

Ein Beitrag zur energieeffizienten Erzeugung von Druckluft

Dissertation

zur Erlangung des Grades

des Doktors der Ingenieurwissenschaften

der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät

der Universität des Saarlandes

von

Florian Wagner

Saarbrücken

2022

Tag des Kolloquiums:

7. Dezember 2022

Dekan:

Prof. Dr. Ludger Santen

Berichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. Georg Frey
Prof. Dr.-Ing. Alexander Fay

Vorsitz:

Prof. Dr.-Ing. Michael Vielhaber

Akad. Beisitzer:

Dr.-Ing. Flavio Soldera

Danksagung

Mit dieser Dissertation erreiche ich einen besonderen Meilenstein in meinem Leben. Die Rahmenbedingungen auf dem Weg hierhin waren außergewöhnlich und ohne die direkte und indirekte Unterstützung besonderer Menschen wäre ich nicht so weit gekommen.

Zunächst gilt der tiefe Dank meinen Eltern. Sie haben vorausschauend zahlreiche Lebensweichen so gestellt, dass die Voraussetzungen für dieses Projekt überhaupt erst geschaffen wurden. Leider war die gemeinsame Zeit viel zu kurz.

Ebenso möchte ich mich herzlich bei Frau Dr. med. Bärbel Hueske bedanken. Sie hat durch Übernahme einer großen Verantwortung eine große Last von meinen Schultern genommen. Ohne ihre Unterstützung hätte ich dieses Projekt nicht beginnen können.

Mein großer Dank gebührt meinem Doktorvater, Herrn Professor Dr.-Ing. Georg Frey, der mich nicht nur auf meinem Weg zur Promotion mit großer Geduld begleitet hat. Durch unsere Zusammenarbeit an der TU Kaiserslautern und das Einräumen großer Freiheiten hat er eine wesentliche Grundlage für meinen weiteren Karriereweg gelegt.

Im direkten Kontext der Promotion bedanke ich mich herzlich bei Herrn Professor Dr.-Ing. Alexander Fay für die Übernahme des Koreferats und den weiteren Mitgliedern des Prüfungsausschusses Herrn Professor Dr.-Ing. Michael Vielhaber und Herrn Dr.-Ing. Flavio Soldera.

An Frau Anika Hartwich geht mein außerordentlicher Dank. Ihre Unterstützung durch zahlreiche Diskussionen war wichtig für den Abschluss des Projekts.

Ebenfalls ein Dankeschön geht an die Firma KAESER Kompressoren SE für die Finanzierung meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der TU Kaiserslautern und das Einräumen der seltenen Gelegenheit, meine im Rahmen der Forschungstätigkeit erarbeiteten Ideen als Mitarbeiter der KAESER Kompressoren SE eigenverantwortlich in reale Produkte und Dienstleistungen zu überführen.

Kurzzusammenfassung

Die Arbeit befasst sich mit der Steigerung der Energieeffizienz der Druckluftherzeugung durch den Einsatz von Simulation. Zunächst wird ein Überblick über Aufbau und Funktionsweise von stationären öleingespritzten Schraubenkompressoren gegeben und gezeigt, dass sich die Energieeffizienz der Druckluftherzeugung steigern lässt, wenn man mehrere Kompressoren zu einer Druckluftstation zusammenschaltet. Anhand der für die Energieeffizienz relevanten Effekte wird anschließend in zwei Stufen eine Vorgehensweise zur komponentenbasierten Modellierung von Druckluftstationen auf Basis hybrider Automaten und Verbindungen über Konnektoren erarbeitet. Diese Vorgehensweise erlaubt die Modellierung und Simulation von Druckluftstationen ohne Einsatz von Spezialsoftware mit harten Echtzeitanforderungen auf Systemen mit eingeschränkter Rechenleistung. Mit Hilfe eines Branch-And-Bound-Algorithmus und dem Einsatz von Simulation wird gezeigt, wie man Druckluftstationen in Hinblick auf optimale Energieeffizienz automatisch auslegen. Zur Steigerung der Energieeffizienz zur Laufzeit einer Druckluftstation wird abschließend ein neuartiges Steuerungsverfahren vorgestellt, welche Stellhandlungen an Kompressoren durch Einsatz von iterativ durchgeführten Simulationsläufen in Echtzeit optimiert.

Abstract

The thesis deals with increasing the energy efficiency of compressed air generation by the application of simulation. First, an overview of the structure and function of stationary oil-injected screw compressors is given and it is shown that the energy efficiency of compressed air generation can be increased if several compressors are interconnected to form a compressed air station. Based on the effects relevant for energy efficiency, a procedure for component-based modeling of compressed air stations based on hybrid automata and connections via connectors is developed in two stages. This approach allows the modeling and simulation of compressed air stations without the use of special-purpose software allowing hard real-time requirements on systems with limited computing power. With the help of a branch-and-bound algorithm and the use of simulation, it is shown how to automatically design compressed air stations with regard to optimal energy efficiency. In order to increase the energy efficiency during operation of a compressed air station, a new type of control method is presented, which optimizes control actions on compressors through the use of cyclically executed simulation runs in real time.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	5
1.1	Motivation.....	5
1.2	Struktur der Arbeit	6
1.3	Wesentliche Beiträge dieser Arbeit.....	8
2	Einführung in die Druckluftherzeugung	10
2.1	Kapitelübersicht	10
2.2	Erzeugung von Druckluft mit öleingespritzten Schraubenkompressoren	10
2.2.1	Fokus öleingespritzte Schraubenkompressoren	10
2.2.2	Aufbau und Verdichtungsprozess	11
2.2.3	Betriebszustände.....	12
2.2.4	Elektrische Leistungsaufnahme und Liefermenge	13
2.2.5	Algorithmen zur Festlegung der Verweildauer im Betriebszustand Leerlauf	14
2.2.6	Anpassung der Liefermenge an den Druckluftverbrauch	17
2.3	Erzeugung von Druckluft in Druckluftstationen.....	17
2.3.1	Erhöhte Ausfallsicherheit von Druckluftstationen	18
2.3.2	Verbesserte Energie-Effizienz einer Druckluftstation	18
2.3.3	Lebenszykluskosten einer Druckluftstation	21
2.4	Auslegung von Druckluftstationen.....	22
2.4.1	Ziele der Auslegung	22
2.4.2	Stand der Technik aus der Industrie.....	23
2.4.3	Bekannte Lösungsansätze aus der wissenschaftlichen Literatur	30
2.5	Steuerung von Druckluftstationen	34
2.5.1	Aufgabe einer Verbundsteuerung.....	34
2.5.2	Herausforderungen bei der Steuerung von Druckluftstationen	35
2.5.3	Stand der Technik bei der Steuerung von Druckluftstationen.....	36
2.5.4	Stand der Wissenschaft.....	39
3	Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen.....	46
3.1	Ziele und Anforderungen	46
3.2	Überblick zu anderen wissenschaftlichen Arbeiten	47
3.2.1	Veröffentlichungen mit rein statischen Modellen	47
3.2.2	Veröffentlichungen mit quasi-stationärer Modellierung	48
3.2.3	Veröffentlichungen mit dynamischen Modellen.....	49

3.3	Übersicht zur modellbasierten quantitativen Analyse von Druckluftstationen.....	50
3.4	Annahmen zur Modellierung von Luft	51
3.5	Effekte, die bei der Modellierung berücksichtigt werden.....	54
3.6	Modellierung hybrider Systeme.....	55
3.6.1	Methoden zur Modellierung hybrider Systeme	55
3.7	Implementierungsunabhängige Modellierung.....	57
3.7.1	Druckluftherzeuger.....	57
3.7.2	Strömungswiderstände (Trockner und Filter)	61
3.7.3	Druckluftspeicher	62
3.7.4	Druckluftverbrauch	63
3.8	Modellierung von Druckluftstationen im Blockdiagramm.....	64
3.9	Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen.....	68
3.9.1	Konnektoren.....	68
3.9.2	Komponentenmodelle mit Konnektoren als Schnittstelle	70
3.9.3	Verbindungsgruppen.....	71
3.10	Realisierung in Modelica	76
4	Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen in klassischen Programmiersprachen	77
4.1	Herausforderungen bei der Umsetzung in klassischen Programmiersprachen.....	77
4.2	Grundlegende Idee der Umsetzung in einer klassischen Programmiersprache	77
4.2.1	Hybride Automaten mit Differenzgleichungen in expliziter Form	77
4.2.2	Schnittstelle mit Signalen	80
4.2.3	Verwaltung und Auswertung von Konnektorgruppen	80
4.3	Interaktion und Synchronisation der hybriden Automaten über Verbindungsgruppen	82
4.4	Beispielhafte Realisierung in Julia	84
4.5	Vorteile der vorgestellten Modellierung.....	87
5	Automatische Auslegung von Druckluftstationen.....	88
5.1	Die Auslegung von Druckluftstationen als Optimierungsproblem.....	88
5.1.1	Gütekriterium	88
5.1.2	Nebenbedingungen	88
5.1.3	Abstraktion der Auslegung als Optimierungsproblem	89
5.2	Ziele des Verfahrens.....	90
5.3	Beschreibung des Verfahrens.....	91
5.4	Beispielhafte Realisierung und Anwendung des Verfahrens	102

6	Simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen	108
6.1	Übersicht des Kapitels	108
6.2	Stand der Technik für die Steuerung von Druckluftstationen.....	108
6.3	Grundlegende Idee einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen	111
6.4	Funktionsweise einer simulationsbasierten Steuerung	112
6.5	Prognose des Druckluftverbrauchs und Bestimmung der zu simulierenden Ansteuervarianten.....	113
6.6	Simulation und Bewertung der Ansteuervarianten	114
6.7	Realisierung der besten Ansteuervariante und Abwarten der Zykluszeit.....	115
6.8	Beispielhafte Realisierung des Verfahrens.....	116
6.9	Großflächige Anwendung in der Praxis	117
7	Zusammenfassung und Ausblick	121
	Abbildungsverzeichnis.....	128
	Literaturverzeichnis.....	131

1 Einleitung

1.1 Motivation

Druckluft ist eine in vielen Bereichen eingesetzte Ressourcen, ihre Erzeugung ist sehr energieintensiv. In stationären Anwendungen wird Druckluft fast ausschließlich mit elektrischem Strom erzeugt. Man schätzt, dass ca. 10% der in Europa erzeugten Elektrizität für die Erzeugung von Druckluft eingesetzt wird [Rad01][Her20]. Mit den Studien [Elb14] und [Elb17] wird die Grundlage für Mindestanforderungen an die Energieeffizienz von Maschinen zur Druckluftherzeugung auf regulatorischer Ebene in der EU gelegt. Aber auch aus rein wirtschaftlichen Gründen wird empfohlen, den Einsatz von Druckluft wo immer möglich zu vermeiden [Tri18], denn Druckluft ist einer der teuersten Energieträger [Her20]. Wo der Einsatz von Druckluft unvermeidlich oder die Vermeidung wirtschaftlich nicht sinnvoll ist, gilt es, die Effizienz für Erzeugung, Speicherung und Verteilung von Druckluft zu maximieren. Gleichzeitig wird versucht, die Verschwendung der teuren Ressource Druckluft (insbesondere die Leckagen) zu minimieren. Voraussetzung hierfür ist das Monitoring von Druckluftsystemen [Ben17][Ben19+]. Mit seiner Sammlung von 61 „Best Practices“ gibt [Sal20] einen guten Überblick zu aktuell diskutierten Lösungsansätzen aus Wissenschaft und Praxis, ähnlich wie die Meta-Studie [Tri20], hier werden auf Basis anderer Veröffentlichungen konkrete und standardisierte Energieeffizienzmaßnahmen des US Department of Energy Industrial Assessment Center (US DoE IAC) vorgestellt und in Bezug auf Wirksamkeit und Komplexität bei der Anwendung auf Druckluftstationen bewertet.

In vielen Fällen werden für die Erzeugung von Druckluft mehrere Kompressoren zu einer Druckluftstation, d.h. einem Verbund von Kompressoren, zusammengeschaltet. Das Zusammenschalten bietet Vorteile in Hinblick auf Energieeffizienz und Verfügbarkeit, wie später in dieser Arbeit gezeigt wird. Neben Anstrengungen, immer effizientere Kompressoren zu bauen, versuchen die Kompressorenhersteller daher seit den 1990er Jahren auch die Auslegung und den Betrieb von Druckluftstationen durch speziell dafür geschaffene Softwarewerkzeuge und Steuerungsprodukte zu optimieren. Hierbei stehen zwei zu lösende Probleme im Vordergrund:

1. Optimale Auslegung von Druckluftstationen: Zusammenstellung eines Verbunds von Kompressoren zu einer Druckluftstation so, dass für ein gegebenes/erwartetes Druckluftverbrauchsprofil die Lebenszeitkosten der Druckluftstation (Anschaffungskosten, Wartungskosten und Energiekosten) minimiert werden.
2. Optimale Steuerung von Druckluftstationen: Steuerung der Kompressoren einer gegebenen Druckluftstation so, dass die Energiekosten für die Erzeugung der Druckluft minimiert werden.

Für beide der oben genannten Problemstellungen wird im Rahmen dieser Arbeit jeweils ein Lösungsvorschlag unterbreitet. Den beiden Lösungsvorschlägen gemeinsam ist der Einsatz von Simulationsmodellen, um das zeitliche Verhalten von Kompressoren in einer Druckluftstation zu berechnen. Die beiden Problemstellungen unterscheiden sich darin, wann und wie sie gelöst werden.

Das Problem der optimalen Auslegung von Druckluftstationen wird vor der Inbetriebnahme der Druckluftstationen, genauer gesagt bei deren Planung, gelöst. Hierbei gelten nur sehr weiche Echtzeitanforderungen. Die Lösung des Planungsproblems kann und darf Stunden, Tage oder gar

Wochen in Anspruch nehmen, denn zwischen Beginn des Planungsprozess und Entscheidung über die zu realisierende Lösungen vergehen in der Regel Wochen bis Monate. Handelt es sich doch in vielen Fällen um Investitionen in der Größenordnung von mehreren 10.000 EUR bis mehrere 100.000 EUR über die man nicht ad-hoc entscheidet [Elb14].

Das Problem der optimalen Steuerung von Druckluftstationen wird hingegen während des Betriebs der Druckluftstation gelöst. Hier gelten harte Echtzeitanforderungen, denn eine Optimierungsrechnung darf aufgrund der Dynamik in der Druckluftstation und einem sich permanent ändernden Druckluftverbrauch nicht mehr als ein paar Sekunden in Anspruch nehmen [Fri18], wobei die zur Verfügung stehende Rechenleistung sehr eingeschränkt ist. Für die Ausführung von Algorithmen zur optimalen Steuerung werden typischerweise speziell für das industrielle Umfeld mit erhöhten Temperaturanforderungen entwickelte Embedded-Systeme verwendet (z.B. Speicherprogrammierbare Steuerungen SPS), die im Vergleich zu normalen Computern oder gar Servern in Rechenzentren eine sehr eingeschränkte Leistungsfähigkeit aufweisen. Eine Erweiterung der Rechenleistung durch eine Anbindung an die Cloud ist in vielen Fällen aufgrund von Security-Bedenken ausgeschlossen, denn Druckluftstationen sind häufig Bestandteil kritischer Infrastruktur wie Kraftwerken, Krankhäusern, Kläranlagen und Pharmaherstellern. Es reicht also nicht aus, einen Algorithmus zur optimalen Steuerung theoretisch zu kennen, dieser muss auch auf der zur Verfügung stehenden Rechenhardware in der Praxis in Echtzeit ausführbar sein.

1.2 Struktur der Arbeit

Im nächsten Kapitel erfolgt eine Einführung in die Erzeugung von Druckluft mit stationären, öleingespritzten Schraubenkompressoren. Es wird gezeigt, dass aus Sicht der Lebenszykluskosten der Betrieb von Kompressoren in einer Druckluftstation günstiger ausfällt als der isolierte Einsatz eines einzelnen Kompressors zur Drucklufterzeugung. Ebenso werden hier einschränkende Annahmen vorgestellt, die im Rahmen der Arbeit gemacht werden.

Wesentliche Voraussetzung für die in dieser Arbeit vorgestellten Lösungen stellen Simulationsmodelle stationärer öleingespritzter Schraubenkompressoren und anderer funktionswesentlicher Komponenten einer Druckluftstation dar. Im Rahmen des dritten Kapitels wird ein von Modelica inspiriertes mit Differenzialgleichungen modelliertes komponentenbasiertes Simulationsmodell einer Druckluftstation hergeleitet. Für die Erstellung der Modelle kommen hybride Automaten zum Einsatz. Diese Modelle lassen sich mit speziellen Simulationsumgebungen wie Dymola simulieren.

Basierend auf dem Modell mit Differenzialgleichungen aus Kapitel 3 wird in Kapitel 4 ein komponentenbasiertes Simulationsmodell auf Basis von Differenzengleichungen in expliziter Form vorgestellt. Dieses weist unter Anwendung vereinfachender Annahmen immer noch die notwendige Genauigkeit auf, erreicht aber eine um ein Vielfaches höhere Simulationsgeschwindigkeit und kann auch ohne spezielle Simulationsumgebungen simuliert werden. Erst diese erhöhte Simulationsgeschwindigkeit macht den Einsatz von Simulationsmodellen für den Zweck der Stationsauslegung und Stationssteuerung möglich.

In Kapitel 5 wird die automatische Auslegung von Druckluftstationen vorgestellt. Die automatische Auslegung von Druckluftstationen ist ein gemischt-ganzzahliges nichtlineares Optimierungsproblem. Als Optimalitätskriterium wird im Rahmen dieser Arbeit ein vereinfachtes Modell der Lebenszeitkosten einer Druckluftstation herangezogen. Für die automatische Auslegung wird ein speziell für das Problem

der Optimierung von Druckluftstationen entwickeltes Branch-and-Bound-Verfahren verwendet (siehe Abbildung 1).

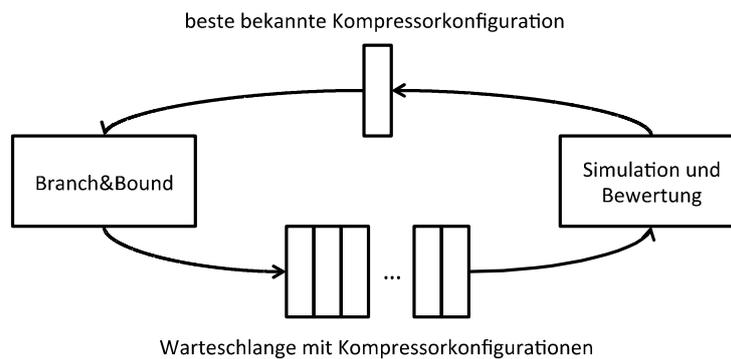


Abbildung 1: Struktur des Verfahrens zur automatischen Auslegung von Druckluftstationen.

Zur Bestimmung der Optimalität von Lösungen kommt das Simulationsmodell aus Kapitel 4 zum Einsatz. Anhand eines Beispiels wird gezeigt, dass die vorgestellte automatische Auslegung von Druckluftstationen die Kosteneffizienz der Druckluftherzeugung signifikant steigern kann.

Für das Problem der energieeffizienten Steuerung von Druckluftstationen wird in Kapitel 6 ein neuartiges Steuerungsverfahren für Druckluftstationen vorgestellt. Es handelt sich um ein simulationsbasiertes Steuerungsverfahren, welches anhand des in Kapitel 4 vorgestellten Simulationsmodells in Echtzeit mögliche Varianten zur Ansteuerung von Kompressoren in einer Druckluftstation simulativ bewertet und die effizienteste Ansteuervariante in der realen Druckluftstation realisiert (siehe Abbildung 2).

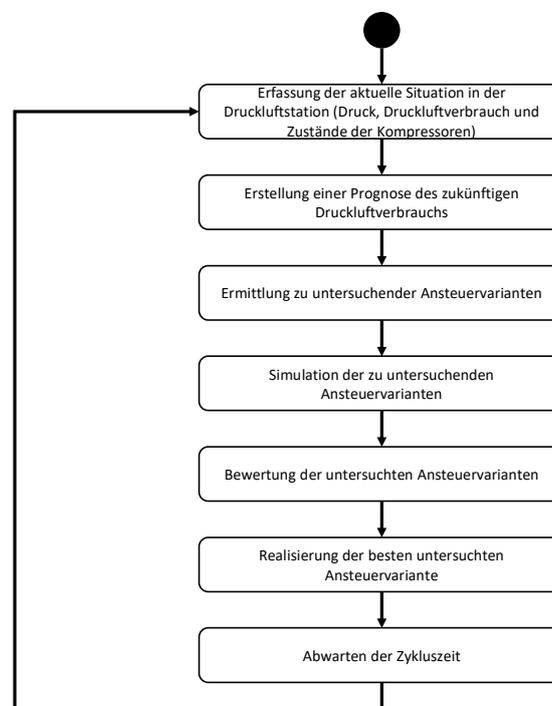


Abbildung 2: Ablauf der simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen.

Zur Demonstration der Effektivität des simulationsbasierten Steuerungsverfahrens für Druckluftstationen wird anhand des Simulationsmodells aus Kapitel 3 eine Vergleichsstudie

vorgestellt. In der Studie werden ein herkömmliches Steuerungsverfahren für Druckluftstationen (sogenannte Druckbandsteuerung) und ein sehr einfaches Beispiel des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten simulationsbasierten Steuerungsverfahrens anhand von 3 Druckluftstationen mit jeweils 3 Druckluftverbräuchen miteinander verglichen. Anschließend wird noch gezeigt, wie sich eine weiterentwickelte Variante des simulationsbasierten Steuerungsverfahrens, welche seit 2015 in realen Druckluftstationen eingesetzt wird, im Vergleich zur Druckbandsteuerung verhält.

Das abschließende Kapitel 7 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit noch einmal zusammen und gibt einen Ausblick auf weitere Erweiterungsmöglichkeiten der hier vorgestellten Lösungen.

1.3 Wesentliche Beiträge dieser Arbeit

Als erste wesentliche Neuerung zur Erweiterung des Stands der Wissenschaft rund um Auslegung und Betrieb von Druckluftstationen kann das komponentenbasierte Simulationsmodell mit Konnektorschnittstelle auf Basis von hybriden Automaten mit Signalschnittstelle angesehen werden. Für die Erstellung des Simulationsmodells werden vorgefertigte Komponenten einer Druckluftstation aus einem Katalog mit Modellen entnommen und über Konnektoren miteinander verknüpft. Die Verknüpfung der Komponentenmodelle ist vollkommen flexibel möglich und erlaubt damit die Abbildung von Strukturen, wie sie auch in realen Druckluftstationen anzutreffen ist. Anders als bei der weit verbreiteten signalflossbasierten Modellierung (z.B. mit Matlab/Simulink) erfolgt hier die Modellierung strukturerhaltend in Bezug auf die zu modellierende Druckluftstation. Diese Art der Modellerstellung wird daher auch von Nichtexperten auf dem Gebiet der Modellierung beherrscht, denn man modelliert das, was man (vor Augen) sieht. Gleichzeitig benötigt das Simulationsmodell sehr wenig Rechenzeit und liefert trotzdem Simulationsergebnisse mit hinreichender Genauigkeit. Erst die schnelle Simulationsdurchführung und die Möglichkeit der Modellierung flexibler Stationsstrukturen auch durch Nichtexperten machen die automatische Auslegung und simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen möglich.

Die automatische Auslegung von Druckluftstationen stellt eine komplette Neuerung dar. Bisher werden Druckluftstationen manuell ausgelegt. Simulationsmodelle werden hier nur dazu genutzt, das manuelle Auslegungsergebnis hinsichtlich der Kosten zu bewerten. Die automatische Auslegung erlaubt hingegen die Zusammenstellung der Kompressorkonfiguration nach rein objektiven Kriterien. Dabei wird eine höhere Anzahl möglicher Konfigurationen untersucht und die zu untersuchenden Konfigurationen werden systematisch erstellt bzw. ausgewählt. Der für die automatische Auslegung entwickelte Branch-and-Bound-Algorithmus garantiert im Rahmen der Genauigkeit des Simulationsmodells das Auffinden der optimalen Lösung. Durch die vorgestellte Implementierung des Branch-and-Bound-Algorithmus wird zusätzlich gezeigt, wie man das Auffinden der optimalen Lösung durch den Einsatz von Mehrkernprozessoren oder verteilten Rechnersystemen beschleunigen kann.

Der Einsatz von Simulationsmodellen zur Steuerung von Prozessen stellt nicht nur in Bezug auf Druckluftstationen eine Neuerung dar. Zwar ist seit Längerem bekannt, dass man Modelle zum Auffinden optimaler Steuertrajektorien verwenden kann (klassische modellprädiktive Steuerung). Um das Optimierungsproblem in endlicher Zeit (Echtzeit) lösen zu können, kommen überwiegend statische und/oder stark vereinfachte lineare dynamische Modelle des zu steuernden Prozesses zum Einsatz. Für diese Klasse von Modellen sind effiziente Optimierungsalgorithmen bekannt. Auf Druckluftstationen mit ihrem hybriden nichtlinearen Verhalten sind diese Algorithmen nicht

anwendbar. Der Einsatz von Simulationsmodellen, bei gleichzeitigem Verzicht auf das Auffinden der optimalen Lösung und der Anwendung von Heuristiken, greift die Idee der modellprädiktiven Steuerung auf und macht sie für Druckluftstationen anwendbar. Die Vergleichsstudie zeigt, dass durch den Einsatz von Simulationsmodellen im Rahmen eines Steuerungsverfahrens gegenüber dem Stand der Technik deutliche Energieeinsparungen erzielt werden können.

2 Einführung in die Druckluftherzeugung

2.1 Kapitelübersicht

Dieses Kapitel beschreibt Aufbau und Funktionsweise von stationären öleingespritzten Schraubenkompressoren und deren Verwendung in Druckluftstationen. Zunächst wird in Kapitel 2.2 die Funktionsweise eines stationären öleingespritzten Schraubenkompressors als mechatronisches System aus Elektrik, Mechanik und Software erläutert. Anschließend wird in Kapitel 2.3 das Zusammenschalten mehrerer Kompressoren zu einem Verbund aus Kompressoren, auch Druckluftstation genannt, vorgestellt und der Vorteil dieser Zusammenschaltung herausgearbeitet. In Kapitel 2.4 wird dann das Problem der Auslegung von Druckluftstationen dargelegt, welches später in Kapitel 5 näher untersucht und zu dessen Lösung ein automatisierbares Verfahren vorgeschlagen wird. Abschließend wird in Kapitel 2.5 gezeigt, dass die Steuerung von Druckluftstationen als Optimierungsproblem aufgefasst werden kann, dessen näherungsweise aber dafür echtzeitfähige Lösung dann das Thema für Kapitel 6 ist.

Die im Folgenden gegebene Übersicht zu Aufbau und Funktionsweise von Druckluftstationen und ihren Komponenten basiert im Wesentlichen auf Wissen, welches sich der Autor als Mitarbeiter der KAESER KOMPRESSOREN SE angeeignet hat. Dieses Wissen basiert auf internen Dokumenten, Gesprächen mit Kollegen, eigenen Erfahrungen, die der Autor gesammelt hat, oder Untersuchungen, die der Autor im Rahmen seiner Tätigkeit als Mitarbeiter selbst angestellt hat. Wo immer möglich, wird für das Wissen eine öffentliche Quelle angegeben. Einen guten Überblick geben die Publikationen [Rup03], [Atl19] und [Bie04] der großen europäischen Kompressorhersteller sowie [CAG18].

2.2 Erzeugung von Druckluft mit öleingespritzten Schraubenkompressoren

Dieses Unterkapitel beschreibt die Erzeugung von Druckluft mit öleingespritzten Schraubenkompressoren, wobei zunächst in Kapitel 2.2.1 erläutert wird, warum der Fokus auf genau dieser Art von Kompressoren liegt, dann werden in Kapitel 2.2.2 der Aufbau und der Verdichtungsprozess eines öleingespritzten Schraubenkompressors beschrieben. Anschließend werden in Kapitel 2.2.3 die Betriebszustände vorgestellt und deren Aufgabe und Verknüpfung untereinander erläutert. In Kapitel 2.2.4 wird dann auf die Leistungsaufnahme in den verschiedenen Betriebszuständen näher eingegangen und die besondere Bedeutung des Betriebszustands Leerlauf für die Energieeffizienz dargelegt. Die Algorithmen der Kompressorsteuerung, die auf den Betriebszustand Leerlauf einwirken, werden in Kapitel 2.2.5 beschrieben. Abschließend wird in Kapitel 2.2.6 gezeigt, wie durch zyklische Wechsel zwischen den Betriebszuständen im zeitlichen Mittel die Druckluftherzeugung dem Druckluftverbrauch angepasst wird.

2.2.1 Fokus öleingespritzte Schraubenkompressoren

Öleingespritzte Schraubenkompressoren stellen mit 75 % Anteil an verbrauchter elektrischer Energie aller Kompressoren den Großteil der Kompressoren im industriellen Umfeld dar, wie initial durch [Rad01] im Jahr 2001 ermittelt und durch [Elb14] im Jahr 2014 bestätigt. Öleingespritzte Schraubenkompressoren verfügen über einen robusten Aufbau und bieten gleichzeitig eine hohe energetische Effizienz in dem für industrielle Anwendungen relevanten Druckbereich von 6 bar bis 15 bar (siehe [Elb14]). Daher werden im Rahmen dieser Arbeit nur diese Arten von Kompressoren betrachtet. Das in Kapitel 5 vorgestellte Verfahren zur automatischen Auslegung von

Druckluftstationen und das in Kapitel 6 vorgestellte Verfahren zur Steuerung von Druckluftstationen lässt sich aber auch mit anderen Kompressoren (z.B. trockenverdichtenden Schraubenkompressoren oder Kolbenkompressoren) anwenden.

Diese Arbeit dreht sich um die Steigerung der Effizienz der Druckluftherzeugung, damit bilden stationäre öleingespritzte Schraubenkompressoren als Komponenten der Druckluftherzeugung den Fokus dieser Arbeit, wenn es um Komponenten in Druckluftstationen geht. Natürlich gibt es neben Komponenten der Druckluftherzeugung in Druckluftstationen auch weitere Komponenten, z.B. zur Druckluftaufbereitung (wie z.B. Trockner und Filter), zur Druckluftspeicherung (also Druckluftspeicher) und zur Druckluftverteilung (z.B. Rohrleitungen und Ventile). Es reicht jedoch aus, deren Einfluss phänomenologisch und stark abstrahiert zu berücksichtigen, denn deren eigener Energieverbrauch ist entweder nicht vorhanden (z.B. Filter oder Druckluftspeicher) oder im Vergleich zu Kompressoren sehr gering (z.B. Trockner, siehe hierzu auch „Energiekosten Aufbereitung“ in Abbildung 9). Aber auch diese Komponenten haben einen Einfluss auf die Effizienz der Druckluftherzeugung und dürfen daher nicht einfach ignoriert werden. Auf eine detaillierte Beschreibung von Aufbau und Funktionsweise dieser Komponenten wird in diesem Kapitel verzichtet. In Kapitel 3.7 wird jedoch im Rahmen der phänomenologischen Modellierung dieser Komponenten grob auf deren Funktionsweise eingegangen.

2.2.2 Aufbau und Verdichtungsprozess

Abbildung 3 zeigt den vereinfachten Aufbau eines öleingespritzten Schraubenkompressors.

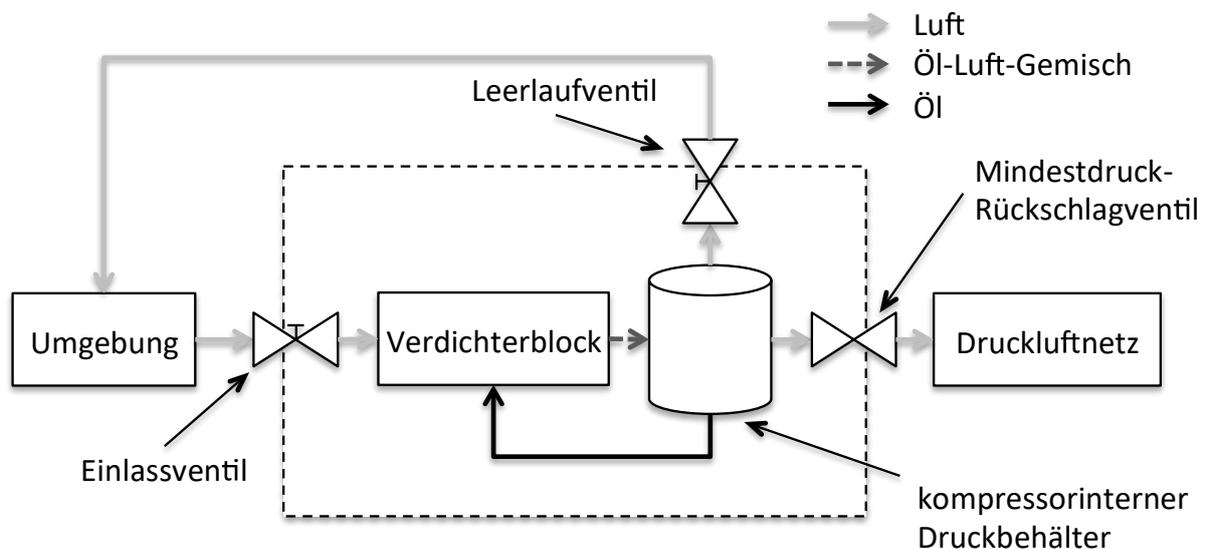


Abbildung 3: Vereinfachter Aufbau eines öleingespritzten Schraubenkompressors.

Über das Einlassventil wird Luft aus der Umgebung angesaugt und im Verdichterblock komprimiert. Der Verdichtungsprozess läuft zwischen zwei geschraubten Rotoren ab, zwischen die zur Abdichtung von Luftspalten und zur Abfuhr von Verdichtungswärme Öl eingespritzt wird. Die Rotoren des Verdichterblocks werden von einem Elektromotor angetrieben. Typischerweise handelt es sich um einen Asynchronmotor. Das während des Verdichtungsprozesses entstandene Öl-Luft-Gemisch wird in den kompressorinternen Druckbehälter ausgeschoben. Hier wird das Öl von der Druckluft abgeschieden. Das Leertlaufventil ist im Lastbetrieb geschlossen. Über das Mindestdruck-

Rückschlagventil wird die Druckluft an das Druckluftnetz übergeben. Dieses Ventil verhindert, dass Druckluft aus dem Druckluftnetz in den Kompressor zurückströmt.

Das in den Verdichterblock eingespritzte Öl stammt aus dem kompressorinternen Druckbehälter. Der Ölkreislauf zwischen Druckbehälter und Verdichterblock wird allein durch das Druckgefälle zwischen Druckbehälter und Niederdruckseite des Verdichterblocks aufrechterhalten. Eine Ölpumpe ist nicht vorhanden.

2.2.3 Betriebszustände

Aus technischen Gründen besitzt ein öleingespritzter Schraubenkompressor sechs Betriebszustände, wie sie in Abbildung 4 dargestellt sind. Eine kompressorinterne Steuerung sorgt für die Betriebszustandsumschaltung durch geeignete Ansteuerung der Aktuatoren.

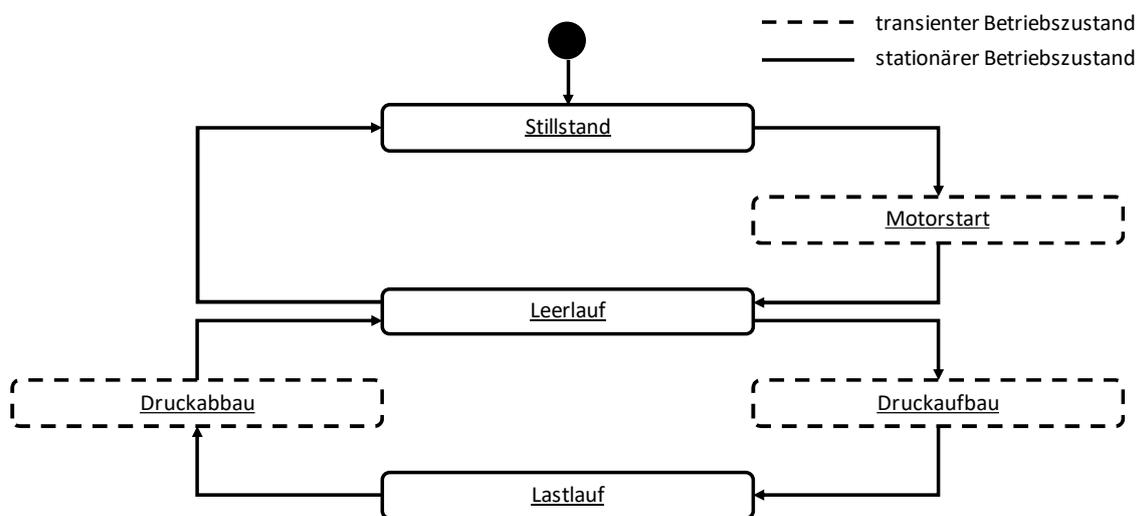


Abbildung 4: Betriebszustände und Betriebszustandsübergänge eines öleingespritzten Schraubenkompressors.

Ausgehend vom Betriebszustand *Stillstand* wird der Kompressor über den Betriebszustand *Motorstart* in den Betriebszustand *Leerlauf* überführt. Während des *Motorstarts* werden die Massen des Asynchronmotors und der Rotoren im Verdichterblock beschleunigt und auf Betriebsdrehzahl gebracht. Zur Begrenzung der Ströme in den Motorwicklungen geschieht dies meist über einen Stern-Dreieck-Anlauf. Der Motoranlauf dauert je nach Erwärmungszustand des Öls im Ölkreislauf zwischen 4 Sekunden (Öl vorgewärmt → Warmstart) und 10 Sekunden (Öl kalt → Kaltstart).

Im Betriebszustand *Leerlauf* ist das Einlassventil geschlossen und das Leerlaufventil geöffnet. Durch eine kleine Öffnung im Einlassventil (die sogenannte Leerlaufbohrung) gelangt trotzdem eine geringe Menge Umgebungsluft in den Verdichterblock. Es entsteht ein Luftkreislauf von der Umgebung über die Leerlaufbohrung im Einlassventil durch den Verdichterblock in den kompressorinternen Druckbehälter und von dort über das Leerlaufventil zurück zur Umgebung. Durch abgestimmte Dimensionierung von Leerlaufbohrung und Leerlaufventil stellt sich im Druckbehälter ein Druck zwischen 1 bar und 2 bar über Umgebungsdruck ein. Dieser Leerlaufdruck ist notwendig, um den Ölkreislauf in Gang zu halten. Die elektrische Leistungsaufnahme im Betriebszustand *Leerlauf* ist durch den Leerlaufdruck stark beeinflusst. Sie beträgt ca. 20 % bis 30 % der elektrischen Leistung im

Betriebszustand *Lastlauf*, wie sich z.B. aus öffentlich verfügbaren Datenblättern der Datenbank des CAGI-Instituts¹ oder auch [Wei09] entnehmen lässt.

Trotz Reduktion der Motorströme durch Anwendung der Stern-Dreieck-Umschaltung treten beim Motoranlauf in den Motorwicklungen kurzfristig so hohe thermische Belastungen auf, dass die Motorhersteller die zulässige Anzahl an Motorstarts pro Stunde begrenzen. Der Betriebszustand *Leerlauf* dient zur Einhaltung der vorgegebenen Anzahl an Motoranläufen. Bevor ein Kompressor abgeschaltet werden darf, verbleibt er so lange im Betriebszustand *Leerlauf*, bis trotz eines unmittelbaren Motorstarts nach Abschaltung des Kompressors die vorgegebene Anzahl an Motoranläufen pro Stunde nicht überschritten wird. Da die Lieferung von Druckluft bei Anforderung höchste Priorität hat, kommt ein verzögerter Motorstart zur Einhaltung der vorgegebenen Motoranläufe pro Stunde nicht in Frage. Gängige Werte für die zulässigen Motoranläufe sind 4 bis 15 Anläufe pro Stunde [Rup03]. Das daraus resultierende Verweilen im Betriebszustand *Leerlauf* vor dem Abschalten wird auch als Nachlaufen bezeichnet.

Über den *Druckaufbau* kann der Kompressor von dem Betriebszustand *Leerlauf* in den Betriebszustand *Lastlauf* überführt werden. Beim *Druckaufbau* wird das Leerlaufventil geschlossen und das Einlassventil geöffnet. Da die Druckluft nicht mehr über das Leerlaufventil in die Umgebung entweichen kann, wird im kompressorinternen Druckbehälter Druck aufgebaut. Dies geschieht so lange, bis der Druck im Druckbehälter den Druck im Druckluftnetz übersteigt und ein Mindestdruck von ca. 4 bar gegenüber Umgebung erreicht ist. Dann öffnet sich das Mindestdruck-Rückschlagventil und der Betriebszustand *Lastlauf* ist erreicht. Der *Druckaufbau* dauert ca. 1,5 bis 2 Sekunden.

Im Betriebszustand *Lastlauf* erzeugt der Kompressor Druckluft, die in das Druckluftnetz abgegeben wird. Die elektrische Leistungsaufnahme im Betriebszustand *Lastlauf* hängt von dem Gegendruck im Druckluftnetz ab.

Wenn der Kompressor keine Druckluft mehr erzeugen soll, wird er über den *Druckabbau* in den Betriebszustand *Leerlauf* überführt. Beim *Druckabbau* wird das Einlassventil geschlossen und das Leerlaufventil geöffnet. Da nur noch Luft durch die Leerlaufbohrung angesaugt werden kann und gleichzeitig Druckluft über das Leerlaufventil in die Umgebung entweicht, sinkt der Druck auf den Leerlaufdruck ab. Wie auch der Leerlaufdruck hängt die Geschwindigkeit der Druckabnahme von der abgestimmten Dimensionierung der Leerlaufbohrung und des Leerlaufventils ab. Um ein Aufschäumen des Öls im kompressorinternen Druckbehälter zu verhindern, darf das Absinken auf den Leerlaufdruck nicht schlagartig geschehen. Daher dauert das Absinken auf den Leerlaufdruck zwischen 15 und 30 Sekunden.

Hat der Kompressor seine Nachlaufzeit erreicht und liegt immer noch keine Lastanforderung vor, wechselt der Kompressor vom Betriebszustand *Leerlauf* in den Betriebszustand *Stillstand*.

2.2.4 Elektrische Leistungsaufnahme und Liefermenge

Je nach Betriebszustand nimmt ein Schraubenkompressor unterschiedlich viel elektrische Leistung auf. Abbildung 5 zeigt qualitativ den zeitlichen Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme eines öleingespritzten Schraubenkompressors.

¹ <https://www.cagi.org/performance-verification/data-sheets.aspx>

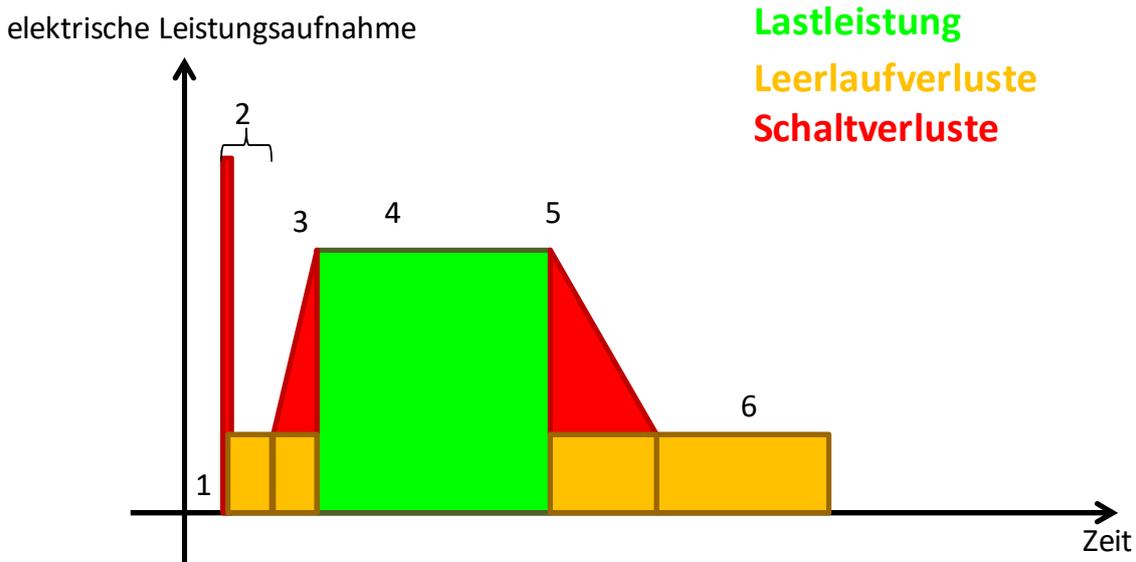


Abbildung 5: Qualitativer zeitlicher Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme eines öleingespritzten Schraubenkompressors.

Im Betriebszustand *Stillstand* (1) nimmt der Kompressor keine elektrische Leistung auf. Beim *Motorstart* (2, links) treten kurzfristig hohe Motorströme auf, die zu einer stark erhöhten elektrischen Leistungsaufnahme führen. Im anschließenden *Leerlauf* (2, rechts) beträgt die elektrische Leistungsaufnahme ca. 20 % bis 30 % der Leistungsaufnahme im Betriebszustand *Lastlauf* [Wei09]. Durch den steigenden Druck während des *Druckaufbaus* (3) erhöht sich die elektrische Leistungsaufnahme, bis schließlich der Betriebszustand *Lastlauf* (4) erreicht ist. Im Betriebszustand *Lastlauf* hängt die elektrische Leistungsaufnahme vom Gegendruck im Druckluftnetz ab. Die elektrische Leistungsaufnahme erhöht sich pro 1 bar Gegendruck um ca. 6 % und dabei verringert sich zudem der Liefervolumenstrom um ca. 1 % (siehe z.B. [Bol13]). Durch den sinkenden Druck beim *Druckabbau* (5) verringert sich stetig die elektrische Leistungsaufnahme auf das Niveau im *Leerlauf* (6). Zur Begrenzung der Motoranläufe pro Stunde verbleibt der Kompressor im *Leerlauf*, bis unmittelbar nach dem Abschalten ein erneuter Motoranlauf erfolgen kann.

Bezüglich der elektrischen Leistungsaufnahme ist zu beachten, dass nur im Betriebszustand *Lastlauf* Druckluft an das Druckluftnetz abgegeben wird. In allen anderen Betriebszuständen, abgesehen vom Betriebszustand *Stillstand*, wird elektrische Leistung aufgenommen, ohne dass Druckluft an das Druckluftnetz übergeben wird. Insbesondere das lange Nachlaufen im Betriebszustand *Leerlauf* kann daher die Energieeffizienz der Druckluftherzeugung signifikant verschlechtern.

2.2.5 Algorithmen zur Festlegung der Verweildauer im Betriebszustand Leerlauf

Die Entscheidung über die aus energetischen Gründen so kurz wie möglich zu haltende Verweildauer im Betriebszustand *Leerlauf*, vor einem Wechsel in den Betriebszustand *Stillstand* (also die Dauer des Nachlaufens, siehe Kapitel 2.2.3), trifft ein Algorithmus in der Kompressorsteuerung. Eine einfache Variante eines solchen Algorithmus verwendet eine konstante Dauer für das Nachlaufen. Diese konstante Dauer ist ein Einstellparameter in der Kompressorsteuerung und wird im Folgenden *Nachlaufzeit* genannt. Eine Einhaltung der maximal zulässigen Anzahl an Motorstarts pro Stunde ist sichergestellt, wenn die Nachlaufzeit gleich dem Verhältnis aus einer Stunde und der maximal zulässigen Anzahl an Motorstarts für diese Stunde entspricht, also z.B. 4 Minuten bei 15 zulässigen

Motorstarts pro Stunde ($60 \text{ Minuten} / 15 = 4 \text{ Minuten}$) oder 6 Minuten bei 10 zulässigen Motorstarts pro Stunde ($60 \text{ Minuten} / 10 = 6 \text{ Minuten}$). Jeder Kompressorhersteller hat für diesen Algorithmus eine eigene Bezeichnung, bei der KAESER KOMPRESSOREN SE wird der Algorithmus DUAL genannt.

