankstelle Speicherkonfigurationen

Speicher	Eigenschaften	Variante 1	Variante 2	Variante 3
HD	Massen [kg]	21800	10295	605,57
MD	Massen [kg]	-	6208,5	363,34
ND	Massen [kg]	(4361)	4361	6126,7
HD	Volumen [m ³]	432	204	12
MD	Volumen [m ³]	-	196,24	11,49
ND	Volumen [m ³]	(292)	292	410,09

Ähnlich zur einfachen Variantensimulation werden die Wasserstoffmassen und Speichervolumina in den Klammern nicht für die Betankung verwendet. Diese werden nur für das anschließende Wiederaufdrücken der Speicher benutzt. Auffallend ist, dass Variante 1 eine notwendige Wasserstoffmasse von mindestens 21,8 Tonnen benötigt, damit besagte Vertankung funktioniert. Variante 2 hingegen benötigt nur 10,3 Tonnen im HD-Speicher für die gleiche Vertankung. Die restliche Wasserstoffmasse wurde dabei auf den MD- und den ND-Speicher verteilt. Insgesamt benötigt Variante 2 eine summierte Wasserstoffmasse von ca. 20,9 Tonnen an Wasserstoff. Das bedeutet, nicht nur die gesamte Wasserstoffmasse in Variante 2 wurde im Vergleich mit Variante 1 verringert, sondern es konnte hauptsächlich das Speichervolumen vom HD-Speicher um mehr als die Hälfte reduziert werden. Die Reduzierung des HD-Speichers macht jedoch den Gebrauch eines zusätzlichen MD- und ND-Speicher nötig, welche wiederum insgesamt ein deutlich größeres Speichervolumen und damit einhergehenden Speicherplatz fordern. In Variante 3 konnte aufgrund der Zwischenkomprimierung die Wasserstoffmasse und die Speichervolumina zusätzlich reduziert werden. Insgesamt benötigt Variante 3 damit nur eine gesamte Wasserstoffmasse von ca. 7,1 Tonnen an Wasserstoff, damit die 2 Tonnen vertankt werden können. Signifikant ist außerdem, dass sowohl die Wasserstoffmasse im HD-Speicher als auch im MD-Speicher auf unter 1 Tonne reduziert werden konnte. Innerhalb dieser Variante lagert die meiste gespeicherte Wasserstoffmasse damit im ND-Speicher und wird für die jeweilige Betankung umdisponiert. Wichtig hieran zu benennen ist, dass diese Variante nur mit einer festen Kompressorlogik und festen Nonfueling-Zeiten zwischen den einzelnen Betankungen funktioniert. Die Variante zeigt aber was potenziell möglich wäre, wenn ein solch theoretischer Betrieb möglich ist.

Neben den benötigten Speichermassen soll im Folgenden noch eine Analyse bezüglich der Kühlleistungen und Kühlarbeiten der einzelnen Varianten vorgestellt werden. Tabelle 28 zeigt eine Übersicht besagter Kühlleistungsspitzen und der jeweiligen Kühlarbeiten für die reinen Betankungen.

Tabelle 28: Übersicht Referenztankstelle Kühlleistungen

Kühlung	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Kühlarbeit [GJ]	2,18	1,82	2,1
Max. Kühlleistung [kW]	153,5	157,5	152,23

Interessant zu beobachten ist, dass Variante 2 von allen Varianten die grundlegend kleinste thermische Kühlarbeit für die Betankung benötigt. Im Vergleich dazu benötigt Variante 1 ca. 16,6 % mehr an Kühlarbeit zum Vertanken. Auch Variante 3 mit 2,1 GJ weist eine ca. 13 % höhere Kühlarbeit zur Variante 2 auf. Obwohl Variante 2 von allen Varianten die kleinste Kühlarbeit benötigt, so hat diese mit 157,5 kW auch die größte Kühlleistungsspitze von allen drei Varianten. Werden die thermischen Leistungen zum Wiederaufdrücken der Speicher miteinbezogen, so zeigt Tabelle 29 eine Übersicht über alle summierten Leistungen.

Tabelle 29: Übersicht Referenztankstelle summierte Leistungen eines Zyklus

Energien	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Kompressorarbeit [GJ]	13,17	8,77	9,56
summierte Kühlarbeit [GJ]	13,7	8,96	8,73
Max. Kompressorleistung [kW]	252,19	387,2	392,1

Tabelle 29 macht ersichtlich, dass auch hier die Variante 2 insgesamt am wenigsten Kompressorarbeit von allen Varianten benötigt. Insgesamt braucht Variante 2 also ca. 33,4 % weniger Kompressorarbeit als Variante 1. Variante 3 hingegen zeigt nur eine Verringerung von 27,5 % an Kompressorarbeit. Trotz des Zwischenkomprimierens benötigt also Variante 3 im Vergleich zu Variante 2 knapp 6% mehr an Kompressorarbeit für die Betankung. Bei der maximalen Kompressorleistung benötigt Variante 3 von allen Varianten mit 392,1 kW am meisten. Aber auch hier ist die Differenz zur zweiten Variante mit nur ca. 5 kW sehr gering. Werden die summierten Kühlarbeiten betrachtet, so präsentiert sich hier Variante 3 mit 8,73 GJ als die Variante mit der geringsten benötigten Arbeit. Mit 13,7 GJ benötigt Variante 1 die meiste Kühlarbeit und damit insgesamt ca. 36,3 % mehr als Variante 3. Variante 2 benötigt mit 8,96 GJ ca. 34,6 % weniger an Kühlarbeit als Variante 1. Variante 2 benötigt hier ca. 1,7% mehr an thermischer Kühlarbeit als Variante 3.

Insgesamt kann damit festgehalten werden, dass Variante 2 sich aus allen Varianten als die Variante herauskristallisiert hat, die am wenigsten Kompressor- als auch Kühlarbeit für die reine Betankung von 2 Tonnen Wasserstoff benötigt. Obwohl Variante 3 zwar die kleinste thermische Kühlarbeit über einen Zyklus besitzt, so benötigt Variante 2 die geringste Gesamtarbeit über einen vollständigen Zyklus. Variante 3 benötigt zwar insgesamt mehr Arbeit für einen Zyklus, konnte dafür aber die Speichervolumina des HD-Speichers im Vergleich zur Variante 1 um einen Faktor von 36 verkleinern. Tabelle 30 gibt nochmals einen letzten Überblick, über die summierten benötigten Energien und vorliegenden Wasserstoffmassen:

Tabelle 30: Übersicht Referenztankstelle

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Benötigte Energie [GJ]	26,9	17,73	18,3
Benötigte Wasserstoffmasse [kg]	26161	20864	7096
Einsparung Energie [%]	-	34,1	32
Einsparung Masse [%]	-	20,3	72,9

Als Fazit kann hier also gezogen werden, dass durch eine Kaskadenbetankung ohne Zwischenkomprimierung eine Energie-Einsparung von ca. 34,1% und eine Reduzierung der Wasserstoffmassen in den Speichern von ca. 20,3% erreicht werden kann. Obwohl mit dem Betrieb einer Zwischenkomprimierung nur 32 % an Energie gespart werden kann, konnte die Wasserstoffmasse um ca. 72,9% verringert werden. Im Folgenden soll eine Kostenanalyse der Varianten erfolgen, damit auch hier eine wirtschaftliche Analyse bzw. ein wirtschaftliches Fazit bezüglich der Varianten gezogen werden kann.

8. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 6 (Kostenrechnung) - UDE

8.1 Aufbau des Kostenmodells

Neben der Entwicklung eines Simulationstools zur Berechnung der dynamischen Zustände und des Betriebes einer HRS wurde auch ein Kostenmodell entwickelt, welches die jeweiligen Capex- und Opex-Kosten der erstellten und simulierten Tankstelle ausgibt. Das Kostenmodell berechnet dabei neben den LCOH (levelized cost of hydrogen) der HRS auch die Aufteilung der Capex- und Opex-Kosten für den spezifischen Betrieb des Betankungsszenarios. Der LCOH wird dabei wie folgt berechnet [36]:

$$LCOH = \frac{I_o + \sum_{t=1}^n \frac{\sum Opex_t + \sum Capex_{t,reinvest}}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{m_{t,H2 \text{ vertankt}}}{(1+i)^t}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kgH}_2} \right] \quad (52)$$

Der LCOH wird dabei aus dem Anfangskapital I_o , dem Zinssatz i , den Opex-Kosten der Anlage und den neu anfallenden Capex-Kosten nach der Komponenten Lebensdauer $Capex_{t,reinvest}$ über die Gesamtlebensdauer n der Tankstelle über die Jahre t abdiskontiert. Der LCOH gibt dann den Wasserstoffpreis pro Kilogramm Wasserstoff für die simulierte Tankstelle an. Die Opex- und Capex-Kosten werden dabei aus den Simulationsdaten basierend auf Literaturquellen errechnet. Das Anfangskapital I_o besteht dabei aus den summierten Capex-Kosten für die installierten Komponenten und aus weiteren zusätzlich anfallenden Kosten wie der Standortvorbereitung, Genehmigungsbeschaffung, etc. Insgesamt wird das Anfangskapital aus der folgenden Gleichung berechnet.

$$I_o = \sum_{i=1}^m Capex_{i,components,installed} \cdot \prod_{j=1}^n ZK_j \quad (53)$$

Wobei hier $\prod_{j=1}^n ZK_j$ das Produkt aus allen zusätzlich anfallenden Kostenfaktoren ist. Die verwendeten Kostenfaktoren wurden aus der Literatur entnommen. Die hier verwendeten Kostenfaktoren sind 1,05 für die Standortvorbereitung, 1,1 fürs Engineering und Design, 1,05 für

Unvorhergesehenes und 1,03 für Genehmigungsverfahren [37–39]. Hinsichtlich der Opex werden dabei die fixen Opex, also die „Operation and Maintenance“ (OM-Kosten) und die variablen Opex also die Stromkosten aufgrund des Kompressors, der Kühleinheit und des gesamten Balance of Systems (BOS) der Anlage berechnet. Folgende Formeln werden dabei verwendet

$$Opex_t = Opex_{fix}(t) + Opex_{var}(t) \quad (54)$$

Mit jeweils der folgenden Einteilung:

$$Opex_{fix} = \sum_{i=1}^m Capex_{i,components,installed} \cdot OM_{i,components} \quad (55)$$

$$Opex_{var} = 365 \cdot p_{strompreis} \cdot (W_{el.compressor} + W_{el.chiller} + W_{el.BOS}) \quad (56)$$

Bei den fixen Opex ist der $OM_{i,components}$ Faktor dabei ein prozentualer Wartungsfaktor basierend auf den jeweiligen Komponenten. Innerhalb der variablen Opex sind $W_{el.compressor}$, $W_{el.chiller}$ und $W_{el.BOS}$ die jeweils anfallenden elektrischen benötigten Arbeiten in kWh des simulierten Szenarios. Diese werden dann mit einem Strompreis auf ein ganzes Jahr hochskaliert. Die benötigten Arbeiten werden dabei direkt aus dem berechneten Simulationsmodell entzogen und im Kostenmodell weiterverarbeitet. Die elektrische Arbeit vom BOS wurde dabei mit einer Annahme vom 5% der maximalen elektrischen Leistung des Szenarios berechnet und konstant über einen gesamten Zyklus angenommen. Dabei basiert die Annahme des BOS auf Literaturwerten nach [40]. Die Capex-Kosten werden dann je nach Komponente aus verschiedenen Literaturquellen und basierend auf den verschiedenen elektrischen Arbeiten bzw. Leistungen berechnet.

Kostenrechnung Wasserstoffspeicher

Für die Speicherkosten werden die Literaturquellen ausfolgenden Tabellen verwendet.

Tabelle 31: Übersicht Capex-Kosten ND-Speicher pro kg H₂

Komponente	Quelle	Lebensdauer [a]	Max. Druck [bar]	Type	Capex pro kg H ₂
ND-Speicher	Baldwin (2017) [41]	-	250	-	590€ (2017)
	US Drive (2017) Kee und van Zoelen	-	160	I, II	600\$ (2017)
	Gökcek und Kale (2018) [42]	10	160	-	600\$ (2018)
	Parks et al. (2014) [43]	10	250	IV	625\$ (2007)
	Ulleberg und Hancke (2020) [44]	-	250	-	700€ (2018)
	Reddi et al. (2017a) [45]	-	300	-	1000€ (2013)

Tabelle 32: Übersicht Capex-Kosten MD-Speicher pro kg H₂

Komponente	Quelle	Lebensdauer [a]	Max. Druck [bar]	Type	Capex pro kg H ₂
MD-Speicher	Terlip et al. (2014) [46]	10	350	-	822\$ (2009)
	Ulleberg und Hancke (2020) [44]	-	450	-	900€ (2018)
	TNO (2022)	25	500	IV	853€ (2021)
	Andrea et al. (2018) [47]	-	400	-	1.000€ (2018)
	US Drive (2017), Kee und van Zoelen	-	430	I, II	1.100€ (2013)
	Reddi et al. (2017) [45], Blazquez-Diaz (2019) [29]	-	500	-	1.200€ (2013)

Tabelle 33: Übersicht Capex-Kosten HD-Speicher pro kg H₂

Komponente	Quelle	Lebensdauer [a]	Max. Druck [bar]	Type	Capex pro kg H ₂
HD-Speicher	Grüger et al. (2018) [48]	20	1000	-	1.144€ (2016)
	Terlip et al. (2014) [46]	10	930	II	1.190\$ (2009)
	US.Drive (2017), Kee und van Zoelen	-	860	I, II	1.450\$ (2013)
	Parks et al. (2014) [43]	10	950	II	1.492\$ (2007)
	Bahou et al. (2014) [25]	20	875	-	1.495\$ (2023)
	Reddi et al. (2017) [45, 49], Blazquez-Diaz (2019) [29]	-	100	II	1.800€ (2013)
	Ulleberg und Hancke (2020) [44]	-	900-	-	2.200€ (2018)

Aus den vorgestellten Tabellen wurde daraufhin die entsprechenden Capex-Kosten auf das Jahr 2020 inflationsbereinigt und ein grundlegender Mittelwert für jeden einzelnen Wasserstoffspeicher ermittelt. So fällt damit für den ND-Speicher ein spezifischer Capex-Wert von 591 €/kgH₂, für den MD-Speicher 907 €/kgH₂ und für den HD-Speicher ca. 1.435 €/kgH₂ an. Das Simulationstool entscheidet dann basierend auf den benutzerbasierenden Speicherparametern wie Speichervolumen und Speicherdruck, welche Capex-Kosten für welche Speicher anfallen und verrechnet diese dann nach der folgenden Gleichung:

$$Capex(€)_{2020, Speicher, installed} = spez. Capex\left(\frac{€}{kg}\right)_{2020, Speicher} \cdot m_{H_2}(kg) \cdot IF_{Speicher} \quad (57)$$

Die $Capex(€)_{2020, Speicher, installed}$ ergeben sich dann aus den jeweiligen erwähnten spezifischen Capex-Kosten multipliziert mit der vorliegenden Wasserstoffmasse in den Speichern und einen Installationsfaktor für die Speicher $IF_{Speicher}$. Erwähnter Installationsfaktor wurde hierbei basierend auf den Quellen [29, 43, 46, 48] auf einen Wert von 1.3 für alle Speicherarten festgelegt.

Die Kostenrechnung für den Trailer basiert auf der Literaturquelle von [50], welche einen Überblick von verschiedenen Trailerkonfigurationen und deren Capex-Kosten liefert. Innerhalb der Quelle werden die Trailer für die Tankstelle eingekauft. Ein potenzielles Leasing wird dabei nicht betrachtet. Aufgrund der geringen Datenlage bezüglich der Leasingrate von Wasserstofftrailer, werden im Kostenmodell die jeweiligen Trailer auch als eingekauft betrachtet. Nach [50] kann die folgende Formel für die Capex Berechnung von Trailern verwendet werden:

$$Capex(€)_{2020, Trailer, uninstalled} = 1246,4 \frac{\$}{kg} \cdot m_{H_2}(kg) - 116.972\$ \quad (58)$$

Die Kosten der installierten Capex kann dann wie folgt berechnet werden:

$$Capex(€)_{2020, Trailer, installed} = Capex(€)_{2020, Trailer, uninstalled} \cdot IF_{Trailer} \quad (59)$$

Kostenrechnung Kompressor

Die Capex-Kosten für den Kompressor errechnen sich auf ähnlicher Weise wie die Capex-Kosten für die Speicher. Dabei werden basierend auf Literaturdaten und den im Simulationstool

berechneten Kompressorleistungen, die benötigten Capex-Kosten berechnet. Abbildung 83 zeigt eine Übersicht über die in der Literatur gefundenen Capex-Kosten basierend auf der maximalen elektrischen Leistung eines Kompressors.

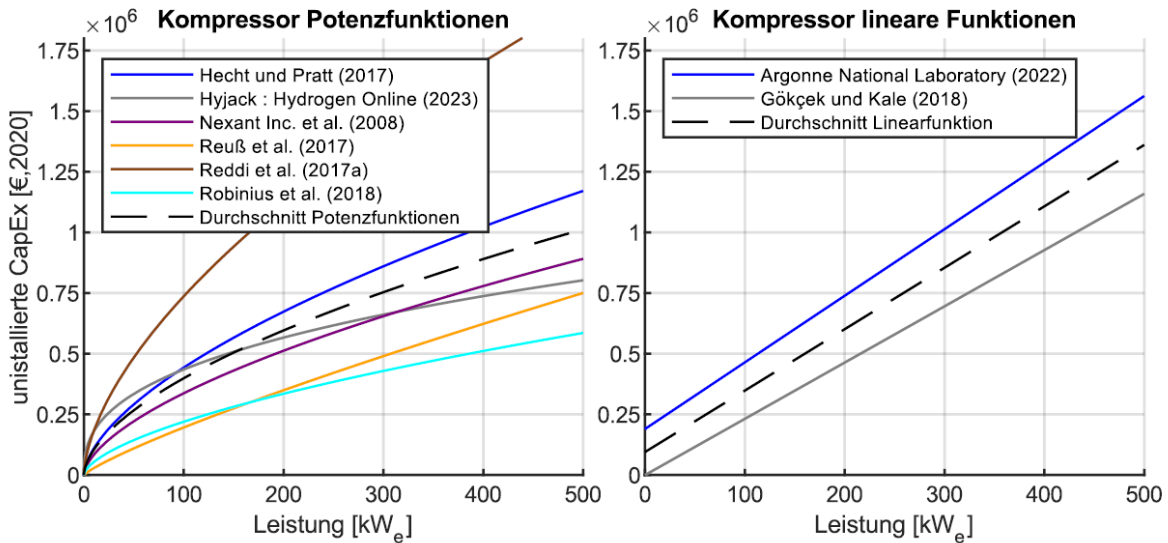


Abbildung 83: uninstallierte Capex-Kosten für einen Kompressor basierend auf der elektrischen Leistung

Abbildung 83 zeigt inwiefern die uninstallierten Capex-Kosten für einen Kompressor basierend auf verschiedenen Literaturquellen aussehen können. Dabei wurden hier die entsprechenden Kosten auch schon wie bei den Speichern auf das Referenzjahr 2020 inflationsbereinigt. Folgende Gleichung wird dabei für die Berechnung der installierten Capex-Kosten für den Kompressor verwendet:

$$Capex(€)_{2020,Kompressor,installed} = \frac{\sum_i^k f(kW_{el.})_{Capex,2020,i}}{k} \cdot IF_{Kompressor} \quad (60)$$

Das Kostenmodell berechnet basierend auf der maximalen elektrischen Leistung aus dem Simulationsmodell, die uninstallierten Capex-Kosten für alle Literaturquellen $f(kW_{el.})_{Capex,2020,i}$ und mittelt entsprechendes Ergebnis über die Anzahl an verwendeten Quellen k . Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass dabei die Funktion von Reddi et al. (2017) ausgelassen wird, da entsprechende Funktion eine zu große Abweichung zu den anderen Funktionen aufweist. Das Ergebnis wird dann mit einem Installationsfaktor aus der Literatur $IF_{Kompressor}$ beaufschlagt und somit die installierten Capex-Kosten für den Kompressor ermittelt. [35, 37, 39, 42, 49, 51, 52]

Kostenrechnung Kühlmaschine

Die Capex-Kosten der Kühlmaschine werden auf ähnlicher Weise berechnet wie die Capex-Kosten für das Kompressormodell. Dabei werden die Capex-Kosten basierend auf Literaturdaten und der maximal benötigten thermischen Kühlleistung des simulierten Szenarios berechnet. Die thermischen Kühlleistungen werden dabei direkt aus dem Simulationsmodell entnommen. Bei paralleler Betankung wird die benötigte Kühlleistung pro Dispenser erfasst und für den Betrieb der Kühlmaschine aufsummiert. Die uninstallierten Capex-Kosten der Kältemaschine werden daraufhin mit den Kostenfunktionen in Abbildung 84 verrechnet.