Verbesserte Varianten von Algorithmen zur Festlegung der Dauer des Nachlaufens im Betriebszustand *Leerlauf* berücksichtigen auch die letzte Verweildauer im Betriebszustand *Stillstand* sowie die Zeit, die seit dem letzten Eintreten in den Betriebszustand *Motorstart* vergangen ist. Eine Ausprägung eines solchen Algorithmus der KAESER KOMPRESSOREN SE heißt QUADRO-Algorithmus und funktioniert wie folgt: Der Algorithmus verwendet den gleichen Parameter *Nachlaufzeit* wie oben für den Algorithmus DUAL beschrieben (also z.B. 4 Minuten *Nachlaufzeit*, wenn 15 Motorstarts pro Stunde zulässig sind). Ein Wechsel vom Betriebszustand *Leerlauf* in den Betriebszustand *Stillstand* erfolgt, wenn keine Luft gefördert werden soll und mindestens eine der beiden folgenden Bedingungen erfüllt ist:

- seit dem letzten Wechsel in den Betriebszustand *Motorstart* ist mindestens die Zeitspanne *Nachlaufzeit* vergangen oder
- die letzte Verweildauer im Betriebszustand *Stillstand* hat mindestens die Zeitspanne *Nachlaufzeit* betragen.

Die Idee hinter dem QUADRO-Algorithmus ist, dass eine Einhaltung der maximal zulässigen Anzahl an Motorstarts pro Stunde sichergestellt ist, wenn der Kompressor seit dem letzten Wechsel in den Betriebszustand *Stillstand* zuvor entweder lange genug nicht gelaufen ist oder seit dem Wechsel in den Betriebszustand *Motorstart* lange genug gelaufen ist.

In Abbildung 6 wird qualitativ das Verhalten eines Kompressors mit DUAL-Algorithmus dem eines Kompressors mit QUADRO-Algorithmus bei drei unterschiedlichen Auslastungen gegenübergestellt. Unter Auslastung ist hierbei das zeitliche Verhältnis zwischen der Verweildauer im Betriebszustand *Lastlauf* zur beobachteten Zeitspanne zu verstehen (also ein Wert zwischen 0% und 100%). In der Abbildung wird ein konstanter Verbrauchsvolumenstrom angenommen, wodurch sich wiederholende Muster im Verlauf des Betriebszustands ergeben.

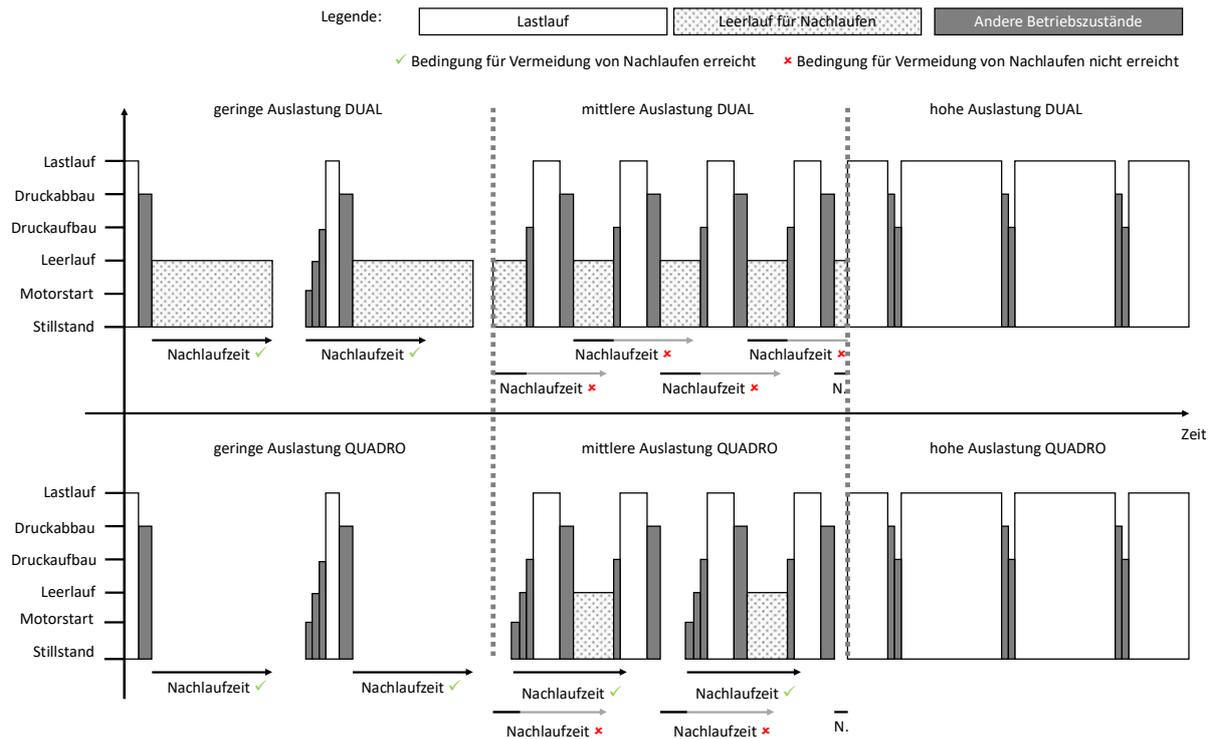


Abbildung 6: Gegenüberstellung des zeitlichen Verlaufs der eingenommenen Betriebszustände bei Verwendung des DUAL-Algorithmus (oben) und des QUADRO-Algorithmus (unten) bei geringer Auslastung (links), mittlerer Auslastung (Mitte) und hoher Auslastung (rechts).

Wie man aus der Abbildung entnehmen kann, bietet der QUADRO-Algorithmus gegenüber dem DUAL-Algorithmus die größten Vorteile bei niedriger Auslastung. Der QUADRO-Algorithmus sorgt dafür, dass der Kompressor nach dem Betriebszustand *Druckabbau* ohne Nachlaufen in den Betriebszustand *Stillstand* wechseln kann. Dies liegt daran, dass der Kompressor vor dem letzten Wechsel in den Betriebszustand *Motorstart* mehr als die Nachlaufzeit im Betriebszustand *Stillstand* verweilt hat. Beim DUAL-Algorithmus muss immer die komplette Nachlaufzeit im Betriebszustand *Leerlauf* abgewartet werden, bevor der Kompressor in den Betriebszustand *Stillstand* wechselt.

Bei einer mittleren Auslastung wird der Vorteil des QUADRO-Algorithmus kleiner, denn eine Vermeidung des Nachlaufens aufgrund einer ausreichend langen Zeitspanne im Betriebszustand *Stillstand* ist nicht mehr möglich. Eine Verkürzung des Nachlaufens bewirkt der QUADRO-Algorithmus jedoch trotzdem, denn das Erreichen der Nachlaufzeit seit dem letzten Wechsel in den Betriebszustand *Motorstart* erlaubt nach der zweiten Phase im Betriebszustand *Lastlauf* (nachdem der Betriebszustand *Druckabbau* verlassen wird) den Wechsel in den Betriebszustand *Stillstand*. Mit dem DUAL-Algorithmus findet gar kein Wechsel in den Betriebszustand *Stillstand* statt.

Bei hoher Auslastung bietet der QUADRO-Algorithmus dann gar keinen Vorteil mehr, denn noch bevor der Betriebszustand *Druckabbau* in Richtung Betriebszustand *Leerlauf* verlassen wird, muss der Kompressor schon wieder in den Betriebszustand *Lastlauf* wechseln. Das Verhalten eines Kompressors mit QUADRO-Algorithmus ist hier identisch zum Verhalten eines Kompressors mit DUAL-Algorithmus.

Aus energetischen Gründen ist es vorteilhaft, komplexere Algorithmen wie den QUADRO-Algorithmus zu verwenden, was in der Praxis aufgrund der Energiekosteneinsparungen auch fast immer geschieht. Bei Kompressoren mit sehr geringer Auslastung, die nur selten (alle paar Stunden) und dann nur für

eine kurze Dauer (wenige Minuten) verwendet werden, wird jedoch bewusst der einfache DUAL-Algorithmus verwendet. Es geht darum, sicherzustellen, dass der Kompressor bei der seltenen Verwendung ausreichend erwärmt wird, um die Kondensatbildung im Ölkreislauf zu minimieren bzw. zuvor angefallenes Kondensat aus dem Ölkreislauf wieder auszutragen, bevor der Kompressor in den Betriebszustand *Stillstand* wechselt und wieder auskühlt. Bei der Verwendung des QUADRO-Algorithmus würde der Kompressor nie richtig warm werden. Rostbildung am Verdichterblock und damit ein Totschaden des Kompressors wäre die Folge.

Weitere Informationen zu Algorithmen für das Steuern des Nachlaufens können [Bol13], [Rup03], [Atl19] oder [DVF03b] entnommen werden. Für den Rest der Arbeit wird davon ausgegangen, dass der energetisch vorteilhafte QUADRO-Algorithmus in den Kompressoren verwendet wird.

2.2.6 Anpassung der Liefermenge an den Druckluftverbrauch

Die Liefermenge von öleingespritzten Schraubenkompressoren kann in erster Näherung als proportional zur Drehzahl der Rotoren des Verdichterblocks angenommen werden. Ist der Verdichterblock starr an den Asynchronmotor gekoppelt, gibt die Frequenz des Drehstroms die Liefermenge des Kompressors vor. Für öleingespritzte Schraubenkompressoren ohne Frequenzumrichter (in der Literatur oft als „fixed speed drive / FSD“ bezeichnet) bedeutet dies, dass die Liefermenge des Kompressors nur durch den periodischen Wechsel von *Lastlauf*- und Nicht-*Lastlauf*-Phasen an den tatsächlichen Druckluftverbrauch angepasst werden kann.

Für die Ansteuerung wird üblicherweise ein Zweipunkt-Regler mit Hysterese verwendet, der den Kompressor bei der Unterschreitung einer vorgegebenen Mindestdruckgrenze in *Lastlauf* und bei der Überschreitung einer Maximaldruckgrenze aus *Lastlauf* schaltet.

Die beiden Druckgrenzen werden gemäß den Anforderungen der an das Druckluftnetz angeschlossenen Verbrauchsprozesse und der Kompressoren festgelegt. Die meisten Druckluftverbraucher benötigen einen Mindestdruck, damit sie ordnungsgemäß funktionieren. Der höchstens zulässige Maximaldruck wird meist durch den Nenndruck der Kompressoren vorgegeben (z.B. 8 bar, 11 bar, 15 bar). Die Hysteresebreite bewegt sich typischerweise zwischen 0,5 bar und 1,0 bar [Bie04].

Neben den Kompressoren ohne Möglichkeit zur Anpassung der Drehzahl (FSD) gibt es auch Kompressoren mit Frequenzumrichter (in der Literatur oftmals als variable speed drive / VSD bezeichnet). Der Frequenzumrichter ermöglicht bei diesen Kompressoren die Anpassung der Drehzahl des Verdichterblocks und damit die Anpassung der Liefermenge. Wie man aus [Elb14] Tabelle 31 entnehmen kann, beträgt der Marktanteil an FSD-Kompressoren ca. 75 % aller öleingespritzten Schraubenkompressoren. Daher werden nur diese im weiteren Verlauf der Arbeit nur FSD-Kompressoren betrachtet.

2.3 Erzeugung von Druckluft in Druckluftstationen

In der Praxis werden öleingespritzte Schraubenkompressoren häufig nicht einzeln betrieben. Die überwiegende Anzahl an Kompressoren wird in Druckluftstationen eingesetzt [DVF03a]. Unter einer Druckluftstation ist ein Kompressorenverbund zu verstehen, bei dem mehrere Kompressoren über Komponenten der Druckluftaufbereitung Druckluft in einen gemeinsamen Druckluftspeicher fördern, aus dem das Druckluftnetz gespeist wird. Durch den Einsatz eines Kompressorenverbunds verspricht

man sich im Wesentlichen zwei Vorteile. Zunächst zeigt Kapitel 2.3.1, dass man durch einen Kompressorenverbund eine erhöhte Ausfallsicherheit erreichen kann. Dann wird in Kapitel 2.3.2 hergeleitet, dass auch die Energieeffizienz durch den Kompressorenverbund signifikant gesteigert werden kann. Anschließend wird in Kapitel 2.3.3 darauf eingegangen, wie sich in einer Druckluftstation die Lebenszykluskosten typischerweise auf einzelne Kostenarten aufteilen.

2.3.1 Erhöhte Ausfallsicherheit von Druckluftstationen

Dass eine Druckluftstation im Vergleich zu einem Einzelkompressor eine erhöhte Ausfallsicherheit bietet, ist leicht zu erkennen. Fällt der Einzelkompressor aus (z.B. wegen Wartungsarbeiten), so kann keine Druckluft erzeugt werden. Fällt hingegen in einer Druckluftstation ein Kompressor aus und ist der Bedarf an Druckluft geringer als die Menge an Druckluft, die durch die verbliebenen Kompressoren produziert werden kann, so hat der Ausfall des Kompressors keinerlei Auswirkungen auf den Prozess, der auf Druckluft angewiesen ist. Ggf. kann eine Verbrauchsspitze, die über den Liefervolumenstrom der verbliebenen Kompressoren hinausgeht, über im Druckluftspeicher gespeicherte Luft abgedeckt werden [Wag16].

2.3.2 Verbesserte Energie-Effizienz einer Druckluftstation

Dass man von einer Druckluftstation eine verbesserte Energieeffizienz im Vergleich zu einem Einzelkompressor erwartet, lässt sich wie folgt begründen. Die Schaltverluste und Leerlaufverluste eines Kompressors hängen im Wesentlichen von seiner „Größe“ (insbesondere Leistungsaufnahme) ab. Da in einer Einzelkompressorlösung immer der eine „große“ Kompressor schaltet, werden die Schaltverluste und Leerlaufverluste in einer Druckluftstation geringer ausfallen, da hier zur Angleichung der produzierten Druckluftmenge an die tatsächlich benötigte Druckluftmenge ein „kleiner“ Kompressor schaltet, während die anderen „kleinen“ Kompressoren keine Schaltheandlungen vornehmen und somit auch keine Schalt- und Leerlaufverluste produzieren.

Unter Vorgriff auf Simulationsmodelle, die in Kapitel 3 und Kapitel 4 dieser Arbeit im Detail vorgestellt werden, wird im Folgenden verdeutlicht, dass die Zusammenhänge in einer Druckluftstation komplexer sind als sie zunächst erscheinen. Die maximal zu erwartenden Effizienzvorteile einer Druckluftstation können daher nur bei sorgfältiger Auslegung einer Druckluftstation realisiert werden.

Im folgenden Beispiel wird eine Einzelkompressorlösung mit einer Druckluftstation aus vier Kompressoren verglichen. Betrachtet wird die spezifische Leistung bei verschiedenen Auslastungen. Unter spezifischer Leistung sei hierbei die Energieaufnahme aller Kompressoren im Verhältnis zur gelieferten Druckluftmenge verstanden. Je geringer die spezifische Leistung, desto energieeffizienter wird Druckluft produziert. Die Auslastung stellt die Relation des Druckluftverbrauchs zur maximalen Liefermenge aller Kompressoren dar.

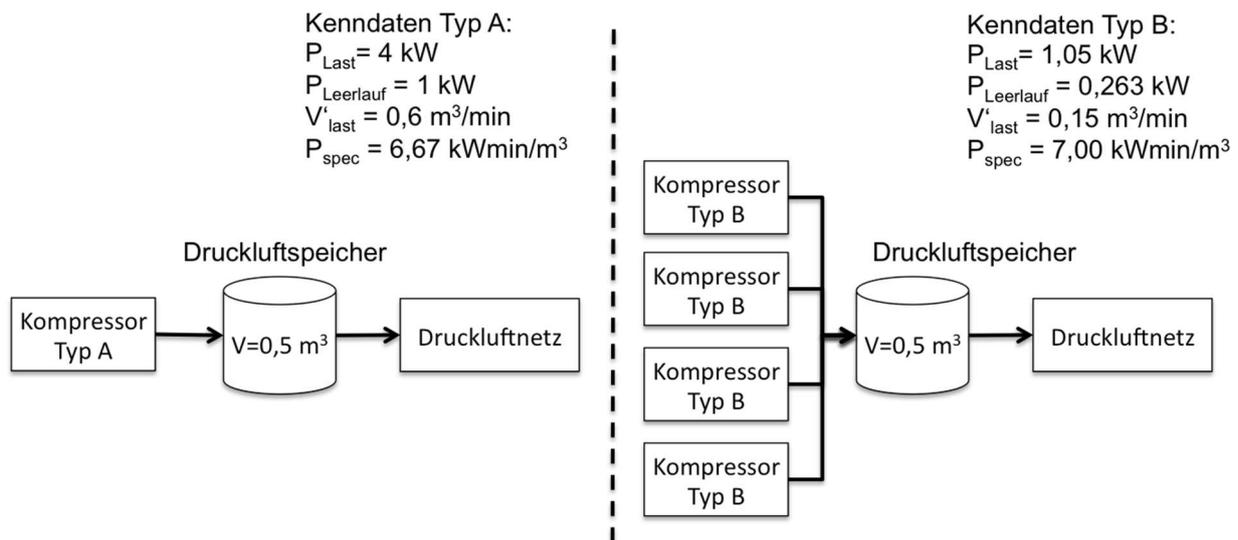


Abbildung 7: Struktur einer Einkompressorlösung im Vergleich zu einer Druckluftstation.

Im Fall der Einkompressorlösung (Abbildung 7 links) fördert ein Einzelkompressor vom Typ A (4 kW) Druckluft in einen Druckluftspeicher mit einem Volumen von $0,5 \text{ m}^3$, aus dem das Druckluftnetz gespeist wird. Demgegenüber erzeugen in der Druckluftstation (Abbildung 7 rechts) vier Kompressoren vom Typ B (1,05 kW) Druckluft, die in einen gemeinsamen Druckluftspeicher ausgeschoben wird, aus dem das Druckluftnetz Druckluft bezieht. Wie man aus den angegebenen Leistungsdaten erkennen kann, ist ein Kompressor des Typs B dabei 5% ineffizienter als ein Kompressor des Typs A. In beiden Fällen sei angenommen, dass der Druckluftverbrauch zeitlich konstant ist. Die Liefermenge des Einzelkompressors (Typ A) entspricht der Summe der Liefermengen aller Kompressoren in der Kompressorstation (viermal Typ B).

Als Randbedingung für die Erzeugung von Druckluft soll gelten, dass ein Mindestdruck von 7 bar gegenüber der Umgebung einzuhalten ist.

Für den Einzelkompressor soll zur Ansteuerung, wie unter 2.2.6 beschrieben, ein Zweipunktregler mit Hysterese eingesetzt werden. Bedingt durch die Totzeiten des Kompressors (zeitliche Verzögerung durch *Motorstart* und *Druckaufbau*) wird die Mindestdruckgrenze auf 7,1 bar festgelegt. Für die Maximaldruckgrenze soll ein Wert von 7,6 bar gelten. Eine Schalthysterese von 0,5 bar ist ein in der Praxis häufig verwendeter Wert [Bie04].

Für die Druckluftstation wird für einen der kleinen Kompressoren der gleiche Regler wie für den großen Einzelkompressor eingesetzt. Die verbliebenen Kompressoren werden rein statisch angesteuert. Diese laufen je nach Auslastung entweder dauerhaft in *Lastlauf* oder sind dauerhaft abgeschaltet. Die koordinierte Ansteuerung der vier Kompressoren, wie gerade beschrieben, ist eine stark vereinfachte Form des Druckbandsteuerungsalgorithmus, wie er heute häufig zur Steuerung von Druckluftstationen eingesetzt wird. Eine ausführlichere Beschreibung der Aufgabe von Steuerungen für Druckluftstationen folgt in Kapitel 2.5.

Variiert man nun die Auslastung zwischen 10 % und 95 %, so ergibt sich für die Einkompressorlösung und die Druckluftstation eine spezifische Leistung, wie sie in Abbildung 8 dargestellt ist.

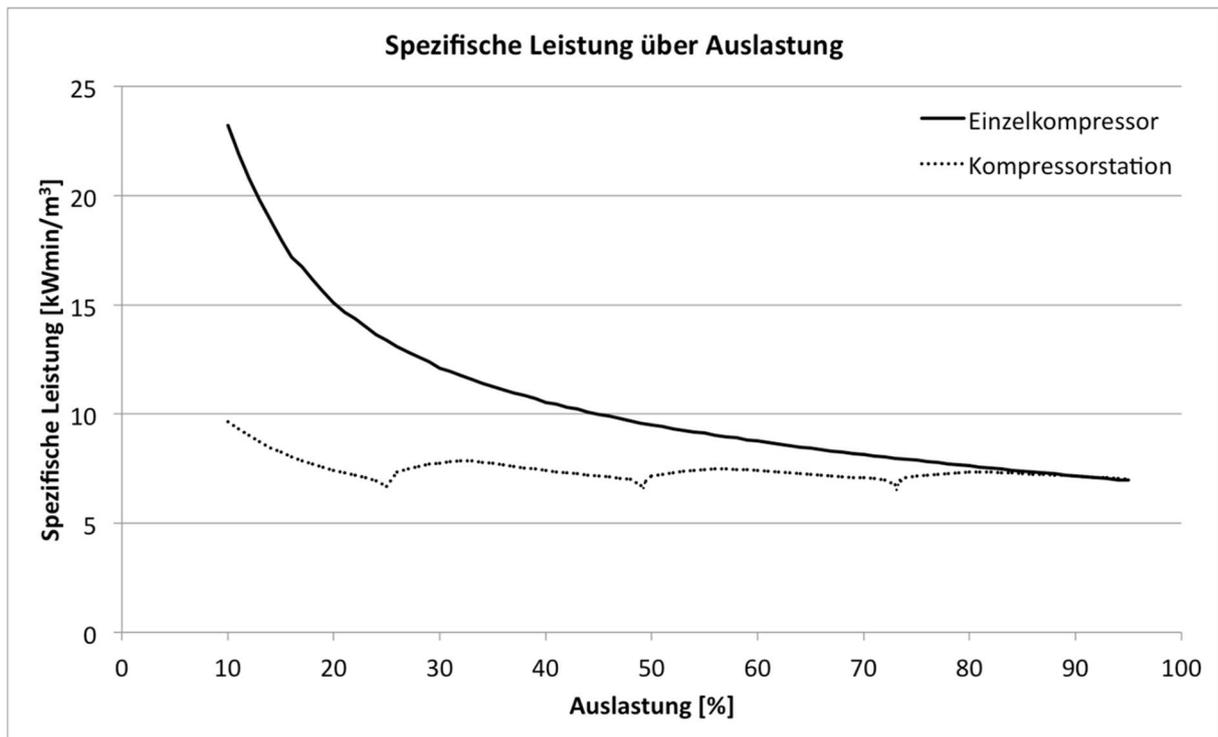


Abbildung 8: Vergleich der spezifischen Leistung eines Einzelkompressors mit einer Druckluftstation bei verschiedenen Auslastungen.

Wie zu erwarten, weist die Einzelkompressorlösung die beste spezifische Leistung bei Auslastungen nahe 100% auf. Da sich die produzierte und die benötigte Druckluftmenge nur geringfügig unterscheiden, treten niedrige Schalt- und Leerlaufverluste auf. Bei sinkender Auslastung nehmen die Schalthandlungen und damit die Schalt- und Leerlaufverluste zu.

Bei der Druckluftstation gibt es bzgl. der spezifischen Leistung vier lokale Minima bei ca. 25 %, 50 %, 75 % und 100 % der Auslastung. Die lokalen Minima sind gleichzeitig globale Minima. Die spezifische Leistung der Druckluftstation ist über weite Auslastungsbereiche deutlich besser als die spezifische Leistung der Einzelkompressorlösung.

Dass die Druckluftstation bei geringen Auslastungen eine deutlich bessere spezifische Leistung als die Einzelkompressorlösung aufweist, ist im Wesentlichen auf zwei Effekte zurückzuführen.

1. Die geringe Auslastung der Druckluftstation bedeutet bezogen auf einen kleinen Kompressor eine mittlere bis hohe Auslastung. Das Verhältnis zwischen *Lastlauf*- und *Leerlauf*-Phasen ist damit in der Druckluftstation deutlich besser als bei der Einzelkompressorlösung.
2. Es fallen nur bei einem der vier Kompressoren Schalt- und Leerlaufverluste an. Die anderen Kompressoren laufen konstant in *Lastlauf* oder sind ausgeschaltet.

Ab einer Auslastung über 90% weist die Einzelkompressorlösung jedoch eine höhere Energieeffizienz als die Druckluftstation auf. Dass die Einzelkompressorlösung bei hohen Auslastungen effizienter ist als die Druckluftstation liegt daran, dass der etwas größere Typ A mit $6,67 \text{ kWmin/m}^3$ eine bessere spezifische Leistung besitzt als der kleinere Typ B mit $7,00 \text{ kWmin/m}^3$.

2.3.3 Lebenszykluskosten einer Druckluftstation

Abbildung 9 zeigt die typische Verteilung der Lebenszykluskosten einer Druckluftstation wie sie in [Rup13] ausgewiesen wird.

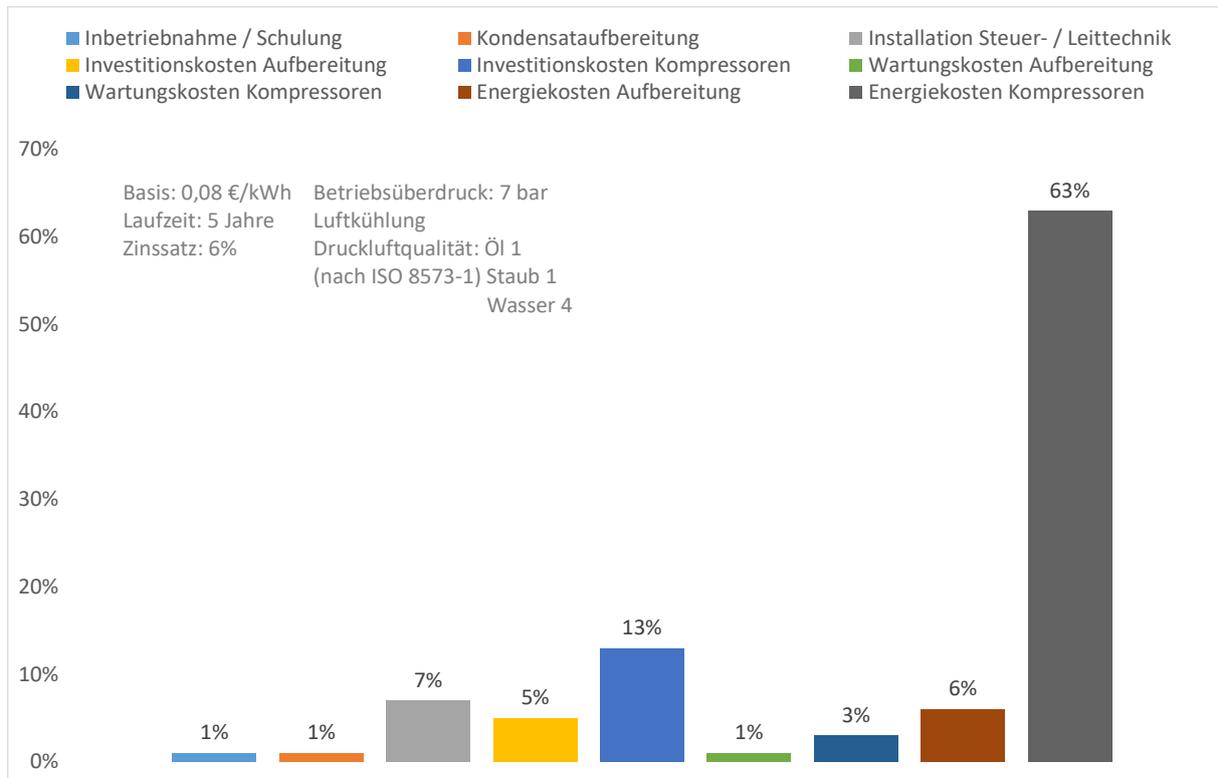


Abbildung 9: Typische Verteilung der Kosten einer Druckluftstation (nach [Rup13]).

Die Kostenverteilung bezieht sich auf den Betrieb einer Druckluftstation über 5 Jahre. Hierbei zeigt sich, dass die Energiekosten mit 69 % (Summe aus Energiekosten für Kompressoren und Energiekosten für Aufbereitung) den Großteil der Kosten ausmachen. Zweitgrößter Kostenanteil sind die Investitionskosten mit 18 %. Die restlichen 13 % verteilen sich auf andere Kostenarten wie Installations- und Wartungskosten. Die Laufzeit von 5 Jahren ist gering gewählt. Laut [Rad01] und [Elb14] geben Kompressorhersteller typische Laufzeiten von 12 Jahren und mehr an. Unter der Annahme, dass Investitionskosten und Kosten für Inbetriebnahme, Installation und Schulung unabhängig von der Laufzeit sind, und alle anderen Kostenarten proportional mit der Laufzeit skalieren, ergibt sich bei einer Laufzeit von 10 Jahren folgende relative Kostenverteilung:

- Energiekosten 80 %
- Investitionskosten 11 %
- Andere Kosten 9 %

Man erkennt deutlich, dass die Gesamtkosten einer Druckluftstation im Wesentlichen durch die Energie- und Investitionskosten bestimmt werden. Des Weiteren ist festzuhalten, dass die Energiekosten der Kompressoren mehr als zehnmal so hoch sind, wie die Energiekosten der Komponenten der Aufbereitung.

2.4 Auslegung von Druckluftstationen

2.4.1 Ziele der Auslegung

Die in Kapitel 2.3 beschriebenen Vorteile einer Druckluftstation gegenüber einer Einzelkompressorlösung werden durch erhöhte Anschaffungskosten und eine höhere Komplexität durch eine höhere Anzahl an beteiligten Komponenten erkauft. Die Anschaffungskosten einer Druckluftstation liegen im Allgemeinen über den Anschaffungskosten eines Einzelkompressors.

- Auf die Liefermenge bezogen ist ein großer Kompressor günstiger in der Anschaffung als ein kleiner Kompressor (siehe Table 2-2 „End customer / Purchase prices fixed speed (incl. discount)“ aus [Elb14]).
- Der Verrohrungsaufwand steigt mit der Anzahl der Kompressoren (da es mehr Anschlusspunkte für die Komponenten und für die Wartung der einzelnen Komponenten notwendig Umgehungsleitungen mit Absperrarmaturen gibt).

Auch wiederkehrende Kosten für Wartung, Inspektion und ganz allgemein das Management der Druckluftstation werden erhöht. Denn diese Kosten hängen nicht einfach an der erzeugten Menge an Druckluft, sondern korrelieren auch mit der Anzahl der Komponenten. In [Ben19] wird explizit auf das Thema Management und die notwendigen organisatorischen Voraussetzungen eingegangen.

Damit steht man vor der Fragestellung, wie man eine Druckluftstation auslegen sollte, um die Vorteile einer Druckluftstation zu den geringstmöglichen Kosten zu erhalten. Bei der Auslegung von Druckluftstationen geht es primär darum, eine Kombination aus Kompressortypen, Puffervolumen und Stationssteuerungsverfahren (im Folgenden als Stationskonfiguration bezeichnet) zu finden, welche die Kosten zur Druckluftherzeugung minimiert. Wie oben beschrieben werden die Kosten durch Energie- und Investitionskosten dominiert, wobei beide Kostenarten wiederum durch die Kompressoren dominiert werden (siehe Abbildung 9). Es lohnt sich also bei der Auslegung von Druckluftstationen den Fokus auf die Kompressoren zu legen. Sind die verwendeten Kompressoren einmal festgelegt, lassen sich die Details der anderen Komponenten daraus ableiten.

Abbildung 10 zeigt in allgemeiner Form den Prozess zur Auslegung von Druckluftstationen.

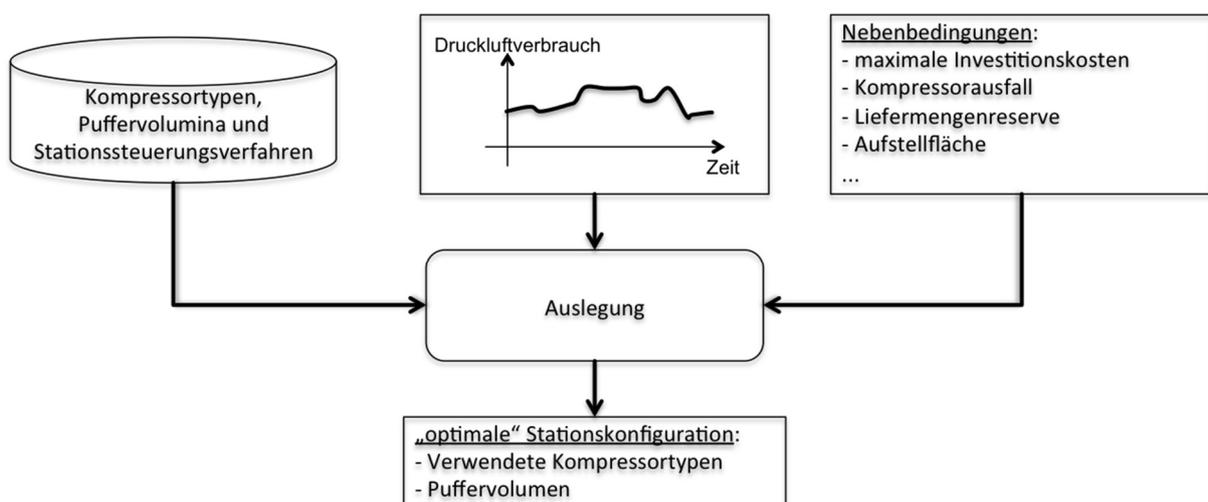


Abbildung 10: Allgemeingültiger Prozess zur Auslegung von Druckluftstationen.

Grundlage für die Auslegung von Druckluftstationen bildet eine Datenbank von Kompressortypen, Puffervolumina und Stationssteuerungsverfahren, welche für den Aufbau der Kompressorstation grundsätzlich zur Verfügung stehen. Die Datenbank enthält für jeden Kompressortyp, jedes Puffervolumen und jedes Stationssteuerungsverfahren die Informationen, die für die Auslegung der Druckluftstation relevant sind.

Die Auslegung geschieht gegen ein Druckluftverbrauchsprofil, welches den zeitlichen Verlauf des Druckluftbedarfs beschreibt, der durch die auszulegende Druckluftstation zu decken ist. Das Druckluftverbrauchsprofil spiegelt die für die Auslegung wesentlichen Merkmale des mit Druckluft versorgten Prozesses wider.

Bei der Auslegung sind Nebenbedingungen zu berücksichtigen. Diese können vielfältigster Natur sein. Als Beispiele aus der Praxis seien an dieser Stelle die maximal zulässigen Investitionskosten, die Berücksichtigung eines Kompressorausfalls ohne Beeinträchtigung der Druckluftversorgung oder Restriktionen bzgl. der Aufstellfläche der Kompressoren in der Druckluftstation genannt. Nur Stationskonfigurationen, die alle Nebenbedingungen erfüllen, dürfen bei der Auslegung der Druckluftstation berücksichtigt werden.

Als Ergebnis der Auslegung wird eine „optimale“ Stationskonfiguration ermittelt, welche unter den gegebenen Rahmenbedingungen (Kompressortypen, Puffervolumina, Stationssteuerungsverfahren, Druckluftverbrauchsprofil und Nebenbedingungen) die Kosten zur Druckluftherzeugung für einen vorgegebenen Nutzungszeitraum minimiert.

2.4.2 Stand der Technik aus der Industrie

Aus der Industrie sind grundsätzlich drei Ansätze für die Auslegung von Druckluftstationen bekannt. Ein Überblick zur manuellen Auslegung von Druckluftstationen durch Anwendung von Best Practices wird in Kapitel 2.4.2.1 gegeben. Kapitel 2.4.2.2 erläutert dann die heute in der Industrie weit verbreitete Praxis der manuellen Auslegung von Druckluftstationen mit Hilfe von Berechnungswerkzeugen. Abschließend wird in Kapitel 2.4.2.3 ein aus der Industrie stammendes Patent zur automatischen Auslegung von Druckluftstationen mit Hilfe von Simulation vorgestellt.

2.4.2.1 Best Practices in der Industrie

Von den Kompressorherstellern herausgegebene „White Paper“, „Manuals“ und Schulungsmaterialien propagieren die Anwendung von Best Practices (z.B. [Atl19], [Bie04], [Rup03]). Auch durch den Staat geförderte Studien mit Industriebeteiligung zum Thema Druckluft zielen immer wieder darauf ab, den Einsatz von Best Practices zu fördern (z.B. [DVF03c] und [Bol13]). Beispiele sind:

- Redundanz bei den Kompressoren einplanen
- Die Auswahl der einzelnen Kompressorgrößen an häufig auftretenden Niveaus des Druckluftverbrauchs ausrichten
- Eine Überdimensionierung vermeiden
- Ineffiziente alte Kompressoren frühzeitig durch neue moderne Kompressoren ersetzen
- Vor der Anschaffung neuer Kompressoren erst den Betrieb der bestehenden Kompressoren durch den Einsatz einer Verbundsteuerung optimieren
- Wo immer möglich Systeme mit Wärmerückgewinnung einsetzen

Wichtig festzuhalten ist, dass Best Practices sich am allgemeinen Durchschnittsfall und nicht am konkreten Einzelfall orientieren. Daher können auf den konkreten Einzelfall bezogen keine optimalen Ergebnisse erzielt und das Verbesserungspotenzial einer Maßnahme nur schwer abgeschätzt werden.

2.4.2.2 *Werkzeuggestützte manuelle Auslegung*

Um im konkreten Einzelfall bessere Ergebnisse bei der Auslegung zu erzielen, werden Berechnungswerkzeuge für das Ermitteln von Verbesserungspotenzialen eingesetzt. Große Kompressorhersteller, einige Beratungsunternehmen und auch staatliche Behörden haben solche Berechnungswerkzeuge entwickelt, die bei der Erstellung von Angeboten und allgemein bei der Auslegung von Druckluftstationen eingesetzt werden (siehe [DVF03c], [CAG21] oder [Boc19]). Konkrete Beispiele für solche Programme, welche öffentlich verfügbar sind, sind AirSim der University of Dayton (siehe [Sch05]) und AirMaster+ des US Department of Energy (siehe [Pap14] Kapitel 5). Die Berechnungsprogramme funktionieren im Kern sehr ähnlich und erlauben

- Konfigurationen von Druckluftstationen auf Basis eines Katalogs manuell zu erstellen oder alternativ die technischen Daten manuell einzugeben
- Eine Berechnung des Verhaltens der durch die Konfiguration beschriebenen Druckluftstation für einen gegebenen Druckluftverbrauch durchzuführen
- Die Energiekosten für den Betrieb der durch die Konfiguration beschriebenen Druckluftstation auf Basis des Berechnungsergebnisses abzuleiten

Die Komponenten einer Druckluftstation können grundsätzlich als standardisiert aufgefasst werden, d.h. die für den Aufbau einer Druckluftstation zur Verfügung stehenden Komponenten sind in einem „Katalog“ verzeichnet. Diesem „Katalog“ kann man direkt oder indirekt z.B. entnehmen,

- welche Komponenten für den Aufbau einer Druckluftstation zur Verfügung stehen,
- welche technischen Eigenschaften die Komponenten besitzen,
- zu welchen Kosten (z.B. Investitions- oder Anschlusskosten) die Komponente in die Station integriert werden kann und
- zu welchen Kosten (z.B. Wartungskosten pro Laufstunde) die Komponente in der Station betrieben werden kann.

Grundsätzlich können Komponenten im Katalog als beliebig oft verfügbar für die Erstellung von Konfigurationen angesehen werden. D.h. eine Komponente im Katalog kann mehrfach in eine Konfiguration eingebaut (instanziiert) werden. Eine Einschränkung besteht allerdings bzgl. der Komponenten einer Ausgangskonfiguration, wenn eine bestehende Druckluftstation verändert werden soll. Die Komponenten der Ausgangskonfiguration können nur bestehen bleiben oder entfernt werden. Ein erneutes Hinzufügen ist nicht möglich (es sei denn die Komponente ist auch als neue Komponente im Katalog verfügbar).

Im Kontext dieser Arbeit bezeichnet eine *Konfiguration (einer Druckluftstation)* eine konkrete Menge von Komponenten aus dem Katalog, die als Aggregation in einer konkreten Verschaltung eine Druckluftstation bilden.

Mit der Verwendung der oben genannten Berechnungsprogramme ergibt sich ein Verfahren, wie es in Abbildung 11 dargestellt ist.

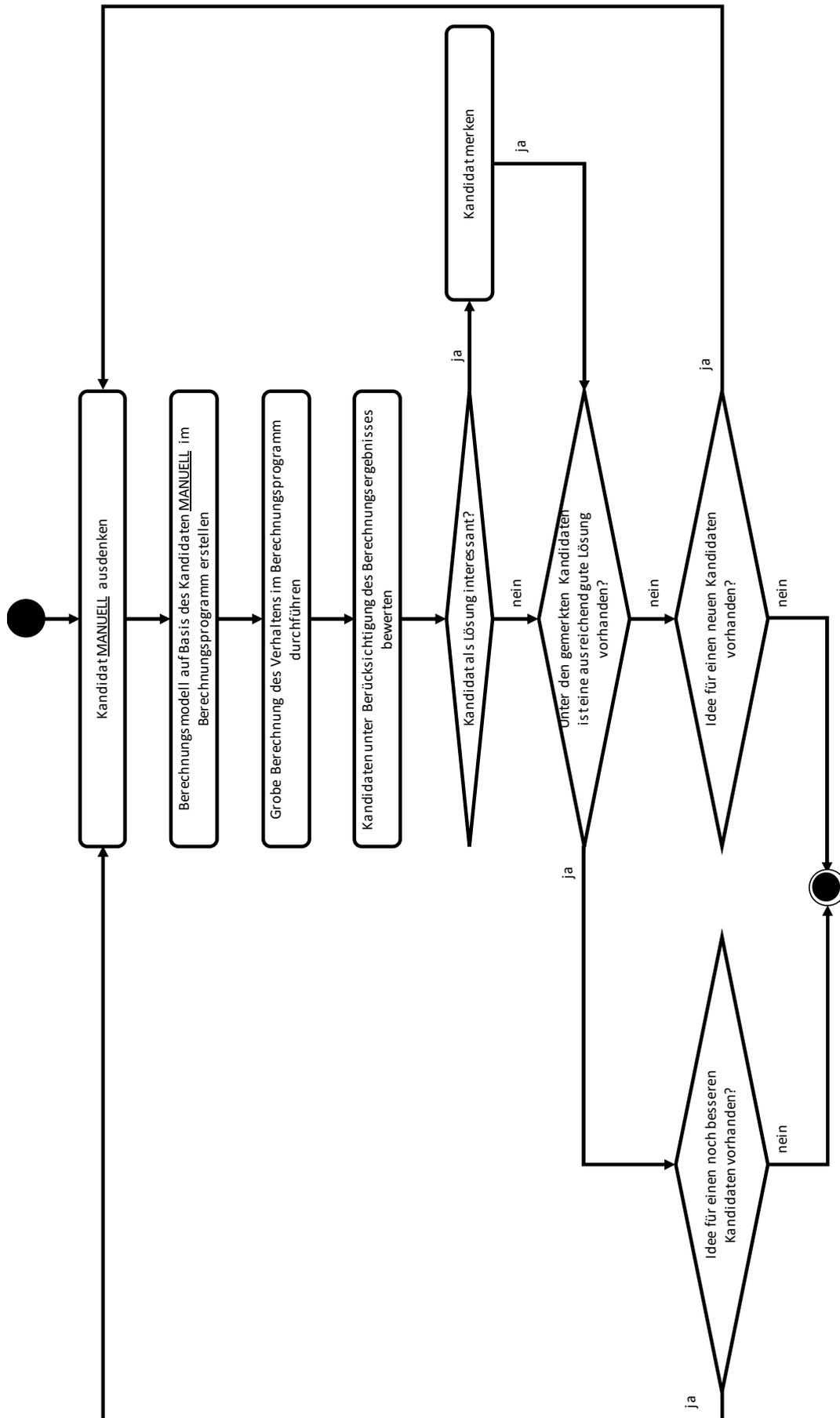


Abbildung 11: Verfahren zur manuellen Auslegung von Druckluftstationen mit Hilfe eines Berechnungsprogramms.

Das mit Hilfe des Berechnungsprogramms durchgeführte Verfahren ist zwar werkzeuggestützt, läuft aber grundsätzlich manuell ab. Der Bediener des Berechnungsprogramms denkt sich manuell einen Kandidaten aus. Hierfür greift er auf den Katalog mit Komponenten zurück und berücksichtigt ggf. vorhandene Nebenbedingungen. Auf Basis des ausgedachten Kandidaten erstellt der Bediener manuell ein Berechnungsmodell im Berechnungsprogramm. Auf Basis des Berechnungsmodells wird anschließend im Berechnungsprogramm eine Berechnung durchgeführt. Die Durchführung der Berechnung selbst erfolgt automatisch. Ist die Berechnung durchgeführt, so wird der Kandidat auf Basis des Berechnungsergebnisses bewertet. Insbesondere werden die für die Bewertung notwendigen Energie- und Wartungskosten anhand des Berechnungsergebnisses ermittelt, während für die Investitionskosten schon die Betrachtung des Kandidaten allein ausreicht. Ist der Kandidat als Lösung interessant, so merkt sich der Bediener den Kandidaten (ggf. in einer speziell dafür vorgesehenen Ablage des Berechnungsprogramms).

Anschließend prüft der Bediener, ob unter den bereits gemerkten Kandidaten eine ausreichend gute Lösung vorhanden ist. Ist dies nicht der Fall, prüft der Bediener, ob er noch eine Idee für einen weiteren Kandidaten hat, der eine ausreichend gute Lösung sein könnte. Hat der Bediener noch eine solche Idee, geht das Verfahren in die nächste Iteration, in der ein Kandidat konkret ausgedacht wird. Hat der Bediener keine Idee, so ist das Verfahren beendet. Ist unter den gemerkten Kandidaten bereits eine ausreichend gute Lösung vorhanden, aber hat der Bediener eine Idee, die zu einem noch besseren Kandidaten als Lösung führen könnte, so geht auch hier das Verfahren in die nächste Iteration mit dem manuellen Ausdenken des konkreten Kandidaten.

Während das mit dem Berechnungsprogramm durchgeführte Verfahren explizit die Erstellung von Kandidaten, Berechnung von Kandidaten und die Bewertung von Kandidaten vorsieht, stellen das manuelle Ausdenken von Kandidaten und die manuelle Erstellung des Berechnungsmodells im Berechnungsprogramm eine wesentliche Einschränkung für das Auffinden wirklich optimaler Kandidaten für das Optimierungsproblem dar. Grund hierfür sind im Wesentlichen drei Ursachen:

1. Stand heute ist kein einfaches Regelwerk bekannt, bei dessen Befolgung man zuverlässig Kandidaten erstellen kann, die zu ausreichend guten Lösungen führen. Wäre dies der Fall, müsste man die Kandidaten ja nicht mehr mit Hilfe eines Berechnungsmodells bewerten, um eine ausreichend gute Lösung zu finden. Man würde stur dem Regelwerk folgen bzw. das Regelwerk gleich in einen Algorithmus gießen und automatisch ausführen lassen. Stattdessen ist Kreativität gefragt. Denn das manuelle Ausdenken von Kandidaten stellt einen kreativen Prozess dar. Dauer und Ergebnis dieses Prozesses hängen wesentlich von der Erfahrung des Bedieners ab, denn beim kreativen Prozess greift der Bediener auf Heuristiken, also Erfahrungswissen zurück, das er sich in vergangenen Anwendungen des Verfahrens erarbeitet oder in Schulungen erworben hat. Ein erfahrener Bediener wird gegenüber einem unerfahrenen Bediener also einerseits einen konkreten Kandidaten schneller ausdenken können und sich andererseits Kandidaten ausdenken, die mit weniger Iterationen des Verfahrens zu ausreichend guten Lösungen unter den gemerkten Kandidaten führen. Im Ergebnis wird ein erfahrener Bediener tendenziell bessere Lösungen unter den Kandidaten in kürzerer Zeit erhalten (da weniger Iterationen notwendig sind).