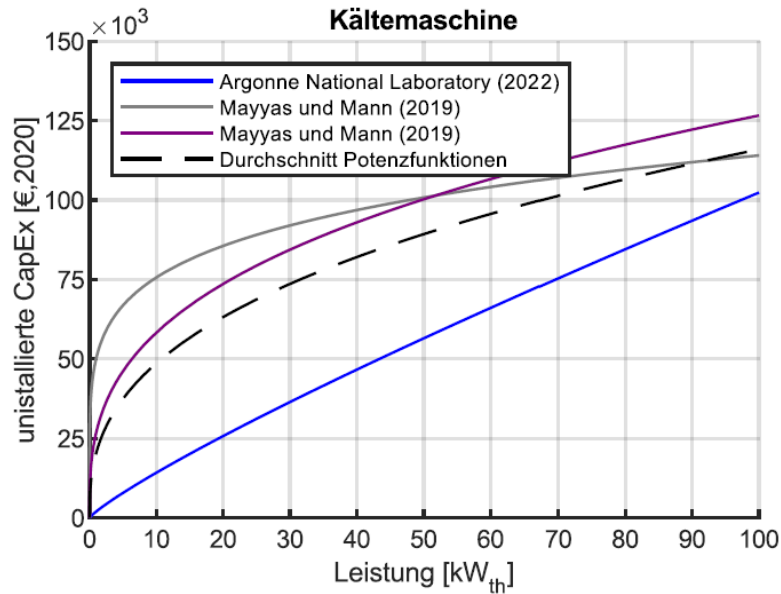


Abbildung 84: uninstallierte Capex-Kosten für eine Kältemaschine basierend auf der thermischen Leistung

Auch hier werden dann, wie im Kompressormodell, die uninstallierten Capex-Kosten per Installationsfaktor auf die installierten Capex-Kosten umgerechnet. Dies kann mit folgender Gleichung berechnet werden;

$$Capex(€)_{2020,Kältemaschine,installed} = \frac{\sum_i^k f(kW_{th.})_{Capex,2020,i}}{k} \cdot IF_{Kältemaschine} \quad (61)$$

Auch hier werden die installierten Capex-Kosten basierend auf der Anzahl an Gleichungen k , dem Installationsfaktor $IF_{Kältemaschine}$ und den uninstallierten Capex-Kosten aus den Literaturquellen $f(kW_{th.})_{Capex,2020,i}$ berechnet. [37, 53]

Kostenrechnung Wärmetauscher und Dispenser

Die Kostenrechnung der Wärmetauscher und Dispenser berechnen die summierten Capex-Kosten der jeweils einzeln anfallenden Capex-Kosten pro Dispenser. Dafür benötigen beide Modelle die jeweilige Anzahl an verwendeten Dispensern, als auch deren individuellen Betankungsparameter wie bspw. Betankungsdruck (H35 oder H70 Betankung). Das Wärmetauschermodell selbst berechnet dann basierend auf der maximalen thermischen Kühlleistung der jeweils einzelnen Dispenser, welche Capex-Kosten für den entsprechenden Wärmetauscher anfallen. Die installierten Capex-Kosten für die Wärmetauscher werden dabei basierend auf der folgenden Gleichung berechnet.

$$Capex(€)_{2020,Wärmetauscher,installed} = f(kW_{th.})_{Capex,2020,i} \cdot IF_{Wärmetauscher} \quad (62)$$

Wobei hier die uninstallierten Capex-Kosten $f(kW_{th.})_{Capex,2020,i}$ anhand von Abbildung 85 und der Quelle [37] berechnet werden.

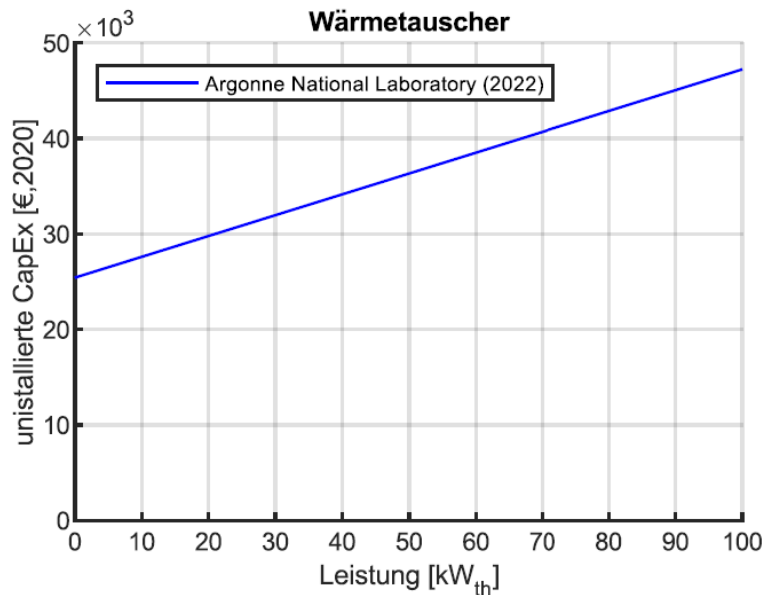


Abbildung 85: uninstallierte Capex-Kosten für einen Wärmetauscher basierend auf der thermischen Leistung des Dispensers

Die Capex-Kosten für die Dispenser unterscheiden sich hauptsächlich für eine H35 und eine H70 Betankung durch die verwendete Zapfpistole. Die Zapfpistole für eine H70 Betankung ist mehr als doppelt so teuer wie eine für eine H35 Betankung. Entsprechend wird aus dem Simulationstool entnommen, welche Betankung (≤ 350 bar oder ≤ 700 bar) für welche Dispenserstrecke eingestellt wurde und berechnet anschließend die Capex-Kosten der anfallenden Tankstellenkonfiguration. Die Capex-Kosten basieren dabei wie in den anderen Modellen auf Literaturdaten nach [37, 44, 53]. Die installierten Capex-Kosten der Dispenser werden dann nach folgender Formel ermittelt.

$$Capex(€)_{2020,Dispenser,installed} = \frac{\sum_i^k Capex_{Dispenser,2020,i}}{k} \cdot IF_{Dispenser} \quad (63)$$

Wobei auch hier die installierten Capex über die Anzahl an Gleichungen k , mit einen literaturbasierenden Installationsfaktor $IF_{Dispenser}$ und den uninstallierten Capex-Kosten basierend auf der verwendeten Zapfpistole $Capex_{Dispenser,2020,i}$ ermittelt werden.

Kostenrechnung allgemeine ökonomische Parameter

Neben der Capex- und Opex-Berechnung der einzelnen Komponenten erfordert die Berechnung der allgemeinen Kosten einer HRS weitere und übergeordnete Annahmen über kostenessenzielle Parameter wie Lebensdauer der HRS, Strompreis und Kalkulationszinssatz. Die gesamte Lebensdauer kann dabei je nach Benutzer selbst eingestellt werden, wobei hier dann basierend auf der einzelnen Lebensdauer der Komponenten diese automatisch in der Kalkulation ersetzt und reinvestiert werden. Die verwendeten Lebensdauern, der Installationsfaktoren und der OM-Faktoren der einzelnen Komponenten sollen in Tabelle 34 vorgestellt und zusammengefasst werden.

Tabelle 34: Übersicht Kostenparameter Wasserstofftankstelle basierend auf Literaturdaten

Komponente	Lebensdauer [a]	OM-Faktor [-]	IF-Faktor [-]
HD-Speicher	10 – 20		
MD-Speicher	10 – 25	1.01 – 1.02	1.3 – 5.0
ND-Speicher	10 - 20		
Kompressor	10	1.04 – 1.08	1.3
Kältemaschine	15	1.02 – 1.03	1.3 – 2.0
Wärmetauscher	10	1.02	2.0
Dispenser (H35/H70)	10	1.03	1.3
Trailer	15	1.1	1.3

Quellen: [28, 29, 37, 40, 43, 46–48, 51, 53–56]

Für den Strompreis wird ein konstanter Bezugspreis von 0,15 €/kWh angenommen, wobei entsprechender Strompreis auch vom Benutzer manuell eingestellt werden kann. Für den Kalkulationszinssatz wird ein realer WACC in Höhe von 8% angenommen, da dieser in drei Quellen unabhängig voneinander verwendet wird. [38, 42, 57]. Es wurden aber auch Zinssätze in einem Spektrum von 5 % bis 15 % gefunden. [25, 29, 39, 44]. Für die gesamte Lebensdauer der Tankstelle werden aktuell 20 Jahre angenommen.

8.2 Kostenrechnung Referenzmodell

Die Simulationsergebnisse des Referenzmodells wurden mittels des Kostenmodells ausgewertet und die jeweiligen LCOHs, als auch die Anteile der Kosten wurden ermittelt. Wichtig hierbei nochmals hervorzuheben ist, dass im Rahmen der Kosten, der eingesetzte ND-Speicher als Trailer betrachtet wurde. In nahezu allen Literaturquellen wird empfohlen, den Trailer als aktiven Speicher (in der Simulation als aktiver ND-Speicher) einer Tankstelle zu verwenden und somit Kosten zu sparen. Entsprechend zeigen die folgenden Abbildungen die jeweiligen Kosten und LCOHs der Varianten der Referenztankstelle dar, beginnend mit den Kosten der ersten Variante der Referenztankstelle.

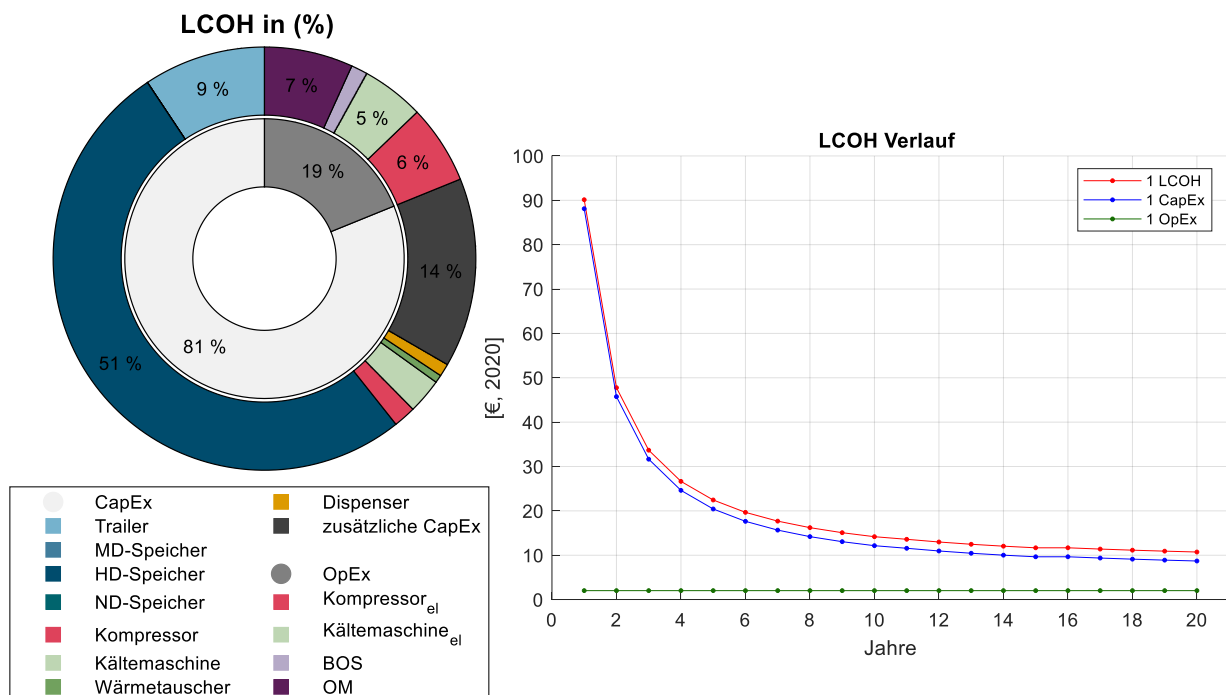
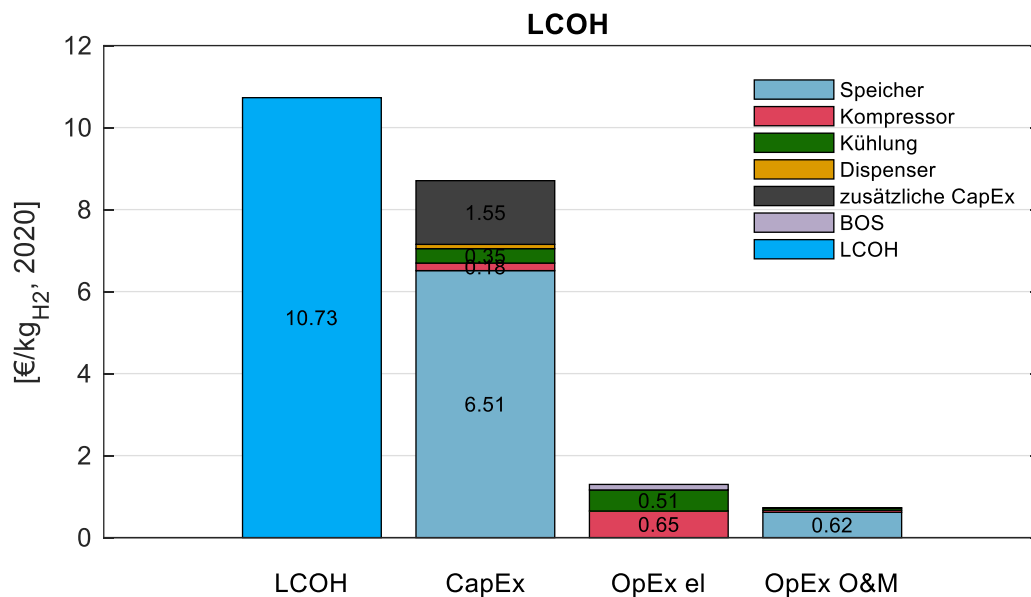


Abbildung 86 und Abbildung 87 präsentieren die LCOH-Kosten und dessen Zusammensetzung für die erste Variante der Referenztankstelle. Abbildung 86 zeigt dabei den LCOH für die Tankstellenvariante welcher hier 10,73 €/kgH₂ beträgt. Insgesamt machen die Capex-Kosten in dieser Variante 81% des LCOHs aus, wohingegen die Opex-Kosten nur 19% betragen. Signifikant ist zudem, dass innerhalb der Capex-Kosten der HD-Speicher mit 51% den größten Anteil der Capex ausmacht. Die zweitgrößten Capex-Kosten mit 14% sind dabei alle zusätzlich anfallenden Capex-Kosten wie Standortvorbereitung, etc. Die Trailer-Kosten machen insgesamt nur 9% der Capex-Kosten aus. Die Capex-Kosten der Kältemaschine belaufen sich auf ca. 3%, während die Capex-Kosten vom Kompressor ca. 2% sind. Innerhalb der Opex-Kosten dominieren die Wartungs-Kosten mit 7%, gefolgt von den Opex-Kosten für das Betreiben des Kompressors mit 6%. Der Betrieb der Kältemaschine macht nur 5% der Opex-Kosten aus. Anhand des Verlaufes des LCOHs wird

deutlich, dass der LCOH-Preis innerhalb der ersten 5 Jahre den stärksten Abstieg aufweist. Nach 15 Jahren ist ein leichter Anstieg der LCOHs sichtbar, welcher den Reinvest der Kältemaschine darstellt.

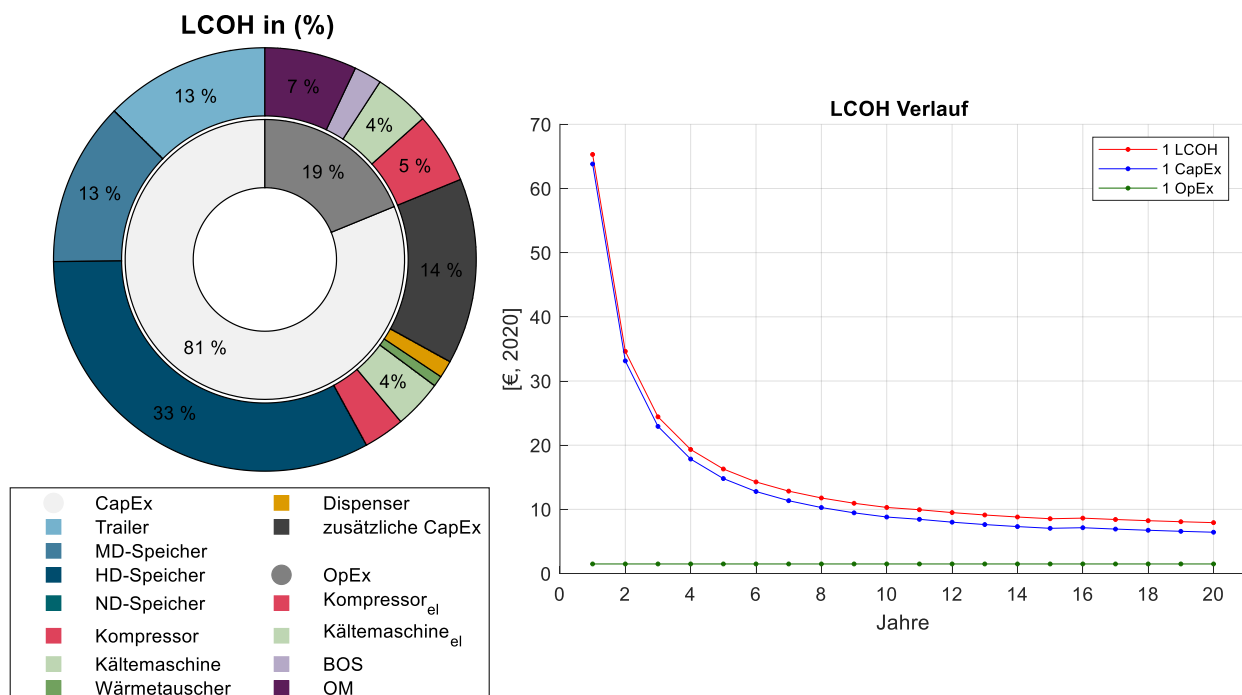
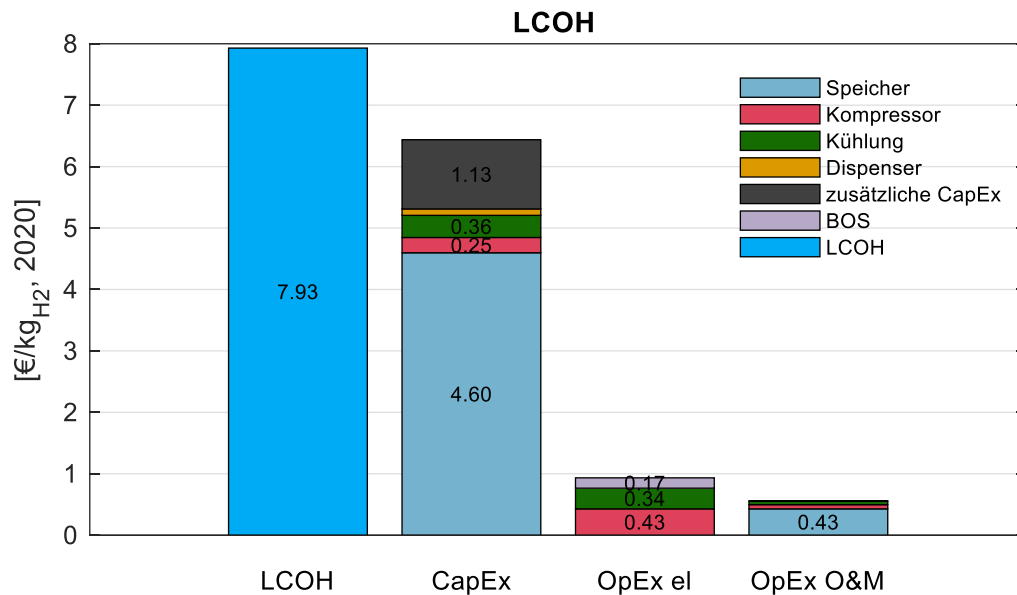


Abbildung 88 und Abbildung 89 präsentieren die LCOH-Kosten und Zusammensetzung der zweiten Variante. Auffällig ist, dass die LCOH-Kosten für diese ca. 7,93 €/kgH₂ betragen und der dominierende Kostenanteil mit ca. 81% vom LCOH die Capex-Kosten der Tankstelle sind. Die Opex-Kosten machen nur ca. 19% der Tankstelle aus, wobei hier die Wartungskosten der Tankstelle mit 7% den größten Anteil der Opex ausmachen. Nach den Wartungskosten ist der Betrieb des Kompressors mit 5% der zweitgrößte Anteil der Opex-Kosten gefolgt mit 4% vom Einsatz der Kältemaschine. Der BOS-Anteil der Variante ist dabei mit ca. 3% der geringste Anteil der Opex.