2. Die ausgedachten Kandidaten müssen vor der Durchführung der Berechnung in das Berechnungsprogramm eingegeben werden. Im Gegensatz zum Ausdenken von Kandidaten ist dies zwar ein recht einfacher Prozess, insbesondere da hier keine kreative Leistung erbracht werden muss, aber auch die Eingabe benötigt Zeit. Rechnet man nur 3 Minuten für die Eingabe eines Kandidaten, so kann man pro Stunde nicht mehr als 20 Kandidaten prüfen. Die Zeit für die Berechnung und Bewertung des Berechnungsergebnisses ist hier noch gar nicht mitgerechnet. Bei einem vorgegebenen Zeitbudget für das Auffinden eines ausreichend guten Kandidaten kann also nur eine eingeschränkte Anzahl an Kandidaten geprüft werden. Das bedeutet zwar nicht, dass kein ausreichend guter Kandidat gefunden werden kann, aber es bleibt eine hohe Unsicherheit, ob man mit mehr Zeit nicht doch einen deutlich besseren Kandidaten hätte finden können.
3. Durch das manuelle Ausdenken von Kandidaten im Rahmen eines kreativen Prozesses auf Basis von Erfahrungswissen wird der Lösungsraum nicht systematisch nach dem besten Kandidaten durchsucht. Damit ist also nicht sichergestellt, dass im Rahmen des kreativen Prozesses, auch über mehreren Iterationen des Verfahrens hinweg, der optimale Kandidat ausgedacht, berechnet, bewertet und gemerkt wird. Das heißt zwar nicht, dass der optimale Kandidat im Rahmen des Verfahrens nicht gefunden werden kann, allerdings ist es recht unwahrscheinlich, dass er tatsächlich gefunden wird. Dies ergibt sich daraus, dass man die Güte eines Kandidaten erst nach Durchführung der Berechnung bewerten kann (da die Energie- und Wartungskosten sich erst aus dem Verhalten ergeben) wobei die Anzahl an Kandidaten mit der Anzahl der im Katalog zur Verfügung stehenden Komponenten und mit der Anzahl zulässiger Komponenten in der Station exponentiell ansteigt. Einfaches Rechenbeispiel:
 - Betrachtet werden nur die Kompressoren einer Druckluftstation
 - Der Katalog enthält 20 Kompressortypen
 - Bis zu 8 Kompressoren sind in einer Druckluftstation zulässig

Ohne weitere einschränkende Nebenbedingungen und unter Vernachlässigung, dass durch Permutation entstehende Kandidaten eigentlich nicht berücksichtigt werden müssen, ergeben sich hieraus

$$\sum_{i=1}^8 20^i = 20^1 + 20^2 + 20^3 + \dots + 20^8 = 26.947.368.420 = 2,695 * 10^{10}$$

potenzielle Kandidaten. Es ist sofort ersichtlich, dass es unmöglich ist, im Rahmen einer typischen Zeitspanne von 4 bis 8 Stunden mit dem oben beschriebenen Verfahren alle Kandidaten auszudenken, einzugeben und mit Hilfe des Berechnungsprogramms zu prüfen.

2.4.2.3 *Werkzeuggestützte automatische Auslegung*

Die ebenfalls als Stand der Technik anzusehende Patentschrift [Lin15] versucht das Problem der manuellen Erstellung, Eingaben und Simulation von Kandidaten zur Änderung/Erweiterung von Druckluftstationen aus dem Verfahren nach Abbildung 11 zu vermeiden, in dem auf die Durchführung

von Iterationen verzichtet wird. Der Ablauf dieses Verfahrens ohne Iterationen ist in Abbildung 12 dargestellt.

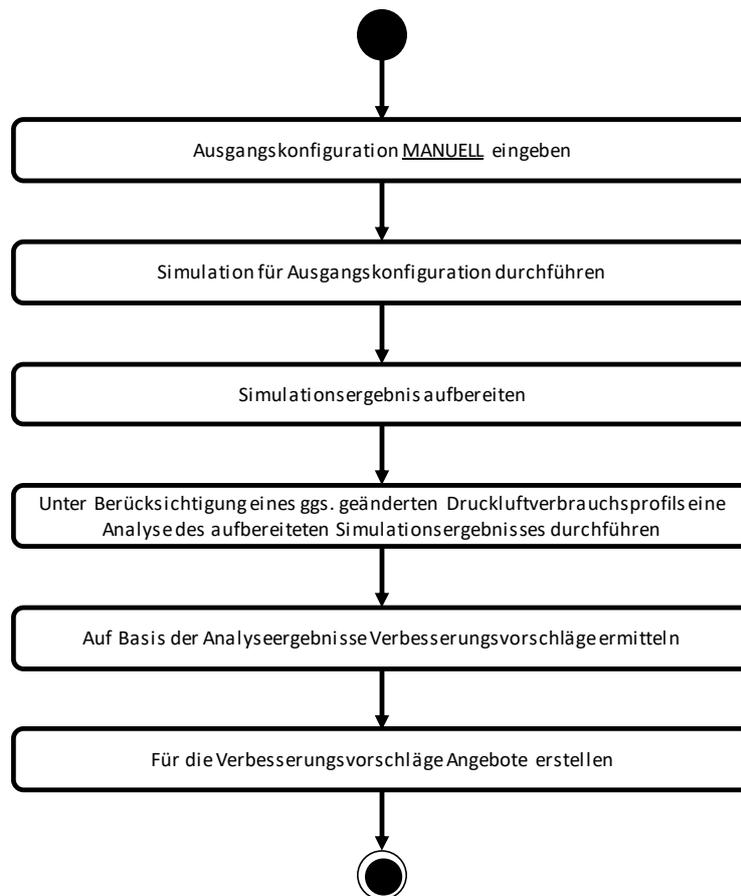


Abbildung 12: Verfahren zur automatischen Ermittlung von Angeboten zur Änderung/Erweiterung von Druckluftstationen nach [Lin15].

Zu Beginn des Verfahrens wird einmal die Ausgangskonfiguration mit Hilfe eines R&I-Schema-Editors eingegeben. Anschließend läuft automatisch ein mehrschrittiger rein sequenzieller Prozess ab:

- Simulation für eingegebene Ausgangskonfiguration durchführen.
- Das Simulationsergebnis für die weiteren Verarbeitungsschritte aufbereiten.
- Das aufbereitete Simulationsergebnis analysieren, wobei bei der Analyse ein anderes Druckluftverbrauchsprofil zum Tragen kommen bzw. berücksichtigt werden kann, als es initial der Simulation der Ausgangskonfiguration zugrunde gelegt wurde.
- Auf Basis der Analyseergebnisse werden Verbesserungsvorschläge ermittelt (Software-Parameter an Steuerungsalgorithmen ändern, Kompressor austauschen, Pufferspeicher vergrößern, ...).
- Für die Verbesserungsvorschläge wird in einem letzten Schritt ein konkretes Angebot mit Kosten für die Realisierung für den Kunden erstellt.

Das Verfahren nach [Lin15] sieht bzgl. des Zusammenspiels von Simulation und Analyse zur Ermittlung von Verbesserungsvorschlägen (entspricht dem Erstellen neuer Konfigurationen) keine iterative Vorgehensweise vor. Das Verfahren nach [Lin15] ist also keine automatisierte Variante des in

Abbildung 11 dargestellten Verfahrens. Es handelt sich bei [Lin15] um einen grundsätzlich anderen Lösungsansatz, der zwar auch Berechnung in Form von Simulation vorsieht, Verbesserungsvorschläge aber durch Analyse des Simulationsergebnisses erstellt und NICHT Verbesserungsvorschläge durch Anwendung von Simulation bewertet. In [Lin15] ist aber nicht offenbart, wie durch Analyse der Simulationsergebnisse Verbesserungsvorschläge (entspricht neuen Kandidaten) konkret erstellt werden. Es gibt auch keine anderen Veröffentlichungen der Erfinder des Patents die auf diesen Aspekt näher eingehen. Es bleibt damit unklar, ob der in [Lin15] vorgeschlagene Ansatz wirklich funktioniert.

2.4.3 Bekannte Lösungsansätze aus der wissenschaftlichen Literatur

Zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten und Publikationen befassen sich aus ganz unterschiedlichen Blickwinkeln mit dem Problem der Auslegung von Druckluftstationen, diese werden in den folgenden Unterkapiteln vorgestellt und eingeordnet.

2.4.3.1 Einzelfallstudien

In [Sap15] wird anhand eines konkreten Beispiels aus der chemischen Industrie gezeigt, welchen massiven Einfluss die zielgerichtete Auslegung einer Druckluftstation auf die Lebenszykluskosten einer Druckluftstation hat. Untersucht werden vier verschiedene Szenarien für die Verbesserung der existierenden Druckluftstation, die durch Experten definiert wurden. Die Kalkulationen der Lebenszykluskosten in [Sap15] erfolgen auf Basis der Häufigkeitsverteilung des zuvor gemessenen Druckluftverbrauchs. Anhand der Ergebnisse wird deutlich, dass die Energiekosten die Lebenszykluskosten (ermittelt für einen Zeitraum von 20 Jahren) dominieren und hier der größte Hebel für Einsparungen besteht. Gezeigt wird außerdem der große Einfluss von Systemen zur Wärmerückgewinnung auf die Lebenszykluskosten (es wird pauschal ein Wirkungsgrad von 60% bei der Rückgewinnung angenommen). Voraussetzung ist natürlich, dass die rückgewonnene Wärme auch eingesetzt werden kann. Die ebenfalls in [Sap15] betrachteten Wartungskosten spielen nahezu keine Rolle bei der Auswahl der besten Lösung. Die Zuverlässigkeit des Gesamtsystems in den verschiedenen Szenarien wird auch untersucht, wird aber nicht quantifiziert und hat daher keinen Einfluss auf die Lebenszykluskosten in dem betrachteten Beispiel.

Von einer ähnlich zusammengesetzten Autorengruppe stammt die Studie in [Sap16], in der an einem Praxisbeispiel vorgestellt wird, wie der Einsatz von Systemen zu Wärmerückgewinnung in Druckluftstationen die Betriebskosten in der chemischen Industrie signifikant senken kann.

2.4.3.2 Best Practices in Druckluftstationen

Ein auch in der Wissenschaft verfolgter Ansatz zur Auslegung von Druckluftstationen ist das Befolgen von Best Practices. Es gibt unzählige wissenschaftliche Publikationen, die Best Practices auflisten und anhand eigener Versuche an Einzelfällen oder durch Metastudien Best Practices und deren Wirksamkeit in Theorie und Praxis untersuchen. Beispiele für solche Arbeiten sind [Sai10], [Din12], [Abd11] und [Mou14]. Häufig zitierte und als relevant erachtete Best Practices aus diesen Arbeiten sind:

- Energiemanagementsysteme zur Wirksamkeitsüberwachung einsetzen
- Leckagevermeidung
- Einsatz von neuesten Technologien
- Alternativen zum Energieträger Druckluft in Betracht ziehen

- Moderne Steuerungsverfahren berücksichtigen
- Wartungsmaßnahmen auch im Hinblick auf Energieeffizienz planen
- Druck so weit wie möglich absenken
- Wärmerückgewinnungssysteme installieren

Grundsätzlich ist das Thema Best Practices nicht neu. Trotzdem gibt es ein Problem bei der Anwendung von Best Practices in der Praxis, da erst die passenden organisatorischen Rahmenbedingungen in Industrieunternehmen geschaffen werden müssen, damit man Best Practices effektiv und nachhaltig umsetzen kann. Diesem Thema widmet sich das von mehreren italienischen Universitäten gemeinschaftlich durchgeführte Forschungsprojekt „Efficienza energetica dei Sistemi Aria Compressa: metodologia di benchmarking delle prestazioni e strumento di supporto alle decisioni per l’efficientamento energetico“. Mit [Ben19+] wird eine Methode vorgestellt, wie man ein System zur Überwachung und Kontrolle des Energieverbrauchs in Bezug auf Druckluft in Unternehmen einführen kann. Die Methode betrachtet nicht nur die Seite der Erzeugung und Bereitstellung von Druckluft, sondern auch die Seite des Druckluftverbrauchs. Entsprechend geht es explizit um die Senkung des Energieverbrauchs und nicht nur um die Steigerung der Energieeffizienz. Die Methode setzt darauf, dass man durch Anwendung statistischer Methoden im zeitlichen Verlauf von aufgezeichneten energierelevanten Größen, wie Leistungsaufnahme oder Volumenstrom, Anomalien automatisch erkennt. Voraussetzung ist natürlich, dass die relevanten Größen überhaupt aufgezeichnet werden. Schon in [Ben17] wird bei der Auswertung von Fragebögen zum Einsatz von Monitoring-Systemen in Industriebetrieben in Italien erstaunt festgestellt, wie selten eine Aufzeichnung dieser energierelevanten Größen erfolgt. Gemäß [Ben19+] werden die erkannten Anomalien dann manuell in Hinblick auf ihre Ursachen untersucht und konkrete Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet. Schon durch die reine Anomaliedetektion können drei Schwachpunkte in Druckluftsystemen erkannt werden: suboptimale Planung, suboptimaler Betrieb und Defekte an Komponenten. Der praktische Einsatz der Methode wird an drei Anwendungsbeispielen gezeigt.

Mit [Ben19] aus dem gleichen Forschungsprojekt wird anhand von real existierenden Druckluftstationen in Industriebetrieben untersucht, wie man den Reifegrad eines Druckluftsystems (also Druckluftstation, Netzwerk zur Druckluftverteilung und Druckluftverbraucher) samt damit assoziierten Unternehmensprozessen rund um das Management des Druckluftsystems ermitteln kann. Auf Basis des Reifegrads werden anschließend Handlungsempfehlungen für die Auswahl und die Umsetzung von Best Practices zur Steigerung der Energieeffizienz gegeben. Der grundsätzliche Ansatz des Forschungsprojekts namens „Compressed Air System Energy Efficiency Maturity Model“ (CASEEMM) wird in [Ben19] ausführlich vorgestellt und die Anwendung an drei Druckluftsystemen (bei einem Konsumgüterhersteller, einer Gießerei und einem Maschinenbauer) vorgestellt. In [Sal20] werden die im CASEEMM berücksichtigten Best Practices (insgesamt eine Liste von 61 Best Practices) im Detail beleuchtet.

In [Tri20] wird ebenfalls eine Übersicht zu Best Practices gegeben, wobei hier Best Practices nur im Sinne von Energieeffizienzmaßnahmen aufgefasst werden und für jede Energieeffizienzmaßnahme eine detaillierte Analyse z.B. in Bezug auf Kosten, Anforderungen und Grenzen für die Umsetzbarkeit und Komplexität der Umsetzung vorgenommen wird. Eine ähnliche Vorgehensweise wird in [Neh18] gewählt, wobei hier die Energieeffizienzmaßnahmen mit „nicht energiebezogenen“ Vorteilen wie Kosteneinsparungen bei Investition und Wartung, Erhöhung der Verfügbarkeit, Verringerung der

Personalkosten oder Vereinfachung des Betriebs (z.B. durch Automatisierung) in Verbindung gebracht werden. Damit wird in [Neh18] verdeutlicht, dass über die reine Steigerung der Energieeffizienz hinaus Anreize für die Umsetzung von Energieeffizienzmaßnahmen bestehen können.

Der Vorteil von Best Practices ist, dass man meist einfache und in der Praxis erprobte Handlungsanweisungen an der Hand hat, die auch von Laien befolgt oder zumindest verstanden werden können. Der Nachteil besteht jedoch darin, dass Best Practices für den Durchschnittsfall ausgelegt sind und damit optimale Ergebnisse in den wenigsten Fällen erreicht werden. Ebenso bieten Best Practices gar keine oder nur sehr eingeschränkte Möglichkeiten zur Vorhersage der Einsparungen / Verbesserungen im konkreten Einzelfall. Es können nur grobe Abschätzungen auf Basis des Durchschnittsfalls gegeben werden, wie z.B. in [Rad06] in „Tafel 1: Maßnahmen zur Energie- und Kosteneinsparung in Druckluftanlagen in Deutschland“, denn das Einsparpotenzial berücksichtigt eben nicht die konkrete Situation im Einzelfall.

2.4.3.3 Werkzeuggestützte manuelle Auslegung von Druckluftstationen

Einige Arbeiten befassen sich mit dem Problem der Auslegung unter Zuhilfenahme von Simulation. [Mou14] stellt ein dynamisches Kompressormodell mit drei diskreten Zuständen vor und untersucht mit dem Modell an einem Praxisbeispiel die Möglichkeit, die Energiekosten für den Betrieb einer Druckluftstation bei einem vorab bekannten zeitlichen Verlauf des Druckluftverbrauchs durch Simulation vorherzusagen. Auf diese Weise lassen sich manuelle Planungen von Druckluftstationen in Bezug auf die erwarteten Energiekosten miteinander vergleichen. Einen vergleichbaren Ansatz stellt [Mur15] vor, wobei in dieser Publikation das Augenmerk auf die Auswirkungen der Algorithmen zur Ansteuerung der Kompressoren auf die Energieeffizienz gelegt wird. Die in [Mou14] und [Mur15] vorgeschlagenen Ansätze entsprechen den heute in der Industrie eingesetzten Verfahren zur werkzeuggestützten manuellen Auslegung, wie sie in Kapitel 2.4.2.2 beschrieben werden.

Im weiteren Umfeld sind die aufeinander aufbauenden Arbeiten [Kur13] und [Kur19] zu nennen. Hier werden probabilistische Methoden zur Auslegung von Kompressoren in Pipeline-Netzwerken für den Gastransport vorgeschlagen. Die Methoden zielen darauf ab, die Auslegung an häufig auftretenden Betriebssituationen zu orientieren, statt den selten auftretenden Worst Case als Maßstab der Auslegung zu verwenden. Damit soll eine sehr teure Überdimensionierung des Systems vermieden werden. Außerdem kann man durch die gezielte Auslegung für häufig auftretende Betriebssituationen die Energieeffizienz signifikant steigern. Kern der vorgestellten probabilistischen Methode bilden Monte Carlo-Simulationen, welche das erwartete Verhalten eines Kompressors auf Basis von Häufigkeitsverteilungen für die erwarteten Betriebssituationen auswerten. Der große Vorteil dieser Methode besteht darin, dass man kein dynamisches Modell des Kompressors benötigt, um die Simulationen durchzuführen. Die Arbeiten [Kur13] und [Kur19] sind jedoch nur eingeschränkt auf Druckluftstationen zu übertragen, da in Pipeline-Netzwerken die Kompressoren typischerweise in Reihe geschaltet sind, um das Gas über weite Strecken (mehrere 100 km) in Pipelines zu transportieren bzw. an einer konkreten Kompressorstation (compressor plant) häufig nur ein Kompressor (typischerweise ein Turbokompressor) den Gastransport von einem Netzwerksegment zum nächsten Netzwerksegment übernimmt². Durch das Schalten in Reihe sind die Kompressoren bzgl. der

² In Pipeline-Netzwerken kann es grundsätzlich auch Kompressorstationen mit mehreren in Reihe geschalteten Kompressoren geben, diese werden aber in [Kur13] und [Kur19] nicht betrachtet.

Volumenströme miteinander gekoppelt. Der Volumenstrom des Kompressors stromauf muss mit dem Volumenstrom des Kompressors stromab übereinstimmen. In Druckluftstationen sind die Kompressoren hingegen parallelgeschaltet und fördern gemeinsam in einen Druckluftspeicher. Die Volumenströme der Kompressoren können in Druckluftstationen aus technischer Sicht also erst einmal unabhängig voneinander festgelegt werden, denn die Kompressoren sind im Wesentlichen über den Druck im Druckluftspeicher miteinander gekoppelt und nur in geringem Maße über den Volumenstrom (hier über den volumenstromabhängigen Differenzdruck über den Komponenten der Druckluftaufbereitung). Aus Sicht der Energieeffizienz der Druckluftherzeugung muss die Wahl der Kompressoren einer Druckluftstation jedoch in einer kombinierten Betrachtung erfolgen, da die Wahl der Abstufung der Kompressoren einen signifikanten Einfluss auf die Energieeffizienz hat. Auf diese Fragestellung gehen [Kur13] und [Kur19] nicht ein. Zur Verdeutlichung stellt Abbildung 13 den strukturellen Unterschied zwischen einem Pipeline-Netzwerk und einer Druckluftstation grafisch dar.

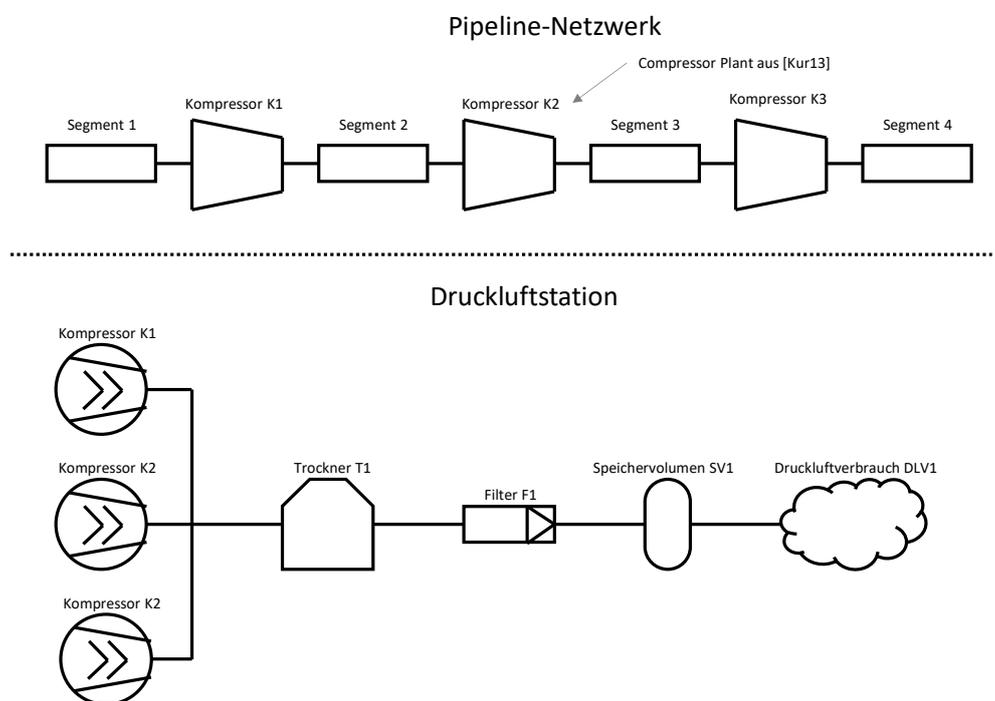


Abbildung 13: Vergleich der Struktur eines Pipeline-Netzwerks nach [Kur13] und [Kur19] mit der Struktur einer Druckluftstation.

Die in [Kur13] und [Kur19] vorgestellte probabilistische Methode dreht sich ganz konkret um die Auslegung eines einzigen Kompressors (dort als compressor plant bezeichnet), insbesondere unter Berücksichtigung der Häufigkeitsverteilung der Betriebssituationen an dem Aufstellort des Kompressors (Volumenstrom, Umgebungstemperatur, Sonneneinstrahlung, Aufstellhöhe, ...). Die im Rahmen dieser Arbeit behandelte Auslegung von Druckluftstationen dreht sich hingegen um die gleichzeitige Auslegung mehrerer Kompressoren, wobei die gegenseitige Beeinflussung der Kompressoren über den gemeinsamen zeitlich schwankenden Druck im Druckluftspeicher, gegen den diese fördern, berücksichtigt werden muss.

2.4.3.4 Automatische Auslegung von Druckluftstationen

Bisher in der Wissenschaft nahezu unbeachtet ist das Feld der automatischen Auslegung von Druckluftstationen. Nur die Publikation [Fri12] kann diesem Gebiet eindeutig zugeordnet werden. Hier

wird die Auslegung von Druckluftstationen als ganzzahliges Optimierungsproblem aufgefasst. Vorgestellt wird die Idee, dass für eine gegebene Struktur einer Druckluftstation (Anzahl an Komponenten und deren Vernetzung steht also fest) mit einem Algorithmus Lösungskandidaten für den Austausch einzelner oder mehrerer Komponenten erstellt und per numerischer Simulation über der Zeit die Güte der Lösungskandidaten ermittelt wird. Die bei ganzzahligen Optimierungsproblemen auftauchende Lösungsraumexplosion soll dadurch verhindert werden, dass der Optimierungsalgorithmus ähnliche Lösungskandidaten erkennt und eliminiert. Der verbleibende immer noch riesige Lösungsraum soll dadurch handhabbar werden, dass zunächst mit einem einfachen Rechenmodell die vielversprechendsten Lösungskandidaten ermittelt und nur diese dann mit einem genauen Simulationsmodell untersucht werden. [Fri12] offenbart keine Details zu dem Optimierungsalgorithmus selbst. Es gibt auch keine Folgeveröffentlichung der Autoren zu dem Thema. Daher bleibt unklar, ob der vorgeschlagene Ansatz weiter verfolgt wurde bzw. ob dieser in der praktischen Anwendung funktioniert.

2.5 Steuerung von Druckluftstationen

Wie in Kapitel 2.3.3 gezeigt, hat der Betrieb der Kompressoren einen maßgeblichen Einfluss auf die Lebenszykluskosten. Die Lebenszykluskosten der Druckluftstation werden durch die Energiekosten der Kompressoren dominiert. Dieses Kapitel beschäftigt sich daher damit, wie durch die Steuerung von Druckluftstationen der Betrieb der Kompressoren im Hinblick auf Energieeffizienz optimiert werden kann. In Kapitel 2.5.1 wird die Aufgabe einer Verbundsteuerung beschrieben. Anschließend wird in Kapitel 2.5.2 auf die Herausforderungen bei der Steuerung von Druckluftstationen eingegangen. Kapitel 2.5.3 gibt einen Überblick zum Stand der Technik in der Industrie. Das abschließende Kapitel 2.5.4 behandelt Publikationen aus der Wissenschaft zur Optimierung des Betriebs von Druckluftstationen.

2.5.1 Aufgabe einer Verbundsteuerung

Im Gegensatz zu dem Rechenbeispiel aus 2.3.2 ist in realen Druckluftstationen die Auslastung zeitlich nicht konstant, sondern unterliegt mehr oder weniger starken Schwankungen. Betrachtet man z.B. ein Druckluftnetz in einer Fertigungshalle, wird der Druckluftverbrauch mit den Schichten schwanken. Auch kleinere Produktionspausen, z.B. in der Mittagszeit, machen sich deutlich im Druckluftverbrauch bemerkbar. In Druckluftverbrauchsprozessen mit hohem Automatisierungsgrad korrelieren Änderungen im Druckluft nicht einmal mehr mit Schichten oder Pausen. Jederzeit treten hier in der Praxis unvorhersagbare Änderungen am Druckluftverbrauch auf.

Für den energieeffizienten Betrieb einer Druckluftstation ist es daher wichtig, je nach aktueller Auslastung, eine Kompressorkombination zu finden und im zeitlichen Verlauf anzusteuern, die vorgegebene Druckgrenzen mit hoher Wahrscheinlichkeit einhält und dabei so wenig elektrische Energie wie möglich aufnimmt. Dies ist die Aufgabe einer Verbundsteuerung.

Zur Erfüllung ihrer Aufgabe kommuniziert die Verbundsteuerung über ein Bussystem mit den kompressorinternen Steuerungen. Die kompressorinternen Steuerungen übermitteln Informationen zum aktuellen Kompressorzustand (z.B. den aktuellen Betriebszustand und aktuelle Timerwerte), und nehmen von der übergeordneten Steuerung einen Lastbefehl entgegen (siehe Abbildung 14).

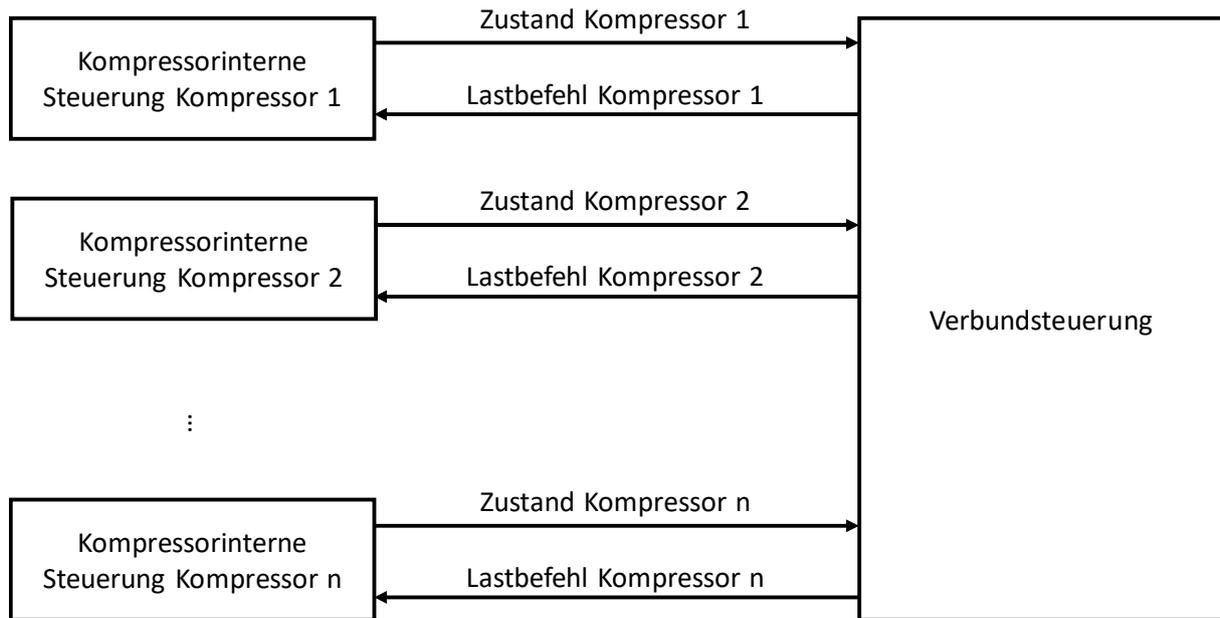


Abbildung 14: Informationsaustausch zwischen kompressorinternen Steuerungen und Verbundsteuerung.

Über den Lastbefehl kann die Verbundsteuerung einen Kompressor zum Wechsel in den Betriebszustand *Lastlauf* auffordern. Wird der Lastbefehl zurückgenommen, verlässt der Kompressor den Betriebszustand *Lastlauf*. Wenn ein Kompressor keinen Lastbefehl erhält, entscheidet die kompressorinterne Steuerung eigenständig in welchem Betriebszustand (außer *Lastlauf*) der Kompressor betrieben wird, das Nachlaufen wird also weiterhin durch die kompressorinterne Steuerung festgelegt.

2.5.2 Herausforderungen bei der Steuerung von Druckluftstationen

Für die energieeffiziente Steuerung von Druckluftstationen sind zahlreiche dynamische Effekte von Kompressoren zu berücksichtigen. Diese werden im Folgenden beschrieben.

2.5.2.1 Totzeiten von Kompressoren

Beim Betriebszustandswechsel von *Aus* nach *Lastlauf* bzw. von *Leerlauf* nach *Lastlauf* treten durch den *Motorstart* und den *Druckaufbau* Verzögerungen auf, die sich aus Sicht einer Verbundsteuerung als Totzeiten bemerkbar machen. Erhält ein Kompressor einen Lastbefehl, so wird die Lieferung von Druckluft erst verzögert einsetzen. Für die Einhaltung einer vorgegebenen Mindestdruckgrenze bedeutet dies, dass für den richtigen Zeitpunkt eines Lastbefehls an einen Kompressor die Totzeit berücksichtigt werden muss.

2.5.2.2 Nachlaufzeiten der Kompressoren

Die Leerlaufverluste der Kompressoren haben einen wesentlichen Einfluss auf die Energieeffizienz einer Druckluftstation. Wenn es darum geht, einen Kompressor aus *Lastlauf* zu schalten, ist daher zu berücksichtigen, wie lange der Kompressor noch im Zustand *Leerlauf* verbleiben würde, bevor er abschaltet (Nachlaufen durch den QUADRO-Algorithmus, siehe Kapitel 2.2.5).

2.5.2.3 Schaltverluste vs. Druckerhöhungsverluste

Jede Schalthandlung an einem Kompressor bedingt Schaltverluste, die sich negativ auf die Energieeffizienz einer Druckluftstation auswirken. Zur Reduktion der Schaltverluste bietet es sich an, durch vollständige Ausnutzung des zulässigen Druckbereichs (Mindestdruck bis Höchstdruck), die Anzahl der Schalthandlungen zu reduzieren. Allerdings wirkt sich eine Vergrößerung des Druckbereichs negativ auf die elektrische Leistungsaufnahme in *Lastlauf* aus, da diese mit höherem Druck steigt. Daher ist bei der Festlegung des ausgenutzten Druckbereichs stets zu ermitteln, ob die durch den erhöhten durchschnittlichen Druck erzielte Reduktion der Schaltverluste den Mehraufwand für elektrische Energie im Betriebszustand *Lastlauf* ausgleicht.

2.5.3 Stand der Technik bei der Steuerung von Druckluftstationen

Der heute am weitesten verbreitete Algorithmus zur Steuerung von Druckluftstationen ist die sogenannte Druckbandsteuerung [DVF03b]. Sie basiert, wie der Zweipunktregler mit Hysterese zur Steuerung von Einzelkompressoren, auf dem Prinzip, dass das Unter- bzw. Überschreiten vorgegebener Druckgrenzen zu Schalthandlungen an Kompressoren führt. Statt eines einzelnen Druckbandes mit Mindestdruck und Höchstdruck werden jedoch zwei oder mehr geschachtelte Druckbänder eingesetzt. Abbildung 15 zeigt den prinzipiellen Druckverlauf im Druckluftspeicher, wie er sich bei der Anwendung der Druckbandsteuerung ergibt.

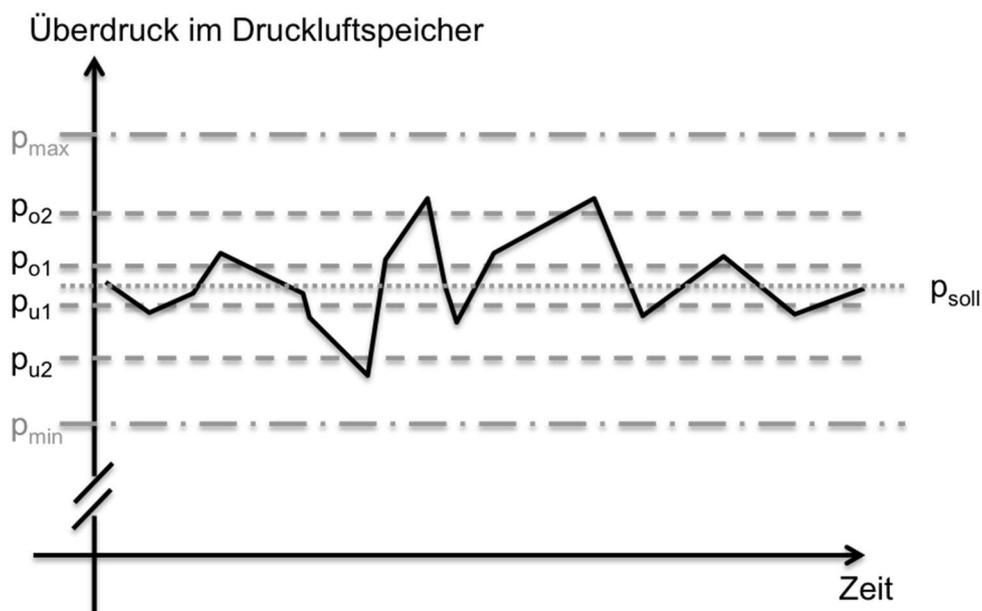


Abbildung 15: Druckverlauf bei Anwendung der Druckbandsteuerung.

Beim Verlassen des inneren Druckbands (p_{u1} bis p_{o1}) oder des äußeren Druckbands (p_{u2} bis p_{o2}) wird ein Kompressor in *Lastlauf* oder aus *Lastlauf* geschaltet. Das innere Druckband sorgt für die Anpassung der durchschnittlichen Liefermenge an den aktuellen Druckluftverbrauch. Das äußere Druckband dient dazu, die Anzahl der Kompressoren, die aktuell zur Druckluftherzeugung eingesetzt werden, anzupassen. Zusätzlich zu den Schalthandlungen, die bei Druckereignissen auftreten, werden noch Timer eingesetzt, die weitere Schalthandlungen auslösen, wenn der Druck längere Zeit außerhalb eines Druckbands verweilt (in der Abbildung nicht dargestellt).

Ziel der Druckbandsteuerung ist es, den Druck im zeitlichen Verlauf an einen Solldruck p_{soll} anzunähern. Dabei werden die Druckbandgrenzen in der Regel symmetrisch um den Solldruck angeordnet. Hierdurch ergibt sich ein mittlerer Druck, der annähernd dem Solldruck entspricht.

Die Druckbandgrenzen geben nur vor, wann eine Schalthandlung vorgenommen wird. Offen bleibt, welcher Kompressor die Schalthandlung vornimmt. Die einfachste Variante der Druckbandsteuerung setzt hierbei auf eine fest vorgegebene Kompressorreihenfolge. Üblicherweise werden kleine Kompressoren vor großen Kompressoren in *Lastlauf* geschaltet. Ebenso werden kleine Kompressoren vor großen Kompressoren aus *Lastlauf* geschaltet. Dieser Ansatz soll verhindern, dass energetisch teure Schalthandlungen an großen Kompressoren vorgenommen werden, wenn eine günstigere Schalthandlung an einem kleinen Kompressor möglich ist. Nachteil dieser Vorgehensweise ist, dass die energieeffizienten großen Kompressoren erst nach den kleinen ineffizienteren Kompressoren zur Deckung des Druckluftbedarfs eingesetzt werden.

Neuere Varianten der Druckbandsteuerung setzen keine starre Schaltreihenfolge der Kompressoren ein. Es wird versucht die Kompressoren so auszuwählen, dass die Liefermenge der *Lastlauf*kompressoren möglichst nahe an dem aktuellen Druckluftverbrauch liegt. Hierdurch werden die *Lastlauf*phasen verlängert und die *Leerlauf*phasen verkürzt, was zu einer verbesserten Energieeffizienz führt.

Auch die oben genannten Varianten der Druckbandsteuerung besitzen Nachteile, die im praktischen Einsatz zu schlechten spezifischen Leistungen einer Druckluftstation führen.

Zunächst ist die indirekte Parametrierung zu nennen. Ein Druckluftverbraucher benötigt in fast allen Fällen einen Mindestdruck damit er ordnungsgemäß funktioniert. Ein höherer Druck bietet hingegen keine nennenswerten Vorteile. Die Parametrierung der Druckbandsteuerung läuft jedoch darauf hinaus, einen mittleren Druck zu parametrieren. Der mittlere Druck sagt jedoch nichts darüber aus, welcher Mindestdruck eingehalten wird. Selbst für Experten ist es schwer abzuschätzen, wie hoch der mittlere Druck p_{soll} gelegt werden muss, um den notwendigen Mindestdruck mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht zu unterschreiten bzw. den zulässigen Höchstdruck nicht zu überschreiten und gleichzeitig eine geringe elektrische Leistungsaufnahme zu erreichen.

Ein weiteres Problem der Druckbandsteuerung ist das rein reaktive Verhalten. Über die beiden Druckbänder wird durch den Anwender ein scheinbarer Wunschzustand definiert. Die Steuerung reagiert jedoch erst, wenn dieser scheinbare Wunschzustand verlassen wird. Für die dauerhafte Einhaltung des scheinbaren Wunschzustands ist die Druckbandsteuerung also nicht geeignet. Vielmehr geht es darum, den tatsächlichen Wunschbereich, definiert (aber nicht parametriert) durch p_{min} und p_{max} , einzuhalten. Bedingt durch die Totzeiten der Kompressoren und aufgrund des rein reaktiven Verhaltens ist es notwendig, den scheinbaren Wunschbereich ausreichend weit von den Grenzen des tatsächlichen Wunschbereichs zu entfernen. Dies sorgt einerseits dafür, dass der ausgenutzte Druckbereich im Vergleich zum zulässigen Druckbereich stark eingeschränkt ist. Hierdurch ergibt sich eine erhöhte Anzahl an Schalthandlungen mit entsprechenden Schaltverlusten. Andererseits liegt der Durchschnittsdruck p_{soll} deutlich über dem Mindestdruck p_{min} , wodurch die Druckerhöhungsverluste ansteigen.

Des Weiteren wird die Energieeffizienz der Kompressorstation durch die starren Druckbänder verringert. Wie weiter oben beschrieben, sind Schaltverluste und Druckerhöhungsverluste negativ

korreliert. Für jede Kombination aus Lastkompressoren und aktuellem Druckluftverbrauch gibt es eine Druckbandbreite, welche die Summe aus Schaltverlusten und Druckerhöhungsverlusten minimiert und damit die Energieeffizienz der Kompressorstation maximiert.

Unter Vorgriff auf Simulationsmodelle, wie sie in den Kapiteln 3 und 4 im Detail hergeleitet und erläutert werden, zeigt Abbildung 16, dass zwischen der optimalen Druckbandbreite und der Auslastung kein trivialer Zusammenhang besteht. Hier wurde exemplarisch für die Druckluftstation aus Abbildung 7 (rechts) unter Annahme eines zeitlich konstanten Druckluftverbrauchs die optimale innere Druckbandbreite ($p_{o1}-p_{u1}$) mit einem Raster von 50 mbar im Intervall von 0,1 bar bis 1 bar für Auslastungen zwischen 10 % und 100 % ermittelt.

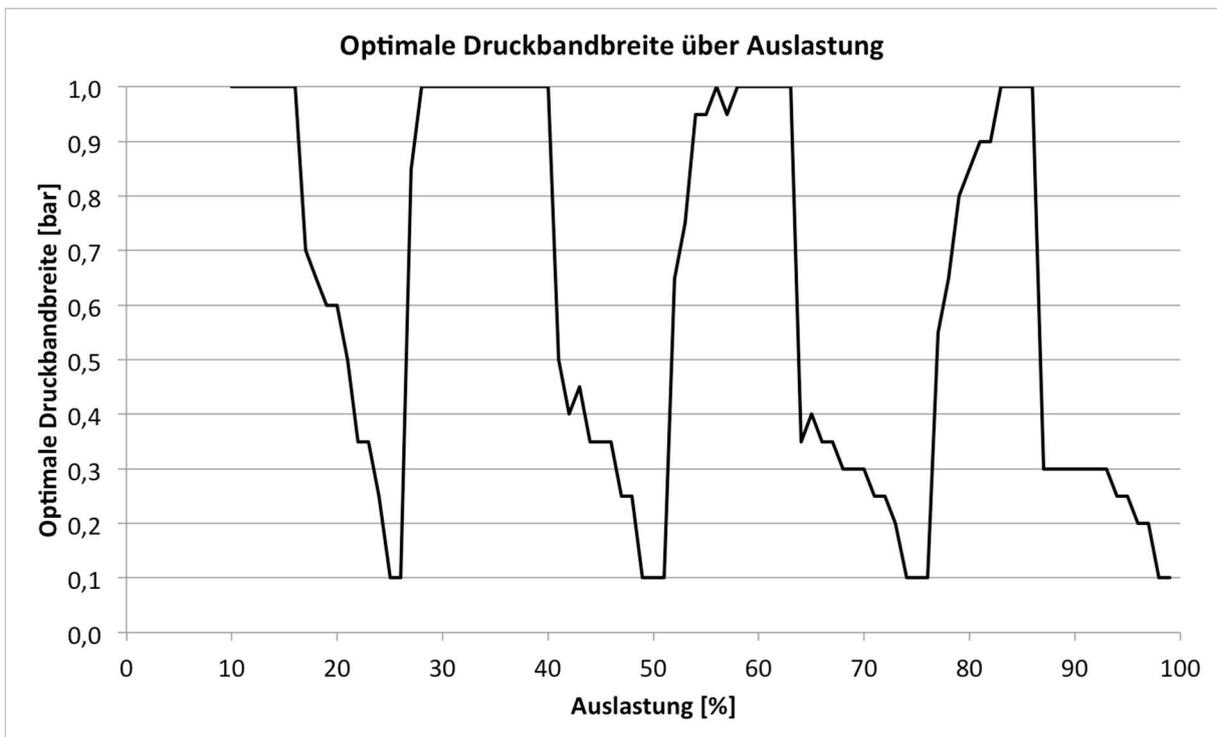


Abbildung 16: Optimale Druckbandbreite im Intervall 0,1 bar bis 1 bar der Druckluftstation aus Abbildung 7 (rechts) bei Auslastungen zwischen 10 % und 100 %.

Man erkennt deutlich, dass die optimale Druckbandbreite je nach Auslastung stark schwankt und den zulässigen Druckbandbereich komplett abdeckt. Abbildung 17 verdeutlicht für die Station aus Abbildung 7 (rechts), welches Energieeinsparpotenzial eine situationsabhängige Festlegung der Druckbandgrenzen bietet.

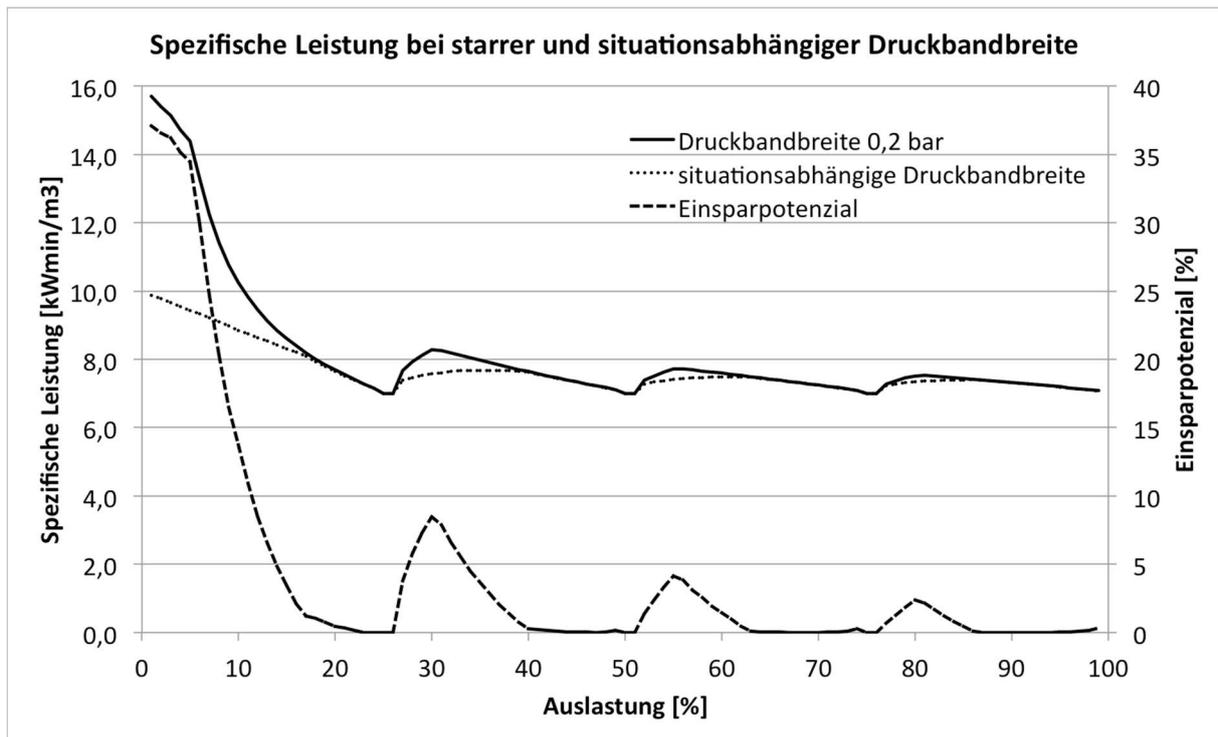


Abbildung 17: Vergleich der spezifischen Leistung bei Anwendung der Druckbandsteuerung mit einer starren Druckbandbreite von 0,2 bar oder einer situationsabhängig optimalen Druckbandbreite in der Kompressorstation aus Abbildung 7 (rechts).