Markant ist außerdem, dass im Bereich der Capex-Kosten der HD-Speicher mit ca. 33% den größten Anteil der Capex ausmachen. Gefolgt vom MD-Speicher und dem Trailer belaufen sich beide Komponenten auf jeweils ca. 13% der Capex-Kosten. Die Capex-Kosten des Kompressors machen ca. nur 3% der Kosten aus, wohingegen die Capex-Kosten der Kältemaschine 4% der Kosten betragen. Betrachtet man den Verlauf des LCOHs über die gesamte Lebensdauer der Tankstelle, so wird sichtbar, dass auch hier innerhalb der ersten 5 Jahre der größte Abstieg des LCOHs stattfindet.

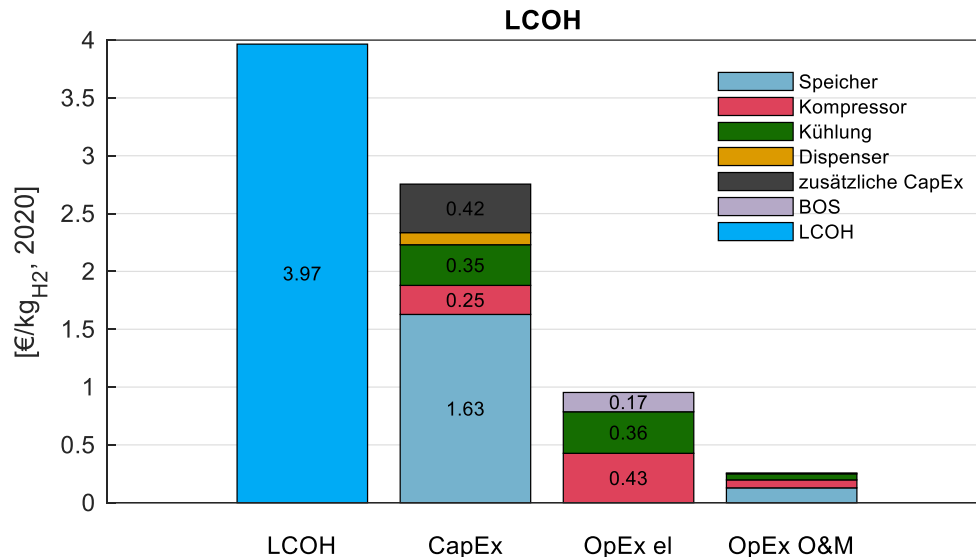


Abbildung 90: LCOH-Preis [€/kg_{H2}] und LCOH-Anteile Variante 3 der Referenztankstelle

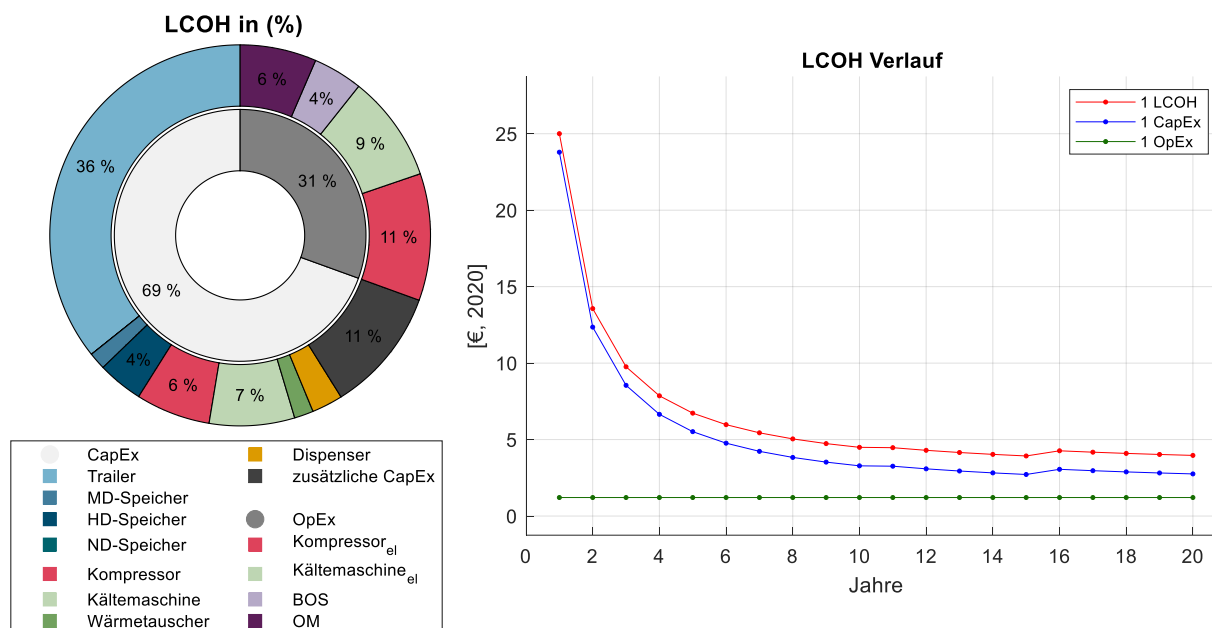


Abbildung 91: Capex- und Opex-Anteile des LCOHs [%] (links), LCOH-Verlauf [€/kg_{H2}] (rechts) Variante 3 der Referenztankstelle

Abbildung 90 und Abbildung 91 zeigen den LCOH und die Zusammensetzung des LCOHs der dritten und letzten Variante der Referenztankstelle. Signifikant hierbei ist, dass der LCOH sich auf 3,97 €/kg_{H2} beläuft. Auch hier machen die Capex-Kosten mit 69% den größten Anteil des LCOHs aus, während die Opex-Kosten sich nur auf 31% belaufen. Innerhalb der Capex sind die Trailer-Kosten mit 36% der dominierende Kostenanteil, während die zusätzlich anfallenden Kosten mit 11% den zweitstärksten Anteil ausmachen. Die Capex-Kosten der Kältemaschine machen 7% der Capex aus, während die Capex-Kosten des Kompressors sich auf nur 6% belaufen. Die

Kosten des HD-Speicher betragen hier nur 4% der Capex. Innerhalb der Opex machen die Betriebskosten des Kompressors mit 11% den größten Anteil der Opex aus, gefolgt vom Einsatz der Kältemaschine mit 9%. Die Kosten des BOS betragen 4%. Auch hier zeigt der Verlauf des LCOHs, dass innerhalb der ersten 5 Jahre der stärkste Abfall des LCOH stattfindet. Nach 10 als auch nach 15 Jahren ist nun auch der Reinvest des Kompressors als auch der Kältemaschine im LCOH-Verlauf stärker erkennbar.

8.3 Fazit Kostenrechnung Referenzmodell

Die Kostenrechnungen der Referenzmodelle zeigen wie groß der LCOH der jeweiligen Tankstellen Varianten sich gestalten und wie diese zusammengesetzt sind. Zunächst einmal kann damit gesagt werden, dass die Tankstellenvariante 1 mit einem LCOH von 10,73 €/kgH₂ den teuersten LCOH von allen drei Varianten aufweist. Einer der Hauptgründe für diesen hohen LCOH ist der Einsatz eines einzelnen HD-Speichers für die vollständige Betankung von 2000 kgH₂/Tag. HD-Speicher sind sehr kostenintensiv im Vergleich zu ND- oder MD-Speicher und haben gleichzeitig die Problematik situationsbedingt einen großen Teil an Kissengas mitführen zu müssen. So ist in den Simulationen auffällig, dass eine große Menge an Wasserstoff im HD-Speicher gelagert werden muss, damit der Enddruck des HD-Speichers für die Betankung der Light Duty Fahrzeuge ausreicht. Diese Kombination aus einem großen Anteil an Kissengas und einem teuren Preis resultiert in einem solch hohen LCOH. Markant ist dabei zusätzlich, dass der Betrieb des Kompressors als auch der Kältemaschine im Vergleich zu den hohen Capex-Kosten des HD-Speichers nur 11% betragen. Die zweite Variante der Referenztankstelle versucht durch eine Kaskadenkonfiguration den hohen Kostenanteil des HD-Speichers zu verringern und damit grundlegend den LCOH zu senken. Durch die gezielte Aufteilung der Wasserstoffspeicher in einen ND-, MD- und HD-Bereich konnte der LCOH auf 7,93 €/kgH₂ verringert werden. Obwohl der LCOH reduziert werden konnte zeigt die Kostenrechnung auf, dass auch in dieser Variante die Kosten des HD-Speichers die Anteile der Capex-Kosten dominiert. Obwohl hier der Anteil des HD-Speichers nur noch 33% ausmacht und somit von Variante 1 auf Variante 2 um ca. 18% verringert werden konnte, sind die Capex-Kosten des HD-Speichers trotzdem signifikant für den LCOH der Tankstelle. Die Opex-Kosten zeigen eine ähnliche Kostenaufteilung der Tankstellenvariante 2 wie in Tankstellenvariante 1. Was auch hier deutlich macht, dass der Betrieb des Kompressors und der Kältemaschine im Vergleich zu den Capex-Kosten der Speicher einen geringen Einfluss auf den LCOH der Anlage haben. Im Vergleich zu den ersten beiden Varianten hat die dritte und letzte Variante der Referenztankstelle den geringsten aller berechneter LCOHs mit einem Wert von 3,97 €/kgH₂. Tankstellenvariante 3 wurde so konfiguriert, dass nach jeder Betankung ein Wiederaufdrücken des HD- und MD-Speichers stattfindet. Dadurch konnte das Kissengas der beiden Speicher minimiert werden und die zu vertankende Masse des Wasserstoffes größtenteils in den ND-Speicher (hier Trailer) verschoben werden. Diese Taktik spiegelt sich auch in den Kostenanteilen des LCOHs wider. Somit konnten die hohen Capex-Kosten des HD-Speichers auf 4% minimiert und die Capex-Kosten des ND-Speichers (Trailer) auf 36% erhöht werden. Obwohl die Capex-Kosten der Trailer zwar 36% der Capex-Kosten ausmachen, so sind die Gesamtkosten für die Trailer deutlich geringer als die der HD-Speicher. Markant ist dabei, dass in dieser Variante die Capex-Kosten des Kompressors und der Kältemaschine mit 6% und 7% einen höheren Anteil an den Capex-Kosten ausmachen als der HD-Speicher. Außerdem ist auffallend, dass in dieser Variante die Opex-Kosten einen deutlich höheren Anteil mit 31% am LCOH haben, als in den beiden anderen Varianten. Da nach jeder Betankung erneut Wiederaufgedrückt wird, ist diese Erhöhung der Opex-Anteile am LCOH nachvollziehbar. Wichtig hierbei zu erwähnen ist, dass obwohl Tankstellenvariante 3 den geringsten LCOH aufweist, nur Tankstellenvarianten 1 und 2 in der Lage sind Back-to-Back alle Fahrzeuge ohne Zwischenzeit bzw. Wartezeit zu betanken. Ergibt sich eine Wartezeit von ca. 90 Minuten zwischen jeder Betankung, so definiert sich Variante 3 in diesem Falle als Kostenminimum.

9. Ergebnisse aus dem Arbeitspaket 7 (Handbuch und Dokumentation) – UDE/ZBT

9.1 Handbuch zum Simulationsmodell

Das Tool steht als ZIP-Ordner auf der Webseite als Download zur Verfügung. Innerhalb des Ordners liegt das Handbuch in englischer und deutscher Sprache vor. Das Handbuch enthält die Anleitung zur Integrierung des Tools in Simulink sowie die Handhabung der Einzelmodelle und wird durch passende Screenshots unterstützt. Außerdem wird auch die Weiterverarbeitung der Simulationsergebnisse in MATLAB erklärt.

HRS-Modell Bedienungsanleitung

Das HRS-Modell wurde innerhalb von MATLAB/Simulink programmiert. Für die Anwendung werden, neben MATLAB und Simulink, folgende Add-Ons benötigt:

- MATLAB Report Generator
- Simulink Report Generator
- MATLAB Coder
- Simulink Coder
- Optimization Toolbox
- MATLAB Support for MinGW-w64 C/C++/Fortran Compiler

Diese müssen entsprechend der Herstellerangaben installiert werden. Grundkenntnisse von MATLAB und Simulink sind von Vorteil, werden aber für die Anwendung des Tools nicht benötigt. Als Grundlagenmaterial sind hierbei die Mathworks-Ressourcen „MATLAB Onramp“ und „Simulink Onramp“ zu empfehlen.

Initiale Anwendung

Bei der initialen Anwendung muss die heruntergeladene „HRS-Library“ in die Simulink Library Browser eingepflegt werden. Dies erfolgt über den MATLAB Editor:

1. Zunächst die Datei: „**slblocks.m**“ aus dem extrahierten Ordner → „**Library**“ in MATLAB öffnen. Hierbei kann die Datei entweder direkt über den Dateipfad geöffnet werden, oder über MATLAB.

- 1.1. Über MATLAB muss zunächst der Dateipfad geöffnet werden. Dies erfolgt über folgenden Button im linken Bereich des MATLAB-Fensters:

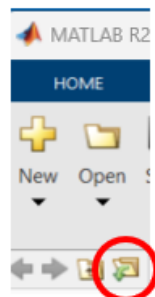


Abbildung 92: Öffnen Dateipfad in MATLAB

- 1.2. Im Fenster den Pfad zum Ordner „**HRS Modell**“ raussuchen:

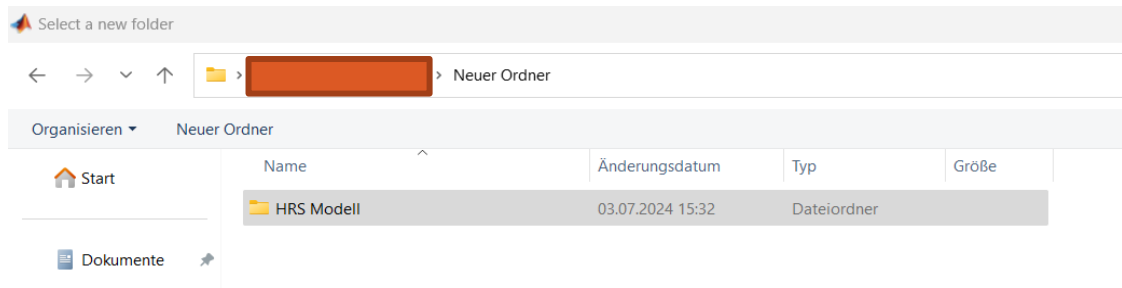


Abbildung 93: Ordner im Dateipfad finden

- 1.3. Unten Rechts auf „Ordner auswählen“ klicken. Links im MATLAB-Fenster erscheint im „**Current Folder**“ der Inhalt des ausgewählten Ordners. Im Ordner die Datei („**slblocks.m**“) finden und per Doppelklick oder rechtsklick → „open“ öffnen.

Im MATLAB-Editor Fenster erscheint folgendes Skript:

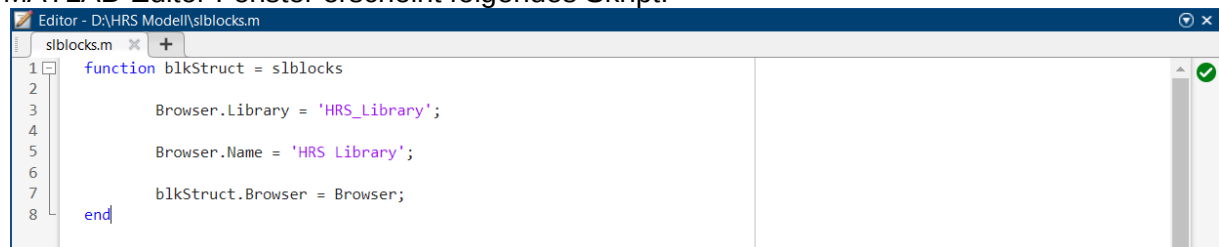


Abbildung 94: Skript zur Integration des Simulationstools

2. Das Skript einmal laufen lassen. Hierbei im oberen Reiter „**Editor**“ auswählen und über „**Run**“ das Skript starten:

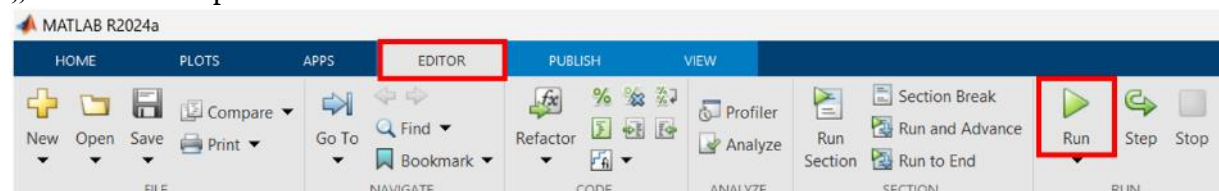


Abbildung 95: Anweisung zur Durchführung des Skripts

3. Simulink über den Reiter „**Home**“ öffnen:

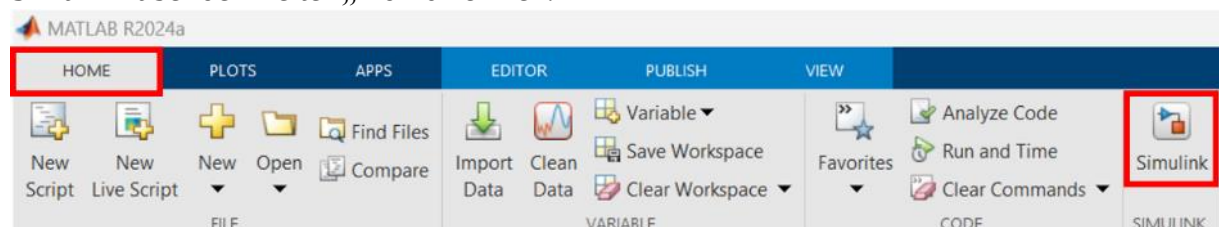


Abbildung 96: Pfad zum Öffnen von Simulink

4. In Simulink „**Blank Model**“ auswählen und überprüfen ob im „**Library Browser**“ der Reiter „**HRS Library**“ erscheint:

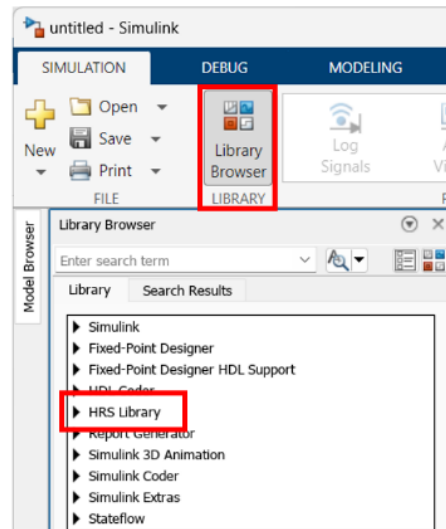


Abbildung 97: Integriertes Tool im Simulink-Library Browser

Anwendung

Die Simulation wird innerhalb der Programmieroberfläche von Simulink durchgeführt. Dafür wurden insgesamt fünf Blöcke zusammengestellt, welche die Komponenten einer HRS darstellen sollen. In dieser Version stehen die Bedienoberflächen nur in Englisch zur Verfügung. Diese sind einer eigenen Simulink-Bibliothek (Library) mit folgenden englischen Bezeichnungen hinterlegt:

- Heat Exchanger
- Pipe and Valve
- Pressure Control Valve
- Storage System
- Tank

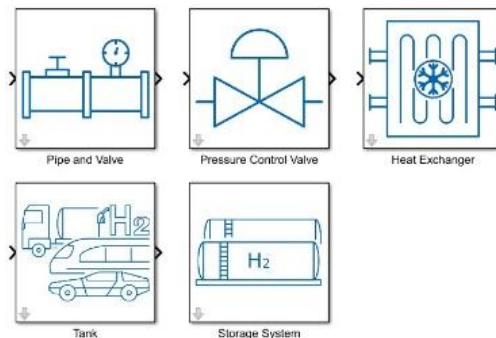


Abbildung 98: Darstellung der Komponenten in Simulink

Für die Simulationskonfiguration müssen bestimmte Regeln eingehalten werden:

1. Innerhalb der Konfiguration muss jede Komponente mindestens einmal vorliegen
2. Innerhalb der Konfiguration dürfen die Komponenten „**Pressure Control Valve**“, „**Tank**“ und „**Storage System**“ nur einmal vorliegen
3. Anfang der Konfiguration ist der Block „**Storage System**“, welcher entsprechend 3.5 separat initialisiert werden muss
4. Ende der Konfiguration ist der „**Tank**“
5. Der Ausgang vom „**Tank**“ muss mit „**Storage System**“ verbunden sein

Die Grundprinzipien für die Zusammenstellung werden im Folgenden erklärt. Folgende Konfiguration wird empfohlen:

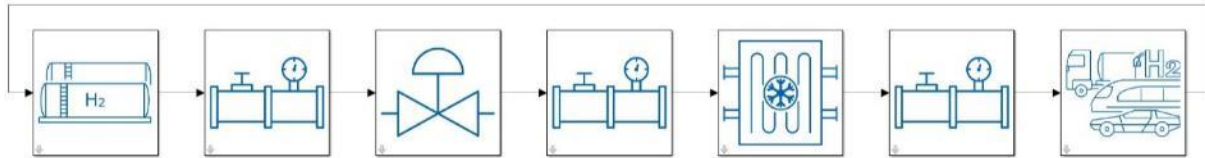


Abbildung 99: Empfohlene Konfiguration

Einfügen von Komponenten

Beim Öffnen einer neuen Simulink Programmieroberfläche erfolgt der Zugriff auf die Komponenten über den Reiter „Simulation“ → „Library Browser“ → „HRS Library“

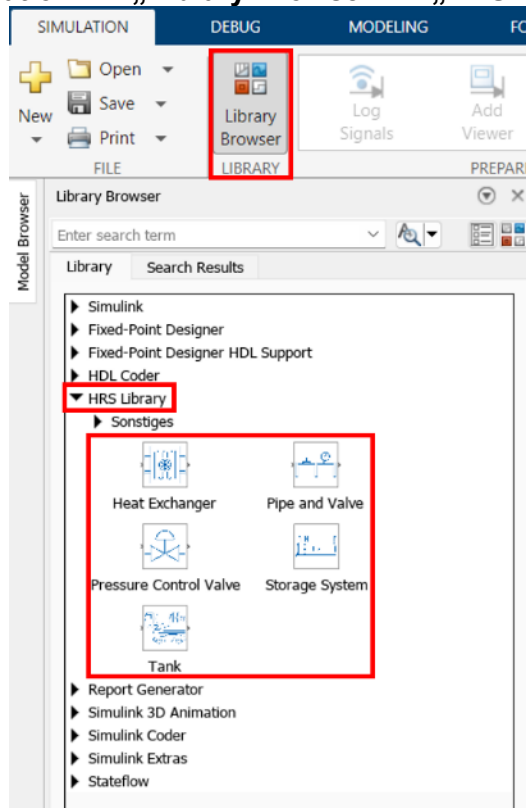


Abbildung 100: Einfügen von Komponenten über den Library Browser

Per Drag & Drop können die Komponenten in die Programmoberfläche eingefügt werden. Alternativ kann per Doppelklick auf einem leeren Platz in der Programmieroberfläche ein Suchfenster geöffnet werden, über welche die Komponenten gesucht und eingefügt werden können.

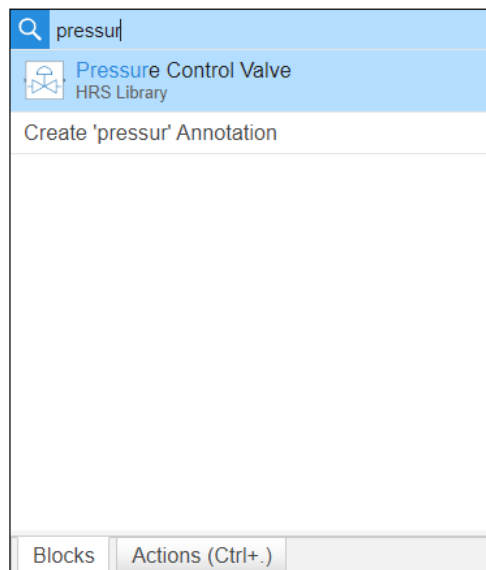


Abbildung 101: Einfügen der Komponenten über der Programmieroberfläche

Per Doppelklick auf die gewünschte Komponente wird die Bedienoberfläche der Komponente geöffnet. In dieser können die Parameter der Komponenten angepasst werden.

Verbinden von Komponenten

Eingefügt Komponenten können miteinander verschaltet werden. Grundsätzlich können Ein- und Ausgänge miteinander verbunden werden. Die Speicherbank muss separat initialisiert werden. Die Initialisierung wird in 3.1 erklärt.

Verbindung erstellen:

1. Ausgehende Pfeil des Blocks anklicken und entweder gedrückt halten oder loslassen:

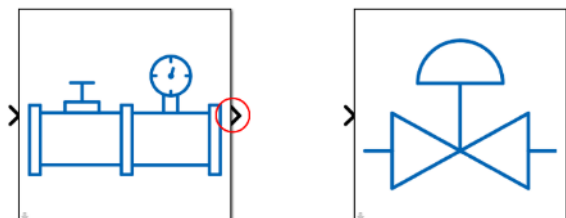


Abbildung 102 Schritt 1: Verbindung zwischen Komponenten erstellen

- 1.1. Wird die linke Maustaste gedrückt gehalten erscheint ein rot gestrichelter Pfeil der über die Programmieroberfläche bewegt werden kann. Die Verbindung zum Eingang der Zielkomponente.

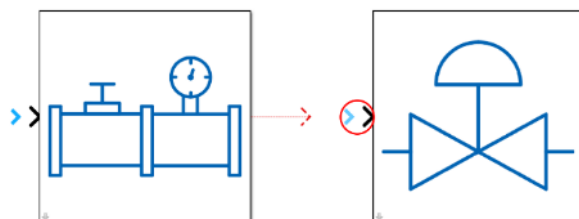


Abbildung 103 Schritt 2: Verbindung mit Komponenten erstellen

- 1.2. Wird die Maustaste losgelassen, erscheinen an den Eingängen aller Komponente blaue Pfeile. Durch Anklicken dieser Pfeile entsteht eine Verbindung zwischen den zwei ausgewählten Komponenten.

Einstellung der Komponenten

Bis auf den Druckregler können die Parameter der Komponenten angepasst werden. Durch Doppelklick auf die Komponente wird die Bedienoberfläche geöffnet. Die einzelnen Parameter werden im Folgenden erläutert.

Speicherbank, engl. Storage System

Der „Storage System“-Block ist der einzige Block, der nach dem Einfügen keinen Ein- und Ausgang verfügt. Dafür muss der Block separat initialisiert werden. In der aktuellen Version kann die Initialisierung nur dann erfolgen, wenn mindestens ein Tank schon in die Programmieroberfläche eingefügt wurde. Zudem muss die Speicherbank aus mindestens zwei Speichern bestehen, einem Nieder- oder Mitteldruck- und einem Hochdruckspeicher. Die Einstellung der Speicherbank erfolgt in folgenden Schritten:

1. Anzahl an „**LP/MP Storages**“ festlegen und dann auf den dazugehörigen „**Initialize**“-Button klicken.

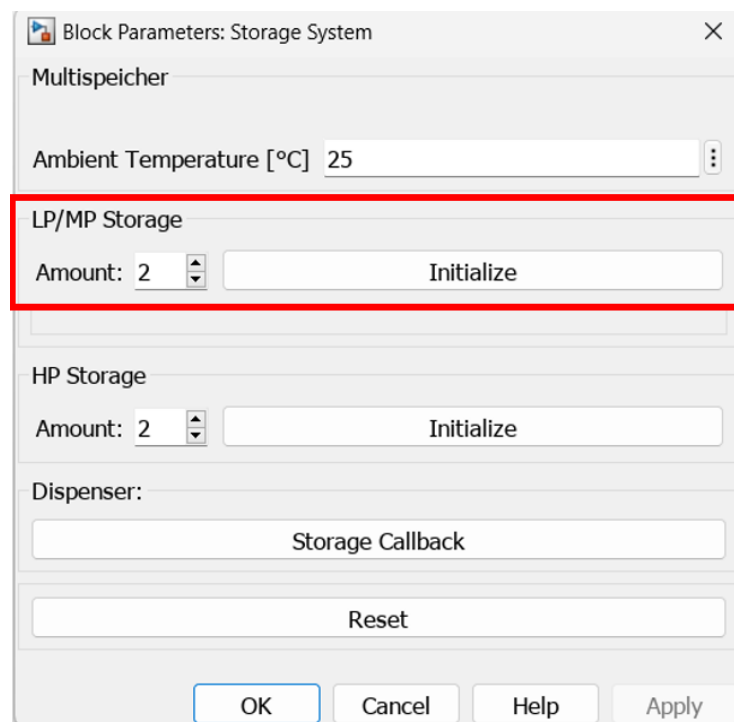


Abbildung 104: Speichersystem Initialisierung

2. Es erscheint ein weiteres Fenster in dem die Speicherparameter festgelegt werden können. Bei mehreren Speichern, erscheinen zusätzliche Reiter für die Einstellung. Das Fenster kann nach der Einstellung geschlossen werden.

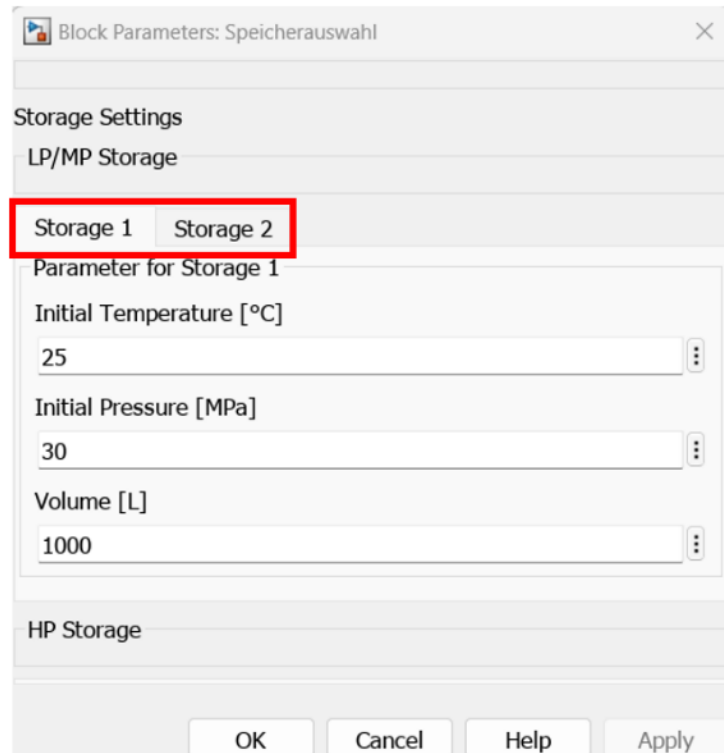


Abbildung 105: Einstellung Speicher

3. Anzahl an „**HP-Storage**“ festlegen und dann auf den zugehörigen „**Initialize**“-**Button** klicken. Das zuvor erschienene Fenster erscheint mit zusätzlichen Einstellparametern. Das Fenster kann nach der Einstellung geschlossen werden. Die Bedienoberfläche zur Einstellung der Speicherparameter kann durch den Button „**Storage Callback**“ wieder aufgerufen werden.
4. Nach Schritt 3 verfügt der „**Storage System**“-**Block** über Ein- und Ausgänge entsprechend der Anzahl an Tanks, die im System eingepflegt wurden. Der Eingang muss hierbei mit dem Ausgang eines jeweiligen Tanks verbunden sein.

Sollten die Anzahl der Speicher angepasst werden, muss der Block zunächst mit dem „**Reset**“-**Button** zurückgesetzt werden. Nach der Zurücksetzung die Schritte 1-4 wiederholen.

Rohr und Ventil, engl. Pipe and Valve

In der Bedienoberfläche des „**Pipe and Valve**“-Blocks kann die **Rohrlänge** („**Length**“) und -**durchmesser** („**Diameter**“), sowie die zum Druckverlust beitragenden Parameter von **Rohr** („**Roughness**“) und **Ventil** („**Pressure Loss Coefficient**“) festgelegt werden.

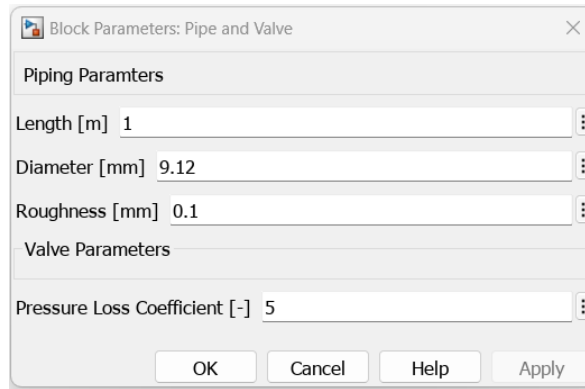


Abbildung 106: Einstellung Rohre und Ventile

1.1. Druckregelventil, engl. Pressure Control Valve

In der aktuellen Version sind keine Eingaben in der Bedienoberfläche des Druckregelventils möglich.

1.2. Wärmetauscher, engl. Heat Exchanger

Im „**Heat Exchanger**“- Block wird die Abkühlung des eingehenden Wasserstoffes berechnet. Es wird zu dem die Abkühlung der Anlage beachtet. Die **Abkühlzeit („Cooldown Time“)**, ist die Zeit, innerhalb welcher der ausgehende Wasserstoff von der **Anfangstemperatur („Initial Temperature“)** auf die angegebene **Ausgangstemperatur („Outgoing Temperature“)** sinkt.

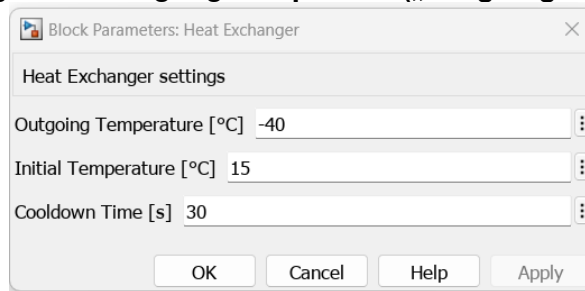


Abbildung 107: Einstellung Wärmetauscher

Tank

Der „**Tank**“ Block bildet den Fahrzeugspeicher ab, beinhaltet aber auch die Einstellungen für den Betankungsvorgang. Neben Volumen und dem Initialen Zustand des Speichers, muss auch der Nenndruck des Speichers und die Umgebungstemperatur vorgegeben werden. In der aktuellen Version wird die Simulation auf Basis einer durchschnittlichen Druckrampenrate berechnet. „**SOC-Goal**“ ist der SOC-Wert bei denen die Betankung beendet wird. Sollen „**Back-to-Back**“- **Betankungen** durchgeführt werden, gibt „**Resettime**“ die Zeit zwischen den Betankungen an. Auch der Druckstoß wird abgebildet, hierbei kann die totale Masse und die Dauer des Druckstoßes angegeben werden.

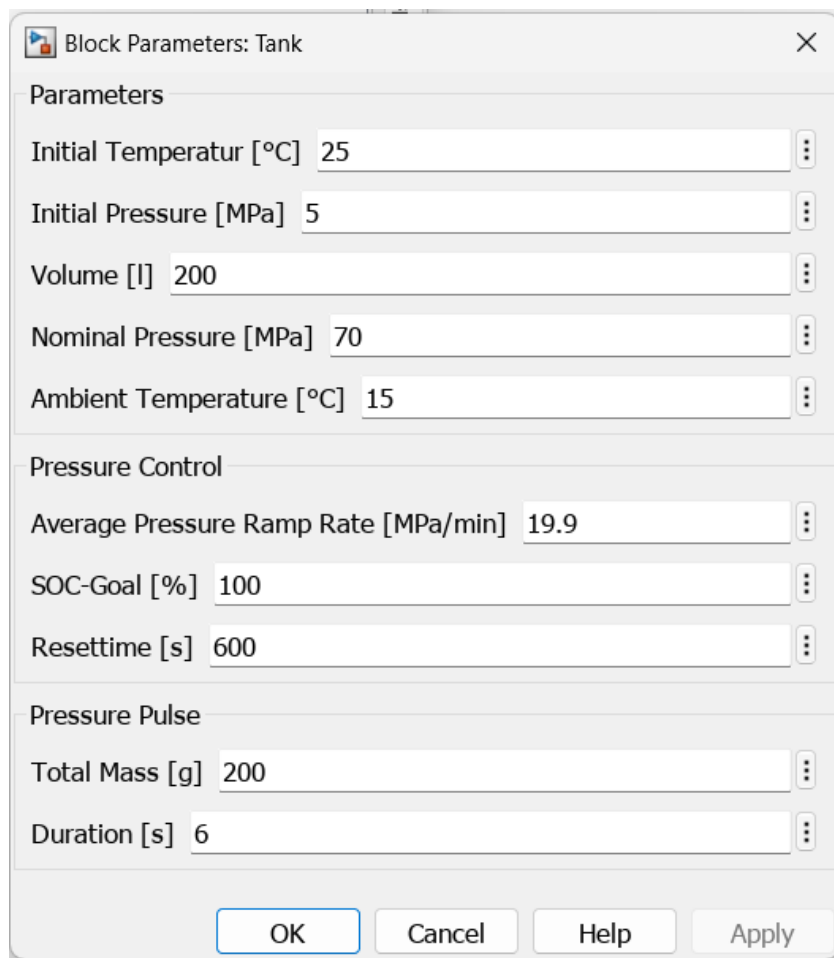


Abbildung 108: Einstellung Tank

Letzte Schritte

Vor Beginn der Simulation sollte eine Anpassung der Simulationszeit erfolgen. Dafür im oberen Reiter auf „**Simulation**“ und bei „**Stop Time**“ die gewünschte Simulationszeit in Sekunden angeben.

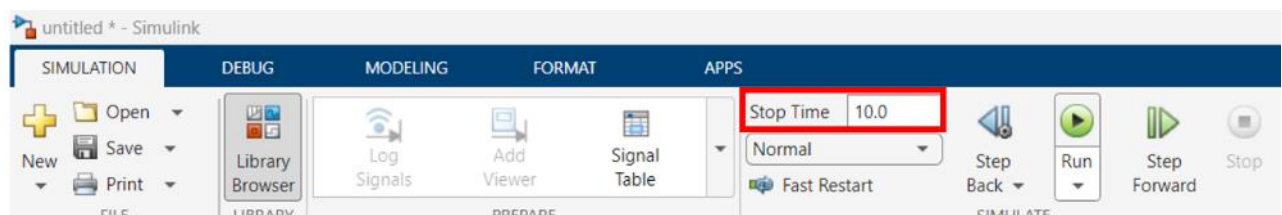


Abbildung 109: Einstellung Simulationszeit

Mit „**Run**“ kann die Simulation gestartet werden.

Auswertung der Ergebnisse

Am Ende der Simulation werden im MATLAB-Workspace die Ergebnisse der Simulation abgespeichert. Standardmäßig ist dieser ganz rechts im MATLAB-Fenster.

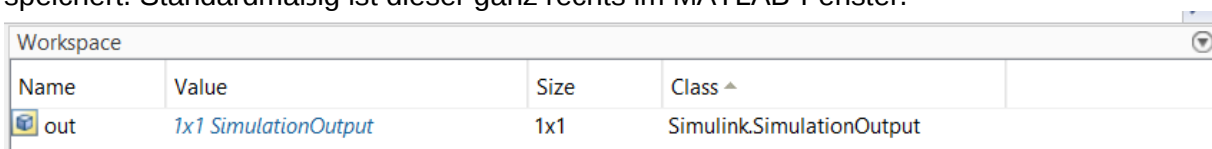


Abbildung 110: Simulationsergebnis im MATLAB-Workspace

Die Ergebnisse können direkt in MATLAB bearbeitet oder in eine „.xlsx“-Datei umgewandelt werden. Für die Umwandlung wird das Skript „**Simulation_Excel_Transfer.m**“ verwendet. Diese befindet sich auch im exportierten Ordner. Nachdem das Skript geöffnet wurde, kann dieser über den „Run“-Button gestartet werden. Es folgt zunächst eine Abfrage nach dem Pfad, in welcher die Excel-Datei gespeichert werden soll. Nachdem der gewünschte Ordner ausgewählt wurde, kommt eine Abfrage nach dem gewünschten Dateinamen.

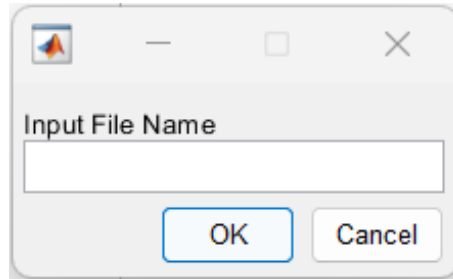


Abbildung 111: Eingabe Datei-Name

Hier den gewünschten Dateinamen eingeben und mit „**OK**“ bestätigen. Nachdem das Skript durchgelaufen ist, erscheint im angegebenen Pfad die Datei.