In Abhängigkeit der Auslastung ergeben sich bei situationsabhängiger Wahl der Druckbandbreite Einsparpotenziale bis zu 15 %. Besonders in Auslastungsbereichen, in denen häufig Last-Leerlauf-Wechsel durchgeführt werden, sind signifikante Einsparungen zu erzielen. Dies ist in Abbildung 17 an den lokalen Einsparpotenzial-Maxima bei 30 %, 55 % und 80 % Auslastung gut zu erkennen.

2.5.4 Stand der Wissenschaft

Ein großer Anteil der Veröffentlichungen zur Steuerung von Kompressoren beschäftigt sich mit deren Einsatz in Gas-Pipeline-Netzwerken. Nur ein geringer Anteil bezieht sich explizit auf Kompressoren in Druckluftstationen. Im Folgenden werden Arbeiten zu beide Einsatzszenarien betrachtet. Die publizierten Ansätze lassen sich grob in 2 Kategorien einteilen. In Kapitel 2.5.4.1 werden Verbesserungen im Betrieb von Kompressoren ohne den Einsatz von Optimierungsrechnungen betrachtet. In Kapitel 2.5.4.2 geht es dann um Verbesserungen im Betrieb durch den Einsatz von Optimierungsrechnungen.

2.5.4.1 Verbesserung des Betriebs ohne Einsatz von Optimierungsrechnungen

In [Bon19] wird auf Basis von zeitlich hoch aufgelösten Datenaufzeichnungen des Verhaltens von Kompressoren ermittelt, wie man die Zu- und Abschaltreihenfolge von Kompressoren (hier als Scheduling bezeichnet) durch Parametrierung des Steuerungsalgorithmus in der Verbundsteuerung so anpasst, dass die Energieeffizienz im Betrieb verbessert wird. Auf den im Einsatz befindlichen Algorithmus der Verbundsteuerung wird in der Arbeit selbst nicht näher eingegangen. Die Bestimmung des verbesserten Scheduling erfolgt in [Bon19] durch manuelle Analyse der zuvor aufgezeichneten Daten und ist damit nur eine Lösung im Einzelfall. [Bon19] zeigt aber auf, dass durch Anpassung der Schaltreihenfolge signifikante Energieeinsparungen möglich sind.

In [Fac14] wird gezeigt, dass man durch die Verwendung eines Modells des dynamischen Verhaltens einer Druckluftstation in einem Steuerungsverfahren den Druck mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem vorgegebenen Druckbereich halten kann, ohne die maximal zulässige Anzahl an Motorstarts pro Stunde zu überschreiten. Interessant ist, dass in [Fac14] erläutert wird, dass das Problem der Steuerung von Druckluftstationen als Optimierungsproblem aufgefasst werden kann, was im Gegensatz zu klassischen Steuerungsalgorithmen (siehe z.B. Abbildung 15 in Kapitel 2.5.3) neue Freiheitsgrade zur Steigerung der Energieeffizienz eröffnen würde. Letztendlich wird in [Fac14] aber kein Steuerungsverfahren vorgestellt, welches ein Optimierungsproblem mit Bezug zur Energieaufnahme zur Laufzeit löst. Das verwendete Modell berücksichtigt nicht die elektrische Energieaufnahme der Kompressoren. Das Modell dient lediglich dazu, den Zeitpunkt für das Zu- oder Abschalten von Kompressoren zu ermitteln, ohne die vorgegebenen Druckgrenzen oder die maximale Anzahl an Motorstarts pro Stunde zu überschreiten. Hierfür wird das Modell zur Entwicklungszeit des Algorithmus manuell analytisch gelöst, um dedizierte mathematische Funktionen für das Ermitteln von Schaltzeitpunkten zu erhalten. Diese mathematischen Funktionen werden dann in einem Steuerungsalgorithmus verwendet.

2.5.4.2 Verbesserung des Betriebs durch Einsatz von Optimierungsrechnungen

In [Kop15] wird gezeigt, wie man den zeitlichen Einsatz von Kompressoren (das sogenannte Scheduling) in einer verfahrenstechnischen Anlage zur Erzeugung von reinem Stickstoff und Sauerstoff so plant, dass die Energie- und Wartungskosten minimiert werden. Die Planung erfolgt durch die Lösung eines Optimierungsproblems in diskreter Zeit auf Basis eines mathematischen Modells der verfahrenstechnischen Anlage. Das mathematische Modell berücksichtigt die Kompressoren, die Teilprozesse zur Sauerstofferzeugung (mit Stickstoff als Abfallprodukt), die Stickstoffspeicher, die Sauerstoffspeicher und die Verbraucher von Sauerstoff und Stickstoff. Für die Durchführung von Wartungsmaßnahmen kann im Modell die Zuordnung von Kompressoren zu den Teilprozessen zur Sauerstofferzeugung über der Zeit verändert werden. Die Kompressoren, die Teilprozesse zur Sauerstofferzeugung und die Verbraucher von Sauerstoff und Stickstoff sind als Komponenten mit statischem Verhalten auf Basis von Kennfeldern abgebildet. Für die Stickstoffspeicher und die Sauerstoffspeicher wird ein dynamisches Verhalten berücksichtigt, welches durch Differenzgleichungen beschrieben wird. Nebenbedingungen, die beim Betrieb der verfahrenstechnischen Anlage zu berücksichtigen sind, werden durch Ungleichungen beschrieben (z.B. maximal zulässige Drücke oder eine nicht zu unterschreitende Sauerstoffreserve in den Sauerstoffspeichern). Als Gütefunktional wird die Summe aus Energiekosten, Kosten für den externen Zukauf von Sauerstoff oder Stickstoff und Kosten für den Wechsel von Zuordnungen (repräsentieren Wartungskosten) verwendet. In den vorgestellten Beispielen wird das gemischt-ganzzahlige Optimierungsproblem offline (d.h. im offenen Kreis ohne Rückkopplung) mit einer zeitlichen Auflösung von einem Tag (als kleinste betrachtete Zeiteinheit) für einen Zeitraum von 30 Tagen gelöst, wobei die Lösung auf einem Mehrkernrechnersystem im besten Fall Minuten, im schlechtesten Fall Stunden in Anspruch nimmt. Anhand der Optimierungsergebnisse wird gezeigt, dass in Abhängigkeit einer gewählten Wartungsstrategie (zeitlich fixiert, laufzeitbasiert fixiert oder zeitlich flexibel) ganz unterschiedliche Planungen für den Einsatz von Kompressoren erfolgen müssen, um die Gesamtkosten für den Betrieb zu minimieren. Ebenfalls wird gezeigt, wie man das Optimierungsverfahren so anpasst, dass man es online in einer Schleife mit Rückkopplung im Sinne einer modellprädiktiven Steuerung in Echtzeit anwenden kann. Von dieser Möglichkeit wird in [Xen15] Gebrauch gemacht.

Die in [Kop15] vorgestellte Lösung kann aus mehreren Gründen nicht direkt und allein als Algorithmus für die Steuerung von Druckluftstationen in einer Verbundsteuerung (siehe 2.5.1) eingesetzt werden:

- Mit einer Berechnungsdauer von mehreren Minuten im Bestfall ist eine Anwendung in Echtzeit zur Steuerung von Kompressoren in Druckluftstationen mit fortwährend schwankendem Druckluftverbrauch nicht möglich. Hier werden Reaktionszeiten im Bereich von Sekunden benötigt [Fri18].
- Die verwendeten Modelle der Kompressoren bilden das dynamische Verhalten der Kompressoren nicht ab. Eine Berücksichtigung des für die Energieeffizienz besonders relevanten QUADRO-Algorithmus ist damit nicht möglich. Eine Verbesserung der Modelle der Kompressoren in dieser Hinsicht würde die Dauer einer Optimierungsrechnung noch weiter erhöhen.

Denkbar ist jedoch die Kombination des Ansatzes aus [Kop15] mit einem weiteren Steuerungsverfahren, das sich um die schnellen Reaktionszeiten und die Berücksichtigung dynamischer Effekte kümmert. Dies könnte z.B. ein klassisches Steuerungsverfahren wie die Druckbandsteuerung aus Kapitel 2.5.3 sein. Mit der Optimierungsrechnung aus [Kop15] könnte dann ermittelt werden, welche Kompressoren einer Druckluftstation überhaupt zur Deckung des Druckluftbedarfs eingesetzt werden sollen. Der Algorithmus der Druckbandsteuerung entscheidet dann auf Basis der Druckbänder und den Timern, wann einer dieser Kompressoren eine Schalthandlung durchführt. Damit wird der Einsatz einer Optimierungsrechnung mit kurzen Reaktionszeiten in Echtzeit möglich. Dieser Ansatz wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit jedoch nicht weiterverfolgt, denn die fixen Druckbänder bilden eine signifikante Einschränkung im Optimierungspotenzial (siehe das Ergebnis der Beispielrechnung für optimale Druckbandbreiten in Abbildung 16 und Abbildung 17). Alternativ ist auch die Kombination mit einem anderen echtzeitfähigen Optimierungsverfahren möglich, wie es die Autoren von [Kop15] mit der Veröffentlichung [Xen15] vorschlagen.

In [Xen15] wird eine modellprädiktive Steuerung (MPC) einer Druckluftstation mit mehrstufigen Zentrifugalkompressoren mit Einlassleitschaufelverstellung (engl. Inlet Guide Vanes, IGV) vorgeschlagen und das Einsparpotenzial an der Druckluftstation aus [Kop15] durch Vergleich eines aufgezeichneten realen Betriebs gegen das simulierte Verhalten der gleichen Druckluftstation unter Anwendung des vorgeschlagenen Verfahrens gezeigt. Mehrstufige Zentrifugalkompressoren mit IGV sind Turbokompressoren und besitzen im Gegensatz zu den in dieser Arbeit betrachteten FSD-Kompressoren die Besonderheit, dass sie ähnlich wie VSD-Kompressoren (siehe Kapitel 2.2.6) ihren Liefermassenstrom anpassen können. Die Anpassung erfolgt jedoch nicht durch Variation in der Drehzahl, sondern durch Variation der Stellung der IGV. Die Reduktion des Liefermassenstroms geht jedoch mit einer Verschlechterung des Wirkungsgrads einher.

Für die Realisierung der modellprädiktiven Steuerung wird ein zweistufig-verschachteltes Optimierungskonzept vorgeschlagen, wie es in Abbildung 18 dargestellt ist.

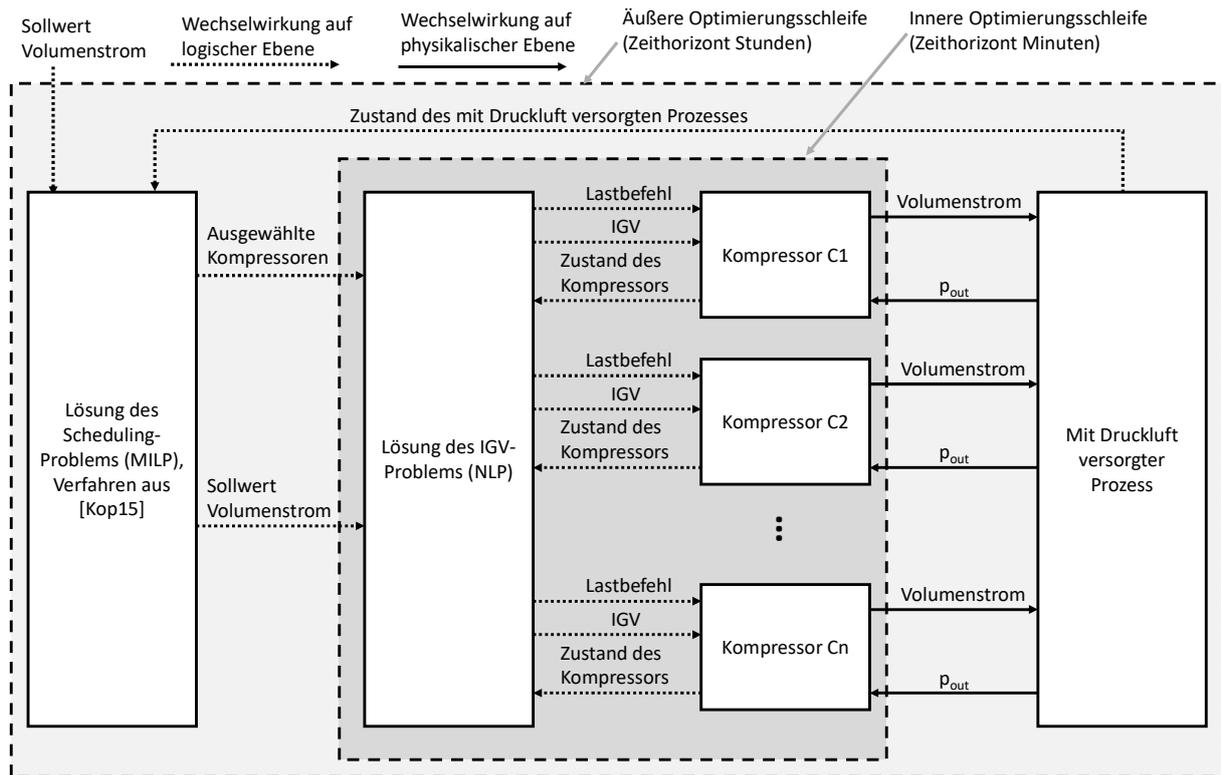


Abbildung 18: Ineinander verschachtelte äußere und innere Optimierungsschleife der modellprädiktiven Steuerung nach [Xen15]

Die äußere Optimierungsschleife (hellgrauer Hintergrund) betrachtet Zeiträume in der Größenordnung von Stunden und dient zur Auswahl der Zentrifugalkompressoren, die für die Deckung des Druckluftbedarfs eingesetzt werden sollen (Lösung des Scheduling-Problems). Für die Lösung dieses Optimierungsproblems wird das Verfahren aus [Kop15] verwendet. Bei der Lösung des Scheduling-Problems wird die Möglichkeit zur gezielten Beeinflussung der Stellung der IGV nicht berücksichtigt. Hier wird für alle Zentrifugalkompressoren die gleiche Stellung der IGV angenommen³. Die tatsächliche Anpassung der Stellung der IGV geschieht in der inneren Optimierungsschleife (dunkelgrauer Hintergrund), welche auf die Optimierung von Zeiträumen in der Größenordnung von Minuten ausgelegt ist und in Echtzeit angewendet werden kann.

Die innere Optimierungsschleife legt auf Basis der in der äußeren Optimierungsschleife getroffenen Auswahl fest, mit welcher Stellung der IGV jeweils der einzelne Zentrifugalkompressor betrieben werden soll. Das zu lösende Optimierungsproblem in der inneren Optimierungsschleife ist ein nichtlineares Optimierungsproblem (NLP). Einen ganzzahligen Anteil gibt es hier nicht, da die Auswahl der zu berücksichtigenden Zentrifugalkompressoren schon getroffen ist (Lösung des MILP mit dem Verfahren aus [Kop15]) und die Stellung der IGV zwischen einem Minimal- und einem Maximalwert kontinuierlich verändert werden kann. Erst die Eliminierung des ganzzahligen Anteils macht das Optimierungsproblem in der inneren Optimierungsschleife in Echtzeit lösbar.

³ Jeder Zentrifugalkompressor liefert bezogen auf seinen maximal möglichen Massenstroms relativ gesehen gleich viel Druckluft. Durch unterschiedliche Größen der Zentrifugalkompressoren ist der absolute Massenstrom dann unterschiedlich.

Für die Lösung des NLP wird für die Zentrifugalkompressoren ein statisches Modell auf Basis von Kennfeldern verwendet. Die Kennfelder wurden auf Basis von Messwerten des real beobachteten Betriebs der Kompressoren erstellt und berücksichtigen die Umgebungsbedingungen (Ansaugdruck und Ansaugtemperatur) sowie die Betriebsbedingungen (Stellungen IGV und Gegendruck) des Kompressors, um den Massenstrom und die Leistungsaufnahme errechnen zu können. Die Optimierungsrechnung entspricht also der Suche des globalen Optimums in einem mehrdimensionalen Kennfeld der Druckluftstation, welches auf Basis der Kennfelder der einzelnen Kompressoren aufgebaut wird. Die zyklische Wiederholung der Lösung des NLP-Optimierungsproblems über der Zeit realisiert dann das modellprädiktive Steuerungsverfahren, welches auf Änderungen in den Umgebungsbedingungen der Kompressoren und des mit Druckluft versorgten Prozesses reagieren kann. Zu der benötigten Rechenzeit für die Lösung des NLP machen die Autoren in [Xen15] leider keine Angaben. Der Autor der vorliegenden Arbeit hält das NLP-Optimierungsproblem auf einer Embedded-Plattform für in Echtzeit lösbar.

Durch die Anwendung rein statischer Modelle, werden die für Druckluftstationen mit FSD-Kompressoren relevanten dynamischen Effekte jedoch nicht berücksichtigt:

- das Schwanken des Systemdrucks über der Zeit und
- der häufig auftretende Wechsel der Betriebszustände der Kompressoren (Verlustrarbeiten durch Schalthandlungen und Effekt des QUADRO-Algorithmus beim Nachlaufen).

Würde man das rein statische Modell des Kompressors durch ein dynamisches Modell für FSD-Kompressoren ersetzen, ist das Verfahren aus [Xen15] jedoch aus zweierlei Gründen nicht mehr in Echtzeit anwendbar:

1. Das NLP mutiert in ein gemischt-ganzzahliges nichtlineares Optimierungsproblem (MINLP), da zum Angleich von Liefermassenstrom und Verbrauchsmassenstrom mindestens ein Kompressor schaltend betrieben werden muss. Ein MINLP ist um ein Vielfaches schwieriger zu lösen als ein NLP.
2. Durch die Betrachtung über der Zeit sind nun zusätzliche Randbedingungen zu berücksichtigen. Hierzu gehören die einzuhaltenden Druckgrenzen und die maximal zulässige Anzahl an Motorstarts pro Stunde.

Eine Druckluftstation mit parallelgeschalteten Turbokompressoren betrachtet die Arbeit [Iiu19]. Hier soll für den stationären Fall, d.h. bei konstanten Bedingungen auf der Saug- und auf der Ausschubseite, die energieoptimale Verteilung des als konstant angenommenen zu erzeugenden Massenstroms auf die einzelnen Turbokompressoren ermittelt werden. Für jeden Turbokompressor muss dabei entschieden werden, ob der Turbokompressor überhaupt für die Erzeugung von Druckluft eingesetzt und welchen Massenstrom er in diesem Fall erzeugen soll. Es handelt sich um ein gemischt-ganzzahliges nichtlineares Optimierungsproblem (MINLP). Das Optimierungsproblem wird in [Iiu19] mithilfe eines genetischen Algorithmus mit Nebenbedingungen gelöst. Die Wirkungsweise des vorgestellten Verfahrens wird im Rahmen zweier Fallstudien mit Rechenmodellen beschrieben. Über die Dauer einer Optimierungsrechnung wird keine Angabe gemacht. Die Möglichkeit zum Einsatz in Echtzeit ist damit unklar. Aber selbst unter Annahme der Echtzeitfähigkeit ist ein Einsatz für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Druckluftstationen mit FSD-Kompressoren schwierig: Wie schon für [Kop15] und [Xen15] begründet, werden die für die Energieeffizienz relevanten Effekte nur mit

dynamischen Modellen der Kompressoren (Verlustarbeiten durch Schalthandlungen, Effekt des QUADRO-Algorithmus beim Nachlaufen) und unter Zulassung eines sich fortwährend ändernden Druckluftverbrauchs hinreichend berücksichtigt. Eine Erweiterung des genetischen Algorithmus derart, dass auch dynamische Modelle in Echtzeit berücksichtigt werden können, ist auf den ersten Blick nicht möglich. Die Schwierigkeit besteht darin, dass durch die neue Dimension „Zeit“ in der Beschreibung eines Lösungskandidaten die Anzahl der zu optimierenden Variablen von N (bei N Kompressoren) auf $N * T$ (bei N Kompressoren und T betrachteten Zeitpunkten) ansteigt. Der Autor der vorliegenden Arbeit hat diesen Ansatz selbst zu Beginn seiner Forschungstätigkeit untersucht und ganz schnell wieder verworfen. Einen zu [Iiu19] vergleichbaren Ansatz für Kompressorstationen in Pipeline-Netzwerken schlägt [Li21] vor. Der wesentliche Unterschied besteht in der Verwendung von „Differential Evolution“ in Kombination mit „Whale Optimization Algorithm“ anstelle eines genetischen Algorithmus. Entsprechend gilt das in Bezug auf Probleme bei [Iiu19] Gesagte auch bei der Anwendung von [Li21] auf Druckluftstationen.

[Zag21] zeigt anhand einer Kompressorstation mit parallelgeschalteten Turbokompressoren, wie sie in Gas-Pipeline-Netzwerken verwendet werden, dass man die Energieaufnahme oder Energieeffizienz der Kompressoren durch Anwendung eines statischen Modells optimieren kann. Das statische Modell spannt für jeden Kompressor ein Kennfeld der wichtigsten Parameter Massenstrom, Leistungsaufnahme und Wirkungsgrad auf. Durch eine Überlagerung der Kennfelder der Kompressoren kann die Verteilung des Massenstroms unter den Kompressoren entweder

- für einen fest vorgegebenen zu fördernden Massenstrom der Kompressorstation so gewählt werden, dass die Energieaufnahme minimiert wird (Optimierung der Energieaufnahme) oder
- bei einem frei wählbar zu förderndem Massenstrom so gewählt werden, dass der Wirkungsgrad maximiert wird (Optimierung der Energieeffizienz).

Die Optimierungsrechnung entspricht der Suche des globalen Optimums im durch Überlagerung der einzelnen Kennfelder der Kompressoren entstandenen Kennfeld der Kompressorstation. Eine Übertragung des in [Zag21] vorgestellten Optimierungsverfahrens auf Druckluftstationen ist aufgrund der Verwendung eines statischen Modells nicht möglich. Die für die Energieeffizienz der Druckluftherzeugung besonders relevanten dynamischen Effekte (Verlustarbeiten durch Schalthandlungen der Kompressoren und Effekte des QUADRO-Algorithmus beim Nachlaufen) können prinzipbedingt in einem rein statischen Modell nicht berücksichtigt werden.

Als Vorarbeit zu [Zag21] ist [Kur17] anzusehen. Hier wird gezeigt, wie auf Basis eines statischen Modells eines Turbokompressors, dieser immer im energetisch optimalen Betriebspunkt gehalten wird und dabei die für den sicheren Betrieb des Turbokompressors notwendigen Randbedingungen eingehalten werden. Ein vom Ansatz her vergleichbares Verfahren für eine Kompressorstation mit 2 oder mehr Turbokompressoren wird in [Pap13] beschrieben. Wie schon für die Arbeiten [Kop15], [Xen15] und [Zag21] dargelegt, lassen sich Optimierungsverfahren, die nur auf Basis eines statischen Modells arbeiten nicht sinnvoll für die Steuerung von Kompressoren in Druckluftstationen anwenden.

Im weiteren Umfeld ist auch die Arbeit [Fok20] zu nennen. Hier wird auf Basis eines Offline-Optimierungsansatzes gezeigt, wie man eine optimale Steuertrajektorie für einen Kompressor in einem Pipeline-Netzwerk durch Lösung eines nichtlinearen partiellen Differenzialgleichungssystems ermittelt und damit die Druckstabilität im Pipeline-Netzwerk deutlich erhöht. Im vorgestellten Beispiel

wird im Rahmen der Offline-Optimierung ein Zeitraum von 12 Stunden für einen einzigen dynamischen Vorgang betrachtet. Eine direkte Übertragung des vorgestellten Verfahrens zur optimalen Steuerung von Kompressoren in Druckluftstationen ist damit nicht möglich. Einerseits sind die Strukturen von Pipeline-Netzwerken und Druckluftstationen unterschiedlich (siehe auch Abbildung 13). Andererseits sind die Verhältnisse in Druckluftstationen aufgrund des stark schwankenden und unvorhersagbaren Druckluftverbrauchs wenig dafür geeignet, optimale Trajektorien mit einer Offline-Optimierung zu ermitteln und dann im laufenden Betrieb ohne Rückkopplung abzufahren.

3 Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen

Dieses Kapitel dreht sich um die komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen. Der Aufbau des Kapitels ist wie folgt. Zunächst werden die Ziele der Modellierung und die Anforderungen an die Modellierung in Kapitel 3.1 definiert. Anschließend wird in Kapitel 3.2 ein Überblick zur Modellierung von Druckluftstationen in anderen wissenschaftlichen Arbeiten gegeben. In Kapitel 3.4 wird das in dieser Arbeit verfolgte Konzept zur Modellierung erläutert. Kapitel 3.4 beschreibt die für die Modellierung von Druckluft getroffenen Annahmen und Kapitel 3.5 erläutert die im Rahmen der Modellierung berücksichtigten Effekte. Mit Kapitel 3.6 wird begründet, warum die Modellierung hybriden Verhaltens im Rahmen dieser Arbeit mit hybriden Automaten erfolgt. Die Vorstellung des mit hybriden Automaten modellierten Verhaltens der Komponenten einer Druckluftstation erfolgt in Kapitel 3.7 und in Kapitel 3.8 wird gezeigt, wie die hybriden Automaten der einzelnen Komponenten signalflussbasiert zu einem dynamischen Modell der Druckluftstation verschaltet werden können. Anschließend wird in Kapitel 3.9 erarbeitet, wie man durch den Einsatz von Komponentenschnittstellen mit Konnektoren die dynamischen Modelle der Komponenten so miteinander verschalten kann, dass im erstellten Modell der Druckluftstation die Struktur der realen Druckluftstation erhalten bleibt. Abschließend wird in Kapitel 3.10 kurz darauf eingegangen, wie eine Umsetzung des vorgestellten Modellierungsansatzes in Modelica erfolgen könnte und warum diese Möglichkeit im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter verfolgt wird.

3.1 Ziele und Anforderungen

Mit den im weiteren Verlauf dieses Kapitels vorgestellten Modellen sollen die in den Kapiteln 2.4 und 2.5 aufgebrachten Probleme der „optimalen Auslegung einer Druckluftstation“ und der „optimalen Steuerung einer Druckluftstation“ durch automatisierte Verfahren gelöst werden. Hierbei geht es um die Lösung gemischt-ganzzahliger nichtlinearer Optimierungsprobleme, im Fall der „optimalen Steuerung einer Druckluftstation“ sogar mit Echtzeitanforderung. Der Beitrag dieser Arbeit in Bezug auf Modellierung liegt nicht darin, besonders exakte oder bzgl. der berücksichtigten Effekte besonders umfangreiche Modelle zu entwickeln. Mit [Kas04] und [Wag06] gab es hierzu bereits Vorarbeiten, welche auf eine sehr detaillierte Modellierung von Komponenten von Druckluftstationen inkl. ihrer Subkomponenten mit Modelica gesetzt haben. Wie sich in der Anwendung dieser Modelle gezeigt hat, sind diese zwar sehr exakt, haben in Bezug auf ihre Auswertung im Rahmen von Simulationen jedoch gravierende Nachteile durch ihren hohen Parametrierungsaufwand und die langsame Simulationsgeschwindigkeit. Des Weiteren wird durch den Einsatz von Modelica eine „schwergewichtige“ Werkzeugkette (Modelica Compiler, C Compiler) notwendig, was den Einsatz außerhalb von Entwicklungsabteilungen erschwert. Außerdem bilden diese Modelle Effekte ab, die für viele Anwendungen von gar keiner oder von stark untergeordneter Relevanz sind.

Wie bei der Literaturdiskussion zu der Auslegung von Druckluftstationen in Kapitel 2.4 und der Steuerung von Druckluftstationen in Kapitel 2.5 dargelegt, gibt es einige technische Anforderungen, die ein Modell für eine Druckluftstation erfüllen muss, damit es hinreichend genaue Ergebnisse liefert und gleichzeitig in der angedachten Umgebung ausgewertet werden kann. Diese technischen Anforderungen sind:

- Der Effekt des QUADRO-Algorithmus muss berücksichtigt werden.
- Das Volumen der Druckluftspeicher muss berücksichtigt werden.

- Der Steuerungsalgorithmus der Verbundsteuerung muss berücksichtigt werden.
- Die unterschiedliche Leistungsaufnahme der 6 Betriebszustände muss berücksichtigt werden.
- Die Verzögerungszeiten beim Wechsel der 6 Betriebszustände müssen berücksichtigt werden.
- Für eine korrekte Berücksichtigung der Effekte der Steuerungsalgorithmen muss das Verhalten der Kompressoren deterministisch abgebildet werden.

Es gibt noch weitere nicht-technische Anforderungen aus der betrieblichen Praxis. Im konkreten Einzelfall muss das dynamische Modell einer Druckluftstation durch einen Nichtexperten erstellbar sein. In der Praxis wird die Erstellung der Modelle von Druckluftstationen durch Mitarbeiter des Außendienstes von Vertrieb und Service durchgeführt werden müssen. Idealerweise vor Ort in der Druckluftstation, wenn man die konkreten Gegebenheiten vor sich hat und keine zusätzliche Anfahrt/Anreise notwendig ist, da man ohnehin vor Ort ist. Das bedeutet auch, dass Spezialsoftware, die nur auf speziellen Endgeräten unter Berücksichtigung spezieller Lizenzbedingungen verwendet werden kann, zu vermeiden ist. Nur so können die Auslegung (Problemstellung im Vertrieb) und der Betrieb (Problemstellung im Service) von Druckluftstationen wirtschaftlich mit modellbasierten Methoden unterstützt werden. Details zu den Hintergründen dieser speziellen Anforderungen gibt [Wag21].

Daher wird im Rahmen dieser Arbeit gezeigt, wie man die Besonderheit von Druckluftstationen, dass diese aus standardisierten Komponenten kundenindividuell zusammengebaut werden, bei der Entwicklung und Anwendung von Modellen von Druckluftstationen so berücksichtigt, dass

1. Modelle von Druckluftstationen durch Nichtexperten auf dem Gebiet der Modellierung auf einfache Weise erstellt werden können,
2. die Erstellung, wo möglich, automatisiert und on-the-fly erfolgen kann,
3. für die Erstellung und Auswertung keine Software notwendig ist, die eine lange Einarbeitung und Expertenwissen voraussetzt und
4. die Erstellung und Auswertung der Modelle auch auf Rechnern mit eingeschränkter Rechen- und Speicherkapazität (Embedded-Systeme) im industriellen Einsatz in Echtzeit erfolgen kann.

3.2 Überblick zu anderen wissenschaftlichen Arbeiten

Im Folgenden werden Modellierungsansätze aus anderen wissenschaftlichen Arbeiten vorgestellt und an den in Kapitel 3.1 gestellten Anforderungen gespiegelt. Einen Überblick zum Thema Modellierung von Druckluftstationen Stand 2020 bietet [Tha20] in Abschnitt „III. Simulation and Modelling“.

3.2.1 Veröffentlichungen mit rein statischen Modellen

Rein statische Modelle beschreiben die Wirkungsweise des modellierten Systems zu einem Zeitpunkt oder über einen Zeitraum, jedoch wird das Verhalten des modellierten Systems im zeitlichen Verlauf nicht betrachtet.

[Ere12] und [Din12] wählen einen rein statischen Ansatz zur Modellierung und Analyse der Druckluftstation. In [Ere12] werden die Komponenten der Druckluftstation durch ihr exergetische Wirkungsweise modelliert, d.h. es werden aufgenommene und abgegebene Exergie der Komponente betrachtet. Das Verhältnis zwischen abgegebener und aufgenommener Exergie spiegelt den Wirkungsgrad der Komponente wider. Anhand von Sankey-Diagrammen werden die Exergieflüsse im System visualisiert und Stellen für hohe Verbesserungspotenziale damit einfach identifizierbar. [Din12]

zeigt anhand einfacher statischer Modelle, wie man den Energieverbrauch und die Energieeffizienz eines realen Einkompressorsystems auf Basis von Datenblattwerten und einfachen Zeitmessungen bestimmt und welche Verbesserungspotenziale durch Beseitigung von Leckagen und Druckabsenkungen bestehen.

Die bereits ausführlich in den Kapiteln 2.4.3.3, 2.4.3.4 und 2.5.4.2 vorgestellten Arbeiten [Iiu19], [Li21] [Kur13], [Kur19], [Sap15], [Sap16], [Xen15] und [Zag21] verwenden ebenfalls rein statische Modelle.

Aufgrund der rein statischen Modellierung können die in diesen Arbeiten vorgestellten Modelle und/oder Modellierungsmethoden weder für die Auslegung noch für die Steuerung von Druckluftstationen eingesetzt werden. Denn auf Basis rein statischer Modelle können die Effekte des QUADRO-Algorithmus sowie der Effekt der Verbundsteuerung nicht berücksichtigt werden.

3.2.2 Veröffentlichungen mit quasi-stationärer Modellierung

Bei der quasi-stationären (pseudo-dynamischen) Modellierung wird das dynamische Verhalten des modellierten Systems über einen Zeitraum betrachtet, wobei der Zeitraum durch mehrere Zeitpunkte oder Zeitintervalle gebildet wird, die betrachteten Zeitpunkte oder Zeitintervalle jedoch vollkommen unabhängig voneinander analysiert werden können und müssen.

[Fri18] zeigt basierend auf der Vorarbeit von [Kri14], wie man typische Druckluftstationen in südafrikanischen Minen modellieren und simulieren kann. Die Modellierung erfolgt komponentenbasiert. Es gibt Komponentenmodelle für Kompressoren, Ventile und Rohrleitungen. Keines der Komponentenmodelle bildet jedoch einen speichernden Effekt für Druckluft ab. Rohrleitungen besitzen zwar einen volumenstromabhängigen Strömungswiderstand und damit einen Differenzdruck, der sich gemäß Modell auch auf die elektrische Leistungsaufnahme der Kompressoren auswirkt, jedoch besitzen die Rohrleitungen kein Volumen. Auch dedizierte Komponentenmodelle für Druckluftspeicher gibt es nicht. Der Druck, gegen den die Kompressoren anarbeiten müssen, ergibt sich (abgesehen von den statischen Umgebungsbedingungen wie Aufstellhöhe) ausschließlich auf Basis des zeitpunktbezogenen Volumenstroms im System.

Das Komponentenmodell der Kompressoren unterscheidet zwei unterschiedliche Betriebszustände (*Stillstand* und *Lastlauf*), jedoch werden für das Umschalten keine dynamischen Effekte im Modell berücksichtigt. Ein Umschalten des Betriebszustands kostet so weder Zeit noch elektrische Energie. Ebenso wird im Kompressormodell davon ausgegangen, dass jeder Kompressor über eine Möglichkeit zur Anpassung des Volumenstroms besitzt, entweder durch Anpassung der Drehzahl des Verdichterelements über einen Frequenzumrichter (VSD-Kompressor) oder durch Anpassung des Öffnungsgrads des Einlassventils. Wobei die Anpassung des Volumenstroms instantan, d.h. ohne zeitlichen Verzug, erfolgen kann. Im Kompressormodell werden auch thermische Effekte, die im Rahmen des Kompressionsvorgangs entstehen, berücksichtigt, wobei hier keine dynamische Modellierung erfolgt. D.h. Aufheiz- und Abkühlvorgänge, wie sie beim Starten und Stoppen von Kompressoren auftreten, werden nicht berücksichtigt.

Für die Ansteuerung der Kompressoren wird davon ausgegangen, dass zu jedem Zeitpunkt (bzw. in jedem Simulationsintervall) genau so viel Luft erzeugt wird, wie zu diesem Zeitpunkt (bzw. im betrachteten Simulationsintervall) verbraucht wird. Dies wird dadurch erreicht, dass bei n laufenden Kompressoren, $n-1$ Kompressoren bei maximalen Liefervolumenstrom laufen und 1 Kompressor durch

Anpassung des Liefervolumenstroms Gesamtliefervolumenstrom und Verbrauchsvolumenstrom in Ausgleich bringt. In [Fri18] oder [Kri14] wird jedoch nicht näher darauf eingegangen, wie genau die Auswahl der n-1 bzw. n Kompressoren für die Deckung des Druckluftverbrauchs zu einem Zeitpunkt bzw. in einem Zeitintervall erfolgt.

Somit besitzt keines der Komponentenmodelle und damit auch nicht das Gesamtmodell der Druckluftstation eine Zustandsgröße. Die in [Fri18] beschriebene Auswertung der Modelle durch Anwendung einer Simulation ist de facto eine Aneinanderreihung quasi-stationärer Zustände. Die im Simulationsergebnis des Anwendungsbeispiels in [Fri18] in den Abbildungen 10 bis 14 dargestellte Dynamik ergibt sich ausschließlich aus der Dynamik der in das Simulationsmodell von außen aufgeprägten zeitlichen Verläufe

- des Druckluftverbrauchs und
- der Kompressorauswahlentscheidungen

und nicht aus dem Eigenverhalten der Komponenten mit gegenseitigen Wechselwirkungen untereinander. Dies wird dadurch unterstrichen, dass für das Anwendungsbeispiel eine zeitliche Auflösung von 2 Minuten verwendet wird, denn in dieser Auflösung liegen die zuvor in einer realen Druckluftstation aufgezeichneten Verläufe vor. Dies steht jedoch im Widerspruch zu der eigenen Aussage der Autoren in Abschnitt 2.3.1 von [Fri18], dass für die Korrektheit des Simulationsergebnisse relevante dynamische Effekt im Zeitbereich weniger Sekunden („Compressed air processes, such as the opening and closing of valves or stopping and starting of compressors, may occur within minutes or *seconds*“) ablaufen.

Mit der in [Kri18] vorgeschlagenen Modellierung und Simulation von Druckluftstationen lassen sich somit die Auswirkungen der Größe von Speicherbehältern, der Steuerungsalgorithmen in den Kompressoren selbst und des Steuerungsalgorithmus für die Ansteuerungen der Kompressoren nicht berücksichtigen. Ebenso können die Schaltverluste beim Wechsel der Betriebszustände nicht berücksichtigt werden.

3.2.3 Veröffentlichungen mit dynamischen Modellen

Dynamische Modelle beschreiben das zeitliche Verhalten des modellierten Systems über einen Zeitraum, wobei der Zeitraum durch mehrere temporal geordnete Zeitpunkte oder Zeitintervalle gebildet wird, die zeitlich voneinander abhängen und damit nicht unabhängig voneinander analysiert werden können.

[Max03] und [Kle13] wählen einen dynamischen Ansatz zur Modellierung und Analyse der Druckluftstation. In beiden Arbeiten wird der Druckluftspeicher tatsächlich als dynamisches System modelliert, wobei die Differenz zwischen eintretender und austretender Luftmenge die Änderung der gespeicherten Luft im Druckluftspeicher beschreibt. In [Kle13] wird der Kompressor anhand eines einfachen statischen Modells mit zwei Betriebszuständen (*Lastlauf* und *Stillstand*) beschrieben, wobei im *Lastlauf* die elektrische Leistungsaufnahme vom Druck im Druckluftspeicher abhängt. Transiente Vorgänge für den Wechsel zwischen *Lastlauf* und *Stillstand* bzw. umgekehrt werden vernachlässigt. Wechsel des Betriebszustands kosten in [Kle13] also keine elektrische Energie und erfolgen instantan. Leerlaufverluste existieren in diesem Modell nicht. Anders in [Max03], hier wird ein öleingespritzter Schraubenkompressor als dynamisches System mit 4 diskreten Betriebszuständen (*Stillstand*, *Leerlauf*,

Lastlauf und *Druckabbau*) modelliert. Ein Wechsel des Betriebszustands kostet hier Energie und benötigt Zeit. Dieses Modell bildet von den 6 Betriebszuständen, die in Kapitel 2.2.3 erläutert wurden, bereits vier Stück ab. Die Umsetzung der Modellierung der vier diskreten Zustände des Kompressors ist in [Max03] allerdings etwas intransparent, da die Modellierung mit Matlabfunktionen in einem Simulinkmodell erfolgt. Die Verwendung der State Flow-Toolbox wäre hierfür eine bessere Lösung.

Die bereits ausführlich in den Kapiteln 2.4.3.3, 2.4.3.4 und 2.5.4.2 vorgestellten Arbeiten [Fri12], [Mou14] und [Mur15] verwenden ebenfalls dynamische Modell zur Modellierung von Druckluftstationen. Aus [Fri12] lässt sich explizit entnehmen, dass ein signalflussbasierter Ansatz für die Modellierung gewählt wurde (modelliert wird in Simulink, es gibt einzelne Blöcke für Kompressoren, Trockner, Filter und Speicher). Zu der inneren Funktionsweise der Teilmodelle der einzelnen Komponenten wird wenig gesagt. Zumindest für den Druckluftspeicher ist klar angegeben, dass es sich um ein dynamisches Modell handelt, welches den zeitlichen Verlauf der gespeicherten Druckluft abbildet. Inwiefern im Modell des Kompressors unterschiedliche Betriebszustände und dynamische Vorgänge beim Wechsel zwischen diesen berücksichtigt werden, ist unklar. In [Mou14] wird das Verhalten des Kompressors durch seine Betriebszustände abgebildet (modelliert werden *Stillstand*, *Leerlauf* und *Lastlauf*). Auch ein Algorithmus für das Nachlaufen wird berücksichtigt. Allerdings erfolgt keine dynamische Modellierung anderer Komponenten einer Druckluftstation, auch nicht des Druckluftspeichers. Wie genau die Bestimmung der Energieaufnahme der Kompressoren bei der Auswertung des Modells erfolgt, bleibt unklar. In [Mur15] wird die Simulationssoftware AirSim verwendet, die das Verhalten eines Kompressors als hybrides System abbildet, wobei unterschiedliche Betriebszustände eines Kompressors, die Schaltverluste für die Wechsel zwischen den Betriebszuständen und auch ein einfacher Steuerungsalgorithmus für das Nachlaufen berücksichtigt wird. Auch der Druckluftspeicher wird als dynamisches System modelliert. Wie das hybride Verhalten im Modell realisiert ist, wird nicht dargelegt.

Die Veröffentlichung [Sch15] nutzt ebenfalls dynamische Modelle, hier auf Basis hybrider Automaten, um das Verhalten eines Verdichtungsprozess mit einem Turbokompressor abzubilden und damit das Anfahren und Abfahren des Prozesses durch Simulation zu untersuchen. Die diskreten Zustände im hybriden Automaten spiegeln die einzelnen Betriebszustände des Verdichtungsprozesses wider (entsprechend der Betriebszustände aus Kapitel 2.2.3). Als Anwendungsgebiet werden modellbasierte Fehlerdiagnose hybrider Systeme sowie die Verifikation von Steuerungsalgorithmen genannt. Die in [Sch15] verwendete Methode zur Modellierung dynamischen Verhaltens mit Zustandsumschaltung auf Basis hybrider Automaten ist für die relevanten Anwendungsfälle dieser Arbeit gut geeignet.

3.3 Übersicht zur modellbasierten quantitativen Analyse von Druckluftstationen

Grundlegende Idee für die Berücksichtigung der oben aufgeführten Anforderungen ist, das Modell einer Druckluftstation komponentenbasiert aufzubauen und die Modelle der einzelnen Komponenten (Kompressoren, Trockner, Filter, Speicher, ...) über standardisierte Schnittstellen miteinander zu verbinden. Diese Idee ist von der Modellierungssprache Modelica [Til01] entlehnt. Der Einsatz von Modelica selbst kommt im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Lösungen allerdings nicht in Frage, da insbesondere die Anforderungen 3 (keine Spezialsoftware) und 4 (Echtzeitfähigkeit auf Embedded-Systemen) mit Modelica nur eingeschränkt oder mit hohem Aufwand zu erreichen sind. Stattdessen wird im Rahmen dieser Arbeit ein eigenes Framework für die Modellierung entwickelt, welches die folgenden Eigenschaften besitzt:

1. Druckluftstationen werden durch Aggregation von Modellen von Komponenten erstellt.
2. Das interne Verhalten der Komponenten wird durch hybride Automaten beschrieben.
3. Der hybride Automat besitzt eine Schnittstelle mit Signalen, d.h., es gibt dedizierte Eingänge und dedizierte Ausgänge.
4. Um die Modelle der Komponenten flexibel miteinander verschalten zu können, werden diese über standardisierte Konnektoren miteinander verbunden, wobei die Variablen der Konnektoren mit den dedizierten Eingängen und dedizierten Ausgängen der hybriden Automaten verknüpft werden.

In den folgenden Unterkapiteln wird detailliert erläutert, wie das Framework funktioniert und wie man mit diesem Framework Druckluftstationen und deren Komponenten modelliert.

3.4 Annahmen zur Modellierung von Luft

Naturgemäß spielt im Rahmen dieser Arbeit die Modellierung des Mediums (Druck-) Luft eine bedeutende Rolle. Für die Modellierung wird in dieser Arbeit Luft als ideales Gas angenommen (siehe [Bae16]). Des Weiteren wird angenommen, dass die simulierten Komponenten einer Druckluftstation in einer Umgebung mit konstanten Bedingungen stehen. Konkret werden nach DIN 1343 (siehe [Beu90]) für die die simulierten Komponenten umgebende Luft 1013 mbar, 0 % relative Luftfeuchtigkeit und 0 °C Temperatur angenommen.

Betrachtet man Luft als ideales Gas, werden für die Beschreibung des Zustands von Luft eigentlich zwei Zustandsgrößen benötigt, z.B. Druck und Temperatur (alternativ z.B. Masse und innere Energie). Im Rahmen dieser Arbeit soll jedoch die vereinfachende Annahme getroffen werden, dass sich die relevanten Effekte von Luft allein durch Änderungen im Druck beschreiben lassen, während die Temperatur der Druckluft als konstant angenommen wird. Die Wahl dieser vereinfachenden Annahme wird damit begründet, dass

1. die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Ideen unabhängig davon funktionieren, ob die Luft mit konstanter oder veränderlicher Temperatur angenommen wird,
2. der Modellierungsaufwand und insbesondere Parametrierungsaufwand der Modelle sich auf ein Maß verringern, dass die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Modelle und Parameter detailliert erläutert werden können, ohne die Modellierung von Komponenten einer Druckluftstation zum einzigen Thema dieser Arbeit zu machen und
3. sich in der Praxis der Effekt einer veränderlichen Temperatur von Luft in Druckluftstationen stark in Grenzen hält, da
 - a. über Wärmetauscher in den Kompressoren die durch den Verdichtungsprozess erwärmte Druckluft nach der Verdichtung absichtlich wieder annähernd auf Umgebungstemperatur gekühlt wird und
 - b. für die Komponenten einer Druckluftstation und das Druckluftnetz überwiegend metallische Materialien mit einem relativ hohen Wärmeleitwert Verwendung finden (z.B. Rohrleitungen aus Kupfer oder Aluminium, Druckluftspeicher aus Edelstahl), welche dafür sorgen, dass sich die Temperatur der Luft in den Komponenten der Druckluftstation und im Druckluftnetz der Temperatur der umgebenden Luft angleicht.

- die positiven Effekte der Nutzung von Systemen zur Wärmerückgewinnung in den Kompressoren auch mit isothermen dynamischen Modellen der Kompressoren berücksichtigen lassen, indem man dem als isotherm angenommenen Verhalten ein „Post-Processing“ nachschaltet, welches das Potenzial der rückgewinnbaren Wärme ermittelt.

Den in Punkt 4 aufgeführten Punkt der Möglichkeit zur Berechnung des Potenzials der rückgewinnbaren Wärmemenge trotz isothermer Modellierung wird in Abbildung 19 verdeutlicht.

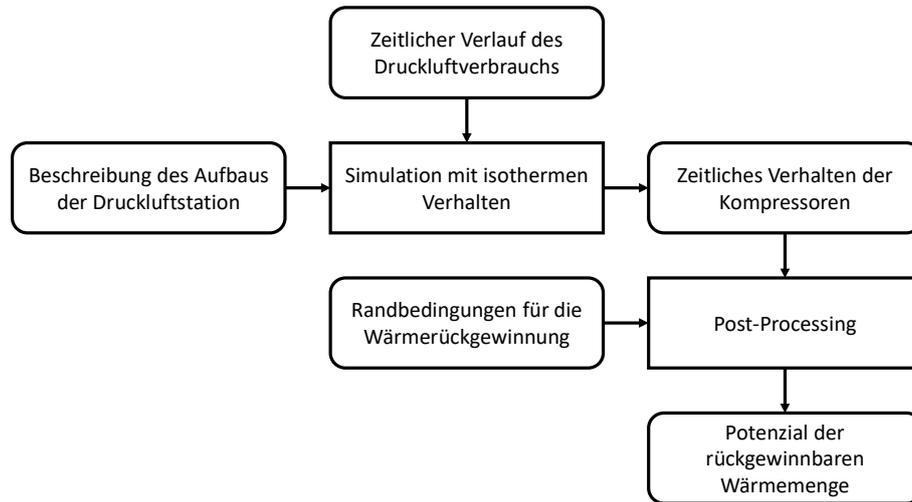


Abbildung 19: Ermittlung des Potenzials der rückgewinnbaren Wärme durch Anwendung eines Post-Processings.

Die Simulation des Verhaltens der Kompressoren geschieht auf Basis der Annahme eines isothermen Verhaltens. Ergebnis der Simulation ist das zeitliche Verhalten der einzelnen Kompressoren. Für jeden Kompressor wird insbesondere der zeitliche Verlauf des Betriebszustands und die elektrische Leistungsaufnahme im Simulationsergebnis wiedergegeben. Auf Basis dieser beiden Größen lässt sich im Rahmen eines Post-Processings das Potenzial der rückgewinnbaren Wärme auf Basis des durch Simulation hergeleiteten Verhaltens der Kompressoren ermitteln. Letztendlich geht es darum, zu ermitteln, welcher Anteil der elektrischen Energieaufnahme eines Kompressors in Form von Wärme rückgewonnen werden kann. Teilweise werden für dieses Post-Processing sehr simple Annahmen getroffen. So wird in [Sap15] und [Din12] angegeben, dass pauschal 60% der elektrischen Energieaufnahme als rückgewinnbare Wärme angenommen werden. Für genauere Ergebnisse können im Post-Processing zusätzliche Randbedingungen für die Wärmerückgewinnung berücksichtigt werden (z.B. die Vor- und Rücklauftemperatur im Wasserkreislauf oder die Wasserdurchflussmengen).

In der Druckluftbranche ist es üblich, den Austausch von Luft zwischen Komponenten in einer Druckluftstation anhand eines Volumenstroms zu beschreiben [DVF03]. Eine „saubere“ Modellierung würde bei einem kompressiblen Fluid eigentlich auf dem Massenstrom aufsetzen. Noch seltsamer ist aber die Tatsache, dass sich der Volumenstrom nicht auf den Zustand der Luft bezieht, der am Ort des Übergangs von einer Komponente zur anderen herrscht. Stattdessen bezieht sich der Volumenstrom auf den Zustand der Luft in der Umgebung der Druckluftstation. Anhand eines Kolbenkompressors, der Luft aus der Umgebung ansaugt und in einen Druckluftspeicher ausschleibt, wird dieser Sachverhalt in Abbildung 20 verdeutlicht.

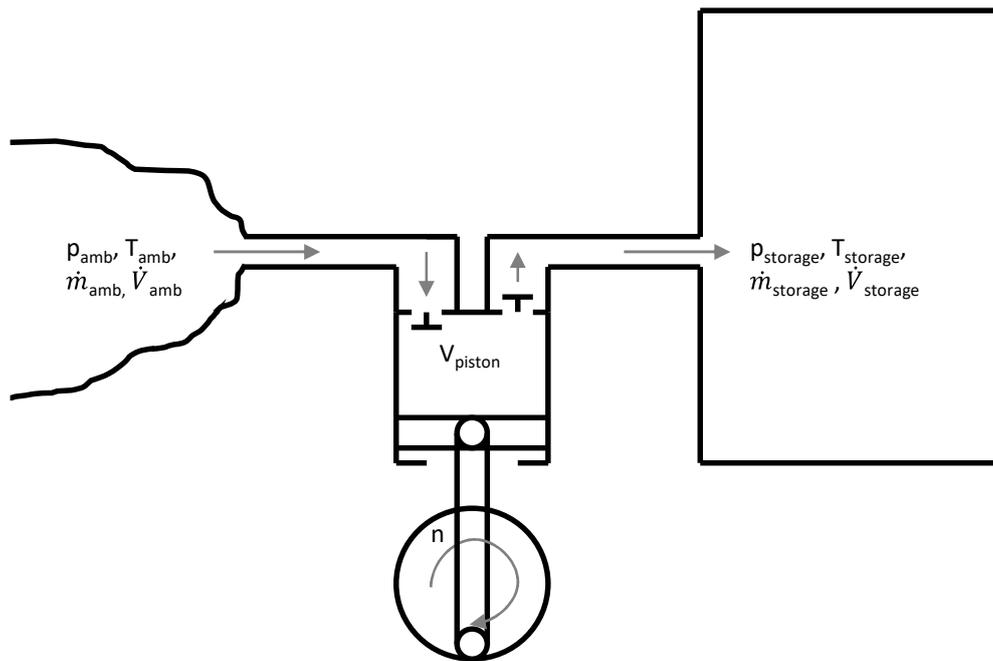


Abbildung 20: Modellierung von Luftströmungen anhand eines Volumenstroms am Beispiel eines Kolbenkompressors mit angeschlossenem Druckluftspeicher.

Ein Kolbenkompressor mit dem Schluckvolumen $V_{\text{piston}} = 0,1 \text{ l}$ saugt Luft aus der Umgebung mit absolutem Umgebungsdruck $p_{\text{amb}} = 1013 \text{ mbar}$ und der Temperatur $T_{\text{amb}} = 20 \text{ °C}$ an, der Kolbenkompressor läuft mit einer Drehzahl $n = 3000 \text{ rpm}$. Unter Annahme einer vollständigen Ausnutzung des Schluckvolumens, Vernachlässigung von Rückströmverlusten und Leckagen im Verdichtungskolben und den Ventilen am Kolbeneintritt und Kolbenaustritt werden aus der Umgebung pro Minuten also 300 l angesaugt, im Kolben verdichtet und in den Druckluftspeicher ausgeschoben. Unter Anwendung der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase in extensiver Form

$$p * V = m * R_s * T$$

und Umwandlung in die intensive Form

$$p = \rho * R_s * T$$

mit Einsetzen des Zustands der angesaugten Luft lässt sich die Dichte der angesaugten Luft zu

$$\rho_{\text{amb}} = \frac{p_{\text{amb}}}{R_s * T_{\text{amb}}} = \frac{101,3 \text{ kPa}}{287,1 * \frac{\text{kg}}{\text{K}} * 293,15 \text{ K}} = 1,2036 \text{ kg/m}^3$$

ermitteln. Aus den angesaugten 300 l/min ergibt sich somit ein Massenstrom von $0,361 \text{ kg/min}$. Dieser Massenstrom wird 1:1 über den Druckluftaustritt in den Speicher weitergeleitet. Unter der Annahme einer in der Praxis unrealistischen aber diese Arbeit vereinfachend angenommenen isothermen Verdichtung im Kolben (d.h. die Temperatur der Luft wird während des Verdichtungs Vorgangs konstant gehalten) und einem Absolutdruck im Druckluftspeicher von 10 bar , ergibt sich eine Dichte der Luft am Druckluftaustritt von

$$\rho_{out} = \frac{p_{out}}{R_s * T_{amb}} = \frac{1MPa}{287,1 * \frac{J}{kg} * 293,15K} = 11,882 kg/m^3$$

Unter Annahme dieser Dichte ergibt sich also ein „echter“ Volumenstrom am Druckluftaustritt von 30,4 l/min. Wie oben erwähnt, ist es in der Druckluftbranche aber nun so, dass der Volumenstrom am Druckluftaustritt des Kompressors auf Umgebungsbedingungen rückgerechnet wird. Der Volumenstrom wird hier also genau wie am Drucklufteintritt des Kompressors mit 300 l/min pro Minute angegeben. Eine Umrechnung zum „echten“ Volumenstrom ist dadurch möglich, dass man (unter Annahme konstanter Temperaturen) die absoluten Drücke wie folgt ins Verhältnis setzt:

$$\dot{V}_{real} = \dot{V}_{storage} * \frac{p_{amb}}{p_{storage}}$$

Die Begründung für diese Art des Umgangs mit Volumenströmen in der Druckluftbranche (und auch im Rahmen dieser Arbeit) besteht darin, dass

1. ein Kompressor im Kern ein wiederholt mit Luft gefülltes Verdichtungsvolumen auf das Druckluftnetz aufprägt und damit dessen Verhalten sehr einfach durch einen Volumenstrom beschrieben werden kann (→ Argument für Volumenstrom statt Massenstrom) und
2. man unabhängig vom Druck Luftmengen miteinander in Beziehung setzen oder diese miteinander verrechnen kann (→ Argument für Rückrechnung der Volumenströme auf Umgebungsbedingungen).

Besonders deutlich wird dieser Vorteil, wenn man sich das isotherme Verhalten eines Druckluftspeichers anschaut, wie bei der Modellierung eines Druckluftspeichers in Kapitel 3.7.3 gezeigt wird.

3.5 Effekte, die bei der Modellierung berücksichtigt werden

Wie in Kapitel 2.2 mit Verweis auf [Rup13] bereits gezeigt wurde, dominieren bei den Lebenszykluskosten einer Druckluftstation die Kosten für die elektrische Energie der Kompressoren und die Investitionskosten der Kompressoren. Daher setzt diese Arbeit den Fokus auf die Steigerung der Kosteneffizienz der Druckluftherzeugung, wobei die Wartungskosten der Druckluftherzeugung hierbei vernachlässigt werden, da sie im Vergleich zu den Investitionskosten der Druckluftherzeugung und zu den Energiekosten der Druckluftherzeugung nur einen geringen Anteil an den Gesamtkosten der Druckluftherzeugung ausmachen. Ebenso werden alle anderen Kosten in Abbildung 9 vernachlässigt. Das heißt jedoch nicht, dass die mit den vernachlässigten Kosten assoziierten Komponenten einer Druckluftstation einfach vernachlässigt werden könnten:

- Die Druckdifferenz über den Komponenten der Druckluftaufbereitung erhöht den Gegendruck am Austritt der Kompressoren und damit deren Leistungsaufnahme.
- Die in der Stationssteuerung realisierten Algorithmen steuern die Kompressoren an und haben damit einen wesentlichen Einfluss auf die Effizienz der Druckluftherzeugung.
- Das für die Speicherung von Druckluft zur Verfügung stehende Puffervolumen (gebildet durch die Verrohrung und dedizierte Druckluftspeicher) kann von der Stationssteuerung als Freiheitsgrad genutzt werden, um die Schaltkosten an Kompressoren zu senken.

Für die Modellierung einer Druckluftstation werden daher

- Kompressoren
- Drucklufttrockner
- Druckluftfilter
- Druckluftspeicher
- Stationssteuerung

explizit als Komponenten berücksichtigt. Die Rohrleitungen werden als Komponenten nicht modelliert. Die Fließgeschwindigkeit von Druckluft (typischer Wert: 20 m/s [Wos14]) innerhalb der Druckluftstationen kann aufgrund der kurzen Distanzen innerhalb von Druckluftstationen vernachlässigt werden. Das von den Rohrleitungen zur Verfügung gestellte Puffervolumen wird in einem der Druckluftspeicher zusammengefasst.

3.6 Modellierung hybrider Systeme

3.6.1 Methoden zur Modellierung hybrider Systeme

Kompressoren und Steuerungsalgorithmen in Druckluftstationen weisen ein Verhalten auf, welches im Hinblick auf die relevanten Anwendungsfälle dieser Arbeit

- weder durch Annahme eines rein kontinuierlichen Verhaltens (stark vereinfacht dargestellt: das Verhalten wird durch stetige Änderungen von Zuständen aus einer kontinuierlichen Menge beschrieben)
- noch durch Annahme eines rein diskreten Verhaltens (stark vereinfacht dargestellt: das Verhalten wird durch den sprunghaften Wechsel zwischen Zuständen aus einer diskreten Menge beschrieben)

mit hinreichender Genauigkeit modelliert werden kann. Vielmehr muss man für die Modellierung beide Verhaltensweisen gleichermaßen berücksichtigen. Als Beispiel ist hier das Modell eines öleingespritzten Schraubenkompressors zu nennen, der, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, zwischen 6 diskret unterscheidbaren Betriebszuständen hin- und herwechselt, wobei sich das Verhalten des Kompressors, z.B. in Hinblick auf die elektrische Leistungsaufnahme, je nach eingenommenem Betriebszustand anders darstellt. Über Sätze von Differenzial- oder Differenzengleichungen, die je nach eingenommenem diskreten Zustand wechseln, wird das kontinuierliche Verhalten beschrieben (z.B. Verhalten der Timer des QUADRO-Algorithmus). Nach [Lam09] bezeichnet man ein System mit diesen Anforderungen an die Modellierung als „hybrides System“.

Es sind viele Möglichkeiten bekannt, hybride Systeme strukturiert zu modellieren. Beispielfhaft seien hier hybride Automaten [Ras05], hybride Petrinetze [Dav01], hybride Bondgraphen [Bee06] oder Differenzialgleichungssysteme mit Fallunterscheidung genannt. Einen hohen Grad der Verbreitung besitzen hierbei hybride Automaten, denn diese basieren auf endlichen Automaten, die in vielen Gebieten der Informatik und Ingenieurwissenschaft ein Standardwerkzeug zur Modellierung rein diskreter Systeme darstellen [Hop12]. Auch im Rahmen dieser Arbeit werden hybride Automaten verwendet, wenn es um die Modellierung von Komponenten geht, die einem hybriden System entsprechen.

Auf den Einsatz von Differenzialgleichungssystemen mit Fallunterscheidung wird verzichtet, da die Lesbarkeit eines Modells mit hybridem Verhalten rein auf Basis von Fallunterscheidungen nicht sehr hoch ist. Denn für ein Verständnis des hybriden Verhaltens muss das komplette Gleichungssystem erfasst und verstanden werden. Gleichzeitig gibt es keine Standardisierung für das Aufstellen von Gleichungssystemen.

Auch Petri-Netze sind nicht erste Wahl, denn die für diese Arbeit relevanten Komponenten (Kompressor, Ventil, Druckluftspeicher, ...) weisen innerhalb der Komponenten kein diskretes nebenläufiges Verhalten auf. Damit gibt es keine Notwendigkeit auf hybride Petrinetze zurückzugreifen, die ihre Stärken bei der Modellierung von diskreten Nebenläufigkeiten ausspielen [Lu16]. Für Systeme ohne Nebenläufigkeit ist ein Petrinetz (bipartiter gerichteter Graph) einfach nur eine komplexere Variante eines endlichen Automaten (gerichteter Graph).

Hybride Bondgraphen bringen bei der Modellierung im Kontext dieser Arbeit auch keinen nennenswerten Vorteil, da die Differenzialgleichungen / Differenzengleichungen der einzelnen Komponenten sehr leicht in expliziter Form aufgestellt werden können. Hybride Bondgraphen erhöhen jedoch die Komplexität in der graphischen Repräsentation des Modells, da das diskrete Verhalten (als endlicher Automat) und das kontinuierliche Verhalten (als klassischer Bondgraph) in zwei unterschiedlichen graphischen Repräsentationen untergebracht wird [Abd16].

Zusammengefasst: Hybride Automaten sind für die Modellierung der für diese Arbeit relevanten Komponenten ausreichend mächtig und im Vergleich zu den anderen Methoden weniger komplex.

Andere Arbeiten mit einem ähnlichen Anwendungsgebiet, die ebenfalls auf hybride Automaten als formales Beschreibungsmittel setzen, sind [Sch15] und [Ebr18].

Es gibt zahlreiche Typen hybrider Automaten. Ein echter Standard für hybride Automaten hat sich bisher nicht herausgebildet. Vielmehr motiviert jeder Anwendungsfall die Definition eines eigenen hybriden Automaten, um

1. auf die konkreten Anforderungen des jeweiligen Anwendungsfalls hinreichend eingehen zu können,
2. den Ballast eines universell einsetzbaren Typs eines hybriden Automaten zu vermeiden und
3. in der jeweiligen Anwendungsdomäne eine möglichst intuitive Modellierung (sowohl bzgl. Erstellung als auch bzgl. Verständlichkeit) zu erlauben.

Allen hybriden Automaten gemein ist, dass das diskrete Verhalten des hybriden Systems durch einen endlichen Automaten modelliert wird, wohingegen das kontinuierliche Verhalten des Systems durch einen für jeden Zustand des endlichen Automaten individuell definierten Satz von Differenzialgleichungen festgelegt wird. Die unterschiedlichen Typen von hybriden Automaten unterscheiden sich nun insbesondere darin,

- welche Arten von Größen als Eingänge, Ausgänge und Zustände erlaubt sind (reell, boolesch, komplex, gemischt, ...)
- welchen Typs die Differenzialgleichungen sind (gewöhnlich, differenzial-algebraisch, linear, nichtlinear, ...)
- wie die Bedingungen für Zustandsübergänge formuliert werden (implizit oder explizit) und

- wie die grafische Repräsentation des Automaten aussieht.

Den einen Standard für hybride Automaten kann es daher nicht geben. Die unterschiedlichen Varianten der hybriden Automaten sind naturgemäß sehr ähnlich (Zustände des Automaten modellieren das diskrete Verhalten, Differenzialgleichungssysteme in den Zuständen modellieren das kontinuierliche Verhalten). Unter den publizierten Varianten hybrider Automaten gab es keinen, der direkt auf die Anwendungsfälle dieser Arbeit passt. Hinzu kommt, dass dem Autor der vorliegenden Arbeit keine publizierte Variante bekannt ist, die die Abarbeitung des hybriden Automaten explizit definiert. Daher wird in Anhang A eine eigene Definition eines hybriden Automaten gegeben, die einerseits auf die Anwendungsfälle für hybride Automaten in dieser Arbeit zugeschnitten ist und andererseits auch die Abarbeitung so detailliert vorgibt, dass eine Re-Implementierung problemlos möglich ist. Die in Anhang A gegebene Definition eines hybriden Automaten ist ähnlich zu der Definition in [Sch15], unterscheidet sich aber in der graphischen Repräsentation darin, dass

- die Differenzialgleichungen direkt im Automatenzustand kodiert sind und
- die Reinitialisierungsanweisungen bei diskreten Zustandswechseln direkt an der Kante kodiert sind.

Hierdurch wird eine bessere Lesbarkeit erreicht. Im Unterschied zu [Sch15] wird auch explizit definiert, wie der hybride Automat durch einen Interpreter abgearbeitet werden muss. Dies ist in [Sch15] in Teilen offengelassen.

3.7 Implementierungsunabhängige Modellierung

Die im weiteren Verlauf der Arbeit verwendeten Modelle für Komponenten werden im Folgenden unabhängig von ihrer Implementierung beschrieben. Hierbei werden alle Komponenten als hybride Systeme aufgefasst und mit Hilfe hybrider Automaten modelliert, wie sie in Anhang A definiert sind. Zur besseren Lesbarkeit der hybriden Automaten wird die grafische Repräsentation verwendet, wie sie in Anhang B beschrieben ist.

3.7.1 Druckluftherzeuger

Für die Modellierung von Druckluftherzeugern wird angenommen, dass es sich um stationäre, öleingespritzte Schraubenkompressoren mit drehzahlstarrem Antrieb handelt, deren grundsätzliche Funktionsweise in Kapitel 2.2 beschrieben ist

Das Modell eines öleingespritzten Schraubenkompressors mit drehzahlstarrem Antrieb verfügt über eine Schnittstelle, wie sie in Abbildung 21 dargestellt ist.

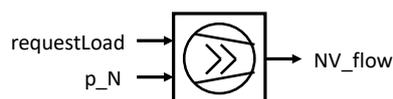


Abbildung 21: Schnittstelle des Modells eines öleingespritzten Schraubenkompressors mit drehzahlstarrem Antrieb.

Das Modell besitzt zwei Eingangsgrößen, requestLoad (Lastanforderung) und p_N (Druck am Druckluftaustritt des Kompressors), und eine Eingangsgröße NV_flow (Volumenstrom durch den Druckluftaustritt). Die Lastanforderung teilt der Steuerung des Kompressors mit, ob der Kompressor in den Betriebszustand Lastlauf (LOAD) wechseln oder den Betriebszustand Lastlauf (LOAD) verlassen soll.

Für die Anpassung des Modells an die technischen Eigenschaften des Kompressors werden 14 Parameter verwendet:

- p_{ref} : Der Druck am Druckluftaustritt des Kompressors, auf den sich die technischen Daten P_{LOAD_ref} und NV_{LOAD_ref} beziehen.
- P_{LOAD_ref} : elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors im Betriebszustand LOAD, wenn der Druck am Druckluftaustritt des Kompressors genau dem Referenzdruck p_{ref} entspricht.
- r_P : Sensitivität der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors im Betriebszustand LOAD auf Veränderungen am Druck am Austritt des Kompressors ausgedrückt in $1/Pa$.
- $NV_{flow_LOAD_ref}$: Liefervolumenstrom des Kompressors im Betriebszustand LOAD, wenn der Druck am Druckluftaustritt des Kompressors genau dem Referenzdruck p_{ref} entspricht.
- r_{NV_flow} : Sensitivität des Liefervolumenstroms des Kompressors im Betriebszustand LOAD auf Veränderungen am Druck am Austritt des Kompressors, ausgedrückt in $1/Pa$.
- P_{IDLE} : elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors, wenn der Kompressor läuft, aber sich nicht in *Lastlauf* befindet. In der Literatur bzw. in Datenblättern wird diese Leistung als „Leerlaufleistung“ bezeichnet.
- $E_{MOTORSTART}$: Elektrische Energie, die bei der Durchführung eines Motorstarts zusätzlich zu der Energie anfällt, die durch die Leerlaufleistung P_{IDLE} während des Motorstarts repräsentiert wird.
- $E_{PRESSURIZING}$: Elektrische Energie, die bei der Durchführung des Druckaufbaus (Betriebszustand PRESSURIZING) zusätzlich zu der elektrischen Energie durch die Leerlaufleistung anfällt.
- $E_{DEPRESSURIZING}$: Elektrische Energie, die bei der Durchführung des Druckabbaus (Betriebszustand DEPRESSURIZING) zusätzlich zu der elektrischen Energie durch die Leerlaufleistung anfällt.
- $t_{MOTORSTART}$: Zeitspanne für die Dauer des Motorstarts (also Verweildauer im Betriebszustand MOTORSTART).
- $t_{PRESSURIZING}$: Zeitspanne für die Dauer des Druckaufbaus im Ölabscheidebehälter (also Verweildauer im Betriebszustand PRESSURIZING).
- $t_{DEPRESSURIZING}$: Zeitspanne für die Dauer des Druckabbaus im Ölabscheidebehälter (also Verweildauer im Betriebszustand DEPRESSURIZING).
- $t_{coasting}$: Zeitspanne, die im Mittel über eine Stunde zwischen zwei aufeinander folgenden Starts des Kompressors vergehen muss.

Das Modell unterscheidet zwischen 6 diskreten Zuständen im hybriden Automaten, welche die Betriebszustände des Kompressors repräsentieren.

- STANDBY: Kompressormotor und Verdichterblock stehen still, es wird keine elektrische Leistung aufgenommen und kein Druckluftvolumenstrom über den Druckluftaustritt gefördert.
- MOTORSTART: Kompressormotor und Verdichterblock werden beschleunigt (Ziel ist Erreichung der stationären Drehzahl), es wird angenommen, dass die elektrische Leistungsaufnahme der Leerlaufleistung entspricht und aufgrund eines geschlossenen

Einlassventils und eines geöffneten Entlüftungsventils wird kein Druckluftvolumenstrom über den Druckluftaustritt gefördert.

- IDLE: Kompressormotor und Verdichterblock drehen sich mit der stationären Drehzahl, die elektrische Leistungsaufnahme entspricht der Leerlaufleistung und aufgrund eines geschlossenen Einlassventils und eines geöffneten Entlüftungsventils wird kein Druckluftvolumenstrom über den Druckluftaustritt gefördert.
- PRESSURIZING: Kompressormotor und Verdichterblock drehen sich mit der stationären Drehzahl, es wird angenommen, dass die elektrische Leistungsaufnahme der Leerlaufleistung entspricht, trotz geöffneten Einlassventils und geschlossenen Entlüftungsventils wird angenommen, dass noch kein Druckluftstrom über den Druckluftaustritt gefördert wird (da das Mindestdruckrückschlagventil aufgrund des gerade ablaufenden Druckaufbaus im Ölabscheidebehälter noch geschlossen ist).
- LOAD: Kompressormotor und Verdichterblock drehen sich mit der stationären Drehzahl, das Mindestdruckrückschlagventil ist geöffnet und damit wird Druckluft über den Druckluftaustritt gefördert, wobei die elektrische Leistungsaufnahme der Maschine vom Netzdruck p_N abhängt (modelliert über die Funktion $P_LOAD(p_N)$).
- DEPRESSURIZING: Kompressormotor und Verdichterblock drehen sich mit der stationären Drehzahl, es wird angenommen, dass die elektrische Leistungsaufnahme der Leerlaufleistung entspricht. Das Einlassventil ist geschlossen und das Entlüftungsventil ist geöffnet. Es wird keine Luft über den Druckluftaustritt der Maschine gefördert.

Für die Modellierung des kontinuierlichen Verhaltens werden 4 kontinuierliche Zustandsgrößen verwendet:

- E: aufgenommene elektrische Energie. Die aufgenommene elektrische Energie ist das Integral der elektrischen Leistungsaufnahme über der Zeit, wobei für das Umschalten zwischen Betriebszuständen teilweise ereignisgetrieben Energiepakete hinzugefügt werden. Die aufgenommene elektrische Energie E ist eine wichtige Grundlage für die Bewertung der Energieeffizienz im späteren Verlauf der Arbeit.
- t_state : Verweildauer im aktuellen Betriebszustand. Die Verweildauer im Betriebszustand wird mit jedem Betriebszustandswechsel zurückgesetzt und dient dazu, Mindestweildauern in Betriebszuständen zu realisieren (z.B. um Totzeiten zu modellieren → MOTORSTART).
- $t_STANDBY$: Zeitspanne, die der Kompressor vor dem letzten Betreten von MOTORSTART nicht gelaufen ist.
- $t_not_STANDBY$: Zeitspanne, die der Kompressor seit dem letzten Betreten von MOTORSTART läuft.

Über die Zustandsgrößen $t_STANDBY$ und $t_not_STANDBY$, welche Timer realisieren, wird die Logik für das Nachlaufen des Kompressors im Betriebszustand IDLE abgebildet. Konkret wird hier der QUADRO-Algorithmus modelliert, wie er in Kapitel 2.2.5 beschrieben wird. Zur Erinnerung: ein Kompressor wechselt erst dann in den Betriebszustand STANDBY, wenn er unmittelbar nach dem Betreten des Betriebszustands STANDBY wieder starten kann, ohne die maximal zulässige Starthäufigkeit pro Stunde zu überschreiten. Die Anzahl der Starts pro Stunde ist begrenzt, um den Elektromotor, welcher den Verdichterblock antreibt, vor thermischer Überlastung durch hohe Anlaufströme zu schützen. Die

maximal zulässige Anzahl an Starts pro Stunde hängt typischerweise von der Nennleistung des Elektromotors ab und liegt zwischen 4 und 15 Starts pro Stunde.

Das dynamische Verhalten des Modells ist in Abbildung 22 dargestellt.

Funktionen:

$$P_LOAD(p) = P_LOAD_ref * (1 + r_P * (p - p_ref))$$

$$NV_flow_LOAD(p) = NV_flow_LOAD_ref * (1 + r_NV_flow * (p - p_ref))$$

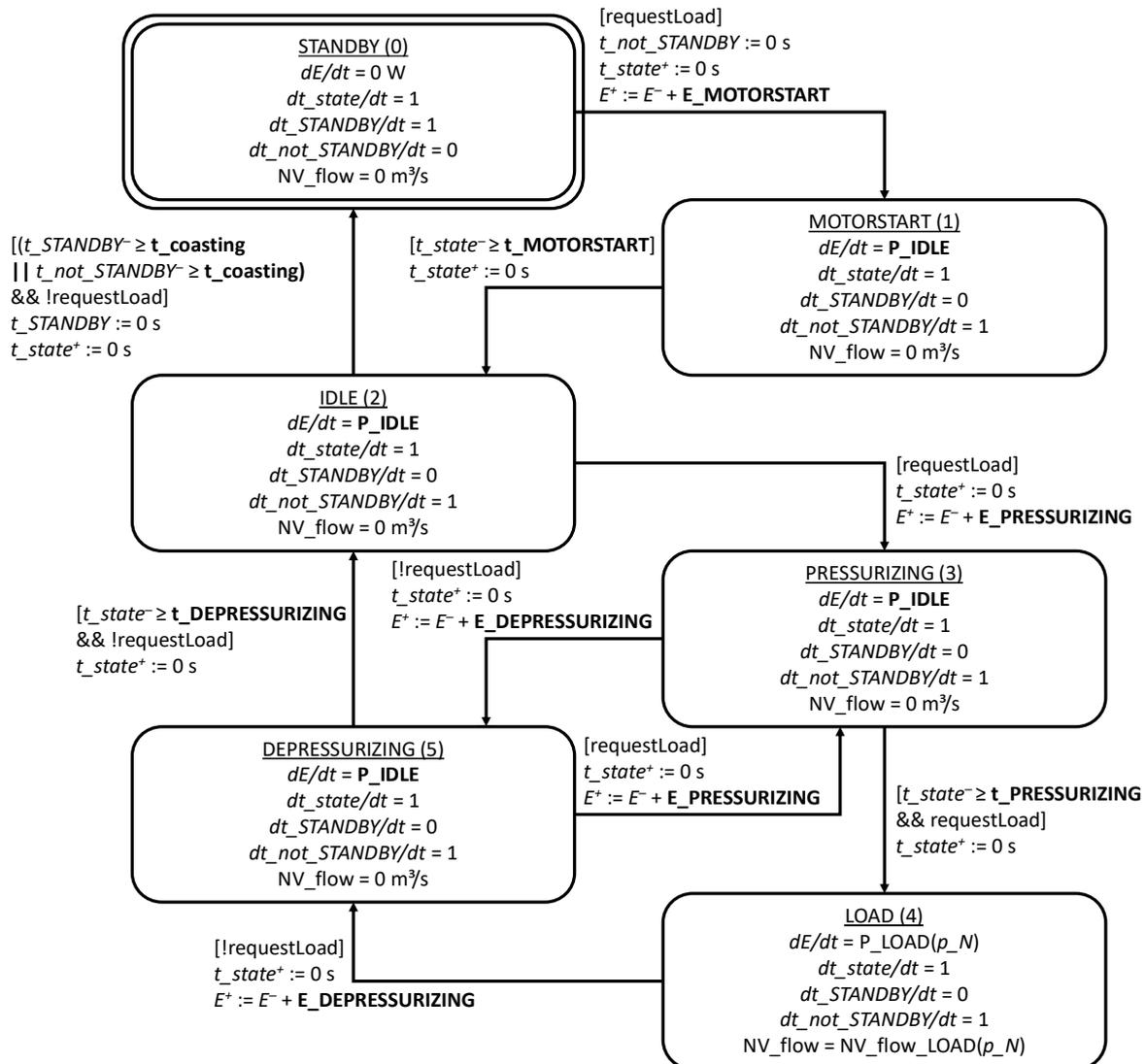


Abbildung 22: Modell eines stationären, öleingespritzten Schraubenkompressors mit drehzahlstarrer Antrieb.

Die Idee, die zusätzlich zu der Leerlaufleistung anfallenden Schaltkosten beim Motorstart (MOTORSTART), beim Druckaufbau (PRESSURIZING) und beim Druckabbau (DEPRESSURIZING) durch einmalig aufaddierte Energiepakete zu modellieren, ist darauf zurückzuführen, dass ein im Detail simulierter Verlauf der exakten Leistungsaufnahme während der Schaltvorgänge für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfälle des Modells keinen Mehrwert bietet. Im Normalfall werden die Schaltvorgänge nicht unterbrochen und ein Schaltvorgang kostet immer die gleiche Menge an Energie. Außerdem haben Messungen im Jahr 2003 bei der KAESER KOMPRESSOREN SE gezeigt, dass der Großteil der Schaltkosten zu Beginn des Schaltvorgangs anfallen. D.h., selbst wenn ein

Schaltvorgang abgebrochen wird, ist der Fehler relativ gering. Folgende Richtwerte können für die aufaddierten Energiepakete angenommen werden:

- $E_{\text{MOTORSTART}}: 2s * P_{\text{LOAD_ref}}$
- $E_{\text{PRESSURIZING}}: 1s * P_{\text{LOAD_ref}}$
- $E_{\text{DEPRESSURIZING}}: 3s * P_{\text{LOAD_ref}}$

3.7.2 Strömungswiderstände (Trockner und Filter)

Für die Modellierung von Trocknern und Filtern wird im Rahmen dieser Arbeit auf eine stark vereinfachte Modellierung eines Leitwerts zurückgegriffen. Hierbei wird der Volumenstrom durch Trockner und Filter einfach als proportional zur Druckdifferenz über den Trockner bzw. Filter angenommen (Annahme einer laminaren Strömung durch den Strömungswiderstand). Reale Trockner und Filter verhalten sich im Hinblick auf den Differenzdruck natürlich nicht so einfach, wie hier modelliert (Annahme einer laminaren Strömung).

In [Kri12] wird auf eine Modellierung von Trocknern und Filtern ganz verzichtet und anhand von Schlauchleitungen gezeigt, dass der Fehler, den man durch die einfache Annahme einer laminaren Strömung im Kontext von Druckluftstationen macht, gegenüber einer detaillierten Modellierung mit Unterscheidung zwischen laminarer und turbulenter Strömung vernachlässigbar gering ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wird auf eine detaillierte Modellierung des Differenzdrucks über Drucklufttrocknern und Druckluftluftfiltern verzichtet, da aufgrund der schieren Menge an unterschiedlichen Prinzipien für Aufbau und Wirkungsweise von Drucklufttrocknern und Druckluftfiltern nur eine exemplarische detaillierte Modellierung an einem Einzelbeispiel erfolgen könnte und für die im Rahmen der untersuchten Problemstellungen und Lösungen diese exemplarische detaillierte Modellierung keinen Mehrwert bietet. Bei stationären öleingespritzten Schraubenkompressoren verhält sich dies anders, denn deren Aufbau und Funktionsweise sind, bezogen auf die für diese Arbeit relevanten Effekte, herstellerübergreifend nahezu identisch und können daher mit einem universellen Modell, welches durch Parametrierung an die technischen Eigenschaften des einzelnen Kompressors angepasst wird, behandelt werden.

Das in diesem Kapitel vorgestellte Framework zur Modellierung von Komponenten erlaubt es prinzipiell jedoch, auch ausgefeiltere Modelle für Trockner und Filter zu verwenden, sofern diese vorliegen.

Die Schnittstelle des Modells eines Strömungswiderstands ist in Abbildung 23 dargestellt.

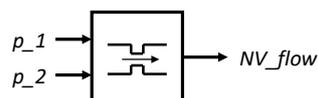


Abbildung 23: Schnittstelle des Blocks eines Strömungswiderstands.

Das Modell besitzt zwei Eingangsgrößen p_1 und p_2 , welche die Drücke stromauf und stromab des Strömungswiderstands darstellen. Einzige Ausgangsgröße des Modells ist der Volumenstrom NV_{flow} durch den Strömungswiderstand. Zur Anpassung des Modells an die technischen Eigenschaften dient der Leitwert G , welcher Volumenstrom und Druckdifferenz über den Strömungswiderstand in Relation setzt.

Der Strömungswiderstand selbst besitzt kein dynamisches Verhalten (also keine Zustandsgrößen) und auch kein diskret unterscheidbares Verhalten in Abhängigkeit der Eingangsgrößen. Entsprechend besitzt der hybride Automat des Strömungswiderstands nur einen diskreten Zustand.

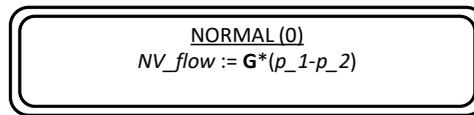


Abbildung 24: Hybrider Automat des dynamischen Verhaltens eines Strömungswiderstands.

3.7.3 Druckluftspeicher

Für die Modellierung von Druckluftspeichern wird im Rahmen dieser Arbeit angenommen, dass die Luft im Druckluftspeicher ideal durchmischt ist, d.h., der Druck und die sowieso als konstant angenommene Temperatur und in Folge die Dichte der Luft sind im gesamten Druckluftspeicher gleich. Aufgrund dieser Annahme lässt sich das Verhalten des Druckluftspeichers allein durch die Bilanzierung des ein- bzw. ausströmenden Volumenstroms beschreiben. In Abbildung 25 ist die Schnittstelle des Blocks eines Druckluftspeichers dargestellt.

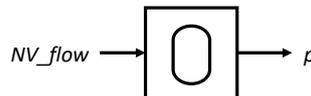


Abbildung 25: Schnittstelle des Blocks eines Druckluftspeichers.

Der Block eines Druckluftspeichers besitzt eine Eingangsgröße NV_flow , welche den in den Druckluftspeicher strömenden Volumenstrom repräsentiert (positive Werte: es strömt mehr Druckluft in den Druckluftspeicher, als aus dem Druckluftspeicher hinausströmt; negative Werte: es strömt mehr Druckluft aus dem Druckluftspeicher, als in den Druckluftspeicher hineinströmt). Als einzige Ausgangsgröße besitzt der Druckluftspeicher die Größe p , welche den relativen Druck der Druckluft im Druckluftspeicher gegenüber Umgebung darstellt.

Der Block des Druckluftspeichers besitzt drei Parameter:

- V : Das Volumen des Druckluftspeichers, welches für die Speicherung von Druckluft zur Verfügung steht.
- p_amb : Der absolute Druck der Luft in der Umgebung der Druckluftstation
- p_max : Der maximal zulässige Überdruck im Druckluftspeicher, bei dessen Überschreitung über ein Sicherheitsventil Druckluft in die Umgebung abgeblasen wird.

Das dynamische Verhalten des Druckluftspeichers ist in Abbildung 26 dargestellt.

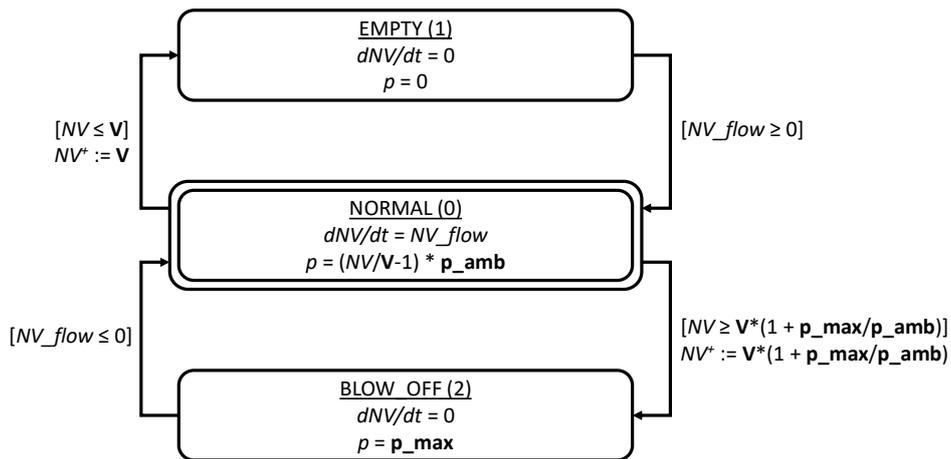


Abbildung 26: Dynamisches Verhalten eines Druckluftspeichers

Der Druckluftspeicher besitzt drei diskret unterscheidbare Verhaltensweisen und entsprechend drei Automatenzustände:

- **EMPTY**: Der Druckluftspeicher ist vollständig entleert, d.h. der Druck im Druckluftspeicher hat einen internen Druck von 0 bar gegenüber Umgebung (der Fall des Vakuums wird im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt).
- **NORMAL**: Der Druckluftspeicher hat einen Überdruck gegenüber Umgebung, der Überdruck liegt aber unterhalb des maximal zulässigen Überdrucks p_max .
- **BLOW_OFF**: Der Druckluftspeicher hat seinen maximal zulässigen Überdruck erreicht. Die ganze Luft, die in den Druckluftspeicher strömt, wird über das Sicherheitsventil in die Umgebung abgeblasen.

Im Automatenzustand **NORMAL** wird die Dynamik des Druckluftspeichers durch Bilanzierung der einströmenden Druckluft NV_flow in der Zustandsgröße NV beschrieben. NV repräsentiert also das im Druckluftspeicher gespeicherte Luftvolumen, bezogen auf Umgebungsbedingungen (siehe 3.4). Besitzt NV den Wert von V , so befindet sich der Druckluftspeicher auf Umgebungsbedingungen (Beispiel: Der Druckluftspeicher besitzt ein Volumen $V = 1 \text{ m}^3$ und es befindet sich auch genau $NV = 1 \text{ m}^3$ Luft im Druckluftspeicher, dann besitzt der Druckluftspeicher keinen Überdruck $\rightarrow p = 0$ bar). Ist der Wert von NV größer als der Wert von V , so besitzt der Druckluftspeicher einen Überdruck $p > 0$ bar gegenüber Umgebung.

3.7.4 Druckluftverbrauch

Für das Verhalten des Druckluftverbrauchs wird angenommen, dass dieser als zeitlicher Verlauf auf das Modell aufgeprägt wird. Der Block eines Druckluftverbrauchs besitzt damit eine sehr einfache Schnittstelle wie in Abbildung 27 dargestellt.

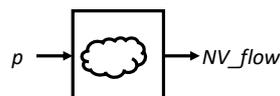


Abbildung 27: Schnittstelle des Blocks eines Druckluftverbrauchs.

Der Block besitzt eine einzige Eingangsgröße p , welche den Relativdruck gegenüber Umgebung darstellt, bei dem Druckluftverbrauch konsumiert wird. Ebenso gibt es eine Ausgangsgröße NV_flow , welche den Volumenstrom an Druckluft in die Komponente darstellt.

Das signalflussbasierte Modell eines Druckluftverbrauchs besitzt 2 Parameter:

- $NV_flow_timeseries$: Eine Zeitreihe, welche in Abhängigkeit der Zeit $time$ den Wert des Druckluftverbrauchs NV_flow beschreibt.
- p_min : Der Mindestdruck als Relativdruck gegenüber der Umgebung, der anliegen muss, damit der vorgesehene Druckluftverbrauch auch konsumiert werden kann.

Das dynamische Verhalten des Druckluftverbrauchs ist in Abbildung 28 als hybrider Automat dargestellt.

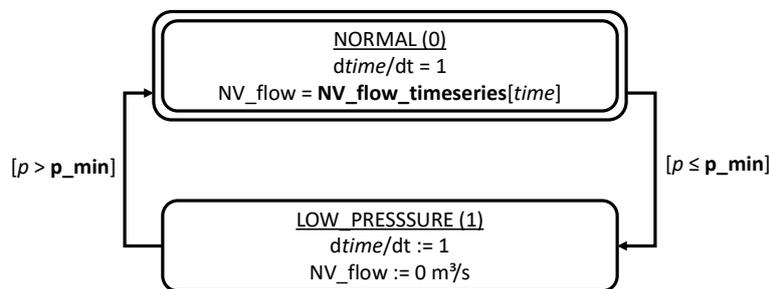


Abbildung 28: Dynamisches Verhalten eines Druckluftverbrauchs.

Der Druckluftverbrauch besitzt zwei diskrete Zustände:

- **NORMAL**: Der Druck ist ausreichend hoch, damit der Druckluftverbrauch gedeckt werden kann.
- **LOW_PRESSURE**: Der Druck ist nicht hoch genug, weshalb der Druckluftverbrauch nicht gedeckt werden kann.

Setzt man den Wert von p_min auf 0 bar, kann effektiv modelliert werden, dass aus einem leeren Druckluftspeicher keine Luft entnommen werden kann.

3.8 Modellierung von Druckluftstationen im Blockdiagramm

Die in den vorangegangenen Unterkapiteln vorgestellten Blöcke von Komponenten lassen sich zu Druckluftstationen zusammenschalten. Dies wird im Folgenden exemplarisch anhand der Druckluftstation in Abbildung 29 gezeigt.

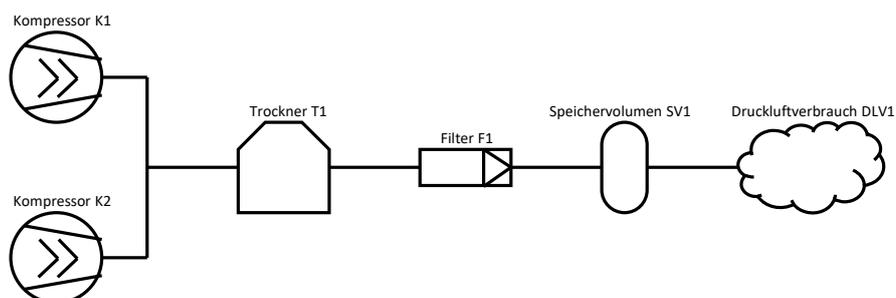


Abbildung 29: Beispiel einer einfachen Druckluftstation mit 2 Kompressoren.

Bei diesem Beispiel fällt auf, dass Kompressoren direkt mit einem Trockner und dieser Trockner direkt mit einem Filter verbunden sind. In realen Druckluftstationen ist dieser Aufbau typisch. Die oben definierten Schnittstellen der Blöcke für Kompressoren, Trockner und Filter lassen eine solche Verschaltung jedoch unmittelbar nicht zu, denn alle drei Schnittstellen besitzen einen Volumenstrom als Ausgangsgröße und ein oder zwei Drücke als Eingangsgröße. Dies wird in Abbildung 30 sichtbar.