9.2 Veröffentlichung des Tools

Um das Simulationstool zur Verfügung zu stellen wurde im Rahmen der Arbeiten eine Webseite mit „Wordpress“ erstellt. Die Webseite steht in Englisch und Deutsch zur Verfügung und wurde in drei Seiten eingeteilt, die Homepage, die Projektseite und die Downloadseite. Auf der Homepage werden grundsätzliche Informationen zu dem Projekt sowie dem Simulationstool dargestellt. Zudem werden die Besucher auf zukünftige Vorhaben, sowie die Erweiterung des Modells hingewiesen. Im letzten Abschnitt der Seite steht ein Kontaktformular zur Verfügung, mit welcher die Mitarbeiter am ZBT kontaktiert werden können.



Abbildung 112: Ausschnitt Homepage

Die Projektseite geht auf die Details des Projekts ein. Darüber hinaus wird zum Eintrag in der Projektdatenbank der IGF verlinkt.

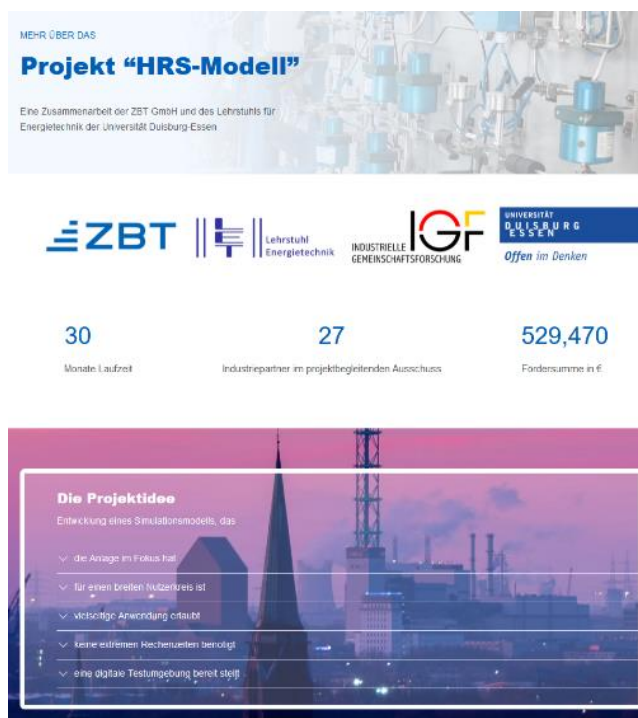


Abbildung 113: Ausschnitt Projektseite

Auf der Downloadseite kann das Simulationstool heruntergeladen werden. Zusätzlich werden die ersten Schritte zur Handhabung mit der Downloaddatei in einer Kurzanleitung erklärt. Zuletzt beinhaltet die Seite einen Abschnitt mit den Informationen zu den aktuellsten Updates zum Simulationstool.



Abbildung 114: Ausschnitt Downloadseite

Die Webseite soll auch nach dem Projekt von den Mitarbeitern des ZBTs betreut werden und als Kontaktseite für neue Interessenten oder auch existierende Partner dienen. Bei Veränderungen im Tool zur Erweiterung und Verbesserung der Nutzbarkeit, werden die Updates den Nutzern über die Webseite zur Verfügung gestellt.

10. Verwendung der Zuwendung

10.1 Forschungseinrichtung 1 (ZBT)

Personaleinsatz

Die im Bericht dargestellten Arbeitspakete und Tätigkeiten wurden seitens ZBT mit mehreren wissenschaftlichen/-technischen Mitarbeitern (HPA1) durchgeführt im Gesamtumfang von 31,371 Monaten durchgeführt. Das Projekt wurde mit einer Verzögerung begonnen und dem Antrag auf Ausgabenneutrale Verlängerung des Vorhabens von 6 Monaten wurde stattgegeben. Technischen Personal (HPA2) arbeitete im Gesamtumfang von 3,74 Monaten auf dem Projekt.

Die wesentlichen Aufgaben der wissenschaftlich-technischen Mitarbeiter bestand in der Bearbeitung der Arbeitspakete 1 und 2 sowie des Arbeitspaket 7. Weitere Aufgaben waren darüber hinaus die Verfassung von Berichten und die Präsentation der Ergebnisse im Rahmen der PA-Sitzungen. Das technische Personal wurde vor allem im Bereich des technischen Anlagenbetriebs eingesetzt. Unterstützt wurden die Arbeit durch eine studentische Hilfskraft (HPA3) im Umfang von 8,709 Monaten. Die Unterstützung erfolgt vor allem bei der Vorbereitung und Durchführung von Messungen sowie der Dokumentation.

Geräte

Die Beschaffung von Geräten war nicht geplant.

10.2 Forschungseinrichtung 2 (UDE)

Personaleinsatz

Die im Bericht dargestellten Arbeitspakete und Tätigkeiten wurden seitens UDE-LET von einem Wissenschaftlichen Mitarbeiter (HPA1) durchgeführt, der durchgängig über die 30 Personen-monate zu 100 % durch das Vorhaben HRS-Modell (21801) finanziert wurde. Die Arbeiten am Projekt wurden mit einer Verzögerung von 6 Monaten begonnen. Da das zur Bearbeitung des Vorhabens erforderliche Personal erst zum 01. Oktober 2021 zur Verfügung stand, konnten auch die Projektarbeiten erst mit einer Verzögerung von sechs Monaten nach dem eigentlich bewilligten Projektstart (01. April 2021) beginnen. Dem Antrag auf Ausgabenneutrale Verlängerung des Vorhabens von 6 Monaten wurde stattgegeben. Die Arbeiten erfolgten also im Zeitraum vom 1. Oktober 2021 bis zum 31. März 2024.

Die wesentlichen Aufgaben des Wissenschaftlichen Mitarbeiters waren die Bearbeitung der AP 3 Entwicklung der Einzelmodelle für die relevanten Komponenten, AP 4 Entwicklung und Validierung des Gesamtmodells, AP 5 Variantenrechnungen und AP 6 Kostenbetrachtung sowie des AP 7 Handbuch und Dokumentation. Weitere Aufgaben waren darüber hinaus die Verfassung von Berichten und die Präsentation der wissenschaftlichen Ergebnisse im Rahmen der PA-Sitzungen. Der wissenschaftliche Mitarbeiter wurde dabei während der Bearbeitung des Vorhabens fast durchgängig von einer Studentischen bzw. Wissenschaftlichen Hilfskraft und zum Projektende bei den abschließenden Arbeiten und der Dokumentation von zwei Hilfskräften im Umfang von insgesamt etwa 11,5 Personenmonaten unterstützt.

Geräte

Die Beschaffung von Geräten war nicht geplant.

11. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Der Einsatz des Personals im Projekt entsprach weitestgehend der mit dem Antrag vorgelegten Planung und war dem Arbeitsaufwand entsprechend angemessen und zur Erreichung der Projektziele notwendig. Die durchgeführten Arbeiten entsprachen für beide am Vorhaben beteiligte Forschungseinrichtungen (FE 1: Zentrum für Brennstoffzellentechnik ZBT GmbH, ZBT und FE 2: Universität Duisburg-Essen, Institut für Energie- und Umweltverfahrenstechnik, Fachgebiet Energietechnik, UDE-LET) sowohl inhaltlich als auch bezüglich des Umfangs den im Antrag formulierten Arbeitspaketen. Die Angemessenheit wurde durch die Gutachter der GAG 2 bestätigt.

12. Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse

Im Rahmen des Vorhabens 21801N „HRS-Modell“ wurde ein objektorientiertes Simulationsmodell für eine Wasserstofftankstelle (Hydrogen Refueling Station - HRS) bzw. für eine Wasserstofffüllanlage erstellt. Aufgrund immer noch mangelnder Praxiserfahrung im Umgang mit Füllvorgängen von Wasserstoff, sind derartige aktuelle Anlagen häufig als Prototypen aufgebaut. Dementsprechend bieten sowohl das Design als auch der Betrieb von Wasserstofffüllanlagen erhebliche Entwicklungs- und Verbesserungspotenziale, beginnend mit der Anzahl, dem Volumen und den Druckniveaus der Wasserstoffspeicher über die verwendeten Befüll-Protokolle bis hin zur Kostenreduktion bei den einzelnen Komponenten bzw. der Gesamtanlage. Der wissenschaftlich-technische Nutzen liegt im Wesentlichen darin, dass Anwender nun eigenständig und individuell Tankstellenkonfigurationen bzw. -designs erstellen und transient simulieren können. Der Anwender generiert aus einzelnen Bausteinen (Einzelmodellen) ein Tankstellensystem (Gesamtmodell) und kann damit den dynamischen Betrieb der gewählten Konfiguration simulieren. Das Simulationsmodell bildet die Physik, die Thermodynamik, die Regelungstechnik und die Fluidodynamik innerhalb der Einzelmodelle als auch im Zusammenwirken als Gesamtmodell vereinfacht, aber mit guter Genauigkeit ab. Damit können Komponentenhersteller und Anlagenbauer verlässliche Daten für die Systemkomponenten und die Prozessregelung erhalten und die thermodynamischen Kenngrößen bei den Kompressionsvorgängen, sich einstellende Druckniveaus in den Speichern, Druckverluste sowie benötigte Kühlleistungen bei diversen Betriebsbedingungen bestimmen. Eine wesentliche Besonderheit ist dabei, dass die entwickelten Modelle mit Hilfe von Messungen auf dem Wasserstofftestfeld am ZBT validiert wurden.

Aktuell aufgebaute und im Betrieb befindliche Tankstellen sind im Regelfall nur für sehr geringe Abgabemengen oder sehr geringe Tankfrequenzen ausgelegt und energetisch nicht optimiert. Die Simulationsergebnisse der Tankstellentechnik im Laufe des Vorhabens 21801N „HRS-Modell“ zeigen, dass es im Bereich der Energieeffizienz beim Betrieb ein erhebliches Verbesserungspotenzial gibt. Es ist nun möglich, neben der rein technischen Funktionalität auch weitere Kriterien, wie z.B. die Energieeffizienz und sogar die Wirtschaftlichkeit zu berücksichtigen. Es können damit energie- und kostenoptimierte Konfigurationen von HRS identifiziert werden. So kann die richtige Anzahl, Größe und Druckniveau von Speichern an der HRS ermittelt werden, um energieeffiziente Betankungen durchführen zu können.

Umfangreiche Experimente an Systemen und Komponenten wie Kompressoren, Wasserstoffspeichertanks mit unterschiedlichen Volumina und Arbeitsdrücken, Kühleinheiten sowie Rohrleitungen und Ventilen sind sehr zeit- und kostenintensiv. Zudem ist es schwierig, das Verhalten von Komponenten in Grenzbereichen zu untersuchen, die wie z. B. der Druck sicherheitsrelevant sind. Es ist aufwendig, über experimentelle Untersuchungen den Gesamtenergiebedarf einer Anlage für unterschiedliche Betankungsmodi, wie z. B. die PKW-Betankung im Gegensatz zur LKW-Betankung, zu bestimmen. Auch unterschiedliche Szenarien für die Tankfrequenz und die insgesamt abgegebene Wasserstoffmenge können kaum allein durch Messungen berücksichtigt werden. Sie sind aber eine grundlegende Voraussetzung für die energetische Optimierung und Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen. Diese teuren experimentellen Aufwände können nun zumindest teilweise durch Simulationen ersetzt werden, die auf validierten Einzelmodellen

basiert. Das Wasserstofftestfeld des ZBT hat dazu eine qualitativ hochwertige Validierung der Komponentenmodelle (Kompressor, Kühler, Speicher, Ventile, Rohre) und des Gesamtsystems sichergestellt.

Im Rahmen des Projektes HRS-Modell wurden auch Variantenrechnungen und basierend auf den Ergebnissen Kostenbetrachtungen durchgeführt. Diese bieten Unternehmen schnell eine Übersicht, welche Aktivitäten in diesem zukunftsweisenden Markt möglich sind. Die Auslegung der einzelnen Komponenten ist für die Hersteller nun im HRS-Kontext möglich. Hier liegt ein wesentlicher wirtschaftlicher Nutzen des Vorhabens. Das Design der gesamten HRS wird in Abhängigkeit des jeweiligen geplanten Wasserstoffdurchsatzes verfahrenstechnisch und energetisch bewertbar und transparent dokumentierbar. Somit ist es nun auch für KMU möglich, sich maßgeblich am Aufbau einer Wasserstoffinfrastruktur zu beteiligen, die voraussichtlich in den nächsten Jahren noch stark wachsen wird.

Die Einzelmodelle sowie das Gesamtmodell ermöglichen Firmen aus dem Umfeld der Wasserstofftechnik und Wasserstoffinfrastruktur also Veränderungen im System HRS durchzuspielen. Sie können die Auswirkungen unterschiedlicher Parameter auf einzelne Komponenten analysieren ebenso wie die den Einfluss dieser Parameter oder veränderter Komponenten auf das Gesamtsystem. Hierbei wurden verfahrenstechnische und energetische und wirtschaftliche Fragestellungen adressiert. Bei der Entwicklung von Hardwarekomponenten können mit Hilfe des Tools durch Vorauswahl geeigneter Randbedingungen und die Reduzierung von Experimenten auch die Kosten reduziert werden.

Ein derartiges Werkzeug zur Bewertung von HRS-Technik, das zudem eng mit der umfangreichen Hardware einer HRS verknüpft ist, ist nun frei verfügbar. Somit ist es KMU, Beratern, Ingenieurbüros, Komponentenherstellern und Anlagenbauern, die sich mit dieser Technik befassen, nicht möglich, schnell, einfach und kostengünstig unterschiedliche Optionen und Kombinationen von Komponenten bzw. Gesamtkonzepten von HRS abzuwägen, ohne kostspielige Experimente durchführen zu müssen. Zusätzlich wurden für einen ökonomischen Vergleich unterschiedlicher Tankstellenkonzepte und Auslastungen spezifische Wasserstoffbereitstellungskosten errechnet. Die Modelle werden interessierten Unternehmen zur Verfügung gestellt, die so flexibel eigene Produkte und Dienstleistungen technisch und wirtschaftlich bewerten und optimieren können.

Das Gesamtmodell für die Referenz-HRS wird über die Homepage der beteiligten Forschungsstellen zur freien Nutzung bereitgestellt. Die Kombination aus einem für interessierte Nutzer zu Verfügungen stehendem numerischem Werkzeug und einer potenziellen Testumgebung ist somit als Besonderheit anzusehen und bietet insbesondere KMU, die eben nicht über eigene Testumgebungen verfügen bzw. sich nur mit Teilbereichen der HRS beschäftigen, hervorragende Optimierungs- und Entwicklungsbedingungen hinsichtlich der Wasserstoffhochdrucktechnik.

13. Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

13.1. Umgesetzte Transfermaßnahmen

Zeitpunkt	Maßnahme	Bemerkung
15.12.2021	1. PA-Sitzung (fernmündlich)	Fermündliche Teilnahme von 18 Vertretern der Industrie. Es wurden die Projekthalte und das geplante Vorgehen besprochen.
15.06.2022	2. PA-Sitzung (Hybrid)	Persönliche Teilnahme von 7 Vertretern sowie fermündliche Teilnahme von 5 Vertretern der Industrie. Es wurden die Projekthalte und das geplante Vorgehen besprochen.
15.12.2022	3. PA-Sitzung (fernmündlich)	Fermündliche Teilnahme von 9 Vertretern der Industrie. Es wurden die Projekthalte und das geplante Vorgehen besprochen.
15.06.2023	4. PA-Sitzung	Persönliche Teilnahme von 8 Vertretern sowie fermündliche Teilnahme von 3 Vertretern der Industrie. Es wurden die Projekthalte und das geplante Vorgehen besprochen.
14.03.2024	5. PA-Sitzung	Persönliche Teilnahme von 11 Vertretern sowie fermündliche Teilnahme von 10 Vertretern der Industrie. Es wurden die Projekthalte und das geplante Vorgehen besprochen.
21.09.2022	Vortrag auf der AiF-Brennstoffzellen Allianz	Vorstellung der Zwischenergebnisse
18.10.2023	Vortrag 49. VDI-Jahrestagung	Vorstellung der Möglichkeiten des Tools und von Ergebnissen
07.11.2023	Vortrag Emerson Hydrogen Days	Vorstellung der Möglichkeiten des Tools und von Ergebnissen
28.08.2024	Website	Veröffentlichung des Tools über eine eigene Website (hrs-modell.de)

13.2. Geplante Transfermaßnahmen nach Abschluss des Projektes

Maßnahme	Ziel	Ort/Rahmen	Datum/Zeitraum
Gezielte Ansprache interessierter Unternehmen über die Verbände	Verbreitung der Tools in Unternehmen außerhalb des Projekts	Vermittlung über z.B. CEP, DWV, VDI, VDMA; H ₂ -Netzwerke	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse
Angebot von Schulungen und Workshops für interessierte Unternehmen	Richtige Anwendung des Tools in Unternehmen	Wertschöpfungspartner des PA, Anschreiben von kmU aus forschungsinstitutsinternen Datenbanken	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse
Beiträge in Zeitschriften und Newslettern	Informationsverbreitung an weitere Unternehmen	Zeitschriften: HZwei, BWK	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse
Erstellung von Newslettern und Verbreitung über eigene Informationskanäle	Informationsverbreitung an weitere Unternehmen	Eigene Informationskanäle der FSt und der Mitgliedsvereinigung	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse
Verbreitung der Informationen über Internetplattformen	Informationsverbreitung an weitere Unternehmen	Homepages der Forschungsinstitute	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse

Teilnahme an Arbeitskreisen von Industrieverbänden	Gezieltes Informieren von interessierten Unternehmen	Bspw. Arbeitskreise von z.B. CEP, DWV, VDI, VDMA	Mit Abschluss und Veröffentlichung der Ergebnisse
Vorträge auf Tagungen, Kongressen & Kolloquien	Informationsverbreitung an Unternehmen	Bspw. AiF-BZ-Allianz	Mit Abschluss & Ergebnis-Veröffentlichung
Workshops für interessierte KMU	Modellverständnis und Anwendungspotentiale	UDE/ZBT	Nach Projektende
Weiterführende Forschungsvorhaben mit KMU	Energetisch optimierte & Kostengünstigere HRS-Komponenten		Nach Projektende

14. Einschätzung zur Realisierbarkeit des vorgeschlagenen und aktualisierten Transferkonzepts

Die im Plan zum Ergebnistransfer aufgeführten Maßnahmen lassen sich sehr gut realisieren und werden zur Verbreitung der erzielten Ergebnisse beitragen.

15. Publikationen

Im Projektverlauf vorgestellte Poster und gehaltene Vorträge:

1. L. Willmeroth, M. Frank, C. Spitta, D. Schojda, J. Roes
Entwicklung und experimentelle Validierung von Modellen zur verfahrenstechnischen Auslegung und techni-ökonomischen Bewertung von Wasserstofftankstellen (HRS-Modell), AiF-Allianz, Duisburg, 21.09.2022 (Poster)
2. L. Willmeroth
Erprobung an Modell und Realität – das Wasserstoff-Testfeld des ZBT zur Testung der Komponenten von H₂-Tankstellen, AiF-Allianz, Duisburg, 21.09. – 22.09.2022
3. L. Willmeroth
Betrieb von Speichern für gasförmigen Wasserstoff, 49. VDI-Jahrestagung, Würzburg, 18.10.2023
4. L. Willmeroth
RHeaDHy Project and operation of hydrogen storage, Emerson Hydrogen Days, Laatzen, 08.11.2023
5. D. Schojda, J. Roes, H. Hoster, L. Willmeroth, M. Frank, S. Bever, A. Kvasnicka, C. Spitta
Modelling and Simulations of Transient Hydrogen Refuelling, Paper zur Einreichung vorbereitet (Stand August 2024)

An der FS 1 (ZBT) und der FS 2 (UDE) wurden im Projektverlauf folgende Bachelor- und Masterarbeiten durchgeführt:

1. Thermodynamische Analyse und Simulation der Wasserstoffbetankung von Brennstoffzellen-Fahrzeugen (2021)
2. Thermodynamische Analyse von Betankungsvorgängen einer mobilen Befüllereinheit für Wasserstoff (2021)
3. Experimentelle und theoretische Untersuchung von Komponenten einer Wasserstoff-tankstelle (2022)
4. Wasserstoff als alternativer Kraftstoff für Binnenschiffe – Risikobasierte Zertifizierung des Antriebsstrangs (2023)

5. Entwicklung eines modularen Simulationsmodells zur energetischen Bewertung von Wasserstofftankstellen (2023)
6. Techno-ökonomische Analyse von Wasserstofftankstellen-Designs (2023)

Aus dem Projekt entsteht an der FS 2 (UDE) eine Dissertation zum Thema Modellierung von Wasserstoff-Tankstellen.

16. Förderhinweis und Danksagung

Wir danken dem Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz für die Förderung dieses IGF Forschungsvorhabens mit der Fördernummer 21801N. Dem projektbegleitenden Ausschuss sei für die Unterstützung, die wertvollen Hinweise und fruchtbaren Diskussionen gedankt.

17. Literaturverzeichnis:

- [1] Dr. Jörg Adolf, Dr. Christoph H. Balzer, Dr. Jürgen Louis, Dipl.-Ing. Uwe Schabla, Prof. Dr. Manfred Fishedick, Dr. Karin Arnold, Andreas Pastowski, Dietmar Schüwer, "Shell Wasserstoff-Studie: Energie der Zukunft?," Zugriff am: 24. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.shell.de/ueber-uns/newsroom/shell-wasserstoffstudie.html#vanity-aHR0cHM6Ly93d3cuc2h1bGwuZGUvd2Fzc2Vyc3RvZmZzdHVkaWUuaHRtbA>
- [2] R. T. Jacobsen, J. W. Leachman, S. G. Penoncello und E. W. Lemmon, "Current Status of Thermodynamic Properties of Hydrogen," *Int J Thermophys*, Jg. 28, Nr. 3, S. 758–772, 2007, doi: 10.1007/s10765-007-0226-7.
- [3] J.-B. Hövener *et al.*, "A continuous-flow, high-throughput, high-pressure parahydrogen converter for hyperpolarization in a clinical setting," *NMR in biomedicine*, Early Access. doi: 10.1002/nbm.2827.
- [4] A. Kilaj, H. Gao, D. Rösch, U. Rivero, J. Küpper und S. Willitsch, "Observation of different reactivities of para and ortho-water towards trapped diazenylium ions," *Nature communications*, Early Access. doi: 10.1038/s41467-018-04483-3.
- [5] Wikipedia, Hg., "Kernspin-Isomere von Wasserstoff: Ortho- und Para-Wasserstoff," Zugriff am: 24. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: https://de.wikipedia.org/wiki/Ortho-_und_Parawasserstoff
- [6] C. Lüdecke und D. Lüdecke, *Thermodynamik: Physikalisch-chemische Grundlagen für Naturwissenschaftler und Ingenieure der thermischen Verfahrenstechnik*, 2. Aufl. (Lehrbuch). Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2020.
- [7] B. Semrau, S. Hielscher, M. Thol und R. Span, "Combination of Gibbs and Helmholtz Energy Equations of State in a Multiparameter Mixture Model Using the IAPWS Seawater Model as an Example," *Int J Thermophys*, Jg. 43, Nr. 3, 2022, doi: 10.1007/s10765-021-02959-x.
- [8] J. W. Leachman, R. T. Jacobsen, S. G. Penoncello und E. W. Lemmon, "Fundamental Equations of State for Parahydrogen, Normal Hydrogen, and Orthohydrogen," *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 38, Nr. 3, S. 721–748, 2009, doi: 10.1063/1.3160306.
- [9] E. W. Lemmon und R. Tillner-Roth, "A Helmholtz energy equation of state for calculating the thermodynamic properties of fluid mixtures," *Fluid Phase Equilibria*, Jg. 165, Nr. 1, S. 1–21, 1999, doi: 10.1016/S0378-3812(99)00262-9.
- [10] I. H. Bell und A. Jäger, "Helmholtz Energy Transformations of Common Cubic Equations of State for Use with Pure Fluids and Mixtures," *Journal of research of the National Institute of Standards and Technology*, Early Access. doi: 10.6028/jres.121.011.
- [11] E. W. Lemmon und R. T. Jacobsen, "A New Functional Form and New Fitting Techniques for Equations of State with Application to Pentafluoroethane (HFC-125)," *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, Jg. 34, Nr. 1, S. 69–108, 2005, doi: 10.1063/1.1797813.

- [12] S. Maus, *Modellierung und Simulation der Betankung von Fahrzeugbehältern mit komprimiertem Wasserstoff* (Zugl.: Hamburg-Harburg, Techn. Univ., Institut für Prozess- und Anlagentechnik, Diss., 2007) (Fortschrittberichte VDI Reihe 3, Verfahrenstechnik 879). Düsseldorf: VDI-Verl., 2007.
- [13] T. Bourgeois, F. Ammouri, D. Baraldi und P. Moretto, "The temperature evolution in compressed gas filling processes: A review," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 43, Nr. 4, S. 2268–2292, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.11.068.
- [14] Y. A. Çengel, *Heat transfer: A practical approach*, 2. Aufl. (McGraw-Hill series in mechanical engineering). Boston, Mass.: McGraw-Hill, 2003.
- [15] T. Kuroki, N. Sakoda, K. Shinzato, M. Monde und Y. Takata, "Dynamic simulation for optimal hydrogen refueling method to Fuel Cell Vehicle tanks," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 43, Nr. 11, S. 5714–5721, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.111.
- [16] T. Kuroki *et al.*, "Thermodynamic modeling of hydrogen fueling process from high-pressure storage tank to vehicle tank," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 46, Nr. 42, S. 22004–22017, 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.04.037.
- [17] V. Molkov, M. Dadashzadeh und D. Makarov, "Physical model of onboard hydrogen storage tank thermal behaviour during fuelling," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 44, Nr. 8, S. 4374–4384, 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.12.115.
- [18] E. Rothuizen, B. Elmegaard und M. Rokni, "Dynamic simulation of the effect of vehicle-side pressure loss of hydrogen fueling process," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 45, Nr. 15, S. 9025–9038, 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.071.
- [19] L. Zhao *et al.*, "Thermodynamic analysis of the emptying process of compressed hydrogen tanks," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 44, Nr. 7, S. 3993–4005, 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.12.091.
- [20] D. Rist, *Dynamik realer Gase: Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik* (Springer eBook Collection Computer Science and Engineering). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1996.
- [21] E. Rothuizen, W. Mérida, M. Rokni und M. Wistoft-Ibsen, "Optimization of hydrogen vehicle refueling via dynamic simulation," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 38, Nr. 11, S. 4221–4231, 2013, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.01.161.
- [22] L. Zhao *et al.*, "Review on studies of the emptying process of compressed hydrogen tanks," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 46, Nr. 43, S. 22554–22573, 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.04.101.
- [23] J. Draxler und M. Siebenhofer, *Verfahrenstechnik in Beispielen: Problemstellungen, Lösungsansätze, Rechenwege* (Lehrbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [24] A. Elgowainy, K. Reddi, D.-Y. Lee, N. Rustagi und E. Gupta, "Techno-economic and thermodynamic analysis of pre-cooling systems at gaseous hydrogen refueling stations,"

International Journal of Hydrogen Energy, Jg. 42, Nr. 49, S. 29067–29079, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.09.087.

[25] S. Bahou, "Techno-economic assessment of a hydrogen refuelling station powered by an on-grid photovoltaic solar system: A case study in Morocco," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 48, Nr. 61, S. 23363–23372, 2023, doi: 10.1016/j.ijhydene.2023.03.220.

[26] M. Genovese und P. Fragiaco, "Hydrogen refueling station: Overview of the technological status and research enhancement," *Journal of Energy Storage*, Jg. 61, S. 106758, 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.106758.

[27] M. Mintz *et al.*, "Hydrogen Delivery Scenario Analysis Model for Hydrogen Distribution Options," *Transportation Research Record*, Jg. 1983, Nr. 1, S. 114–120, 2006, doi: 10.1177/0361198106198300116.

[28] M. Minutillo, A. Perna, A. Forcina, S. Di Micco und E. Jannelli, "Analyzing the levelized cost of hydrogen in refueling stations with on-site hydrogen production via water electrolysis in the Italian scenario," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 46, Nr. 26, S. 13667–13677, 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.11.110.

[29] C. Blazquez-Diaz, "Techno-economic modelling and analysis of hydrogen fuelling stations," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 44, Nr. 2, S. 495–510, 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.11.001.

[30] E. Rothuizen und M. Rokni, "Optimization of the overall energy consumption in cascade fueling stations for hydrogen vehicles," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 39, Nr. 1, S. 582–592, 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.10.066.

[31] E. Krause, *Strömungslehre, Gasdynamik und aerodynamisches Laboratorium: Mit 42 Tabellen, 208 Aufgaben mit Lösungen sowie 11 ausführlichen Versuchen im Aerodynamischen Laboratorium*, 1. Aufl. (Lehrbuch Maschinenbau). Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 2003.

[32] K. Reddi, A. Elgowainy, N. Rustagi und E. Gupta, "Two-tier pressure consolidation operation method for hydrogen refueling station cost reduction," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 43, Nr. 5, S. 2919–2929, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.12.125.

[33] K. Reddi, A. Elgowainy und E. Sutherland, "Hydrogen refueling station compression and storage optimization with tube-trailer deliveries," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 39, Nr. 33, S. 19169–19181, 2014, doi: 10.1016/j.ijhydene.2014.09.099.

[34] *Küttner Kolbenmaschinen: Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen*; mit 40 Tabellen sowie zahlreichen Übungen und Beispielen mit Lösungen, 7. Aufl. (Studium). Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.

[35] Nexant Inc., Air Liquide, Argonne National Laboratory und Chevron Technology, "H2A Hydrogen Delivery Infrastructure Analysis Models and Conventional Pathway Options Analysis Results," 2008. Zugriff am: 25. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: https://www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/pdfs/nexant_h2a.pdf

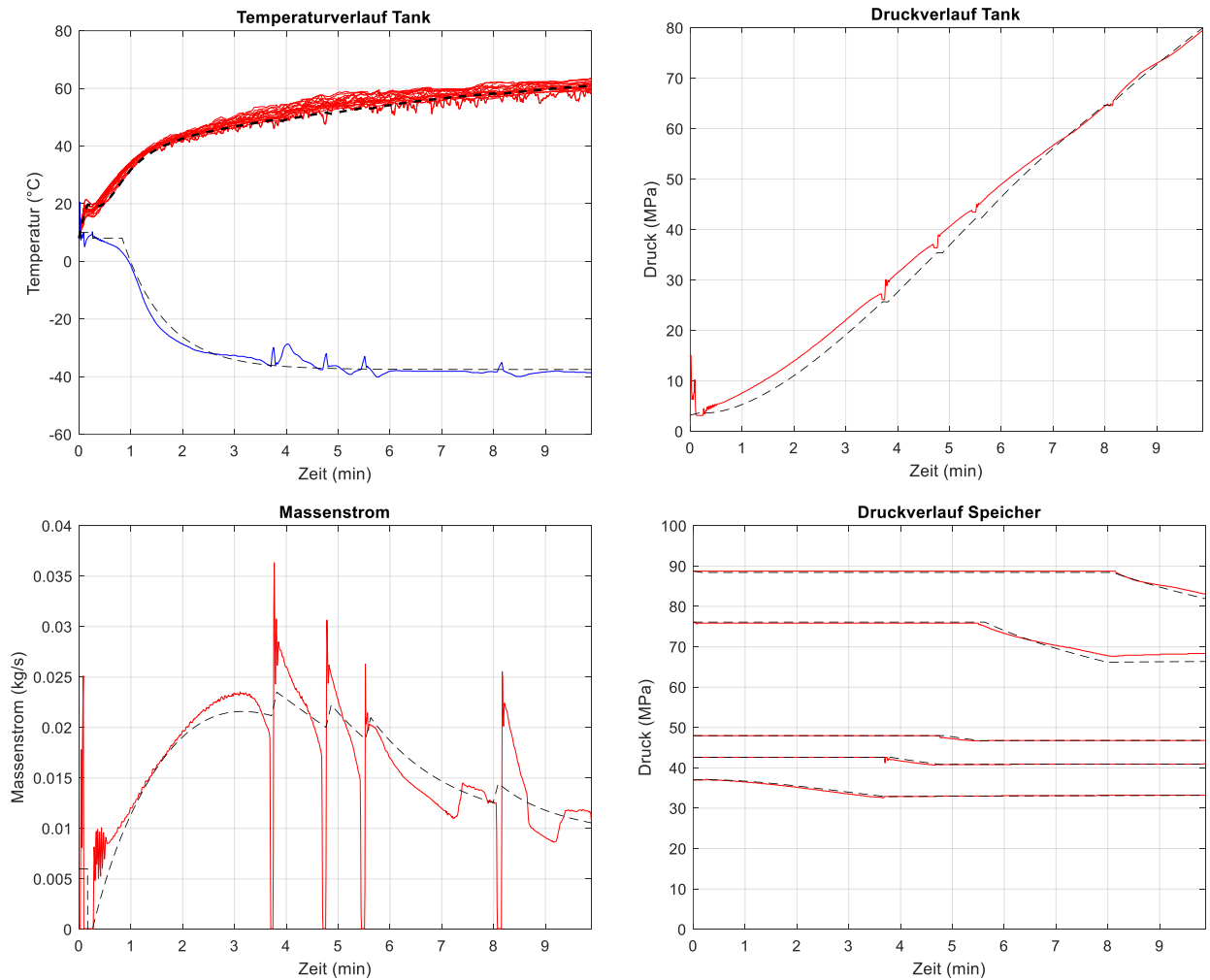
- [36] D. Stolten, Hg. *Hydrogen science and engineering: Materials, processes, systems and technology*. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2016. [Online]. Verfügbar unter: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/book/10.1002/9783527674268>
- [37] "HYDROGEN DELIVERY SCENARIO ANALYSIS MODEL (HDSAM)," Argonne National Laboratory, 2010. [Online]. Verfügbar unter: <https://hdsam.es.anl.gov/index.php?content=hdsam>
- [38] Mohd Adnan Khan, Cameron Young, Catherine Mackinnon, David B. Layzell, "The Techno-Economics of Hydrogen Compression: TECHNICAL BRIEF," 2021. Zugriff am: 27. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: https://transitionaccelerator.ca/wp-content/uploads/2023/04/TA-Technical-Brief-1.1_TEEA-Hydrogen-Compression_PUBLISHED.pdf
- [39] Ethan S. Hecht, Joseph Pratt, "Comparison of conventional vs. modular hydrogen refueling stations, and on-site production vs. delivery," Sandia National Laboratories, 2017.
- [40] R. Caponi, A. Monforti Ferrario, L. Del Zotto und E. Bocci, "Hydrogen refueling station cost model applied to five real case studies for fuel cell buses," *E3S Web Conf.*, Jg. 312, S. 7010, 2021, doi: 10.1051/e3sconf/202131207010.
- [41] D. Baldwin, "FINAL REPORT - Development of High Pressure Hydrogen Storage Tank for Storage and Gaseous Truck Delivery," 2017, doi: 10.2172/1373926.
- [42] M. Gökçek und C. Kale, "Techno-economical evaluation of a hydrogen refuelling station powered by Wind-PV hybrid power system: A case study for İzmir-Çeşme," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 43, Nr. 23, S. 10615–10625, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.082.
- [43] G. Parks, R. Boyd, J. Cornish und R. Remick, "Hydrogen Station Compression, Storage, and Dispensing Technical Status and Costs: Systems Integration," 2014, doi: 10.2172/1130621.
- [44] Ø. Ulleberg und R. Hancke, "Techno-economic calculations of small-scale hydrogen supply systems for zero emission transport in Norway," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 45, Nr. 2, S. 1201–1211, 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.05.170.
- [45] K. Reddi, A. Elgowainy, N. Rustagi und E. Gupta, "Impact of hydrogen SAE J2601 fueling methods on fueling time of light-duty fuel cell electric vehicles," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 42, Nr. 26, S. 16675–16685, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.04.233.
- [46] D. Terlip, J. Pratt, A. Elgowainy, C. Ainscough und J. Kurtz, "H2FIRST Reference Station Design Task," 2014. Zugriff am: 27. Juni 2024. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.nrel.gov/docs/fy15osti/64107.pdf>
- [47] M. F. Andrea, R. H. Sara, Z. Del Luca, S. S. Giovanni und B. Enrico, "Techno-economic analysis of in-situ production by electrolysis, biomass gasification and delivery systems for Hydrogen Refuelling Stations: Rome case study," *Energy Procedia*, Jg. 148, S. 82–89, 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.08.033.
- [48] F. Grüger, L. Dylewski, M. Robinius und D. Stolten, "Carsharing with fuel cell vehicles: Sizing hydrogen refueling stations based on refueling behavior," *Applied Energy*, Jg. 228, S. 1540–1549, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.07.014.

- [49] K. Reddi, A. Elgowainy, N. Rustagi und E. Gupta, "Impact of hydrogen refueling configurations and market parameters on the refueling cost of hydrogen," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 42, Nr. 34, S. 21855–21865, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.05.122.
- [50] K. Reddi, A. Elgowainy, N. Rustagi und E. Gupta, "Techno-economic analysis of conventional and advanced high-pressure tube trailer configurations for compressed hydrogen gas transportation and refueling," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 43, Nr. 9, S. 4428–4438, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.049.
- [51] M. Reuß, T. Grube, M. Robinius und D. Stolten, "A hydrogen supply chain with spatial resolution: Comparative analysis of infrastructure technologies in Germany," *Applied Energy*, Jg. 247, S. 438–453, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.064.
- [52] M. Robinius, J. F. Linßen und T. Grube, *Comparative analysis of infrastructures: hydrogen fueling and electric charging of vehicles* (Schriften des Forschungszentrums Jülich : [...], Reihe Energie et Umwelt volume 408). Jülich: Forschungszentrum Jülich GmbH, Zentralbibliothek, Verlag, 2018.
- [53] A. Mayyas und M. Mann, "Manufacturing competitiveness analysis for hydrogen refueling stations," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 44, Nr. 18, S. 9121–9142, 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.02.135.
- [54] R. Caponi, E. Bocci und L. Del Zotto, "Techno-Economic Model for Scaling Up of Hydrogen Refueling Stations," *Energies*, Jg. 15, Nr. 20, S. 7518, 2022, doi: 10.3390/en15207518.
- [55] G. Sdanghi, G. Maranzana, A. Celzard und V. Fierro, "Review of the current technologies and performances of hydrogen compression for stationary and automotive applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 102, S. 150–170, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2018.11.028.
- [56] L. Viktorsson, J. Heinonen, J. Skulason und R. Unnthorsson, "A Step towards the Hydrogen Economy—A Life Cycle Cost Analysis of A Hydrogen Refueling Station," *Energies*, Jg. 10, Nr. 6, S. 763, 2017, doi: 10.3390/en10060763.
- [57] J. Michalski *et al.*, "Hydrogen generation by electrolysis and storage in salt caverns: Potentials, economics and systems aspects with regard to the German energy transition," *International Journal of Hydrogen Energy*, Jg. 42, Nr. 19, S. 13427–13443, 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.02.102.