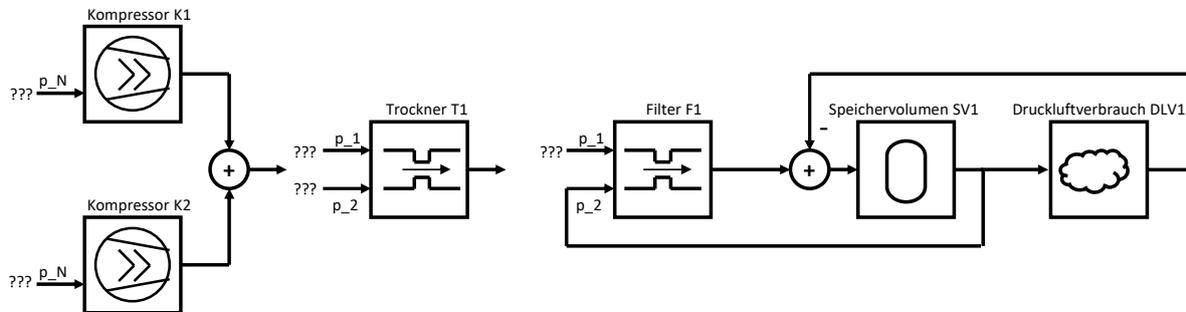


Abbildung 30: Versuch der unmittelbaren Modellierung der Druckluftstation aus Abbildung 29 durch Verschaltung von Blöcken.

Wie man erkennt, lässt sich der zusammengefasste Druckluftstrom der beiden Kompressoren nicht direkt dem Trockner zuordnen. Für den Trockner ist wiederum nicht klar, welche Komponenten den Druck stromauf und stromab des Trockners bereitstellen. Der Druckluftstrom aus dem Trockner lässt sich wiederum nicht an den Filter übergeben. Woher der Druck stromauf des Filters kommt, ist auch nicht klar. Alles stromab des Filters lässt sich wiederum modellieren.

Dass alles, was stromab des Filters passiert, modelliert werden kann, liegt daran, dass beginnend beim Filter Komponenten, die eine Strömung definieren, sich mit einer Komponente abwechseln, die einen Druck definiert. Die Lösung des Problems besteht darin, dass man zusätzliche (und vom Volumen her vernachlässigbare) kleine Speichervolumina in das Blockdiagramm einfügt. Diese zusätzlichen Speichervolumina werden als Mischvolumina bezeichnet. Sie werden zwischen den Kompressoren und dem Trockner sowie zwischen dem Trockner und dem Filter positioniert. Die um diese Mischvolumina erweiterte Druckluftstation ist in Abbildung 31 in zwei als äquivalent anzusehenden Strukturen dargestellt.

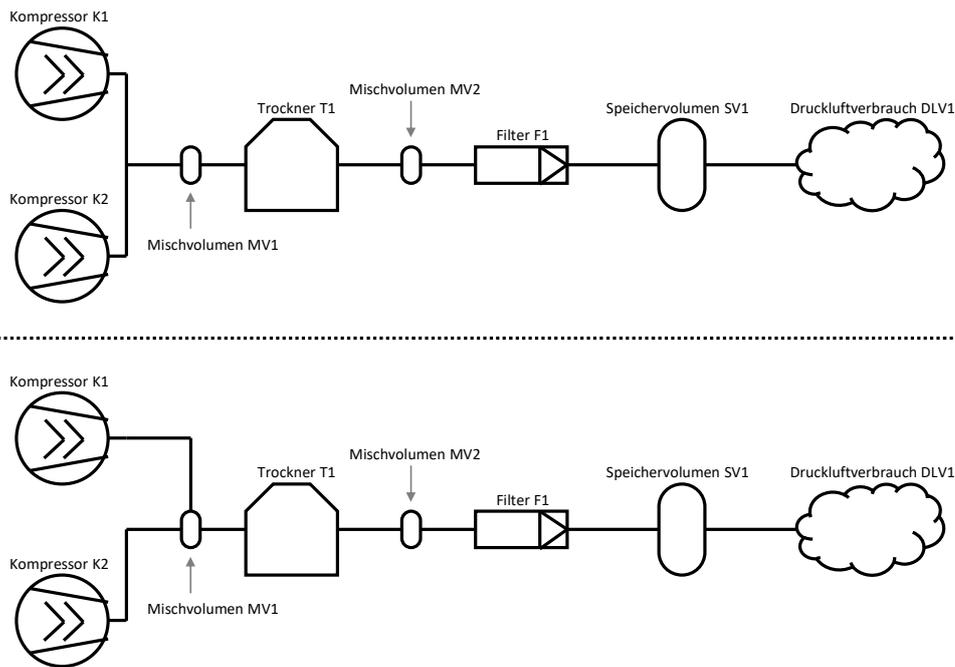


Abbildung 31: Um Mischvolumina erweiterte Druckluftstation aus Abbildung 29 in zwei als äquivalent anzusehenden Strukturen.

Die obere Hälfte in Abbildung 31 zeigt das Platzieren des Mischvolumens MV1 hinter der Zusammenführung der Rohrleitungen der Kompressoren K1 und K2 und dem Trockner T1. Die untere Hälfte in Abbildung 31 zeigt eine als äquivalent anzusehende Modellierung. Hier dient das Mischvolumen MV1 als die Komponente, in der die Rohrleitungen der Kompressoren K1 und K2 zusammengeführt werden. Über eine gemeinsame Rohrleitung wird die Druckluft dann in den Trockner T1 geführt. Das Mischvolumen MV1 in der unteren Hälfte der Abbildung 31 könnte damit als T-Stück aufgefasst werden. Damit wird der Betrachter aber dazu verleitet, Informationen in die Abbildung hineinzudeuteln, die dort gar nicht hinterlegt sind. Denn die Interpretation der Mischvolumina als real vorhandene Verbindungsstücke zwischen Rohrleitungsteilen (z.B. T-Stück oder Kreuzungspunkt) ist nicht zulässig. Die Verbindungen zwischen den Komponenten repräsentieren abstrakt Rohrleitungen ohne Volumen in einem Segment des gesamten Rohrleitungsnetzwerks ohne genaue Angabe der exakten Topologie in diesem Segment des Rohrleitungsnetzwerks. Die hier verwendete Darstellung des Aufbaus einer Druckluftstation ist also in Analogie zu einem elektrischen Schaltplan zu verstehen⁴. Zur Vermeidung von Missverständnissen wird daher im Folgenden durchgängig die Variante aus der oberen Hälfte aus Abbildung 31 verwendet.

Mit der um die Mischvolumina MV1 und MV2 erweiterten Druckluftstation lässt sich nun ein funktionierendes Blockdiagramm der Druckluftstation wie in Abbildung 32 dargestellt aufbauen.

⁴ In einem Schaltplan wird keine Information zur konkreten Leitungsführung gegeben. Für diese Information wird zusätzlich der Anschlussplan benötigt.

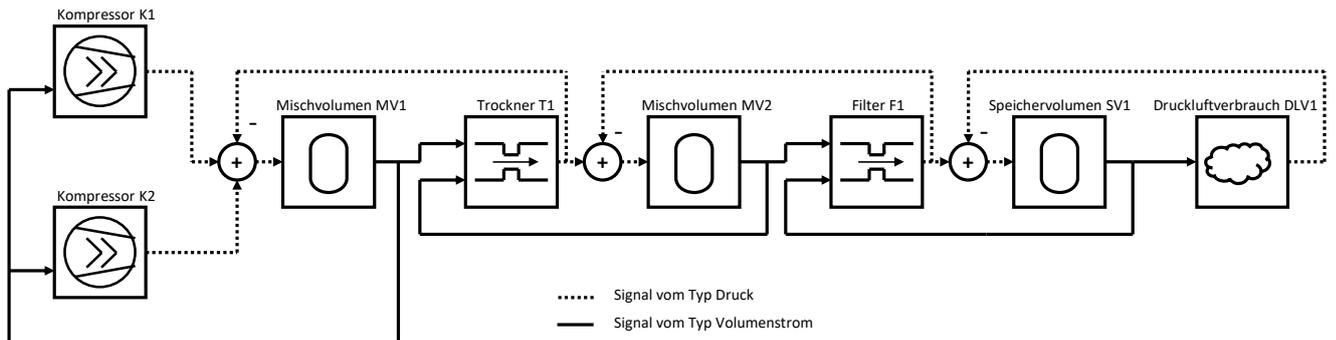


Abbildung 32: Blockdiagramm der um Mischvolumina erweiterten Druckluftstation gemäß Abbildung 31.⁵

Wie man an diesem Blockdiagramm einer doch recht einfachen Druckluftstation erkennt, ist eine Modellierung, welche die Struktur der Druckluftstation erhält, grundsätzlich möglich. Jedoch werden schon bei diesem einfachen Modell zwischen den Komponenten viele zusätzliche Summierglieder benötigt und Signale werden in einer für den Betrachter kontraintuitiven Richtung zwischen den Komponenten ausgetauscht, da die Flussrichtung der Signale entgegen der Druckluftflussrichtung verläuft.

Erweitert man die Druckluftstation aus Abbildung 29 um einen parallelen Strang von Komponenten der Druckluftaufbereitung (siehe Abbildung 33), lassen sich Überschneidungen in den Flüssen der Signale nicht mehr vermeiden, wie man in Abbildung 34 erkennt.

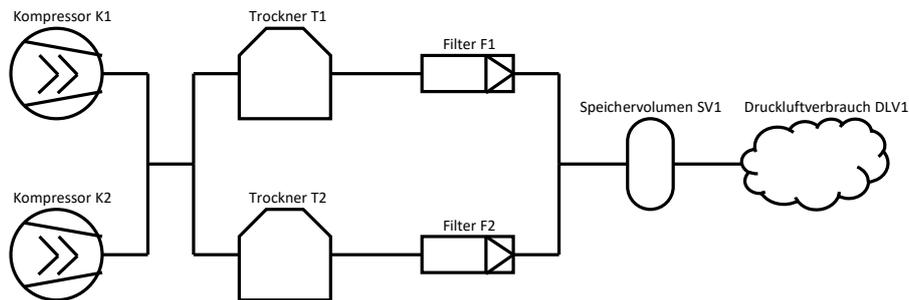


Abbildung 33: Druckluftstation mit 2 Kompressoren und einem parallelen Strang der Druckluftaufbereitung.

⁵ Der besseren Übersicht wegen wurden in dieser Abbildung die Beschriftungen der Signale weggelassen und anhand der Strichart gekennzeichnet, wo ein Signal vom Typ Druck bzw. vom Typ Volumenstrom zwischen den Komponenten ausgetauscht wird.

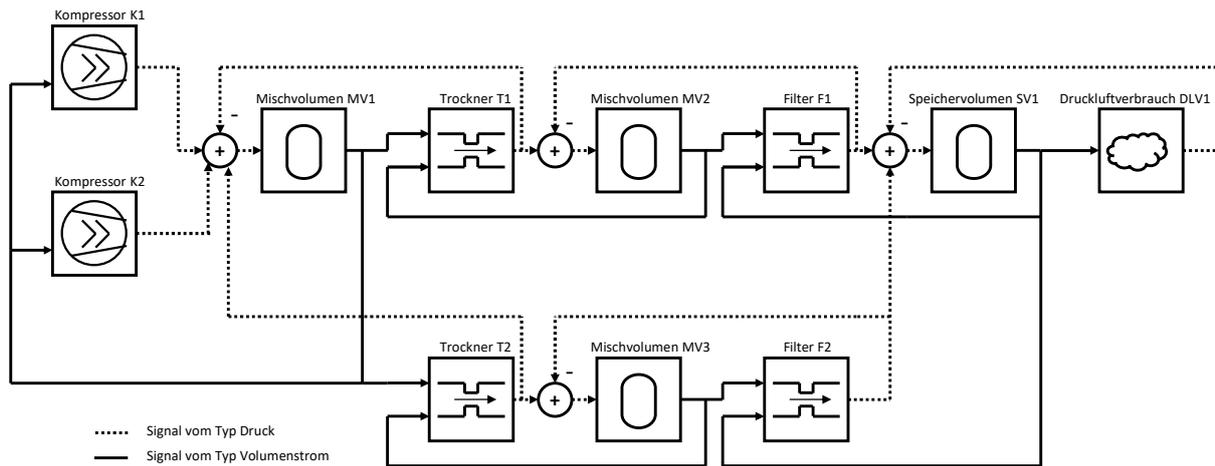


Abbildung 34: Blockdiagramm einer Druckluftstation mit parallelem Strang zur Druckluftaufbereitung gemäß Abbildung 33.⁶

In Druckluftstationen mit noch mehr Komponenten, die auf komplexere Art und Weise miteinander verschaltet sind, stellt die Modellierung mit Blockdiagrammen für den Modellierer eine große Herausforderung dar. Für den Modellierer ist die Modellierung damit zeitaufwändig und fehleranfällig, während für den Betrachter des Blockdiagramms die Struktur der ursprünglichen Druckluftstation immer weniger zu erkennen ist.

3.9 Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen

Um das oben geschilderte Problem einer Modellierung der Verschaltung von Komponentenmodellen über Signale in Blockdiagrammen zu umgehen, wird im Folgenden eine komponentenbasierte Modellierung unter Verwendung von Konnektoren für die Verbindung zwischen Komponenten vorgestellt, wie sie aus der Modellierungssprache Modelica [Fri2014] bekannt ist. Jedoch werden die Komponenten im Inneren, anders als in Modelica üblich, weiterhin durch einen hybriden Automaten in Blöcken mit einer Schnittstelle auf Basis von Signalen beschrieben.

3.9.1 Konnektoren

Um die grundlegende Idee einer komponentenbasierten Modellierung mit Verbindungen über Konnektoren zu verstehen, muss zunächst das Modellierungskonstrukt Konnektor eingeführt werden. Ein Konnektor im Sinne von Modelica [Mod17] und dieser Arbeit ist ein Anschlusspunkt für eine Verbindung zwischen Komponenten. Verbindungen zwischen Komponenten können nur über Konnektoren des gleichen Typs erfolgen. Ein Konnektor besteht aus mindestens zwei Größen. Einer Potenzialgröße, einer Flussgröße und optional einer oder mehrerer Stromgrößen. Das grundlegende Konzept der Aufteilung in eine Potenzialgröße und eine Flussgröße besteht darin, dass man annimmt, dass durch Potenzialdifferenzen (also durch Differenzen zwischen Potenzialgrößen) ein Fluss durch Komponenten erzwungen wird [Esp69]. Im Bereich der Elektrizität stellt die elektrische Spannung die Potenzialdifferenz und der elektrische Strom (Fluss von elektrischen Ladungen) die Flussgröße dar. Im

⁶ Der besseren Übersicht wegen wurden in dieser Abbildung die Beschriftungen der Signale weggelassen und anhand der Strichart gekennzeichnet, wo ein Signal vom Typ Druck bzw. vom Typ Volumenstrom zwischen den Komponenten ausgetauscht wird.

Bereich der Druckluft ist die Druckdifferenz über einer Komponente (z.B. über einem Strömungswiderstand) die Ursache für den Strom an Luft (Flussgröße) durch diese Komponente.

Wie in Kapitel 3.4 erläutert, werden in der Druckluftbranche Druckangaben an den Schnittstellen der Komponenten üblicherweise als Relativdruck gegenüber der Umgebung angegeben. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit am Konnektor der Relativdruck p gegenüber der Umgebung verwendet. Dies ist zulässig, da sich die Druckdifferenz zwischen zwei Relativdrücken nicht zur Druckdifferenz zwischen zwei Absolutdrücken unterscheidet, sofern beide Relativdrücke den gleichen Bezugspunkt haben.

Aufgrund der vereinfachenden Annahme, dass alle relevanten Vorgänge in und zwischen den Komponenten der Druckluftstation bei konstanter Temperatur (also isotherm) ablaufen, wird im Rahmen dieser Arbeit der Volumenstrom der Druckluft NV_flow als Flussgröße verwendet. Ohne diese vereinfachende Annahme der Isothermie müsste man im Konnektor den Massenfluss als Flussgröße verwenden und zusätzlich zu Potenzialgröße und Flussgröße mindestens noch die spezifische Enthalpie h der Druckluft als Stromgröße im Konnektor einführen. Der recht komplexe Umgang mit den Stromgrößen wird in [Mod17] beschrieben und im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Im Rahmen dieser Arbeit wird nur ein Typ von Konnektor verwendet. Dieser Konnektor repräsentiert einen Flansch für den Anschluss einer Rohrleitung zur Übertragung von Druckluft zwischen Komponenten. Dieser Konnektor verfügt über genau zwei Größen:

- p : Relativdruck gegenüber Umgebung als Potenzialgröße
- NV_flow : Fluss von Druckluft über den Konnektor als Flussgröße

Als grafisches Symbol wird für den Konnektor ein Quadrat verwendet. Ein Konnektor ist immer einer Komponente zugeordnet, wobei eine Komponente mehrere Konnektoren besitzen kann. Um den Konnektor adressieren zu können, besitzt der Konnektor einen Namen, der im Kontext der Komponente eindeutig ist. Für die Darstellung einer Verbindung zwischen zwei Konnektoren wird einfach eine Linie zwischen den beiden Konnektoren gezeichnet. Eine Verbindung zwischen zwei Konnektoren bedeutet, dass die Potenzialgrößen der beiden Konnektoren gleichgesetzt werden, wohingegen sich die Flussgrößen zu 0 aufsummieren. Für die Flussgrößen auf den Konnektoren gilt, dass ein positives Vorzeichen den Fluss in die Komponente hinein darstellt, während ein negatives Vorzeichen einen Fluss aus der Komponente hinaus repräsentiert.

Das Konzept der Verbindung von zwei Komponenten über Konnektoren wird in Abbildung 35 verdeutlicht.

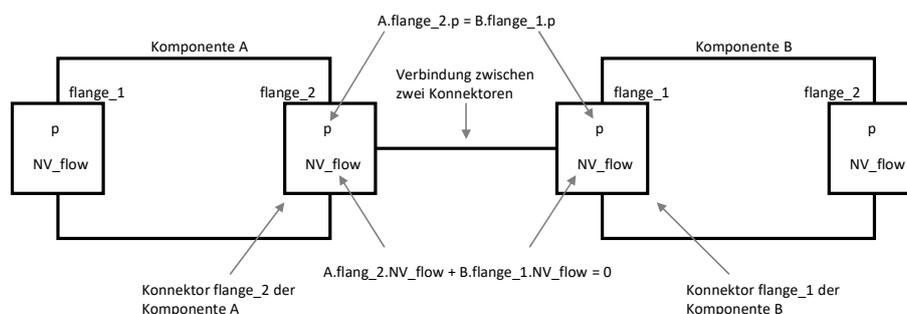


Abbildung 35: Grundlegendes Konzept zur Verbindung zweier Konnektoren zweier Komponenten.

Die Komponente A ist über den Konnektor flange_2 mit dem Konnektor flange_1 der Komponente B verbunden. Durch die Verbindung der beiden Konnektoren werden die Drücke der an der Verbindung beteiligten Konnektoren gleichgesetzt (da die Drücke Potenzialgrößen sind). Die Volumenströme der beiden Konnektoren addieren sich hingegen zu 0 auf. Wichtig: Dies funktioniert nur wegen der oben eingeführten Konvention, dass ein Fluss in die Komponente am Konnektor ein positives Vorzeichen hat, während ein Fluss aus der Komponente am Konnektor ein negatives Vorzeichen hat!

3.9.2 Komponentenmodelle mit Konnektoren als Schnittstelle

Die oben eingeführte Idee einer Modellierung von Komponenten mit Konnektoren als Schnittstelle, wobei das Verhalten der Komponenten mit Blöcken auf Basis hybrider Automaten beschrieben wird, wird am Beispiel des Strömungswiderstands in Abbildung 36 dargestellt.

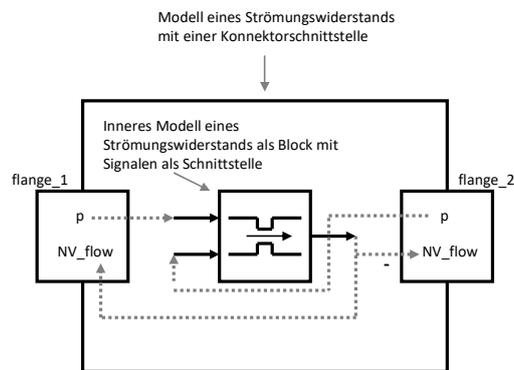


Abbildung 36: Schnittstelle und innerer Aufbau des konnektorbasierten Modells eines Strömungswiderstands

Das konnektorbasierte Modell eines Strömungswiderstands besitzt 2 Konnektoren flange_1 und flange_2. Der Druck p der beiden Konnektoren flange_1 und flange_2 dient direkt als Wert für die Eingangsgrößen p_1 und p_2 des Blocks des Strömungswiderstands. Die Ausgangsgröße NV_flow des Blocks (Volumenstrom durch den Strömungswiderstand) wird mit positivem Vorzeichen auf den Volumenstrom des linken Konnektors flange_1 übertragen (Volumenstrom in den Strömungswiderstand), wo hingegen der gleiche Wert, aber mit negativem Vorzeichen, auf den Volumenstrom des rechten Konnektors flange_2 übertragen wird (Volumenstrom aus dem Strömungswiderstand). Diese Verwendung von positivem und negativem Vorzeichen des Volumenstroms für die Übertragung des Werts auf den linken bzw. rechten Konnektor ergibt sich aus der Festlegung im Block des Strömungswiderstands, dass eine positive Differenz zwischen p_1 und p_2 für einen positiven Wert des Volumenstroms NV_flow sorgt und damit der Volumenstrom von links nach rechts durch den Strömungswiderstand strömt.

Der Vollständigkeit halber zeigen die folgenden Abbildungen die Schnittstellen und den inneren Aufbau der konnektorbasierten Modelle des Kompressors, des Druckluftspeichers und des Druckluftverbrauchs.

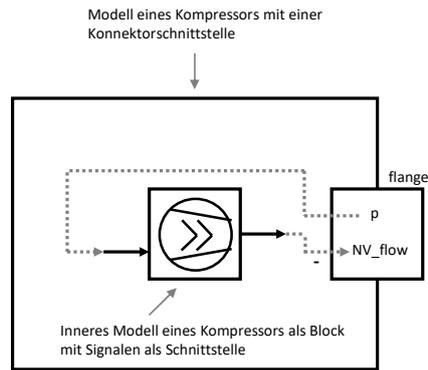


Abbildung 37: Schnittstelle und innerer Aufbau des konektorbasierten Modells eines Kompressors.

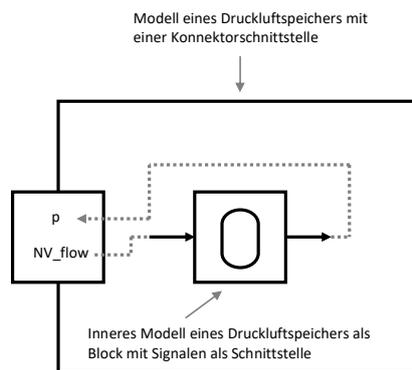


Abbildung 38: Schnittstelle und innerer Aufbau des konektorbasierten Modells eines Druckluftspeichers.

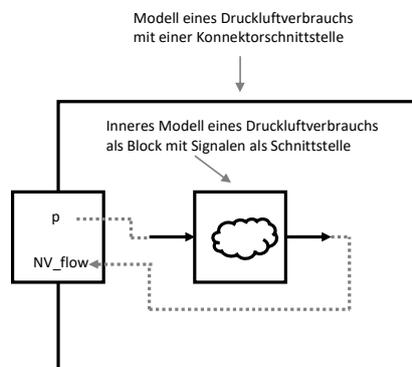


Abbildung 39: Schnittstelle und innerer Aufbau des konektorbasierten Modells eines Druckluftverbrauchs.

3.9.3 Verbindungsgruppen

In 3.9.1 wurden Konnektoren eingeführt und gezeigt, wie man zwei Komponenten über Konnektoren miteinander verbinden kann. Ein einfaches Druckluftsystem, wie bereits in Abbildung 31 vorgestellt, lässt sich damit wie in Abbildung 40 dargestellt modellieren.

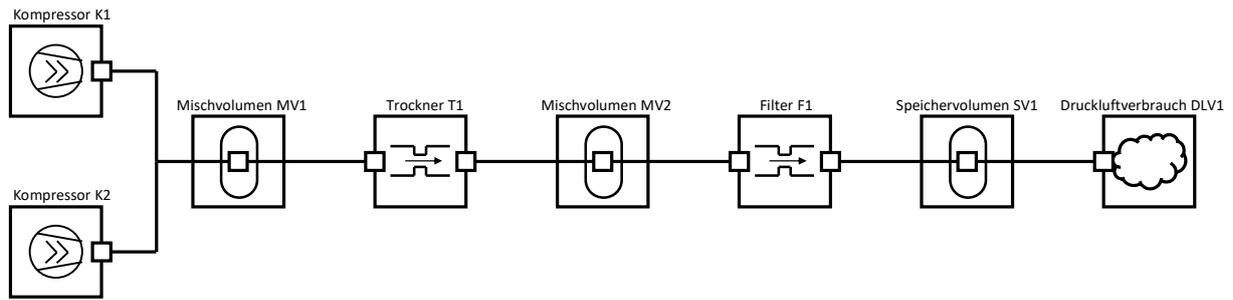


Abbildung 40: Konnektorbasierte Modellierung des trivialen Druckluftsystems aus Abbildung 31.

Wie man erkennt, sind die Topologien des zu modellierenden Druckluftsystems und des konnektorbasierten Modells des Druckluftsystems identisch. Wie später auch an komplexeren Beispielen gezeigt wird, ist dies ein wesentliches Merkmal der konnektorbasierten Modellierung. Allerdings fällt bei näherer Betrachtung dieses einfachen Modells auf, dass sich mehrere Verbindungen Konnektoren teilen, was dazu führt, dass mehrere gekoppelte Gleichungssysteme entstehen. Dieser Sachverhalt wird in Abbildung 41 verdeutlicht.

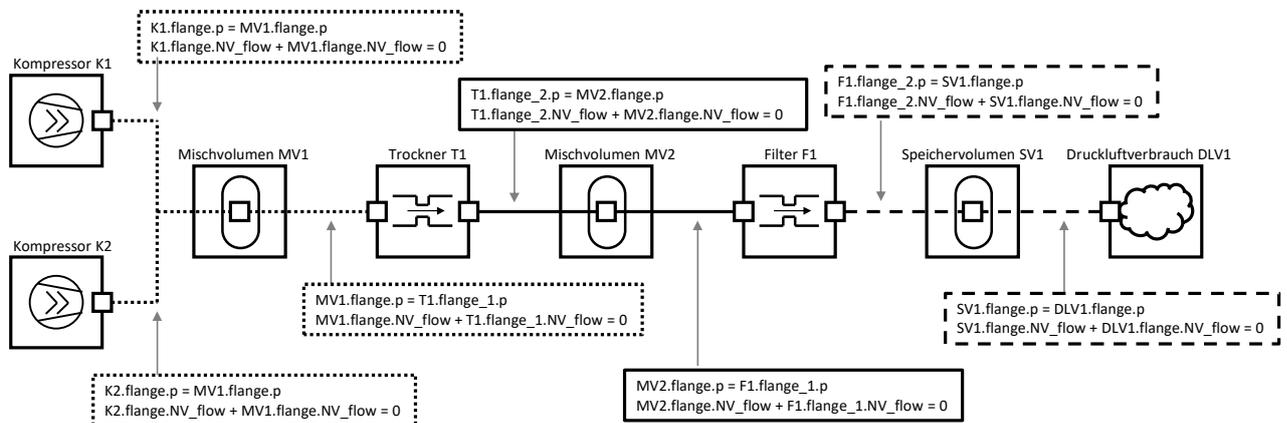


Abbildung 41: Entstehung dreier gekoppelter Gruppen von Gleichungssystemen durch das Teilen von Konnektoren zwischen Verbindungen.

In Abbildung 41 gibt es folgende Verbindungen

- K1.flange zu MV1.flange
- K2.flange zu MV1.flange
- MV1.flange zu T1.flange_1
- T1.flange_2 zu MV2.flange
- MV2.flange zu F1.flange_1
- F1.flange_2 zu SV1.flange
- SV1.flange zu DLV1.flange

mit jeweils einem Gleichungssystem pro Verbindung, wobei einige Gleichungssysteme miteinander gekoppelt sind. Gekoppelt heißt hier, dass sich die Gleichungssysteme Variablen teilen. Für das Zusammenführen der gekoppelten Gleichungssysteme werden alle Verbindungen zu einer Gruppe zusammengefasst, die sich implizit Konnektoren teilen. Implizit heißt, dass eine Verbindung zwischen zwei Konnektoren als transitive Relation zwischen den Konnektoren aufzufassen ist. Damit ergibt sich mit den Verbindungen aus der obigen Liste, dass T1.flange_1 mit K1.flange verbunden ist, denn

K1.flange ist mit MV1.flange verbunden und MV1.flange ist mit T1.flange_1 verbunden. Somit werden die Verbindungen

- K1.flange zu MV1.flange
- K2.flange zu MV1.flange
- MV1.flange zu T1.flange_1

zu einer Gruppe zusammengefasst. Eine solche Gruppe heißt Verbindungsgruppe. Diese konkrete Verbindungsgruppe besteht aus 3 Verbindungen und 4 beteiligten unterschiedlichen Konnektoren (K1.flange, MV1.flange, K2.flange und T1.flange_1). Generell gilt, dass in einer Verbindungsgruppe mit N Verbindungen immer N+1 unterschiedliche Konnektoren aufgeführt sind.

Die Eigenschaft einer transitiven Relation einer Verbindung zwischen zwei Konnektoren gilt jedoch nur, wenn die implizite Verbindung nicht durch eine Komponente unterbrochen wird. Daher gehört die Verbindung T1.flange_2 zu MV2.flange nicht zu dieser Verbindungsgruppe, denn die Komponente T1 unterbricht die implizite Verbindung. Diese Unterbrechung sorgt dafür, dass unzulässige implizite Verbindungen verhindert werden. Andernfalls würden beispielsweise die Potentiale der Konnektoren T1.flange_1 und T1.flange_2 gleichgesetzt und damit der Effekt des Differenzdrucks über dem Trockner T1 im Modell eliminiert.

Die Eigenschaft der Unterbrechung einer impliziten Verbindung durch eine Komponente ist auch der Grund dafür, warum das Mischvolumen bzw. der Druckluftspeicher als Komponenten mit nur einem Konnektor modelliert sind. Würde man das Mischvolumen bzw. den Druckluftspeicher mit mehr als einem Konnektor modellieren, würden diese Komponenten implizite Verbindungen unterbrechen und die Anzahl an Verbindungsgruppen erhöhen, obwohl aus Sicht der Modellierung das gleiche Verhalten wie ohne Unterbrechung erwartet wird. In Vorgriff auf Kapitel 4 kann dazu folgendes gesagt werden:

- Die zusätzlichen Verbindungsgruppen führen zu einem erhöhten Berechnungsaufwand.
- Schlimmer wiegt jedoch, dass das Berechnungsergebnis verändert wird, denn die Bilanzierung der Flussgrößen geschieht nun in getrennten Verbindungsgruppen, was zu einem um einen Integrationszyklus verzögertem Ausgleich der Flussgrößen der betroffenen Verbindungsgruppen führt. Ggf. sind numerische Instabilitäten die Folge, falls die Integrationsschrittweite nicht ausreichend klein gewählt wird.

Mit der Modellierung von Mischvolumen und Druckluftspeicher werden diese Probleme vermieden.

Im Beispiel aus Abbildung 41 ergeben sich insgesamt drei Verbindungsgruppen, die durch unterschiedliche Strichelungen in den Verbindungen und den zugehörigen Gleichungssystemen der einzelnen Verbindungen gekennzeichnet sind. Die sich durch Zusammenfassung ergebenden drei Gleichungssysteme der Verbindungsgruppen sind in Abbildung 42 dargestellt.

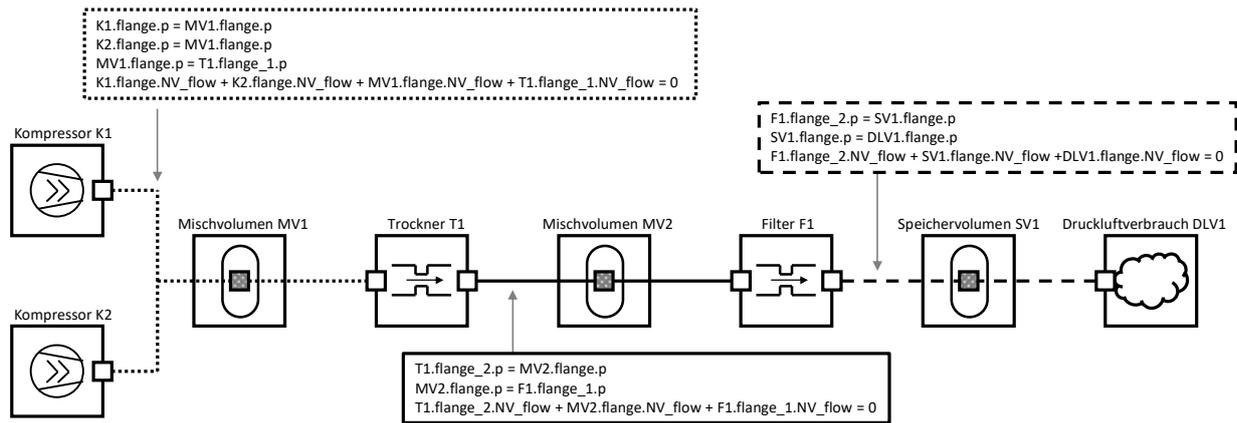


Abbildung 42: Sich ergebende Gleichungssysteme durch Zusammenfassung der Teilgleichungssysteme.

Zu beachten ist, dass sich die Gleichungssysteme der Verbindungsgruppen aus Abbildung 42 nicht einfach durch Zusammenfassung im Sinne einer Addition der zugehörigen Teilgleichungssysteme aus Abbildung 41 ergeben. Denn für die Größen in den Konnektoren einer Verbindungsgruppe muss das in Kapitel 3.9.1 Gesagte übertragen werden:

- die Potenzialgrößen aller Konnektoren einer Verbindungsgruppe werden gleichgesetzt und
- die Flussgrößen aller Konnektoren einer Verbindungsgruppe summieren sich zu 0 auf (Bilanzierung).

Die Herleitung des Gleichungssystems der Verbindungsgruppe erfolgt also dadurch, dass

- für jede Verbindung in einer Verbindungsgruppe eine Gleichung für das Gleichsetzen der Potentiale der Konnektoren und
- eine Summengleichung mit der Flussgröße eines jeden Konnektors als Summand

erstellt werden. Damit besteht das hergeleitete Gleichungssystem einer Verbindungsgruppe mit N Verbindungen aus

- N Gleichungen zum Gleichsetzen der Potentiale der N+1 Konnektoren und
- 1 Summengleichung mit N+1 Summanden für die Bilanzierung der Flussgrößen der N+1 Konnektoren.

Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 43 zwei falsche Vorgehensweisen (links) und die eine korrekte Vorgehensweise (rechts) für die Erstellung des Gleichungssystems der Verbindungsgruppe am Beispiel der Verbindungsgruppe des Konnektors MV2.flange aus Abbildung 41.

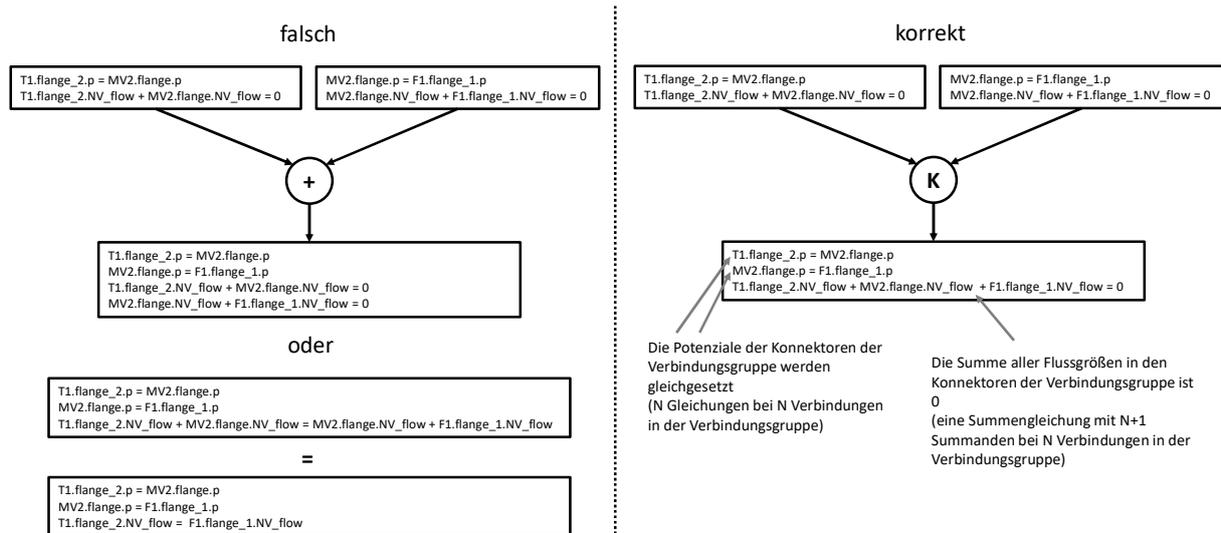


Abbildung 43: Verdeutlichung der Aufstellung des Gleichungssystems der Verbindungsgruppe.

Bei Verwendung der beiden dargestellten falschen Vorgehensweisen (links) wird der Effekt des Mischvolumens MV2 aus dem Gleichungssystem eliminiert. Nur bei der korrekten Vorgehensweise (rechts) bleibt das Mischvolumen MV2 effektiv vorhanden.

Aufgrund der Modellierung des internen Verhaltens der Komponenten mit Konnektorschnittstellen auf Basis von Signalen (Eingänge und Ausgänge der hybriden Automaten) muss eine weitere Tatsache Berücksichtigung finden: Jeder Konnektor einer Komponente tritt genau in einer von zwei Rollen auf. Ein Konnektor ist

- entweder eine Quelle für den Wert eines Potentials (d.h. der Wert des Potentials entsteht im hybriden Automaten der Komponente) und gleichzeitig eine Senke für eine Flussgröße (d.h. der Wert des Potentials entsteht außerhalb der Komponente)
- oder eine Quelle für den Wert einer Flussgröße (d.h. der Wert der Flussgröße entsteht im hybriden Automaten der Komponente) und gleichzeitig eine Senke für eine Potenzialgröße (d.h. der Wert der Flussgröße entsteht außerhalb der Komponente)

Den unterschiedlichen Rollen der Konnektoren wird in Abbildung 42 dadurch Rechnung getragen, dass Konnektoren, die eine Quelle für ein Potential darstellen, eine graue Schraffur erhalten, während Konnektoren, die eine Quelle für einen Fluss darstellen, eine weiße Füllung besitzen. Wie man erkennt, besitzt jede Verbindungsgruppe genau einen Konnektor, der das Potential definiert und einen oder mehrere Konnektoren, die Flüsse definieren. Dies ist eine generelle Eigenschaft der hier vorgestellten Modellierung und nicht nur bei diesem Beispiel so. Ursache für diesen Effekt ist, dass nur ein Konnektor das Potential festlegen kann, welches auf alle anderen Konnektoren übertragen wird, während wiederum nur ein Konnektor als Freiheitsgrad für den aufsummierten Fluss dienen kann, den alle anderen Konnektoren auf die Verbindungsgruppe aufprägen. Wäre dies nicht der Fall, wäre das Gleichungssystem, welches durch die Vereinigung der Teilsystemgleichungen der Verbindungsgruppe entsteht, entweder überbestimmt oder unterbestimmt. Diese Tatsache werden wir uns in Kapitel 4 zunutze machen.

3.10 Realisierung in Modelica

Eine direkte Umsetzung der in Unterkapitel 3.9 vorgestellten komponentenbasierten Modellierung von Druckluftstationen mit Verbindung der Komponenten über Konnektoren ist in einer speziellen Modellierungssprache wie Modelica prinzipiell kein Problem (siehe z.B. [Kon16]).

- In Modelica können die Differenzialgleichungen der hybriden Automaten direkt umgesetzt werden, da Modelica hierfür das Sprachkonstrukt „der“ vorsieht (derivative, zeitliche Ableitung einer Zustandsgröße).
- Die durch die Verbindungsgruppen entstehenden Gleichungssysteme werden automatisch in eine explizite Form gebracht oder bei der Simulation der Modelle numerisch gelöst.
- Softwareumgebungen aus dem Modelica-Umfeld bringen robuste Verfahren zur numerischen Lösung der Differenzialgleichungssysteme bei Ausführung einer Simulation mit.

Problematisch an einer direkten Umsetzung in Modelica ist, dass man für die Modellierung und Simulation spezielle Werkzeugketten benötigt, welche die komponentenbasierten Modelle von Druckluftstationen vor der Simulation in einem mehrstufigen Übersetzungsprozess in ein ausführbares Programm umwandeln [Ake09]. So benötigt man einen Modelica-Compiler, um aus dem Modelica-Code C-Code zu erstellen. Für die Umwandlung des C-Codes in ein ausführbares Programm benötigt man wiederum einen C-Compiler. Die für den robusten Einsatz in industriellen Umgebungen notwendigen Modelica- und C-Compiler sind mit hohen Lizenzkosten verbunden. Außerdem benötigt der mehrstufige Übersetzungsprozess Zeit, was für manche Anwendungsfälle ein Ausschlusskriterium ist. Daher wird im folgenden Kapitel 4 eine Vorgehensweise vorgeschlagen, die eine Umsetzung in einer klassischen Programmiersprache erlaubt und damit Probleme einer speziell notwendigen Werkzeugkette umgeht.

4 Komponentenbasierte Modellierung von Druckluftstationen in klassischen Programmiersprachen

4.1 Herausforderungen bei der Umsetzung in klassischen Programmiersprachen

Die in Kapitel 3.9 vorgestellte konektorbasierte Modellierung lässt sich in klassischen Programmiersprachen nicht direkt umsetzen. Der Grund besteht darin, dass die hybriden Automaten und Verbindungsgruppen Differenzialgleichungen und algebraische Gleichungen enthalten. In klassischen Programmiersprachen wie C, C++, Java oder Julia gibt es hierfür keine Sprachkonstrukte, um diese zu kodieren. Vor einer Umsetzung in einer klassischen Programmiersprache müssen die Differenzialgleichungen und Gleichungen so transformiert werden, dass eine Umsetzung möglich ist. Hierfür wird vorgeschlagen, die hybriden Automaten so umzubauen, dass aus den Differenzialgleichungen Differenzgleichungen in expliziter Form entstehen. Auch die Gleichungssysteme der in 3.9.3 beschriebenen Verbindungsgruppen werden so umgewandelt, dass aus den Gleichungen Anweisungen für Wertzuweisungen werden. Die hierfür notwendigen Schritte werden in den folgenden Unterkapiteln gezeigt.

4.2 Grundlegende Idee der Umsetzung in einer klassischen Programmiersprache

Die in Kapitel 3.9 eingeführte Vorgehensweise zur komponentenbasierten Modellierung unter Verwendung von Konnektoren für Verbindungen zwischen den Komponenten soll bei der Implementierung in klassischen Programmiersprachen übernommen werden. Hieraus folgt:

1. Das interne Verhalten von Komponenten soll durch hybride Automaten mit einer Schnittstelle auf Basis von Signalen beschrieben werden.
2. Der hybride Automat einer Komponente wird über seine Eingangs- und Ausgangsgrößen mit den Potenzial- und Flussgrößen an den Konnektoren verknüpft.
3. Verbindungen zwischen den Komponenten werden durch Verbindungen zwischen Konnektoren von Komponenten beschrieben.
4. Verbindungen, die sich Konnektoren teilen, werden in einer Verbindungsgruppe zusammengefasst.

4.2.1 Hybride Automaten mit Differenzgleichungen in expliziter Form

Abbildung 44 zeigt den hybriden Automaten eines Kompressors, bei dem die Differenzialgleichungen durch Differenzgleichungen in expliziter Form ersetzt wurden.

Funktionen:

$$P_LOAD(p) = P_LOAD_ref * (1 + r_P * (p - p_ref))$$

$$NV_flow_LOAD(p) = NV_flow_LOAD_ref * (1 + r_NV_flow * (p - p_ref))$$

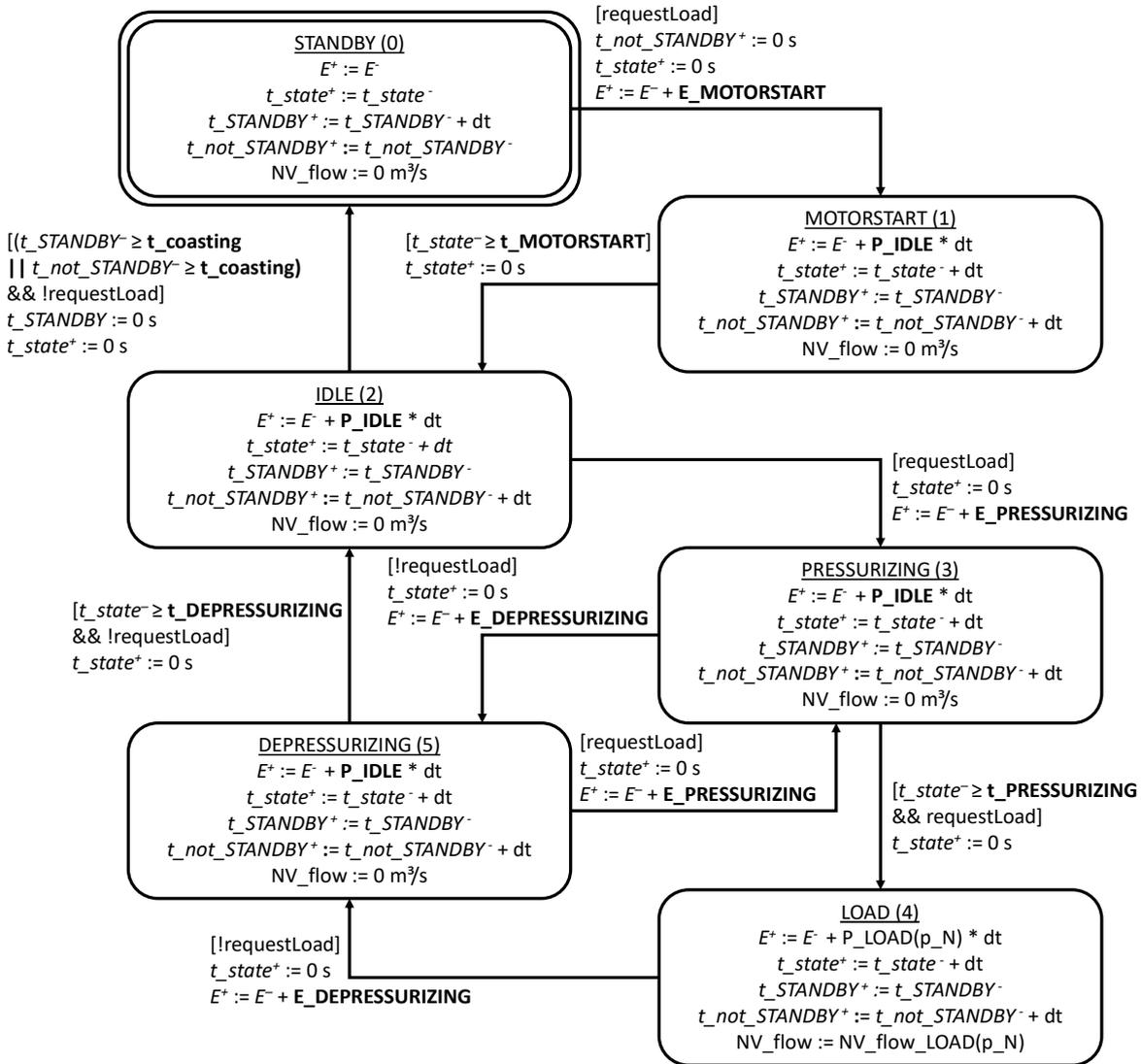


Abbildung 44: Hybrider Automat eines Kompressors mit Differenzgleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 22 abgeleitet wurde.