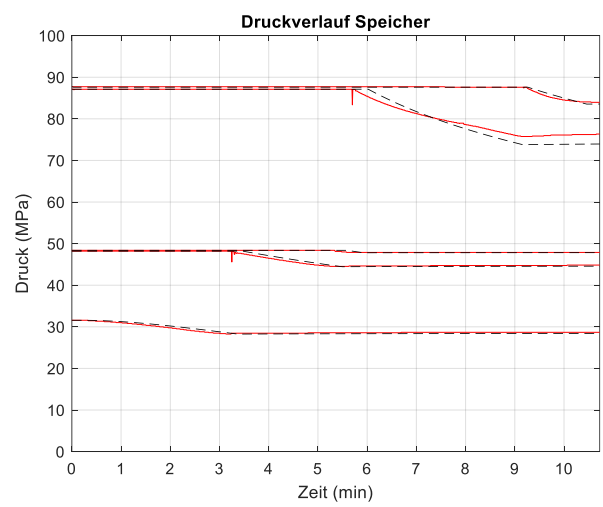
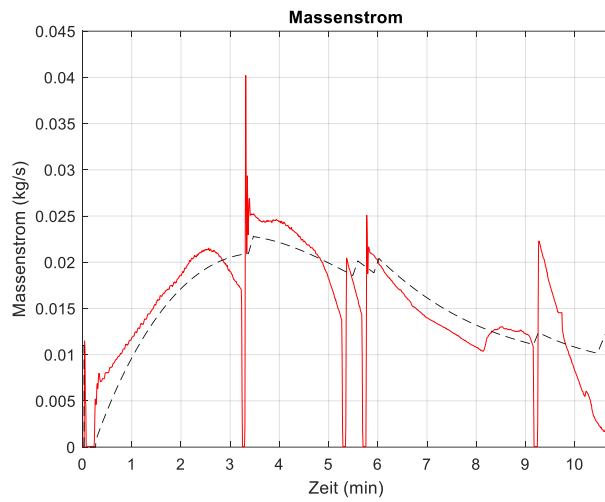
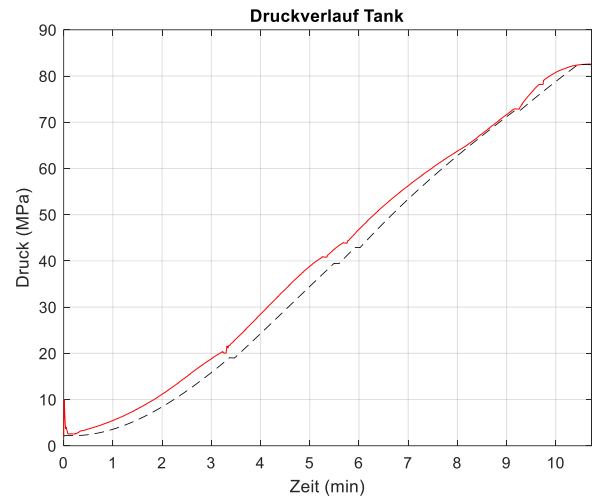
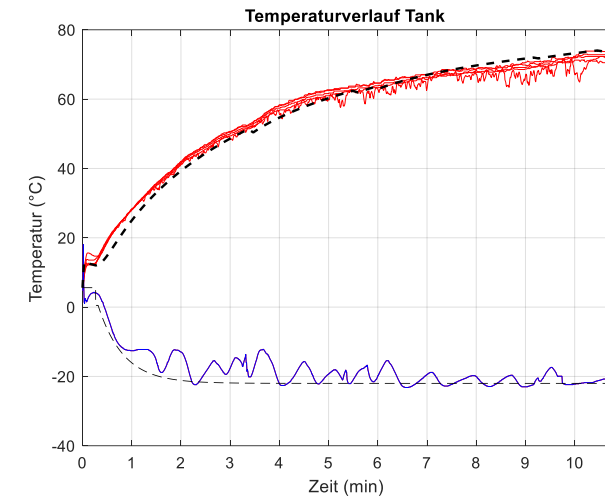
18. Abbildungsverzeichnis

19. Tabellenverzeichnis

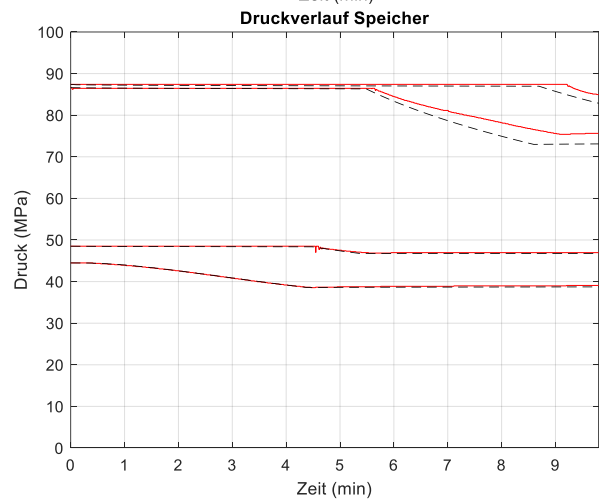
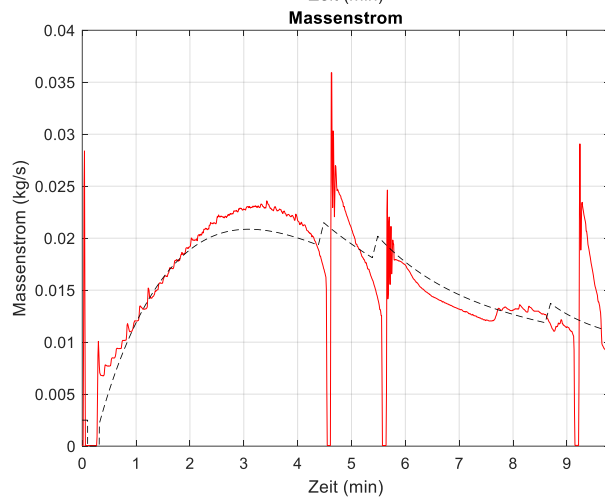
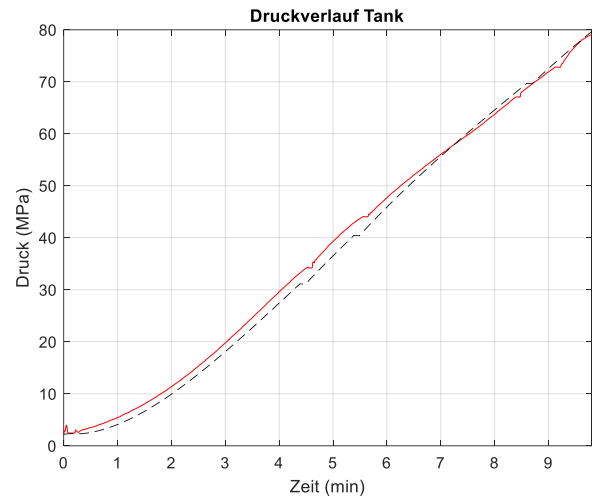
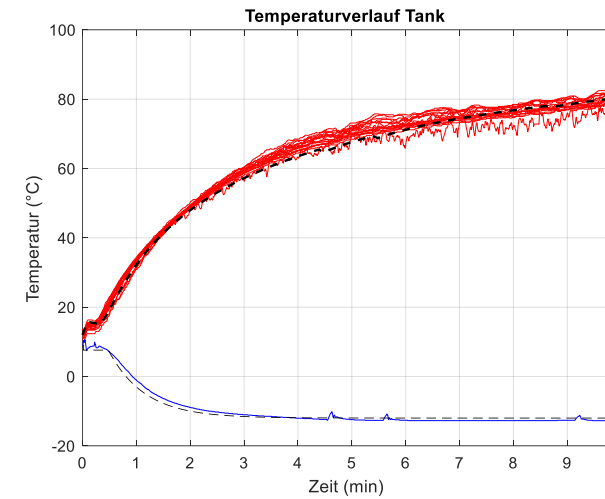
20. Anhang



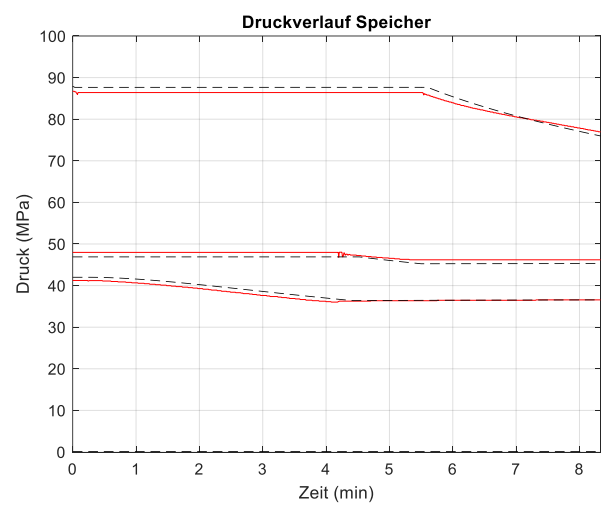
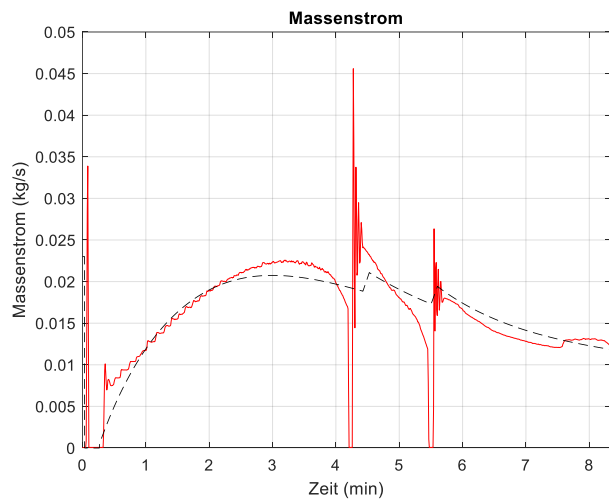
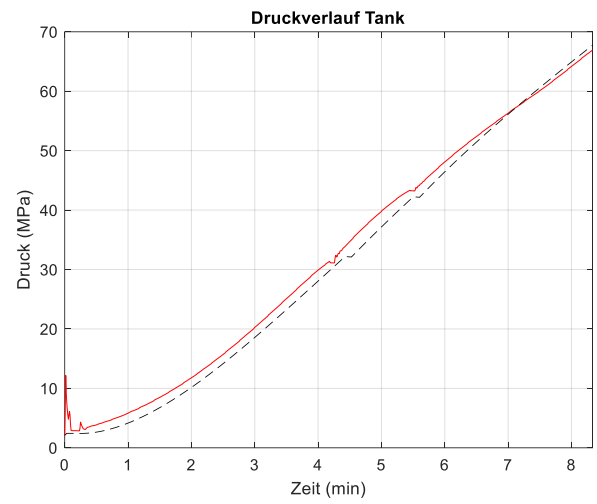
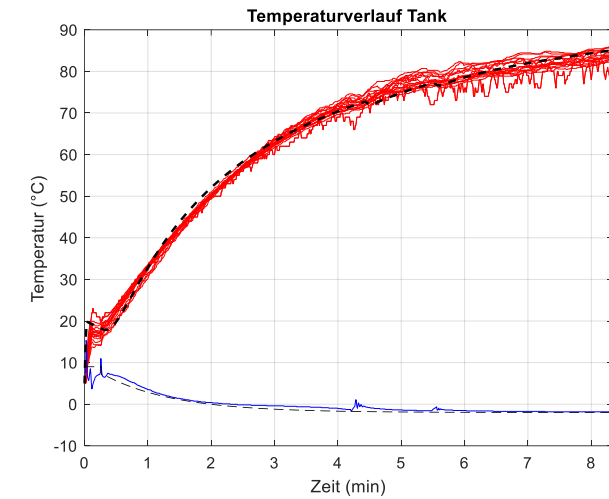
Validierung Messung 1: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



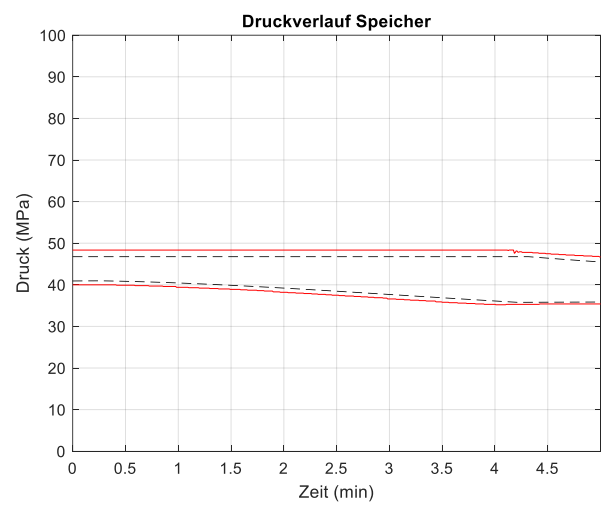
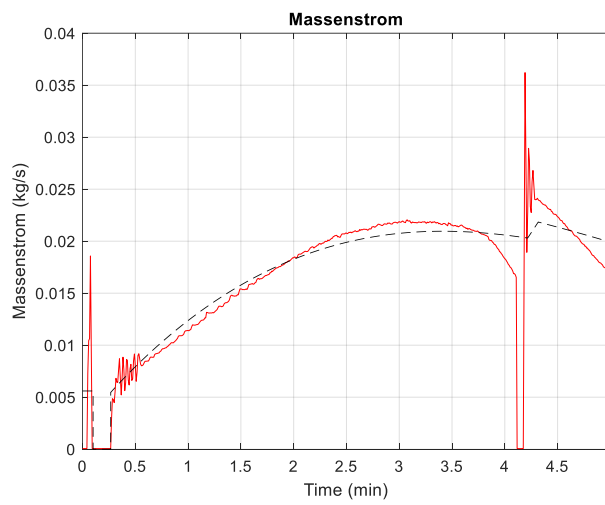
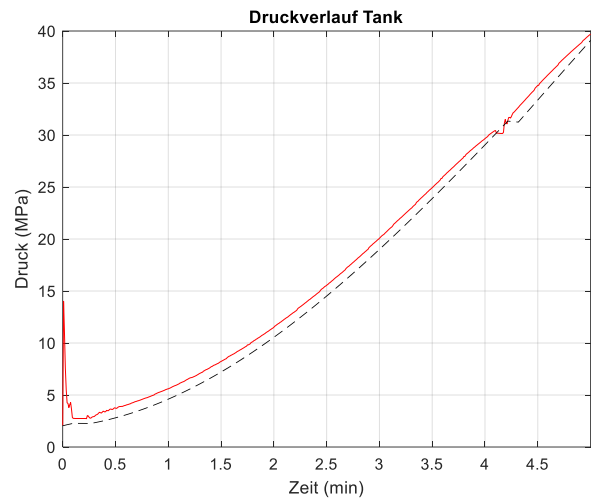
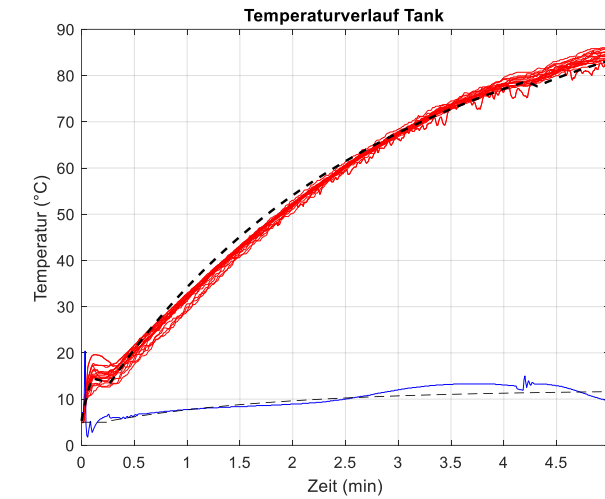
Validierung Messung 2: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



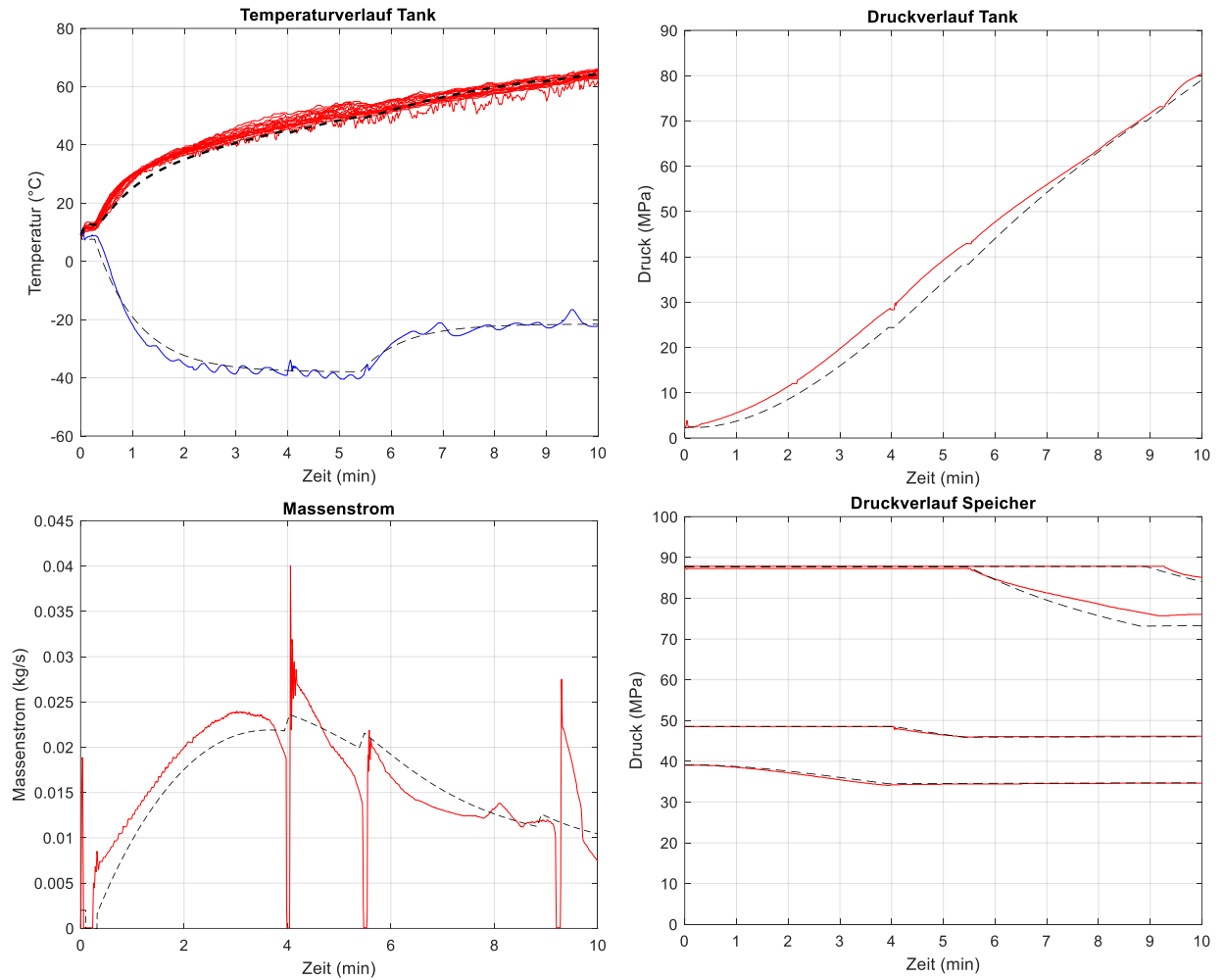
Validierung Messung 3: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



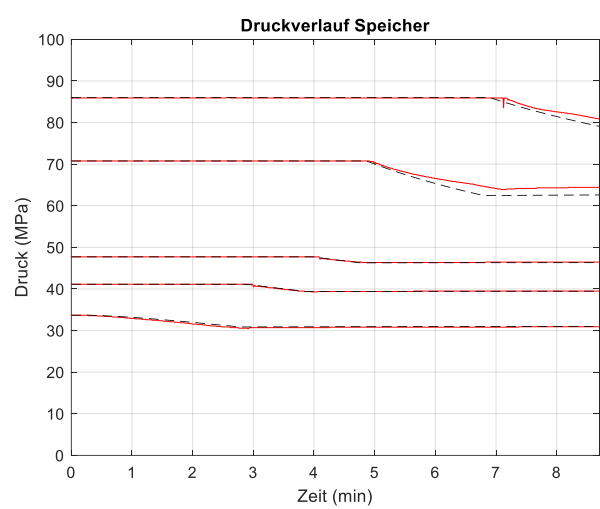
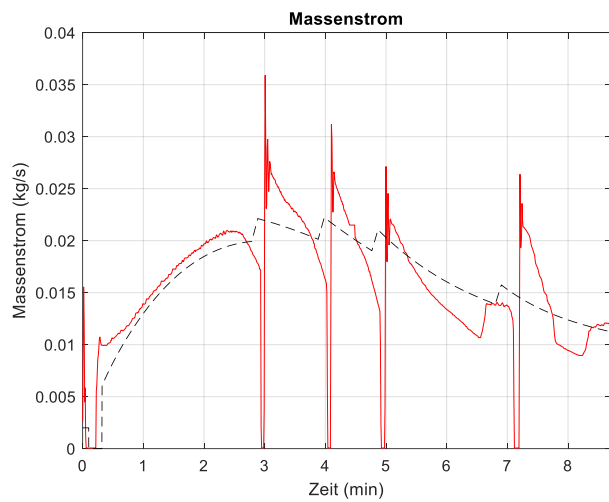
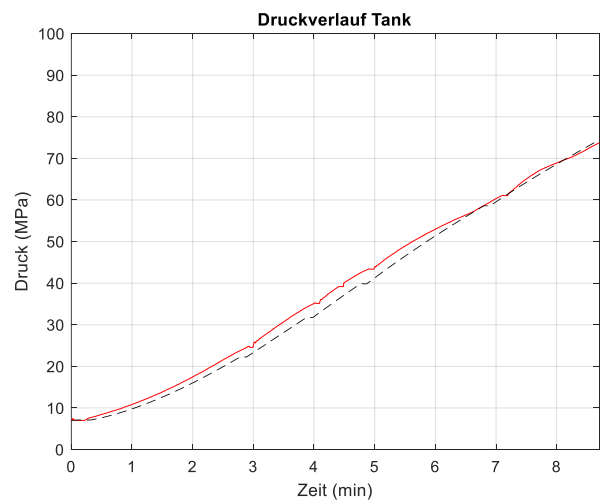
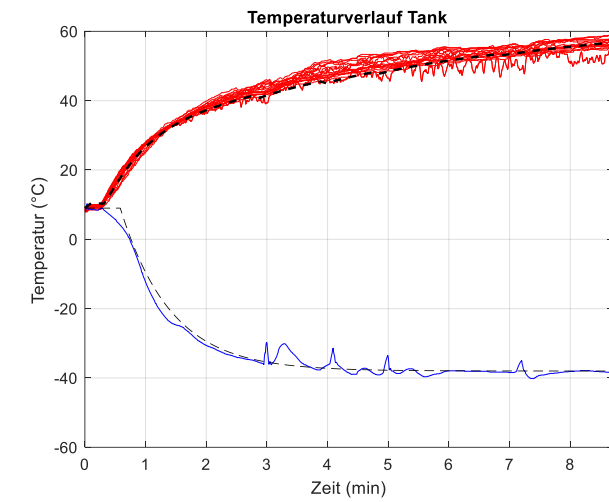
Validierung Messung 4: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