Jede Differenzgleichung in expliziter Form stellt die Implementierung eines Integrationsschritts über der Zeit dar. Für die Umformung einer Differenzgleichung in eine Differenzgleichung in expliziter Form wird jede Zustandsgröße durch eine Variable für den alten Wert der Zustandsgröße (angehängtes Plus⁺) und eine Variable für den neuen Wert der Zustandsgröße (angehängtes Minus⁻) abgebildet. Der grundlegende Aufbau der Differenzgleichung ist dabei wie folgt:

$$\langle\langle \text{Zustandsgröße} \rangle\rangle^+ := \langle\langle \text{Zustandsgröße} \rangle\rangle^- + \langle\langle \text{Term für die Ableitung der Zustandsgröße} \rangle\rangle * dt$$

Der neue Wert der Zustandsgröße ergibt sich aus dem alten Wert der Zustandsgröße plus die Änderungsgeschwindigkeit der Zustandsgröße (Ableitung der Zustandsgröße nach der Zeit) multipliziert mit der Integrationsschrittweite dt. Wie man hier sieht, wird als Integrationsverfahren ein expliziter Euler verwendet [Cel06]. Hierfür gibt es zwei Gründe:

1. Das Integrationsverfahren „expliziter Euler“ ist besonders einfach umzusetzen.

- Das Integrationsverfahren arbeitet mit konstanter Schrittweite und funktioniert ohne Iteration. Damit ist es echtzeitfähig, was eine wichtige Voraussetzung für die Anwendung der hier beschriebenen Modelle für die Steuerung von Druckluftstationen ist (siehe Kapitel 6).

Auf die Beschreibung der Transformation jeder einzelnen Differenzialgleichung in eine Differenzengleichung in expliziter Form wird an dieser Stelle verzichtet. Die Anwendung der Transformation wird nur am folgenden Beispiel des Verhaltens der aufgenommenen elektrischen Energie im Betriebszustand LOAD erläutert. Im ursprünglichen Modell wird das Verhalten durch die Differenzialgleichung

$$dE/dt = P_LOAD(p_N)$$

beschrieben. Das heißt: Die elektrische Energieaufnahme entspricht der Lastlaufleistung bei gegebenem Druck p_N am Austritt des Kompressors.

Die Differenzengleichung

$$E^+ := E^- + P_LOAD(p_N) * dt$$

besagt, dass der neue Wert der elektrischen Energie sich aus dem alten Wert der elektrischen Energie durch Addition der Lastlaufleistung bei gegebenem Druck p_N am Austritt des Kompressors multipliziert mit der Integrationsschrittweite dt ergibt. Diese Differenzgleichung besagt also, dass für die Zeitspanne, die der Integrationsschritt abdeckt, die Lastlaufleistung konstant ist.

Der Vollständigkeit halber werden die hybriden Automaten mit Differenzengleichung in expliziter Form der Komponenten Druckluftspeicher und Druckluftverbrauch wiedergegeben.

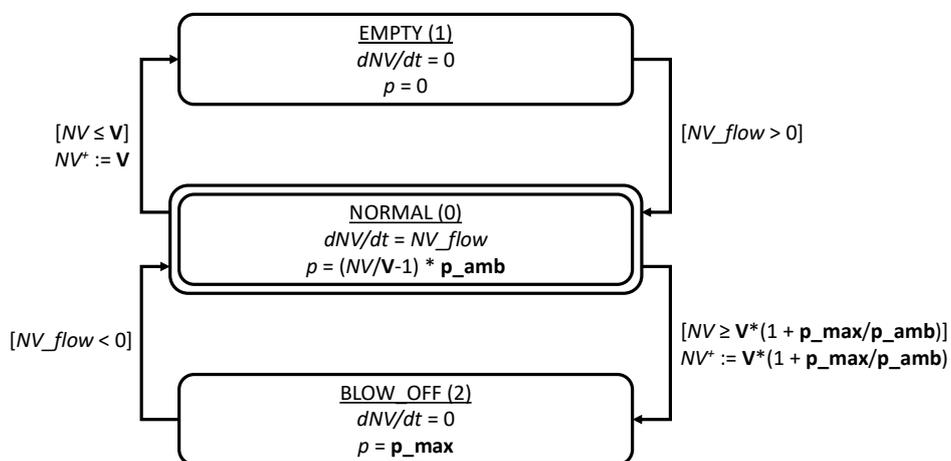


Abbildung 45: Hybrider Automat eines Druckluftspeichers mit Differenzengleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 26 abgeleitet wurde.

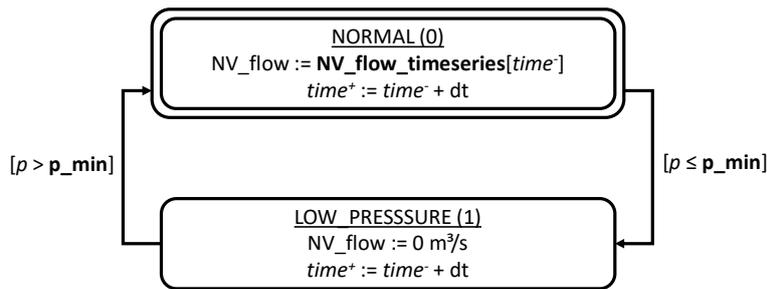


Abbildung 46: Hybrider Automat eines Druckluftverbrauchs mit Differenzgleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 28 abgeleitet wurde.

Da der Strömungswiderstand keine Zustandsgröße besitzt, wird auf die Darstellung dieses hybriden Automaten an dieser Stelle verzichtet, da der hybride Automat zum hybriden Automaten in Abbildung 24 identisch ist.

4.2.2 Schnittstelle mit Signalen

- Die Einbettung des hybriden Automaten in eine Komponente mit einer Schnittstelle auf Basis von Signalen bleibt identisch.
- Die Einbettung der Komponente mit einer Schnittstelle auf Basis von Signalen in eine Komponente mit konektorbasierter Schnittstelle bleibt identisch.
- Die Modellierung von Verbindungen zwischen Konnektoren bleibt identisch.

4.2.3 Verwaltung und Auswertung von Konnektorgruppen

Wie in Abbildung 42 gezeigt, erzeugen Verbindungsgruppen Gleichungssysteme, an denen Variablen von Konnektoren mehrerer Komponenten beteiligt sind. In klassischen Programmiersprachen stellt das direkte Aufstellen und Lösen dieser Gleichungssysteme eine Herausforderung dar, da eine klassische Programmiersprache direkt keine Werkzeuge zur Lösung dieser Gleichungssysteme bereitstellt. Im Rahmen dieser Arbeit wurde daher eine Vorgehensweise entwickelt, welche die Verbindungsgruppen so verwaltet und auswertet, dass implizit das Gleichungssystem gelöst wird, ohne die Gleichungen bzw. Gleichungssysteme explizit aufstellen zu müssen. Diese Vorgehensweise wird im Folgenden beschrieben:

- Verbindungen mit klassifizierten Konnektoren
- Erkennung der Verbindungsgruppen
- Verteilung der Potenzialgröße innerhalb der Verbindungsgruppe
- Zuweisung der Flussgröße innerhalb der Verbindungsgruppe

4.2.3.1 Verbindungen mit klassifizierten Konnektoren

Wie in 3.9.3 in Aussicht gestellt, machen wir uns bei der Umsetzung der Modellierung in einer klassischen Programmiersprache zunutze, dass Konnektoren in eine der beiden Klassen Potenzialquelle oder Flussquelle eingeteilt werden können. Ob ein Konnektor zu der einen oder der anderen Klasse gehört, wird durch die Komponente festgelegt, welche den Konnektor besitzt.

- Der eine Konnektor flange am Kompressor ist eine Flussquelle.
- Der eine Konnektor flange am Speichervolumen ist eine Potenzialquelle.
- Die beiden Konnektoren flange_1 und flange_2 am Strömungswiderstand sind Flussquellen.

- Der eine Konnektor flange am Druckluftverbrauch ist eine Flussquelle.

Per Konvention wird festgelegt, dass eine Verbindung zwischen Konnektoren immer nur zwischen einer Potenzialquelle und einer Flussquelle erfolgen kann. Auf den ersten Blick wirkt das wie eine Einschränkung bei der Modellierung, de facto ist es das aber nicht, wie das Beispiel in Abbildung 47 zeigt.

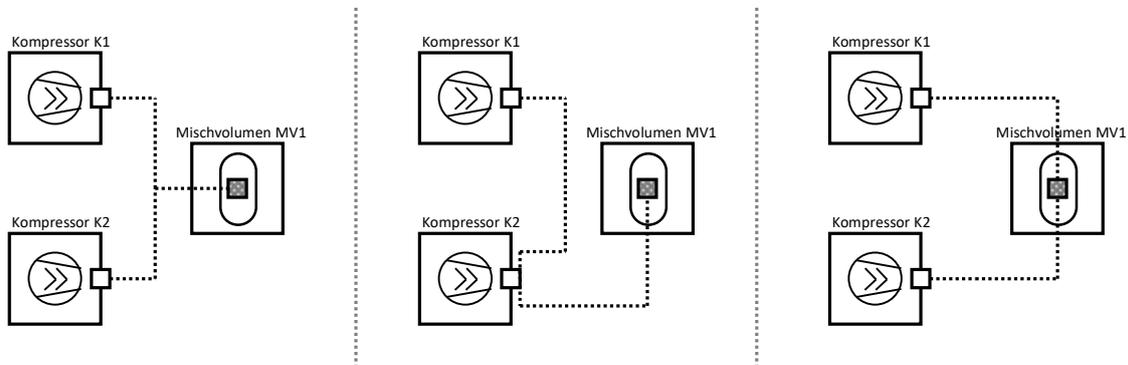


Abbildung 47: Drei Modellierung eines Druckluftsystems mit 2 Kompressoren und einem Mischvolumen.

In der Abbildung sieht man drei verschiedene Modellierungen eines Druckluftsystems bestehend aus 2 Kompressoren und einem Mischvolumen MV1. Die Modellierung links zeigt, dass die Druckluft aus den Kompressoren K1 und K2 zusammengeführt wird, bevor sie in den Druckluftspeicher strömt. Dies stellt die intuitive Modellierung der Verbindungen durch Druckluftexperten dar. Hier ist allerdings unklar, welche Konnektoren paarweise miteinander verbunden sind.

- Variante 1: K1.flange ist mit K2.flange verbunden; K1.flange ist mit MV1.flange verbunden.
- Variante 2: K1.flange ist mit K2.flange verbunden; K2.flange ist mit MV1.flange verbunden.
- Variante 3: K1.flange ist mit MV1.flange verbunden; K2.flange ist mit MV1.flange verbunden.

Die Modellierung in der Mitte legt nahe, dass die Druckluft aus Kompressor K1 an den Austritt von Kompressor K2 strömt, um dann vereinigt in das Mischvolumen MV1 zu strömen. Also ist K1.flange mit K2.flange verbunden und K2.flange mit MV1.flange (entspricht Variante 2).

Die Modellierung rechts zeigt, dass die Druckluft der Kompressoren K1 und K2 getrennt in das Mischvolumen MV1 strömen. Hier ist also K1.flange mit MV1.flange verbunden und K2.flange mit MV1.flange (entspricht Variante 3).

Insgesamt kann man aus den drei Modellierungen also drei Varianten für Verbindungen herauslesen, wobei sich die Varianten in den Modellierungen überschneiden. De facto sind alle drei Varianten in ihrer Semantik gleich. Denn in allen Varianten gehören die Konnektoren zu der gleichen Verbindungsgruppe (da sich die zugehörigen Verbindungen Konnektoren teilen). Damit werden die Potenziale in den Konnektoren der Verbindungsgruppe gleichgesetzt und die Flussgrößen der Konnektoren summieren sich zu 0 auf. Da Variante 3

1. die oben genannte Bedingung erfüllt, dass Verbindungen immer nur zwischen zwei Konnektoren unterschiedlicher Klassifizierung zulässig sind (also ein Konnektor ist eine Potenzialquelle und ein Konnektor ist eine Flussquelle), und
2. die Variante 3 semantisch identisch zu den Varianten 1 und 2 ist,

können wir im Weiteren davon ausgehen, dass eine Verbindungsgruppe immer nur genau einen Konnektor der Klasse Potenzialquelle und einen oder mehrere Konnektoren der Klasse Flussquelle besitzt. Sicherstellen lässt sich dies, indem man vom Modellierer explizit verlangt, dass er nur Verbindungen zwischen einer Potenzialquelle und einer Flussquelle zieht (Einschränkung des Komforts für den Modellierer bei der Modellierung) oder indem man vor der Auswertung eines Modells die Verbindungen innerhalb einer Verbindungsgruppe automatisch so umbaut, dass die semantisch äquivalente Variante der Verbindungen entsteht, welche nur Verbindungen zwischen einer Potenzialquelle und einer Flussquelle enthält.

Eine Verbindungsgruppe lässt sich damit durch einen Konnektor der Klasse Potenzialquelle `pot_conn` und eine Liste von Konnektoren der Klasse Flussquelle `flow_conns` modellieren. Die Lösung des Gleichungssystems der Verbindungsgruppe lässt sich damit durch den Algorithmus in Abbildung 48 realisieren.

```

for each connector in flow_conns do
    connector.p := pot_conn.p
end

NV_flow_imbalance := 0
for each connector in flow_conns do
    NV_flow_imbalance := NV_flow_imbalance + connector.NV_flow
end

pot_conn.NV_flow := -NV_flow_imbalance

```

Abbildung 48: Algorithmus zur Lösung des Gleichungssystems einer Verbindungsgruppe.

Die Verteilung des Potentials innerhalb der Verbindungsgruppe erfolgt, indem man den Wert des Drucks `p` aus der Potenzialquelle auf den Druck `p` jeder Flussquelle kopiert. Die Werte der Volumenströme `NV_flow` der Flussquellen werden in der Variablen `NV_flow_imbalance` aufsummiert und mit negativem Vorzeichen auf den Volumenstrom der Potenzialquelle kopiert. Somit ist das Gleichungssystem gelöst, ohne es explizit aufzustellen.

4.3 Interaktion und Synchronisation der hybriden Automaten über Verbindungsgruppen

Das Verhalten der Druckluftstation ergibt sich aus der Interaktion der hybriden Automaten der einzelnen Komponenten. Die Interaktion wird über die Verbindungsgruppen realisiert. Für die Auswertung der hybriden Automaten und deren Interaktion untereinander besteht jedoch das Problem, dass gemäß Modellierung die hybriden Automaten der Komponenten zeitgleich ablaufen, während die Implementierung im Computer eine sequenzielle Abarbeitung aufzwingt. Zusätzlich ist zu beachten, dass die Ausgangsgrößen eines hybriden Automaten Eingangsgrößen an anderen hybriden Automaten darstellen können. Damit entsteht bei der Modellierung implizit eine Kausalitätskette, die im allgemeinen Fall in einem zirkulären Schluss mündet. Das heißt über eine Verkettung von Verbindungen zwischen Komponenten wirkt der Ausgang des hybriden Automaten einer Komponente auf einen Eingang des hybriden Automaten derselben Komponente. In Abbildung 49 wird eine Schrittfolge für hybride Automaten und Verbindungsgruppen vorgestellt, welche oben genannte Probleme löst.

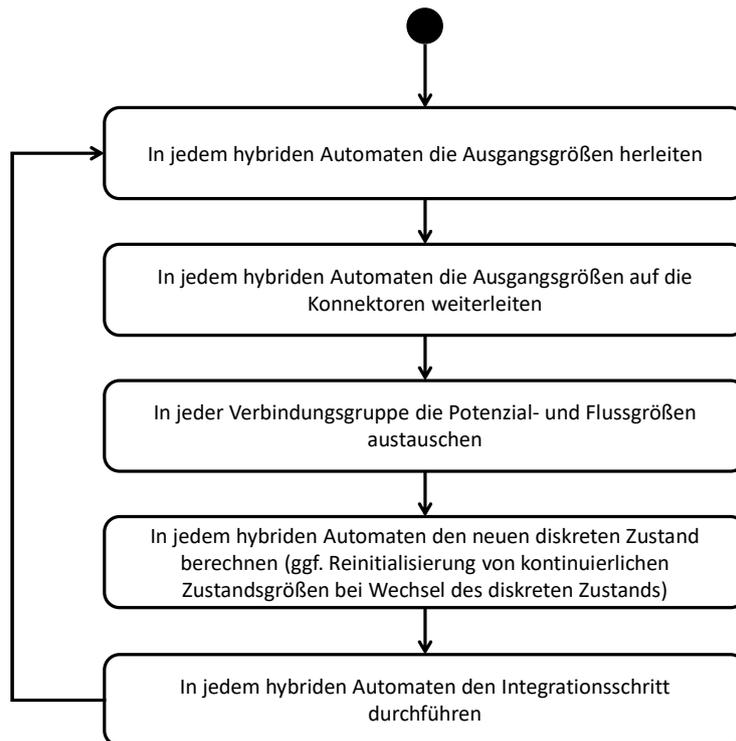


Abbildung 49: Schrittfolge zur Auswertung von hybriden Automaten und Verbindungsgruppen.

Ausgangspunkt der Schrittfolge ist ein stabiler Zustand der einzelnen hybriden Automaten. Das heißt bei jedem hybriden Automaten sind die aktuellen Werte der Zustandsgrößen (diskrete und kontinuierliche) bekannt. Danach laufen zyklisch folgende Schritte ab:

1. Für jeden hybriden Automaten werden aus dem aktuellen Zustand seine Ausgangsgrößen hergeleitet.
2. Die Ausgangsgrößen der einzelnen hybriden Automaten werden auf die Variablen der Konnektoren der Komponente des hybriden Automaten weitergeleitet.
3. Über die Verbindungsgruppen werden gemäß dem Algorithmus aus Abbildung 48 die Potenzialgrößen und Flussgrößen zwischen den Komponenten ausgetauscht.
4. Die Eingangsgrößen der einzelnen hybriden Automaten werden aus den Variablen der Konnektoren der Komponente des jeweiligen hybriden Automaten ausgelesen.
5. Anhand des aktuellen Zustands des jeweiligen hybriden Automaten und seiner Eingangsgrößen wird der neue diskrete Zustand des jeweiligen hybriden Automaten ermittelt. Findet ein Wechsel des diskreten Zustands statt, können optional Reinitialisierungen von kontinuierlichen Zustandsgrößen erfolgen.
6. Anhand des aktuellen Zustands des jeweiligen hybriden Automaten und seiner Eingangsgrößen wird anhand der Durchführung des Integrationsschritts der neue kontinuierliche Zustand des jeweiligen hybriden Automaten ermittelt.

Anhand des Druckluftsystems aus Abbildung 47 wird die Wirkungsweise des Ablaufs exemplarisch in Abbildung 50 verdeutlicht.

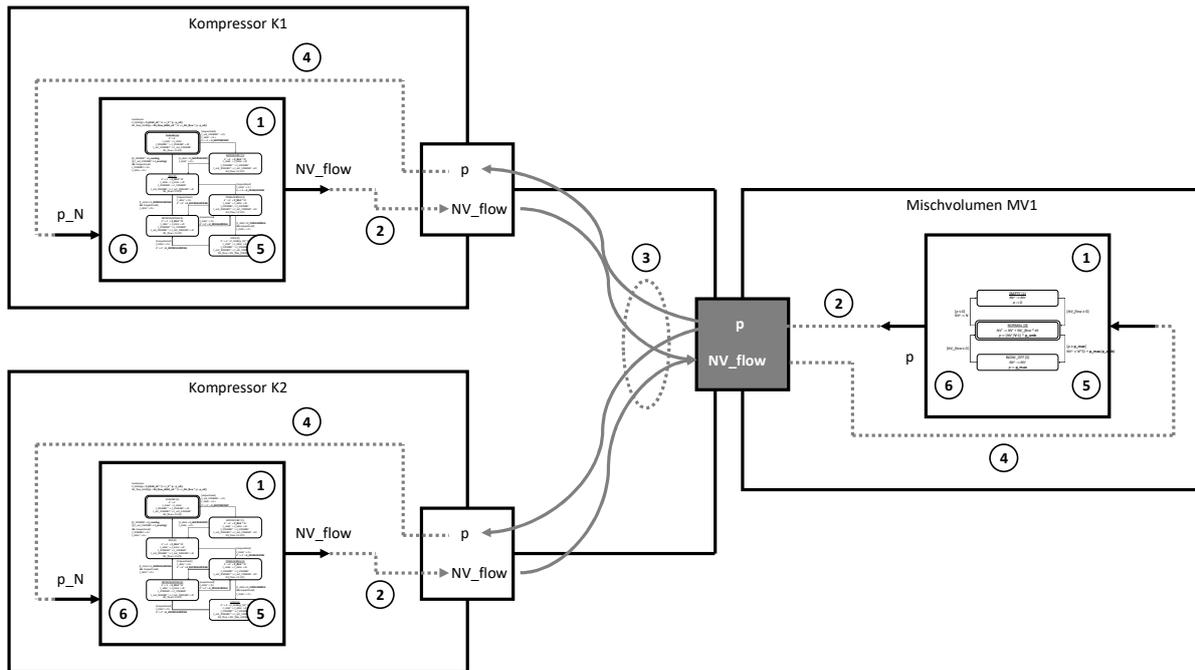


Abbildung 50: Exemplarische Verdeutlichung der Abarbeitung und Interaktion hybrider Automaten

4.4 Beispielhafte Realisierung in Julia

Eine Realisierung der in den vorangegangenen Unterkapiteln vorgestellten Vorgehensweise zur komponentenbasierten Modellierung von Druckluftstationen in klassischen Programmiersprachen wird im Folgenden beispielhaft an der Programmiersprache Julia erläutert. Julia wurde gewählt, da Julia

- speziell für wissenschaftliche Berechnungen mit dem Bedarf für eine hohe Ausführungsgeschwindigkeit entwickelt wurde,
- für sehr viele Zielplattformen verfügbar ist (neben x86 auch für die in Embedded-Systemen häufig eingesetzte arm64-Architektur),
- als Open Source-Software ohne Lizenzkosten verwendet werden darf und
- keine schwergewichtige Tool-Chain für das Ausführen von Julia-Programmen notwendig ist (es reicht der Julia-Interpreter, welcher den Julia-Code just-in-time in Maschinencode der Zielplattform übersetzt)

Für jede Art von Komponente wird eine Datenstruktur angelegt, welche die Eingangsgrößen, Zustandsgrößen, Ausgangsgrößen und die Konnektoren speichert. Die Datenstruktur für ein Speichervolumen ist in Abbildung 51 dargestellt.

```

mutable struct StorageVolume
    # connectors
    flange::Flange

    # parameters
    p_amb::Float32
    p_max::Float32
    V::Float32

    # discrete state
    state::Float32

    # input variables
    MW_flow::Float32

    # continuous states
    MW::Float32

    # output variables
    p::Float32
end

```

Abbildung 51: Datenstruktur eines Speichervolumens in Julia.

Für die Abarbeitung des Verhaltens einer Komponente muss jede Komponente 5 Funktionen implementieren:

- deriveOutputVariables: Schritt 1 aus Abbildung 50
- exportOutputVariables: Schritt 2 aus Abbildung 50
- importInputVariables: Schritt 4 aus Abbildung 50
- deriveDiscreteState: Schritt 5 aus Abbildung 50
- performIntegrationStep: Schritt 6 aus Abbildung 50

Die Implementierung der 5 Funktionen des Speichervolumens ist in Abbildung 52 dargestellt.

```

function deriveOutputVariables(sv::StorageVolume)
    sv.p = (sv.NV / sv.V - 1) * sv.p_amb
end

function exportOutputVariables(sv::StorageVolume)
    sv.flange.p = sv.p
end

function importInputVariables(sv::StorageVolume)
    sv.NV_flow = -sv.flange.NV_flow
end

function deriveDiscreteState(sv::StorageVolume)
    if sv.state == 0 && sv.NV <= sv.V
        sv.NV = sv.V
        sv.state = 1
    elseif sv.state == 0 && sv.NV >= sv.V*(1 + sv.p_max/sv.p_amb)
        sv.NV = sv.V*(1 + sv.p_max/sv.p_amb)
        sv.state = 2
    elseif sv.state == 1 && sv.NV_flow > 0
        sv.state = 0
    elseif sv.state == 2 && sv.NV_flow < 0
        sv.state = 0
    end
end

function performIntegrationStep(sv::StorageVolume, dt::Float32)
    if sv.state == 0
        sv.NV = sv.NV + sv.flange.NV_flow * dt
    elseif sv.state == 1
        sv.NV = sv.NV
    elseif sv.state == 2
        sv.NV = sv.NV
    end
end

```

Abbildung 52: Implementierung der 5 Funktionen eines Speichervolumens in Julia

Für die Konnektoren wird die Speicherstruktur aus Abbildung 53 verwendet.

```

mutable struct Flange
    # potential variable
    p::Float32

    # flow variable
    NV_flow::Float32
end

```

Abbildung 53: Implementierung der Datenstruktur eines Konnektors in Julia.

Die Realisierung der Verbindungsgruppen erfolgt über die Datenstruktur in Abbildung 54.

```

mutable struct FlangeConnectionGroup
    potentialConnector::Union{Flange,Nothing}
    flowConnectors::Array{Flange}
end

```

Abbildung 54: Implementierung der Datenstruktur einer Verbindungsgruppe in Julia.

Für den Algorithmus zum Austausch der Potenzial- und Flussgrößen die Funktion aus Abbildung 55 verwendet.

```

function exchangeVariables(connectionGroup::FlangeConnectionGroup)
    for flange in connectionGroup.flowConnectors
        flange.p = connectionGroup.potentialConnector.p

    flowSum = 0.0
    for flange in connectionGroup.flowConnectors
        flowSum = flowSum + flange.NV_flow
    end

    connectionGroup.potentialConnector.NV_flow = - flowSum
end

```

Abbildung 55: Implementierung der Funktion zum Austausch von Potenzial- und Flussgrößen in einer Verbindungsgruppe in Julia.

Die Simulation des Verhaltens einer Druckluftstation mit 4 Kompressoren über eine Woche mit einer Simulationsschrittweite von 200 ms dauert mit der Implementierung in Julia auf einem Rechnersystem mit Intel-i7-Prozessor und 8 Kernen ohne Parallelisierung über mehrere Prozessorkerne nur 300 ms. In den 300 ms ist die Erstellung des Simulationsmodells der Druckluftstation auf Basis einer Beschreibung in Form einer JSON-Struktur bereits enthalten. Dies ist im Vergleich zur Durchführung einer solchen Simulation in Modelica sehr schnell. Zwar erreicht ein Simulationsmodell in Modelica vergleichbare oder noch höhere Simulationsgeschwindigkeiten (insbesondere wegen der deutlich ausgefeilteren Integrationsalgorithmen mit variabler Schrittweite). Allerdings steht vor der Ausführung der Simulation ein mehrstufiger Übersetzungsprozess (Modelica-Modell hierarchisch \rightarrow Modelica-Modell flach \rightarrow C \rightarrow ausführbarer Maschinencode der Zielplattform). Dieser mehrstufige Übersetzungsprozess dauert in der Regel mehrere Sekunden und bedeutet insbesondere für die automatisierte on-the-fly-Erstellung von Simulationsmodellen im Rahmen der automatisierten Auslegung von Druckluftstationen eine deutliche Verlangsamung.

4.5 Vorteile der vorgestellten Modellierung

Die in Kapitel 4 vorgestellte Modellierung vereint die besten Eigenschaften aus verschiedenen Welten. Aus der Modelica-Welt wird die komponentenbasierte Modellierung mit Verbindung der Komponenten über Konnektoren übernommen. Dies erlaubt die Modellierung von Druckluftstationen so, dass die Struktur der realen Druckluftstation 1:1 in das Modell der Druckluftstation übertragen werden. Dies erlaubt die Modellierung von Druckluftstationen durch Nichtexperten auf dem Gebiet der Modellierung.

Durch die Beschreibung der Dynamik der Komponenten über hybride Automaten mit Differenzgleichungen in expliziter Form wird es möglich, das Verhalten von Druckluftstationen ohne den Einsatz von Spezialsoftware durch Simulation zu untersuchen. Die Simulationsgeschwindigkeit ist hoch, da durch die explizite Form der Differenzgleichungen und den Algorithmus aus Abbildung 48 zur Ausführungszeit des Simulationsmodells kein System von (Differenzial-) Gleichung iterativ gelöst werden muss. Dies ermöglicht die Anwendung von Simulationsmodellen in neuen Anwendungsfeldern, wie die Kapitel 5 und 6 zeigen.

5 Automatische Auslegung von Druckluftstationen

Dieses Kapitel beschreibt ein neuartiges Verfahren zur automatischen Auslegung von Druckluftstationen. Das Verfahren automatisiert den in Abbildung 11 gezeigten manuellen Prozess. In Kapitel 5.1 wird zunächst das Gütekriterium, die für die Auslegung relevanten Nebenbedingungen und die Aufgabe der Auslegung als Optimierungsproblem beschrieben. Anschließend werden in Kapitel 5.2 die mit dem Verfahren angestrebten Verbesserungen gegenüber dem manuellen Verfahren aus Abbildung 11 formuliert. Daraufhin wird in Kapitel 5.3 das Verfahren selbst beschrieben. Abschließend wird in Kapitel 5.4 eine beispielhafte Implementierung des Verfahrens sowie deren Anwendung auf ein Beispiel vorgestellt.

5.1 Die Auslegung von Druckluftstationen als Optimierungsproblem

5.1.1 Gütekriterium

Bei der Auslegung einer neuen Druckluftstation bzw. der Änderung einer bestehenden Druckluftstation geht es darum, für ein gegebenes Gütekriterium (z.B. „Lebenszykluskosten“ oder „Return on invest“) und einen gegebenen/angenommenen Druckluftverbrauchsverlauf eine Konfiguration oder mehrere Konfigurationen zu finden, die das Gütekriterium am besten erfüllen (also minimieren bzw. maximieren).

Wesentliche Einflussfaktoren, die im Gütekriterium typischerweise berücksichtigt werden, sind

- Energiekosten
- Wartungskosten
- Investitionskosten

wobei sich Energiekosten und Wartungskosten von den Investitionskosten dadurch unterscheiden, dass die Investitionskosten allein durch statische Analyse der Konfiguration ermittelt werden können, während für die Ermittlung von Energiekosten und Wartungskosten grundsätzlich zunächst das dynamische Verhalten der Komponenten in der konkreten Konfiguration ermittelt werden muss, bevor aus dem dynamischen Verhalten der Komponenten in der konkreten Konfiguration auf die Energiekosten und Wartungskosten geschlossen werden kann. In einem Gütefunktional können die oben genannten Einflussfaktoren einzeln aber auch in Kombination auftreten. Auch andere Einflussfaktoren sind denkbar. Diese Arbeit beschränkt sich auf die Betrachtung der Investitionskosten und Energiekosten der Druckluftherzeugung, da diese wie in Kapitel 2.3.3 erläutert den weitaus größten Teil der Lebenszykluskosten ausmachen. Das hier beschriebene Verfahren lässt sich aber auf anderen Kostenarten (z.B. Wartungskosten) erweitern.

5.1.2 Nebenbedingungen

Grundsätzlich sind beim Auffinden der besten Konfiguration einer Druckluftstation Nebenbedingungen einzuhalten. Diese Nebenbedingungen schließen entweder theoretisch denkbare Konfigurationen als gültige Lösungen aus oder machen Vorgaben, wie die zu planende Druckluftstation zu betreiben ist. Beispiele für einzuhaltende Nebenbedingungen sind:

- Maximal zulässige Aufstellfläche der Komponenten in der Druckluftstation

- Maximal zur Verfügung stehendes Budget zur Deckung der Investitionskosten
- Maximale Anzahl an Kompressoren
- Maximale Anzahl an unterschiedlichen Kompressortypen
- Minimal notwendiger Druck in der Druckluftstation
- Maximal zulässiger Druck in der Druckluftstation

Soll eine bestehende Druckluftstation geändert und/oder erweitert werden, z.B. weil

- eine oder mehrere Komponenten der Druckluftstation ihr Lebenszeitende erreicht haben und daher ausgetauscht werden müssen oder
- die Wirtschaftlichkeit der Druckluftstation durch Austausch von alten Komponenten durch neuere effizientere Komponenten erhöht werden soll oder
- der Druckluftverbrauch absehbar so weit ansteigt, dass die bestehende Druckluftstation diesen nicht mehr zuverlässig decken kann,

dann ist bei der Auslegung der Druckluftstation eine *Ausgangskonfiguration* zu berücksichtigen. Bei der Planung von Änderungen an der Druckluftstation entstehen neue Konfigurationen, die Kandidaten für die beste Konfiguration darstellen. Die Berücksichtigung einer Ausgangskonfiguration hat einige Effekte zur Folge. Beispiele:

1. Dürfen gegenüber der Ausgangskonfiguration in neuen Konfigurationen keine Komponenten entfernt und/oder ausgetauscht, sondern nur hinzugefügt werden, so wird dadurch der Lösungsraum eingeschränkt.
2. Für Komponenten, die in der neuen Konfiguration in Bezug auf die Ausgangskonfiguration erhalten bleiben, fallen keine Investitionskosten an.
3. Für Komponenten, die in der neuen Konfiguration in Bezug auf die Ausgangskonfiguration entfernt bzw. ersetzt werden, fallen grundsätzlich negative Investitionskosten an, denn diese Komponenten können als gebrauchte Komponenten veräußert werden und damit einen Ertrag erzielen.

Für die Komponenten der Ausgangskonfiguration gilt in Bezug auf den Katalog die Besonderheit, dass die individuelle Komponente der Ausgangskonfiguration im Katalog nur genau einmal vorhanden ist. Daraus ergibt sich, dass in neu erstellten Konfigurationen eine individuelle Komponente der Ausgangskonfiguration nur genau einmal oder keinmal auf auftaucht.

5.1.3 Abstraktion der Auslegung als Optimierungsproblem

Zusammengefasst ergibt sich für die Auslegung einer Druckluftstation, egal ob von Grund auf neu erdacht oder als Änderung/Erweiterung einer bestehenden Druckluftstation geplant ein Optimierungsproblem, wie es in Abbildung 56 dargestellt ist.

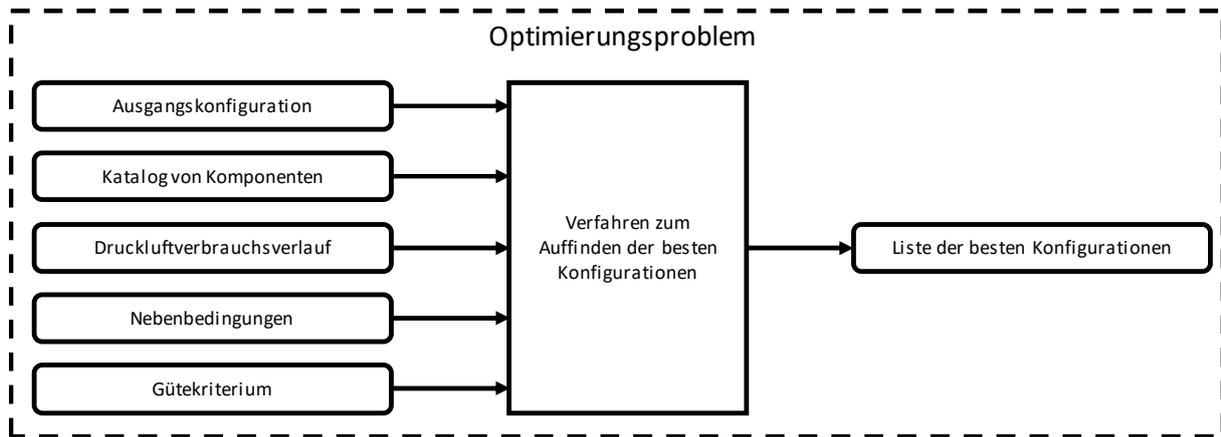


Abbildung 56: Grundsätzliche Struktur des Optimierungsproblems, welches bei der Auslegung von Druckluftstationen zu lösen ist.

Das Optimierungsproblem lautet wie folgt:

Erstelle auf Basis

- einer gegebenen Ausgangskonfiguration,
- einem gegebenen Katalog von Komponenten, die für die Erstellung neuer Konfigurationen zur Verfügung stehen,
- einem gegebenen Druckluftverbrauchsverlauf,
- zusätzlich gegebenen Nebenbedingungen, die den zulässigen Lösungsraum einschränken

für ein gegebenes Gütekriterium eine Liste der besten Konfigurationen.

Für die Lösung des Optimierungsproblems wird ein Verfahren zum Auffinden der besten Konfigurationen benötigt. Ein solches Verfahren wird im Folgenden vorgestellt.

5.2 Ziele des Verfahrens

Im Folgenden wird ein neues Verfahren vorgestellt, welches grundsätzlich auf dem in Abbildung 11 gezeigten Ablauf basiert und insbesondere eine iterative Ermittlung von Kandidaten mit anschließender Berechnung der Kandidaten vorsieht, wobei die gemäß dem Verfahren in Abbildung 11 vom Bediener des Berechnungsprogramms manuell durchgeführten Schritte

- zur Ermittlung neuer Kandidaten,
- zur Erstellung von Berechnungsmodellen aus den Kandidaten,
- zur Prüfung, ob ein Kandidat eine interessante Lösung darstellt und
- zur Prüfung, ob das Verfahren abgeschlossen werden kann

automatisiert werden.

Durch die Automatisierung der oben genannten Schritte sollen folgende Verbesserungen gegenüber dem in Abbildung 11 dargestellten Verfahren erreicht werden:

1. Das Ergebnis des Verfahrens soll nicht von der Erfahrung des Bedieners/Anwenders abhängen.
2. Das Verfahren soll in kürzerer Zeit gleichwertige oder bessere Ergebnisse liefern.

3. Der Lösungsraum soll systematisch durchsucht werden. Das Verfahren erlaubt damit das garantierte Auffinden der optimalen Lösung, sofern dies erforderlich ist.

Des Weiteren soll die Genauigkeit der Berechnung dadurch verbessert werden, dass für die Berechnung der Kandidaten ein Simulationsmodell verwendet wird.

5.3 Beschreibung des Verfahrens

Das Verfahren besteht aus der Kombination von drei Grundideen:

1. Der Lösungsraum wird als Baumstruktur repräsentiert und mit Hilfe eines Branch-And-Bound-Algorithmus [Kia11] systematisch durchsucht.
2. Die durch den Branch-And-Bound-Algorithmus gefundenen Kandidaten werden simuliert und durch Auswertung des Simulationsergebnisses bewertet.
3. Bereits mit Hilfe von Simulation bewertete Kandidaten werden dazu verwendet, um im Rahmen des Branch-And-Bound-Algorithmus den Lösungsraum so zu beschneiden, dass der zu durchsuchende Lösungsraum möglichst klein bleibt aber die optimale Lösung garantiert und/oder mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht verworfen wird.

Der Branch-And-Bound-Algorithmus bietet sich für das zu lösende Optimierungsproblem an, da

- die Kodierung von Kandidaten im Falle von Druckluftstation mit Pfaden in einer Baumstruktur eine intuitive Lösung ist, die systematisch und nachvollziehbar das Aufspannen des kompletten Lösungsraums erlaubt,
- die Durchsuchung des Lösungsraums systematisch erfolgt und damit das Auffinden der optimalen Lösung garantiert werden kann,
- mit dem Branching das schrittweise Aufbauen des Lösungsraum ermöglicht und somit vermieden wird, dass der ganze Lösungsraum auf einmal aufgespannt werden muss,
- mit dem Bounding ein adäquates Mittel zum großflächigen Beschneiden des Lösungsraums zur Verfügung steht,
- die Untersuchung irrelevanter Permutationen bereits zuvor untersuchter Kandidaten automatisch unterbunden wird und
- die Optimierungsrechnung reproduzierbare Ergebnisse liefert.

Bei anderen auf Optimierungsprobleme mit ganzzahligem Anteil anwendbaren Optimierungsverfahren sind die oben genannten Eigenschaften nur zum Teil erfüllt oder das jeweilige Verfahren grundsätzlich nicht anwendbar. Ein Brute-Force-Ansatz kommt wegen der Größe des Lösungsraums für die automatische Auslegung von Druckluftstationen nicht in Frage. Das aus dem Branch-And-Bound-Verfahren abgeleitete Branch-And-Cut-Verfahren kann wegen der Nichtlinearität des Verhaltens der Druckluftstation nicht eingesetzt werden.

Evolutionäre Algorithmen (z.B. genetische Algorithmen) durchsuchen den Lösungsraum stochastisch und nicht systematisch und liefern damit keine reproduzierbaren Ergebnisse. Das Auffinden der optimalen Lösung kann auch nicht garantiert werden. Des Weiteren ist bei evolutionären Algorithmen

unklar, wie hier die Mutation und Vererbung im Falle einer Druckluftstation so realisiert werden soll, dass das Verfahren hinreichend schnell zu einer quasi-optimalen Lösung konvergiert.

Im Rahmen der Beschreibung des Verfahrens ist es essenziell zu verstehen, was mit einer Baumstruktur gemeint ist. Eine Erklärung soll mit Hilfe von Abbildung 57 erfolgen.

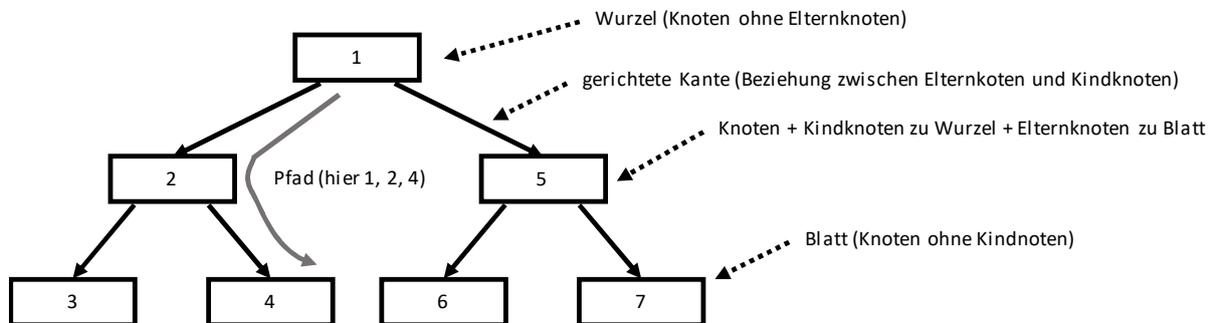


Abbildung 57: Allgemeine Darstellung einer Baumstruktur.

Eine Baumstruktur besitzt folgende Eigenschaften:

1. Eine Baumstruktur ist ein gerichteter Graph ohne Zyklen.
2. Eine Baumstruktur besteht aus Knoten, die über gerichtete Kanten miteinander verbunden sind.
3. Eine gerichtete Kante geht vom Elternknoten zum Kindknoten.
4. Sofern die Baumstruktur nicht leer ist (also keine Knoten besitzt), gibt es genau einen Knoten ohne Elternknoten. Dieser Knoten heißt Wurzel.
5. Unter jedem Knoten können sich keine, eine oder mehrere Kindknoten befinden.
6. Jeder Kindknoten hat genau einen Elternknoten.
7. Ein Knoten ohne Kindknoten heißt Blatt.
8. Der Weg entlang einer Folge von Kanten von der Wurzel zu einem Knoten heißt Pfad.

Eine Variante zur Repräsentation des Lösungsraums als Baumstruktur ist in Abbildung 58 dargestellt.

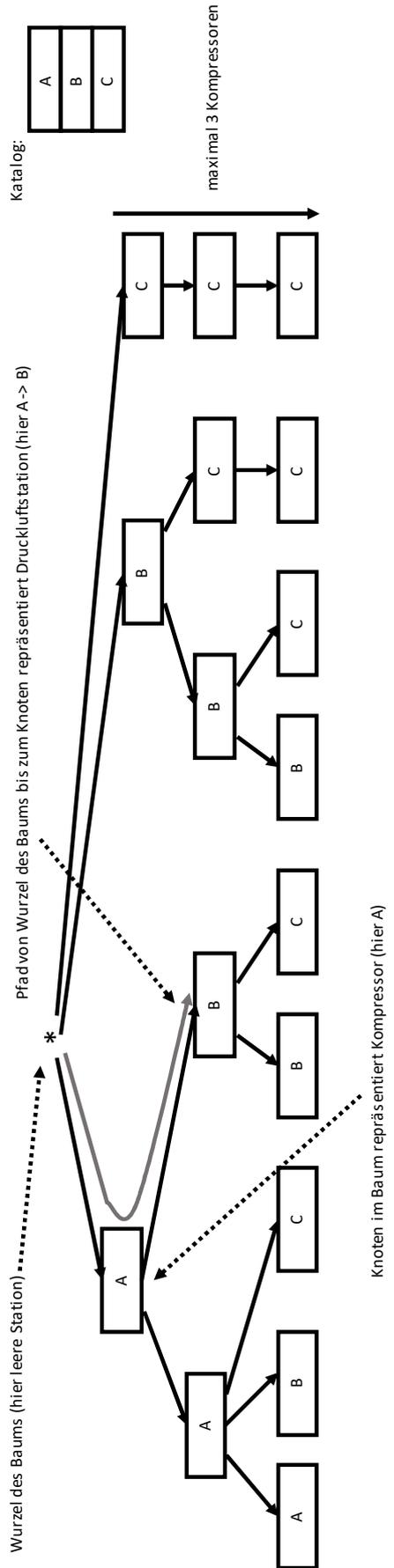


Abbildung 58: Beispielhafte Repräsentation des Lösungsraums als Baumstruktur.

In diesem konkreten Beispiel ist eine neue Druckluftstation zu planen, wobei, der Einfachheit halber, nur die Kompressoren der Druckluftstation berücksichtigt werden. Die Wurzel des Baums ist eine leere Druckluftstation (da es sich um eine neue Druckluftstation handelt). Der Lösungsraum, also die Menge aller Kandidaten, entsteht nun durch das Hinzufügen von Knoten in den Baum, wobei ein Knoten für eine konkrete Instanz eines Kompressors aus dem Katalog von Komponenten besteht. Eine Variante des Katalogs, indem die technischen Eigenschaften, die Investitionskosten und die Wartungskosten direkt im Katalog enthalten sind, ist in Abbildung 59 dargestellt.

A	TE _A	I _A	W _A
B	TE _B	I _B	W _B
C	TE _C	I _C	W _C

Abbildung 59: Variante eines Katalogs, in dem die technischen Eigenschaften (TE), die Investitionskosten (I) und die Wartungskosten (W) einer Komponente (hier A, B, C) direkt enthalten sind.

Der Pfad von der Wurzel zu einem Knoten repräsentiert wiederum einen konkreten Kandidaten (also eine denkbare Druckluftstation). Alle Knoten des Baums, also nicht nur die Blätter, repräsentieren einen Kandidaten. Die Tiefe des Baums wird durch die Anzahl der zulässigen Kompressoren begrenzt, falls eine solche Nebenbedingung definiert ist.

Typischerweise spielt die Anordnungsreihenfolge von Kompressoren in Druckluftstationen keine Rolle, sofern alle Kompressoren parallel zueinander angeordnet sind. Dieser Tatsache wird in der Baumstruktur dadurch Rechnung getragen, dass keine Knoten in den Baum eingefügt werden, die zu Kandidaten führen, die sich nur in der Reihenfolge von bereits im Baum vorhandenen Kandidaten unterscheiden (im oben dargestellten Baum gibt es den Kandidaten „A -> B -> B“, aber nicht den Kandidaten „B -> A -> B“, denn diese beiden Kandidaten sind bei Vernachlässigung der Reihenfolge äquivalent). Durch das Unterdrücken äquivalenter Kandidaten wird der Baum und damit der Lösungsraum klein gehalten.