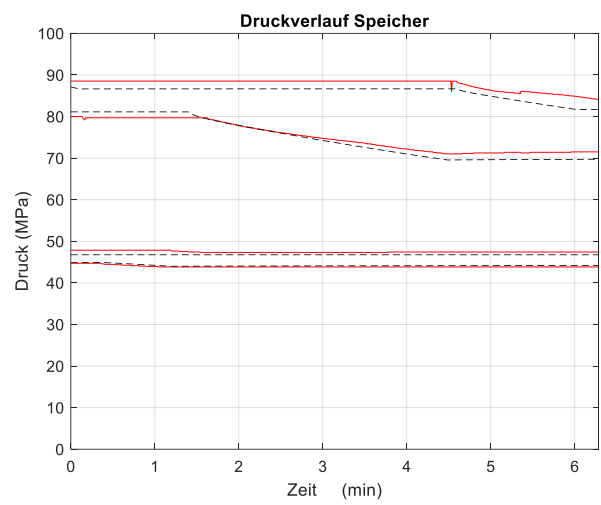
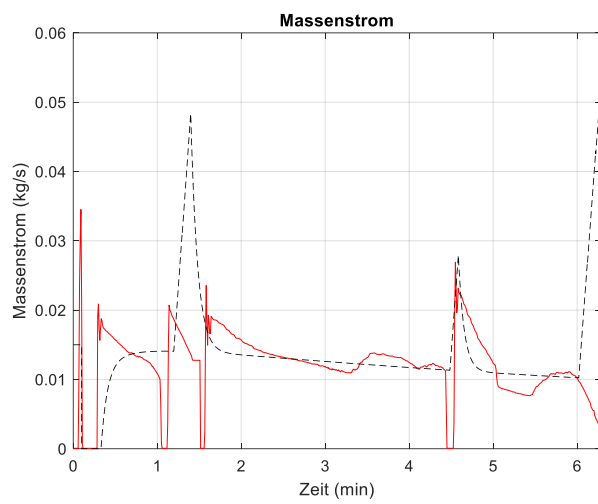
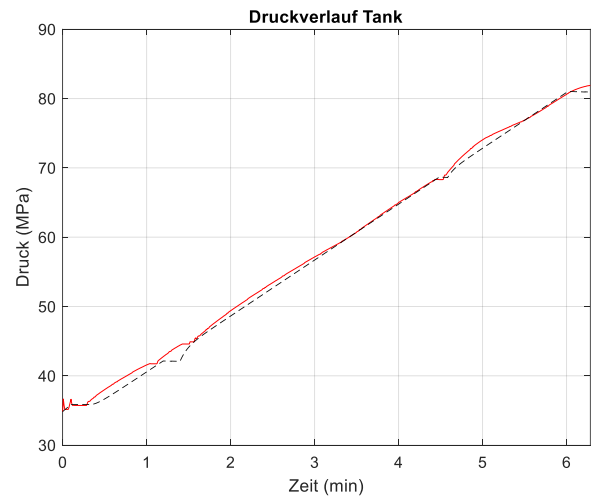
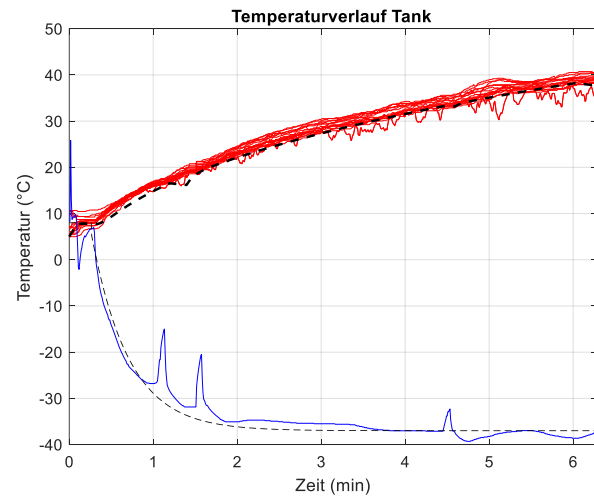
Validierung Messung 6: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



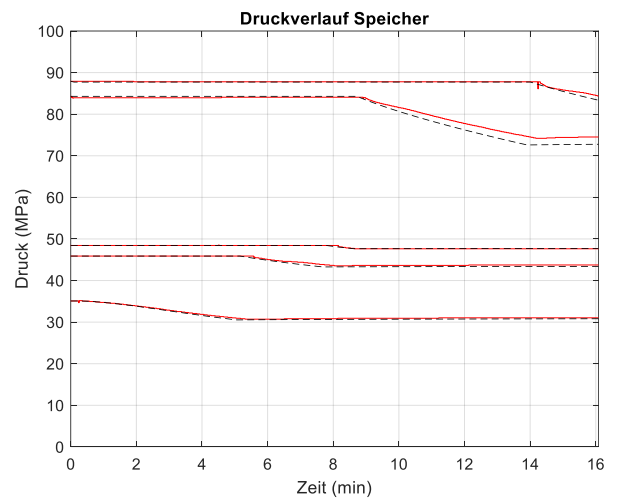
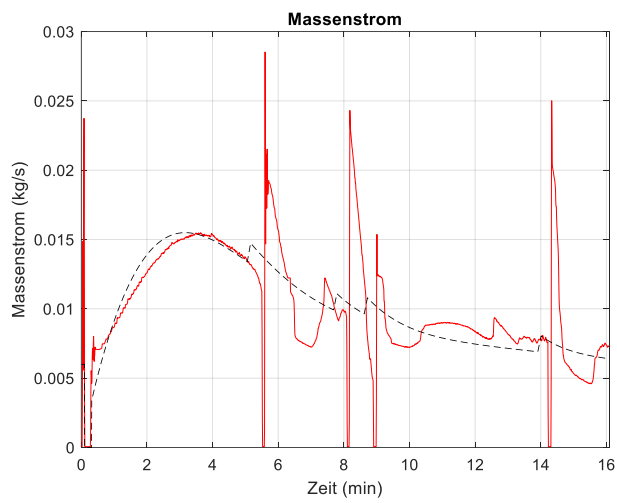
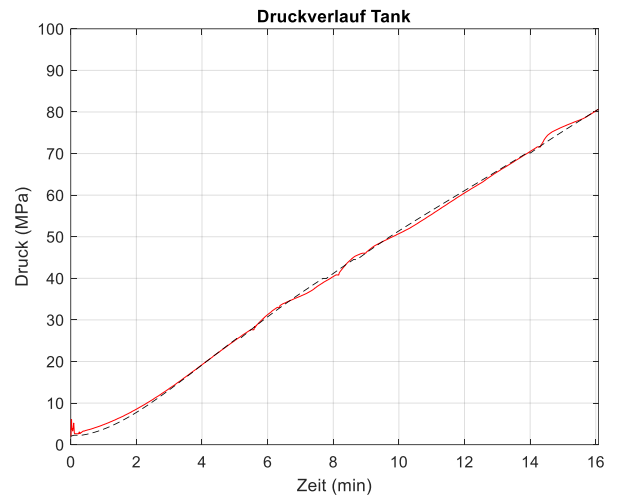
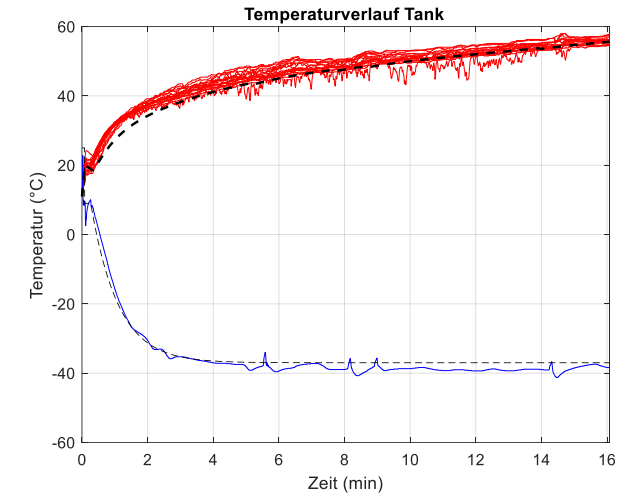
Validierung Messung 7: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



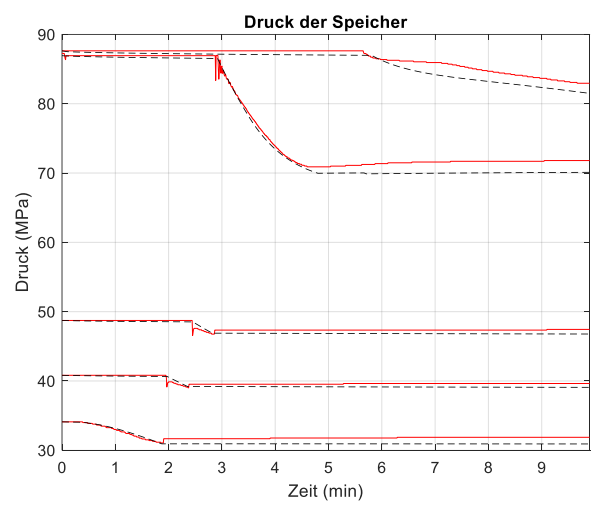
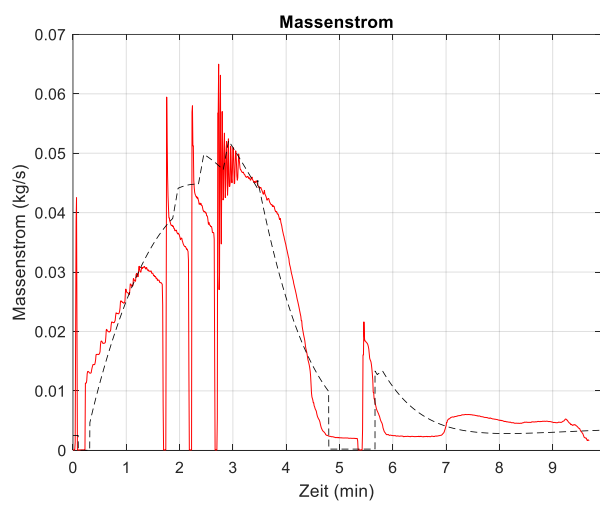
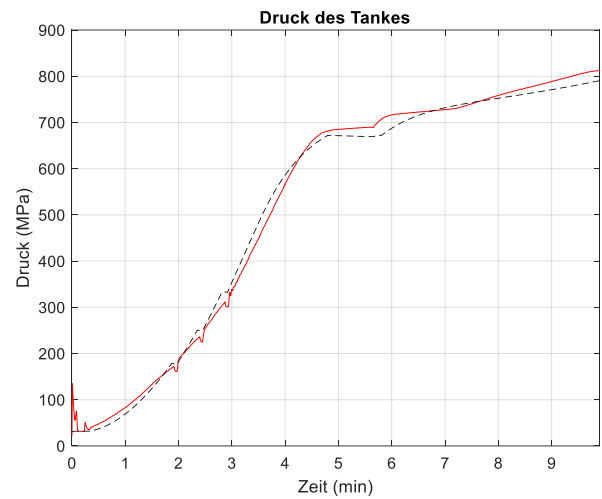
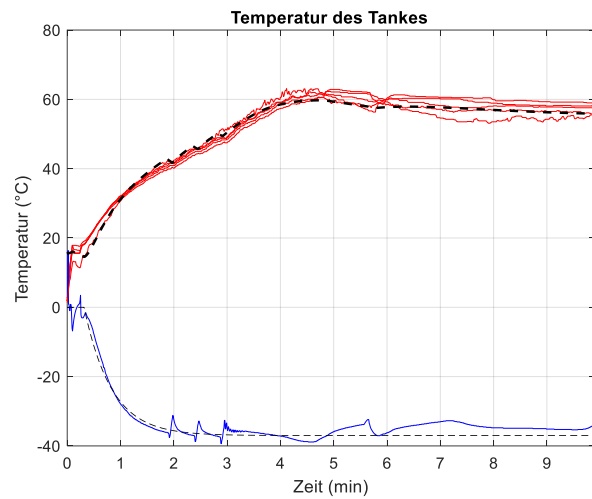
Validierung Messung 8: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



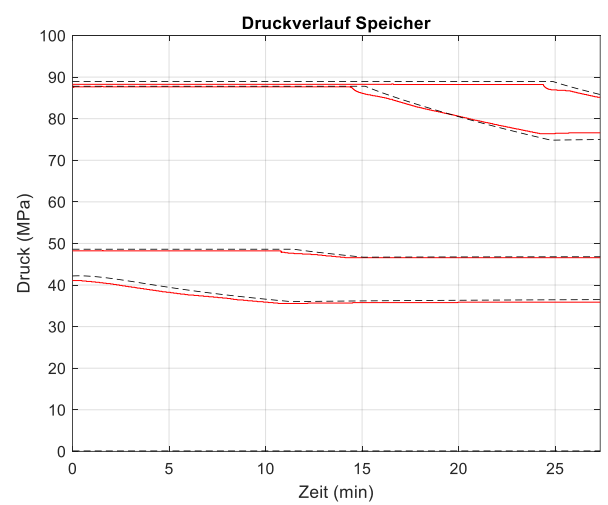
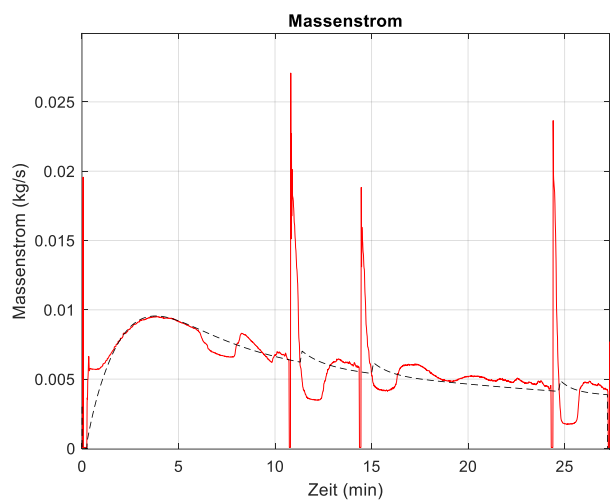
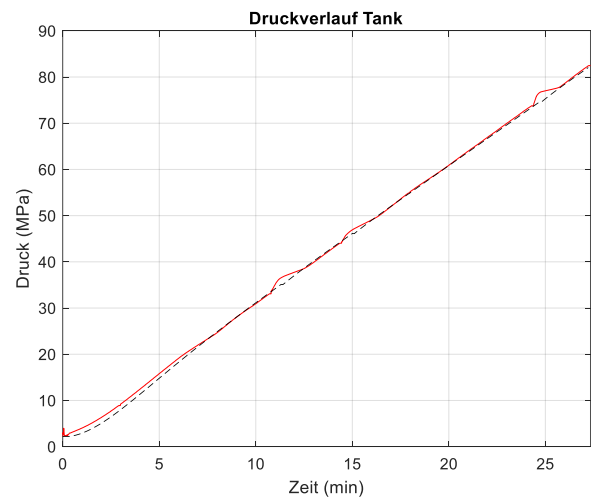
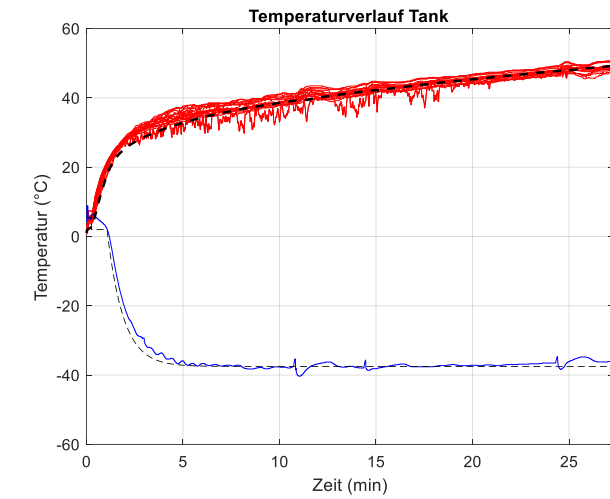
Validierung Messung 9: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



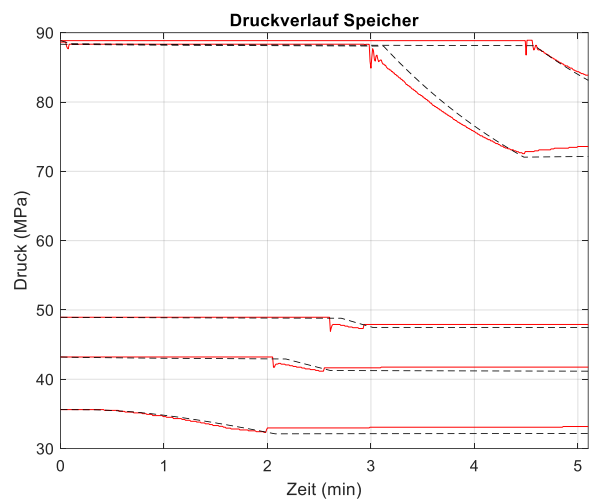
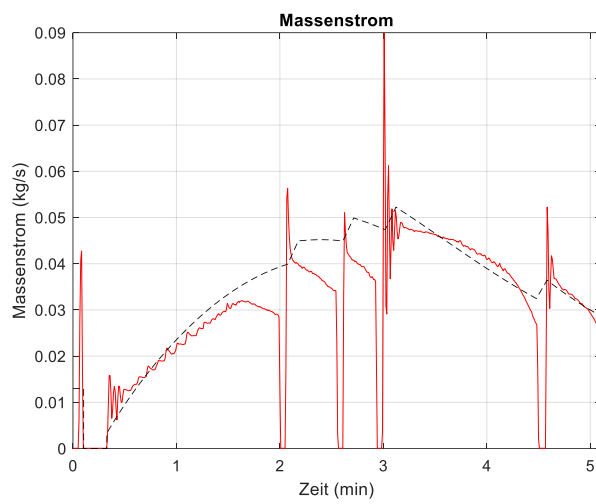
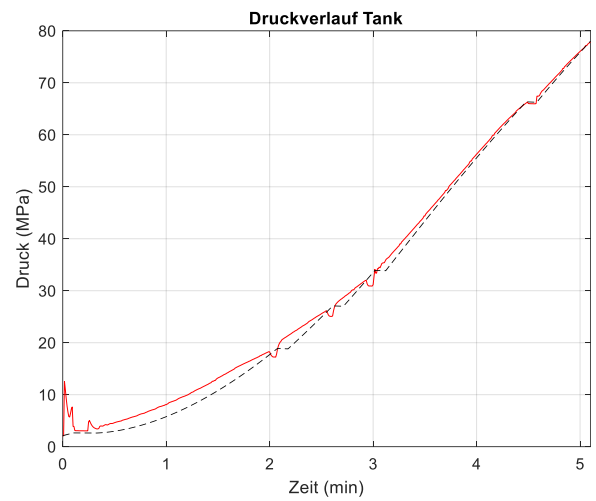
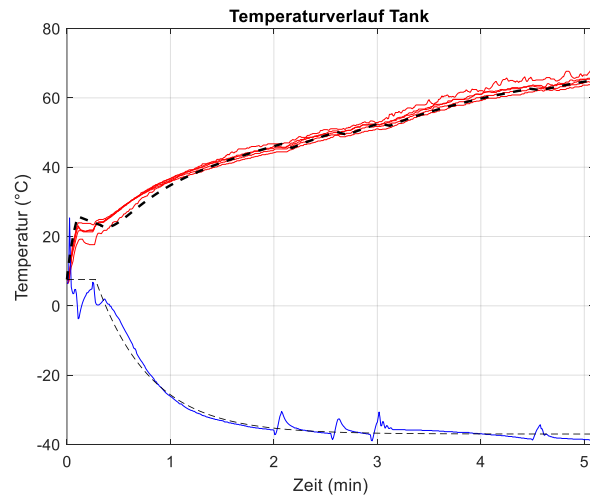
Validierung Messung 10: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



Validierung Messung 12: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



Validierung Messung 13: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation



Validierung Messung 14: Farblich Messungen, schwarz-gestrichelt Simulation