Das Aufbauen des Baumes zur Repräsentation des Lösungsraums lässt sich am einfachsten mit einem rekursiven Algorithmus erklären, wobei auch iterativ ablaufende Algorithmen für den Aufbau des Baumes denkbar sind. Für die Beschreibung des rekursiven Algorithmus wird davon ausgegangen, dass der Katalog an Komponenten nach irgendeinem Kriterium sortiert ist (z.B. nach Investitionskosten aufsteigend, Liefervolumenstrom aufsteigend, nach Typbezeichnung alphabetisch aufsteigend, ...). Die Komponenten im Katalog kann man sich demnach als eine geordnete Liste vorstellen, in der jede Komponente eine Position besitzt. Der Algorithmus beginnt an der Wurzel und fügt unter der Wurzel für jedes Element aus dem Katalog einen Kindknoten hinzu. Danach geht der Algorithmus in jeden Kindknoten und fügt in jedem Kindknoten einen neuen Element als Kindknoten hinzu, wobei hier für das Hinzufügen von neuen Elementen als Kindknoten gilt, dass nur Elemente aus der sortierten Liste als Kindnoten hinzugefügt werden dürfen, die in der sortierten Liste auf der gleichen Position oder einer nachfolgenden Position angeordnet sind. Für das Hinzufügen von Kindknoten werden auch die Nebenbedingungen berücksichtigt. Beispiele:

- Ein Kindknoten wird nur dann hinzugefügt, wenn durch das Hinzufügen des Kindknotens die maximal zulässigen Investitionskosten nicht überschritten werden.

- Ein Kindknoten wird nur dann hinzugefügt, wenn durch das Hinzufügen des Kindknotens die maximal zulässige Anzahl an Kompressoren nicht überschritten wird.
- Ein Kindknoten wird nur dann hinzugefügt, wenn durch das Hinzufügen des Kindknotens die maximal zulässige Anzahl an Kompressortypen nicht überschritten wird.

Der Vorgang für das rekursive Hinzufügen von Kindknoten wird solange fortgesetzt, bis an keiner Stelle im Baum mehr ein Kindknoten hinzugefügt werden kann. Die Knoten im Baum bilden nun, kodiert durch ihren Pfad von der Wurzel, die Kandidaten die den Lösungsraum aufspannen.

Für den in Abbildung 58 beispielhaft dargestellten Baum ergibt sich nun folgende Liste an Kandidaten:

„1x A“, „2x A“, „3x A“, „2x A; 1x B“, „2x A; 1x C“, „1x A; 1x B“, „1x A; 2x B“, „1x A; 1x B; 1x C“, „1x B“, „2x B“, „3x B“, „2x B; 1x C“, „1x B; 1x C“, „1x B; 2x C“, „1x C“, „2x C“, „3x C“

Grundsätzlich ist es hilfreich, den Baum, und damit den zu durchsuchenden Lösungsraum, so klein wie möglich zu halten. Hilfreich sind hierbei vom Bediener des Verfahrens vorgegebene Nebenbedingungen. Neben den bereits unter Kapitel 5.1.2 bereits genannten Nebenbedingungen kann es z.B. sinnvoll sein, den Katalog von Komponenten auf Komponenten einzuschränken, die für die zu planende Druckluftstation überhaupt sinnvoll sind. Weist das Druckluftverbrauchsprofil z.B. einen sehr geringen Druckluftverbrauch auf, kann man Kompressoren mit besonders hohem Liefervolumenstrom aus dem Katalog streichen ohne den Lösungsraum (mit hoher Wahrscheinlichkeit) so einzuschränken, dass die beste Lösung nicht mehr gefunden werden kann. Weiterhin kann es sein, dass auf Basis von Heuristiken bereits bekannt ist, dass gute Kandidaten für die zu planende Druckluftstation eine gewisse Struktur aufweisen müssen. So kann man z.B. die Nebenbedingungen vorgeben, dass die Anzahl an Kompressoren unterschiedlichen Typs begrenzt ist.

Eine weitere Einschränkung des Lösungsraums ist dadurch möglich, dass man einen Teil der Lösung bereits vorgibt, in dem man in der Wurzel des aufzubauenden Baumes nicht eine leere Druckluftstation kodiert, sondern schon eine Menge von Kompressoren in der Druckluftstation vorgibt. Alle Knoten unterhalb des Baums erweitern dann diese bereits vorgegebene Druckluftstation.

Wie im manuell durchgeführten Verfahren zu Abbildung 11, wird jeder Kandidat mit Hilfe eines Berechnungsmodells (hier als Simulationsmodell ausgeführt) analysiert, damit auf Basis des Simulationsergebnisses eine Bewertung des Kandidaten durchgeführt werden kann.

Hierfür wird im Rahmen des Verfahrens die Erstellung des Simulationsmodells automatisiert durchgeführt. Das Simulationsmodell basiert auf der in Kapitel 3.7 vorgestellten Modellierung der Komponenten und berücksichtigt daher insbesondere

- die sechs Betriebszustände samt zeitlichen Verzögerungen und energetischen Kosten für das Umschalten zwischen diesen,
- den Effekt des QUADRO-Algorithmus auf das Nachlaufen und
- den Effekt der Speicherung von Druckluft in den Speicherbehältern samt zeitlicher Schwankungen des Drucks.

In einer von vielen möglichen Varianten des Verfahrens, bei der nur die Kompressoren im Rahmen des Verfahrens den Aufbau von Kandidaten bestimmen, wird das Simulationsmodell automatisch erstellt,

indem alle Kompressoren des Kandidaten parallelgeschaltet werden und hinter jeden Kompressor ein Strömungswiderstand zur Berücksichtigung des Differenzdrucks über der Druckluftaufbereitung geschaltet wird. Die Strömungswiderstände sind dann mit einem zentralen Druckluftspeicher verbunden. Der Strömungswiderstand wird automatisch so dimensioniert, dass sich beim Liefervolumenstrom des Kompressors ein zuvor festgelegter Differenzdruck über Druckluftaufbereitung einstellt. Ein konkretes Beispiel für ein automatisch erstelltes Simulationsmodell für den Kandidaten, der durch den Pfad A -> B -> B repräsentiert wird, ist in Abbildung 60 dargestellt.

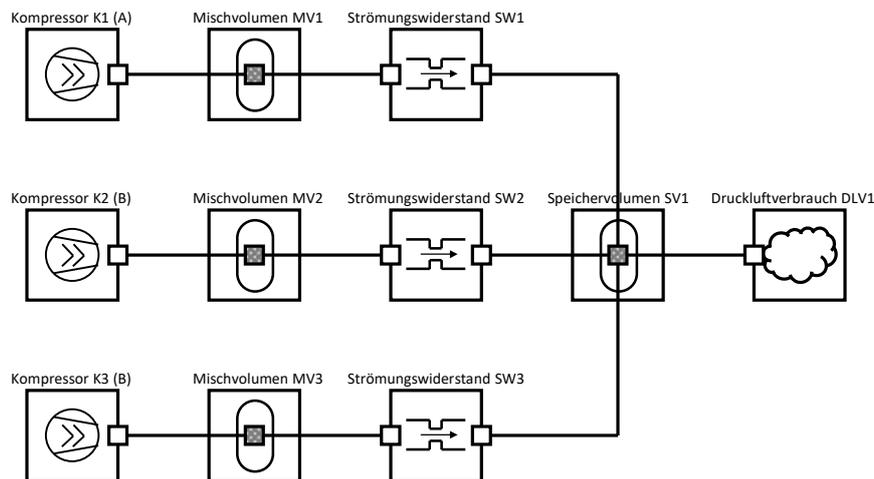


Abbildung 60: Beispiel für ein automatisch erstelltes Simulationsmodell einer Druckluftstation.

Das Simulationsmodell wird dabei komponentenbasiert anhand der Modelle aufgebaut, wie sie in Kapitel 4 beschrieben sind. Das Simulationsmodell entsteht also für jeden durchgeführten Simulationslauf neu. Eine alternative Möglichkeit ist die Verwendung eines universellen Simulationsmodells für Druckluftstationen, welches durch Parametrierung des Modells an den konkreten Kandidaten angepasst wird (monolithischer Ansatz). Bei einem solchen Simulationsmodell sind z.B. immer 16 Kompressoren in Parallelschaltung vorgesehen, wobei durch Parametrierung die Kompressoren weggelassen werden, die im konkreten Kandidaten nicht vorgesehen sind (→ Kandidat hat nur 3 Kompressoren, 13 der 16 Kompressoren werden für den Simulationslauf weggelassen). Der Laufzeitvorteil ist allerdings gering, da der Aufbau des Simulationsmodells, im Vergleich zur Durchführung der Simulation vernachlässigbar klein ist. Grund hierfür ist, dass die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Vorgehensweise zur Durchführung von Simulationen auf Interpretation der Modelle setzt, während z.B. Modelica zwischen Modellierung und Simulation explizit einen mehrstufigen Kompilervorgang vorsieht. Dieser Kompilervorgang dauert mitunter länger als die Durchführung der Simulation selbst.

Im Beispiel in der Kombination von Abbildung 58 mit Abbildung 60 stellen das Vorhandensein einer Verbundsteuerung, eines Druckluftspeicher mit einem Volumen von 10 m^3 und ein über den Komponenten der Druckluftaufbereitung anfallender Differenzdruck (repräsentiert durch den Strömungswiderstand) von 0,3 bar entweder Eingaben in das Verfahren dar, die der Bediener vor Start des Verfahrens festlegt, oder es sind Größen, die im Rahmen des Verfahrens automatisch aus dem Kandidaten selbst ermittelt werden.

Für die Anpassung der Parameter des Steuerungsalgorithmus können z.B. Algorithmen verwendet werden, die aus Kenntnis des Kandidaten und der einzuhaltenden Nebenbedingungen unter

Anwendung von zuvor im Verfahren hinterlegten Heuristiken automatisch einen Satz von Parametern für die Steuerungsalgorithmen auswählen. Ein anderer denkbarer Ansatz ist, dass vor dem eigentlichen Simulationslauf über ein Optimierungsverfahren unter Kenntnis des Kandidaten und der einzuhaltenden Nebenbedingungen ein optimaler Satz von Steuerungsparametern für genau diesen Kandidaten ermittelt wird, der dann im Simulationslauf des Kandidaten Anwendung findet. Im Rahmen dieser Arbeit wurden für die Verbundsteuerung 10 Parametersätze vorabbestimmt, welche für jeden Kandidaten im Rahmen eines Simulationslaufs durchprobiert werden. Der beste der 10 Simulationsläufe ist der, welcher für die Bewertung des Kandidaten herangezogen wird.

Grundsätzlich ist es für die Umsetzung des Verfahrens denkbar, dass in einem ersten Schritt des Verfahrens zunächst die komplette Baumstruktur für die Repräsentation des Lösungsraums erstellt wird und dann im Lösungsraum nach dem besten Kandidaten gesucht wird. Eine vorteilhafte Variante des Verfahrens sieht vor, den Lösungsraum parallel zur Durchführung von Simulationen und Bewertung von Kandidaten aufzubauen und zu durchsuchen. Dies ermöglicht das vorseitliche Beschneiden von Ästen im Lösungsraum, die noch gar nicht erstellt wurden, bzw. das nachträgliche Beschneiden von Ästen im Lösungsraum, die zwar schon erstellt, deren Kandidaten aber noch nicht erstellt bzw. simuliert wurden. Für das Beschneiden von Ästen wird dabei berücksichtigt, dass die beste bisher gefundene Lösung einen Wert dafür liefert, welche Güte potenzielle Kandidaten in einem Ast mindestens erreichen müssen um als interessanter Kandidat zu gelten. Ist ausgeschlossen, dass in einem Ast ein Kandidat existiert, der potenziell besser ist, als der beste bisher bekannte Kandidat, kann der Ast gefahrlos abgeschnitten werden. Durch das Abschneiden von Ästen kann der Lösungsraum stark eingeschränkt werden. Die Durchführung des Verfahrens wird dadurch drastisch beschleunigt und bei sehr großen Lösungsräumen überhaupt erst praktisch anwendbar. Abbildung 61 zeigt eine von vielen denkbaren Möglichkeiten, wie man das Verfahren so umsetzen kann, dass das Aufspannen des Baums und die Durchführung von Simulationen nebenläufig erfolgen.

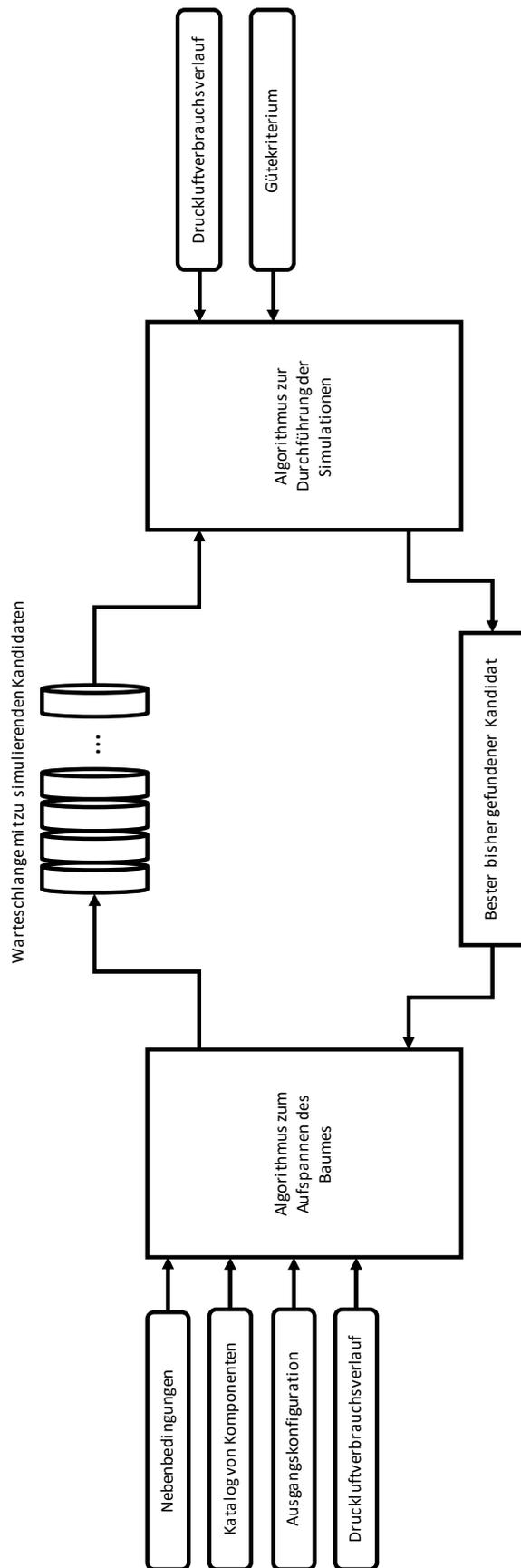


Abbildung 61:Beispielhafte Möglichkeit für das parallele Aufspannen des Baumes und Durchführen von Simulationen.

Kernidee ist, dass zwei Algorithmen parallel/nebenläufig ablaufen. Ein erster Algorithmus (Algorithmus zum Aufspannen des Baumes) ist dafür zuständig, den Baum aufzuspannen und so Kandidaten zu ermitteln. Jedes Mal, wenn dieser Algorithmus einen Kandidaten ermittelt hat, schiebt er den Kandidaten in eine Warteschlange von zu simulierenden Kandidaten. Ein zweiter Algorithmus (Algorithmus zur Durchführung von Simulationen) entnimmt einen Kandidaten aus der Warteschlange, führt eine Simulation durch, ermittelt die Güte des Kandidaten mithilfe des Gütekriteriums und prüft, ob der gerade simulierte Kandidat besser ist, als der beste zuvor gefundene Kandidat. Ist das der Fall, wird dieser Kandidat speziell gemerkt (bester bisher gefundener Kandidat). Der erste Algorithmus (Algorithmus zum Aufspannen des Baumes) prüft wiederum beim Hinzufügen von Kindknoten, ob in dem dadurch entstehenden Ast überhaupt Kandidaten vorhanden sein können, die besser sind als der beste bisher gefundene Kandidat. Ist das nicht der Fall, wird dieser Ast nicht erzeugt (im Branch-And-Bound-Verfahren ist dies das Bounding).

Für das Bounding wird für jeden Knoten eine Kostenabschätzung minBranch für den gesamten Ast berechnet, der durch das Branching entsteht. Die Kostenabschätzung minBranch gibt an, was die minimal zu erwartenden Kosten der besten Druckluftstation sind, die in diesem Ast enthalten sein kann. Liegt minBranch oberhalb der Kosten der besten bisher durch Simulation validierten Lösung, so kann der Ast verworfen werden, was den durch Simulation zu untersuchenden Lösungsraum mitunter stark reduzieren kann.

Damit garantiert ist, dass durch das Branching die optimale Lösung nicht verworfen wird, muss die Kostenabschätzung minBranch konservativ sein. D.h., minBranch muss auf jeden Fall unterhalb der Kosten liegen, die man unter Anwendung einer Simulation ermitteln würde.

Da als Kostenfunktional die Summe aus Investitionskosten und Energiekosten verwendet wird, ist es zulässig, für minBranch jeweils eine Abschätzung der niedrigstmöglichen Investitionskosten und eine Abschätzung der niedrigstmöglichen Energiekosten vorzunehmen. Die Summe aus diesen beiden Abschätzungen ist dann eine konservative Abschätzung des niedrigstmöglichen Werts des Kostenfunktionals.

Für die Abschätzung der niedrigstmöglichen Investitionskosten in einem Ast wird angenommen, dass die Investitionskosten aller Knoten des Astes gleich der Investitionskosten des Knoten sind, bei der der Ast beginnt. Es wird also angenommen, dass für die weiteren Kindknoten sich die Investitionskosten nicht erhöhen. Das ist natürlich eine unrealistische Abschätzung, aber diese Abschätzung ist in jedem Fall konservativ, d.h. die optimale Lösung wird auf jeden Fall nicht verworfen.

Für die Abschätzung der niedrigstmöglichen Energiekosten in einem Ast wird angenommen, dass der Druckluftverbrauch ausschließlich durch den effizientesten Kompressor gedeckt wird, der in allen Stationen aller Knoten in diesem Ast vorkommen kann.

Liegt minBranch nun über den realen Kosten realCosts der besten Lösung, die man bisher gefunden hat, kann man den Ast, den man gerade erzeugen möchte, abschneiden, ohne, dass man dabei die optimale Lösung verwirft.

Die Effektivität des Bounding auf Basis der Kostenabschätzung stellt die Grenze der Einsatzbarkeit des hier vorgestellten Branch-And-Bound-Verfahrens dar. Sorgt die Kostenabschätzung nicht zu einem frühen Zeitpunkt in der Baumsuche zum Abschneiden von Ästen und damit großen Teilen des Baums,

wächst der Baum bis zur Erreichung einzuhaltender Nebenbedingungen (wie z.B. maximal zulässige Anzahl an Kompressoren) exponentiell an. Der tatsächlich abzuschreitende Suchraum wird dann so groß, dass er in akzeptabler Zeit nicht mehr nach dem Optimum durchsucht werden kann. Abhilfe schafft dann nur das Setzen schärferer Nebenbedingungen, was den Lösungsraum jedoch derart einschränken kann, dass das globale Optimum gar nicht mehr enthalten ist.

Die Vorgehensweise beim Branching und beim Bounding wird nun an einem einfachen Beispiel einer automatischen Auslegung mit folgenden Randbedingungen beschrieben:

- Es stehen nur zwei Kompressortypen A und B zur Verfügung
 - Typ A
 - Investitionskosten: 22.000 EUR
 - Liefervolumenstrom: 5,5 m³/min
 - Spezifische Leistung: 6,7 kWmin/m³
 - Typ B
 - Investitionskosten: 40.000 EUR
 - Liefervolumenstrom: 10 m³/min
 - Spezifische Leistung: 6,5 kWmin/m³
- Die Station besitzt mindestens einen Kompressor des Typs A
- Das benötigte Luftvolumen über die Lebenszeit der Station beträgt 21.000.000 m³
- Der Strompreis beträgt 0,15 €/kWh
- Eine Limitierung der Anzahl der Kompressoren der Station ist nicht vorgesehen

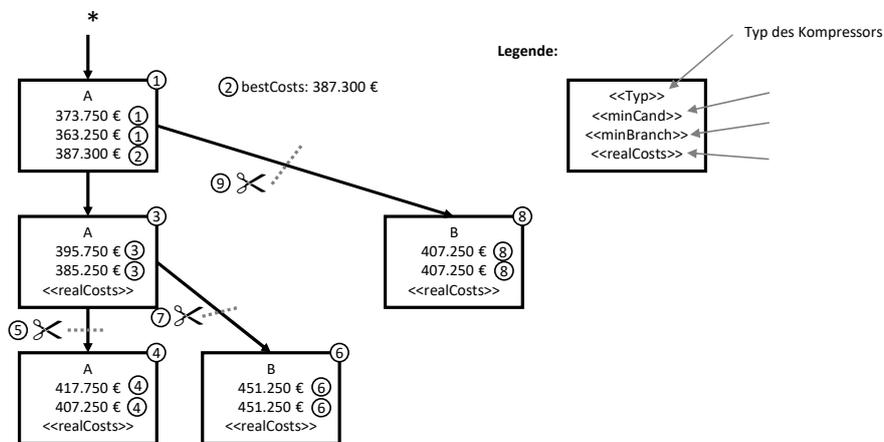


Abbildung 62: Beispiel für die Durchführung des Bounding.

Für das Aufspannen des Baumes (Branching) wird in diesem Beispiel eine Tiefensuche verwendet, d.h. der Baum wächst zuerst in die Tiefe und dann in die Breite.

Ausgehend von einer leeren Druckluftstation (*) wird in Schritt 1 eine Druckluftstation erzeugt, die nur aus einem Kompressor des Typs A besteht. Für diese Station wird unmittelbar eine minimale Kostenabschätzung minCand für die Station selbst (373.350 EUR) und eine minimale Kostenabschätzung minBranch für den gesamten Ast (363.250 EUR) erzeugt. Dass die Kostenabschätzung für den Ast niedriger ist als für den Kandidaten selbst liegt daran, dass bei Stationen unterhalb des Kandidaten der effizientere Kompressor des Typs B zum Einsatz kommen kann, während der Kandidat selbst nur über den ineffizienten Kompressor des Typs A verfügt.

Da noch keine Simulation durchgeführt wurde, wird in Schritt 2 der Kandidat simuliert und es werden reale Kosten von 387.300 EUR für diesen Kandidaten ermittelt. Diese werden als bestCosts gemerkt.

In Schritt 3 wird durch Hinzufügen eines Kompressors des Typs A ein neuer Ast erstellt und die Kosten für den Kandidaten und den Ast ermittelt. Da die minimalen Kosten des Kandidaten über den bereits besten ermittelten realen Kosten bestCosts liegen, wird für diesen Kandidaten keine Simulation durchgeführt.

Da die minimalen Kosten des gerade erzeugten Asts unterhalb bestCosts liegen, wird in Schritt 4 durch Hinzufügen eines weiteren Kompressors des Typs A ein neuer Ast erstellt und die Kosten für den Kandidaten und den Ast ermittelt. Da die minimalen Kosten des Kandidaten über bestCosts liegen, wird für diesen Kandidaten keine Simulation durchgeführt.

Da auch die minimalen Kosten des Asts über bestCosts liegen, wird in Schritt 5 der gerade erzeugte Ast abgeschnitten und damit nicht weiterverfolgt.

In Schritt 6 wird ein neuer Ast durch Hinzufügen eines Kompressors des Typs B an den Kandidaten, der bereits 2 Kompressoren des Typs A enthält, erstellt und die minimalen Kosten für den Kandidaten selbst und den neu erstellten Ast ermittelt. Wegen zu hoher minimaler Kosten des Kandidaten wird auch hier keine Simulation des Kandidaten durchgeführt.

Da auch die minimalen Kosten des neu erstellten Asts höher sind als bestCosts wird in Schritt 7 der neu erstellte Ast abgeschnitten.

In Schritt 8 wird ein neuer Ast durch Hinzufügen eines Kompressors des Typs B an den Kandidaten, der bereits einen Kompressor des Typs A enthält, erstellt und die minimalen Kosten für den Kandidaten selbst und den neu erstellten Ast ermittelt. Wegen zu hoher minimaler Kosten des Kandidaten wird hier keine Simulation des Kandidaten durchgeführt.

Da auch die minimalen Kosten des neu erstellten Asts höher sind als bestCosts wird in Schritt 9 der neu erstellte Ast abgeschnitten.

Weitere Kandidaten und Äste werden nicht erstellt, da diese garantiert nicht die beste Lösung darstellen können. Das Verfahren ist damit beendet und die Beste Lösung „Station besteht nur aus einem Kompressor des Typs A“ ist gefunden.

Wie man an diesem konstruierten Beispiel sieht, wurde der potenziell unendlich große Lösungsraum auf ein handhabbares Maß reduziert. Insgesamt wurden nur 5 Kandidaten erzeugt und sogar nur eine einzige Simulation durchgeführt.

Da die einzelnen durchzuführenden Simulationsläufe der Kandidaten unabhängig voneinander sind, kann die Durchführung der Simulationen parallelisiert werden. Dann bedienen sich mehrere Algorithmen zur Durchführung von Simulationen aus der Warteschlange. Damit kann das Verfahren insgesamt beschleunigt werden.

Da das Aufspannen des Baumes in der Regel deutlich schneller abläuft als die Durchführung von Simulationen, ist es sinnvoll, die Länge der Warteschlange zu begrenzen (z.B. maximal 100 oder 1000 Kandidaten zulässig). Ist die Warteschlange voll, dann pausiert der Algorithmus zum Aufspannen des Baumes, bis die Warteschlange wieder Kandidaten aufnehmen kann. Damit wird erreicht, dass nicht

unnötige viele Kandidaten in die Warteschlange gelangen, die aufgrund von Kandidaten, die bereits in der Warteschlange sind oder gerade simuliert werden, eigentlich gar nicht in die Warteschlange hätte aufgenommen werden müssen, da unter den bereits in der Warteschlange oder in Simulation befindlichen Kandidaten ein neuer bester bisher gefundener Kandidat ist, der ein Anlegen eines neuen Asts eigentlich unterbunden hätte.

5.4 Beispielhafte Realisierung und Anwendung des Verfahrens

Das oben beschriebene Verfahren wurde bei der KAESER Kompressoren SE vom Autor real in einer Anwendung umgesetzt. Die Anwendung besteht dabei aus drei Teilen:

- einem Frontend, entwickelt in C#, über das die Optimierungsrechnung konfiguriert und das Ergebnis betrachtet werden kann,
- einem Backend, entwickelt in Julia, welches die Optimierungsrechnung steuert, also das Branch-And-Bound-Verfahren ablaufen lässt und damit automatisch Konfigurationen von Druckluftstationen erzeugt sowie
- einem Simulation Service, entwickelt in Julia, welcher die Ausführung von Simulationen von Druckluftstationen anhand der komponentenbasierten Modelle aus Kapitel 4 erlaubt.

Die Kommunikation zwischen den drei Teilen der Anwendung erfolgt über http mit JSON-Objekten als Payload. Die Architektur der Anwendung wird in Abbildung 63 gezeigt.

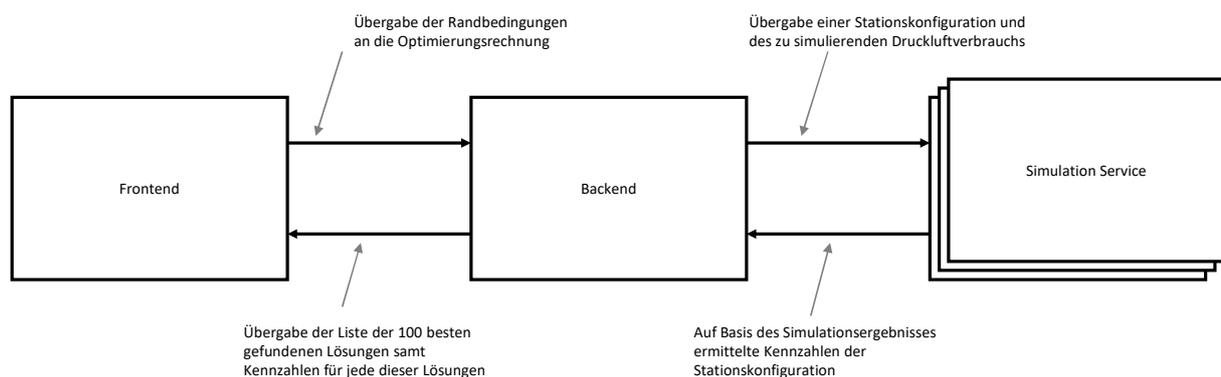


Abbildung 63: Architektur der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens für die Auslegung von Druckluftstationen.

Um Simulationen parallel durchführen zu können, ist der Simulation Service mehrfach instanziiert, um von modernen Mehrprozessorarchitekturen Gebrauch zu machen.

Gegenüber der oben beschriebenen grundlegenden Idee des Verfahrens wurden in der beispielhaften Umsetzung noch folgende Erweiterungen berücksichtigt, die jedoch nicht näher beschrieben werden:

- Möglichkeit der Rabattgabe auf die Investitionskosten
- Möglichkeit zur Berücksichtigung der Servicekosten der Komponenten
- Möglichkeit zur Vorgabe, dass jede berücksichtigte Druckluftstation über eine gewisse Redundanz in Bezug auf die Druckluftversorgungssicherheit verfügen muss

Anhand eines konkreten Beispiels wird im Folgenden das Verhalten der Anwendung aus Sicht des Nutzers beschrieben.

Ausgelegt werden soll eine Druckluftstation aus bis zu 8 Kompressoren, wobei bis zu 4 unterschiedliche Kompressortypen zulässig sind. Aus dem Katalog aller Kompressortypen wurden 22 Kompressortypen als zulässig für die Auslegung ausgewählt. Der angenommene Strompreis beträgt 11 ct/kWh (großer Industriebetrieb in Deutschland) und es steht ein Budget von bis zu 700.000 EUR für die Investitionskosten zur Verfügung. Die Optimierungsrechnung soll für eine Laufzeit der Kompressorstation über 8 Jahre durchgeführt werden. Der minimal notwendige Druck am Übergabepunkt zu den Druckluftverbrauchern beträgt 6,3 bar, wobei als Differenzdruck über den Komponenten der Druckluftaufbereitung 0,3 bar angenommen werden. Als effektives Speichervolumen stehen im Rahmen der Auslegung 15 m³ zur Verfügung. Zur Erhöhung der Druckluftversorgungssicherheit ist vorgesehen, dass der maximal zu erwartende Druckluftverbrauch auch bei Ausfall des größten Kompressors noch gedeckt werden kann. Der für die Auslegung zu berücksichtigende zeitliche Verlauf des Druckluftverbrauchs ist in Abbildung 64 dargestellt.

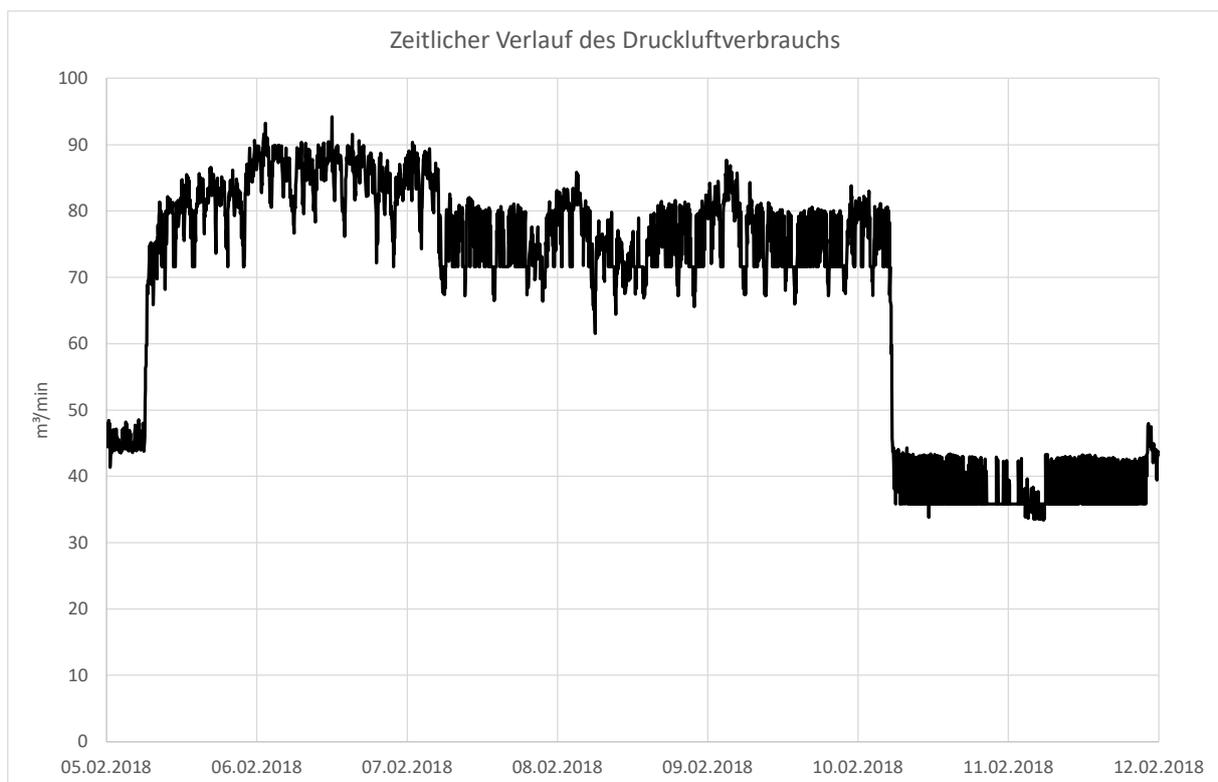


Abbildung 64: Zu berücksichtigender zeitlicher Verlauf des Druckluftverbrauchs im Auslegungsbeispiel.

Der dargestellte Druckluftverbrauch deckt eine Woche von Montag bis Sonntag ab. Diese eine Woche wird als repräsentativ für diese Druckluftstation angenommen. Die Simulation wird für diese eine Woche durchgeführt und das Ergebnis dann auf den Zeitraum, für den die Optimierungsrechnung durchgeführt werden soll, hochgerechnet. In diesem Fall erfolgt die Hochrechnung durch Multiplikation mit 416 (52 Wochen pro Jahr, 8 Jahre Optimierungshorizont).

Die oben vorgegebenen Randbedingungen werden vom Nutzer in das Frontend eingegeben und der Druckluftverbrauch in Form einer CSV-Datei importiert. Das Frontend der Anwendung mit den Nutzereingaben für dieses Auslegungsbeispiel ist in Abbildung 65 dargestellt.

Commercial Aspects

Electricity price: €/kWh

Lifetime of compressed air station: a

Maximum investment costs: €

Discount: %

Consider full service costs:

Layout Restrictions

Maximum number of compressors:

Maximum number of different types:

Type of redundancy:

Differential pressure across air treatment: bar

Receiver volume: m³

Minimum needed pressure: bar

Compressed Air Consumption Profile

Consumption file:

Duration of profile: h

Maximum of profile: m³/min

Scale profile to: m³/min

Annual compressed air consumption: m³

Compressed Air Consumption [m³/min]

0 / 6

Compressor Types

Available Compressor Types

Q

R

S

T

U

V

>>

<<

Allowed Compressor Types

Name	FAD [m ³ /min]	Power [kW]	Price [€]	Service Costs [€/h]
N	16.06	████████	████████	████████
O	20.38	████████	████████	████████
P	23.70	████████	████████	████████
Q	24.00	████████	████████	████████
R	30.10	████████	████████	████████

Abbildung 65: Frontend der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens für die Auslegung von Druckluftstationen.

Wird der Auslegungsprozess gestartet, läuft im Backend das Branch-And-Bound-Verfahren unter Durchführung der Simulationsrechnungen in den Instanzen des Simulation Service ab. Insgesamt dauert die Durchführung der Optimierungsrechnung auf einem modernen Rechner mit Intel-i7-Prozessor und 8 Kernen etwas mehr als 4 Minuten. Das Ergebnis der Optimierungsrechnung wird dem Nutzer wie in Abbildung 66 dargestellt präsentiert.

Number of simulations performed

Number of stations to be simulated

Number of handled stations

Number of stations to be handled

Progress

Sort result by

Name	Investment Costs [€]	Electricity Costs [€]	Service Costs [€]	Lifetime Costs [€]	p_min [bar]	Pspec [kWmin/m ³]
3x B 1x H 2x L 2x T	476725.90	3044207.48	0.00	3520933.38	6.27	5.88
3x B 1x F 1x L 3x R	432650.40	3094408.14	0.00	3527058.54	6.29	5.97
2x B 2x D 1x L 3x R	432826.80	3094408.14	0.00	3527234.94	6.29	5.97
2x B 1x F 2x I 3x R	433331.50	3094350.03	0.00	3527681.53	6.29	5.97
2x B 3x F 1x P 2x T	474354.30	3053758.06	0.00	3528112.36	6.26	5.89
2x B 2x F 2x L 2x T	478200.80	3050503.70	0.00	3528704.50	6.27	5.89
4x B 1x K 1x P 2x T	481077.10	3048226.13	0.00	3529303.23	6.27	5.88
3x B 2x I 1x O 2x T	477759.80	3051693.03	0.00	3529452.83	6.26	5.89
3x B 1x I 2x L 2x T	478984.80	3050503.70	0.00	3529488.50	6.27	5.89
3x B 1x G 1x L 3x R	435433.60	3094408.14	0.00	3529841.74	6.29	5.97
4x C 1x L 3x R	435786.40	3094408.14	0.00	3530194.54	6.29	5.97
2x B 2x E 1x L 3x R	436325.40	3094408.14	0.00	3530733.54	6.29	5.97
2x B 2x F 1x K 3x R	438486.30	3094241.43	0.00	3532727.73	6.29	5.97
3x B 1x I 1x K 3x R	439270.30	3094241.43	0.00	3533511.73	6.29	5.97
2x B 1x F 1x M 4x Q	462888.30	3071179.20	0.00	3534067.50	6.23	5.93
3x B 1x H 1x L 3x R	439936.70	3094385.41	0.00	3534322.11	6.29	5.97
4x C 1x M 1x R 2x S	494557.00	3039912.22	0.00	3534469.22	6.27	5.87
2x B 2x F 1x L 3x R	441411.60	3094408.14	0.00	3535819.74	6.29	5.97
3x B 1x F 1x N 3x R	442122.10	3094305.59	0.00	3536427.69	6.29	5.97
3x B 1x I 1x L 3x R	442195.60	3094408.14	0.00	3536603.74	6.29	5.97
2x B 2x D 1x N 3x R	442298.50	3094305.59	0.00	3536604.09	6.29	5.97
2x B 3x F 1x Q 2x T	483247.80	3054160.34	0.00	3537408.14	6.27	5.89
2x B 1x C 2x J 3x R	443371.60	3094228.69	0.00	3537600.29	6.29	5.97
4x C 1x K 1x O 2x T	486050.60	3051693.03	0.00	3537743.63	6.26	5.89
4x B 1x M 1x P 2x T	489970.60	3047954.51	0.00	3537925.11	6.26	5.88
3x B 2x I 1x P 2x T	484683.50	3053758.06	0.00	3538441.56	6.26	5.89
2x B 1x D 2x J 3x R	444866.10	3094228.69	0.00	3539094.79	6.29	5.97
2x A 1x E 2x J 3x R	444920.00	3094245.54	0.00	3539165.54	6.29	5.97
3x B 1x G 1x N 3x R	444905.30	3094305.59	0.00	3539210.89	6.29	5.97

Abbildung 66: Ansicht des Ergebnisses einer Optimierungsrechnung mit der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens.

Der Nutzer erhält eine tabellarische Auflistung der 100 besten gefundenen Druckluftstationen, welche die vorgegebenen Auslegungsbedingungen strikt erfüllen. Die einzige Ausnahme ist die Einhaltung des vorgegebenen minimal notwendigen Drucks im Systemdruck (siehe Spalte p_min). Hier werden leichte kurzfristige Unterschreitungen im Rahmen der automatischen Auslegung toleriert. Dies geschieht, um aus Gesamtkostensicht sehr vorteilhafte Lösungen nicht aufgrund einer in der Praxis nicht relevanten Verletzung des mindestens einzuhaltenden Drucks unnötig zu verwerfen. Für die Bewertung, ob die im Rahmen einer Simulationsrechnung auftretenden Druckunterschreitungen tolerabel sind, wird eine Druck-Zeit-Fläche für Druckunterschreitungen berechnet, wie es in Abbildung 67 qualitativ gezeigt wird.

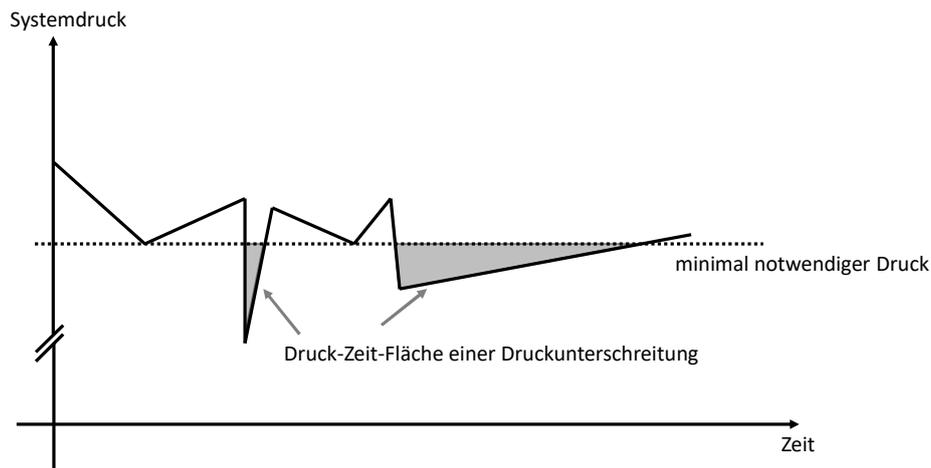


Abbildung 67: Qualitative Darstellung der Berechnung der Druck-Zeit-Fläche von Druckunterschreitungen.

Die Druck-Zeit-Fläche wird durch Integration der Differenz zwischen minimal notwendigem Druck und Systemdruck über der Zeit gebildet. Bei der Berechnung des Integrals wird die Differenz als 0 bar angenommen, wenn der Systemdruck über dem minimal notwendigen Druck liegt. Der Wert des Integrals wird in dem Augenblick auf 0 bar*s gesetzt, wenn der Systemdruck über den minimal notwendigen Druck steigt. Dies sorgt für die isolierte Betrachtung jeder einzelnen Druckunterschreitung. Eine Lösung wird als ungültig betrachtet und damit verworfen, wenn im Simulationsergebnis mindestens eine Druckunterschreitung enthalten ist, deren Druck-Zeit-Fläche über dem Schwellwert liegt.

Der Schwellwert für die gerade noch tolerable Druck-Zeit-Fläche wurde durch Gespräche mit praxiserfahrenen potenziellen Anwendern des Systems zur automatischen Auslegung bestimmt. Diese haben geäußert, dass eine einzelne Druckunterschreitung mit einer maximalen Tiefe von 0,1 bar für eine Dauer von Maximal 10 s in der Regel akzeptabel ist. Der Systemdruck ändert sich nicht sprunghaft, sondern beschreibt durch das (leider zu späte) Zuschalten eines Kompressors in erster Näherung eine Dreiecksform, wie sie in Abbildung 67 dargestellt ist. Die Fläche eines Dreiecks ist die Hälfte der Fläche des umschreibenden Rechtecks. Daher ergibt sich als Schwellwert für eine gerade noch tolerierte Druckunterschreitung eine Druck-Zeit-Fläche von 0,5 bar*s ($0,5 * 0,1 \text{ bar} * 10 \text{ s}$). Dieser Schwellwert ist in der Beispielimplementierung hart kodiert und über die Oberfläche nicht änderbar. Grund hierfür ist, dass der Schwellwert für die angedachten Anwender zu abstrakt ist und die Anwender mehr verwirrt als die Möglichkeit zur Einstellung im Einzelfall hilft. Diesem Konflikt könnte man mit einem Expertenmodus begegnen.

Sollte es im Einzelfall in der realen Anwendung auf die exakte Einhaltung des mindestens notwendigen Drucks ankommen, kann der Nutzer den mindestens notwendigen Druck leicht erhöhen und/oder sich mit der Spalte `p_min` in der Ergebnisübersicht Lösungen herausuchen, die nur minimale Druckunterschreitungen erwarten lassen.

In der Praxis führen wenig tiefe und nur kurzzeitige Unterschreitungen des minimal notwendigen Drucks erfahrungsgemäß in den allermeisten Fällen nicht zu Problemen im mit Druckluft versorgten Prozess, da

- in der Praxis das wirksame Puffervolumen räumlich verteilt realisiert ist und Speicherbehälter in der räumlichen Nähe zu den Druckluftverbrauchen leichte und kurzfristige

Unterschreitungen im Systemdruck der Druckluftstation am Ort der Verwendung ausgleichen können und

- nur wenige Druckluftverbraucher hochempfindlich auf nur kleinste Abweichungen im Druck reagieren.

Insgesamt wurden im Rahmen des Branch-And-Bound-Verfahrens 5.852.924 mögliche Stationskonfigurationen untersucht, wobei durch erfolgreichen Einsatz des Boundings insgesamt nur 243 Simulationen durchgeführt werden mussten.

Von den 100 besten simulierten Lösungen bewegen sich die Lebenszykluskosten zwischen 3.520.933 EUR und 3.679.394 EUR. Der Unterschied beträgt hier also 158.461 EUR oder 4,5 % bezogen auf die beste gefundene Stationskonfiguration. Und dies sind von mehr als 5 Millionen untersuchten Lösungen nur die 100 Besten. Sieht man sich die zufällig aussehende Zusammenstellung der Stationskonfigurationen an (siehe Spalte Name), erscheint es für einen Menschen unmöglich, sich der optimalen Stationskonfiguration auch nur anzunähern.

6 Simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen

6.1 Übersicht des Kapitels

Im Rahmen dieses Kapitels wird eine simulationsbasierte Steuerung für Druckluftstationen vorgestellt. Für das Verständnis einer simulationsbasierten Steuerung ist es hilfreich zu verstehen, wie eine Steuerung gemäß Stand der Technik (Druckbandsteuerung) im Detail arbeitet. Daher wird zunächst ein hybrider Automat einer Druckbandsteuerung inklusive aller Parameter im Detail beschrieben und anhand eines Simulationslaufs das typische Verhalten einer Druckluftstation mit Druckbandsteuerung gezeigt (Kapitel 6.2). In den darauffolgenden Unterkapiteln wird zunächst die grundlegende Idee einer simulationsbasierten Steuerung beschrieben (Kapitel 6.3). Dann folgt die grundlegende Erläuterung der Funktionsweise (Kapitel 6.4). Anschließend werden wichtige Aspekte genauer betrachtet: Prognose des Druckluftverbrauchs und Bestimmung der zu simulierenden Ansteuervarianten (Kapitel 6.5), Simulation und Bewertung der Ansteuervarianten (Kapitel 6.6) sowie die Realisierung der besten Ansteuervariante (Kapitel 6.7). Anschließend wird in Kapitel 6.8 eine Simulationsstudie mit einer beispielhaften Implementierung einer simulationsbasierten Steuerung im Vergleich zu einer Druckbandsteuerung vorgestellt. Einen Ausblick auf das große Potenzial einer simulationsbasierten Steuerung in der großflächigen realen Anwendung gibt das Unterkapitel Kapitel 6.9.

6.2 Stand der Technik für die Steuerung von Druckluftstationen

Die Druckbandsteuerung bildet im Druckluftmarkt gegenwärtig noch den Stand der Technik, wobei jeder Hersteller einer Verbundsteuerung das Grundprinzip der Druckbandsteuerung durch Herstellerindividuelle Erweiterungen verbessert. Das Grundprinzip einer Druckbandsteuerung wurde bereits in Kapitel 2.5.3 ausführlich beschrieben.

Eine Modellierung einer Variante der Druckbandsteuerung ist in Abbildung 68 als hybrider Automat mit Differenzengleichungen in expliziter Form dargestellt.

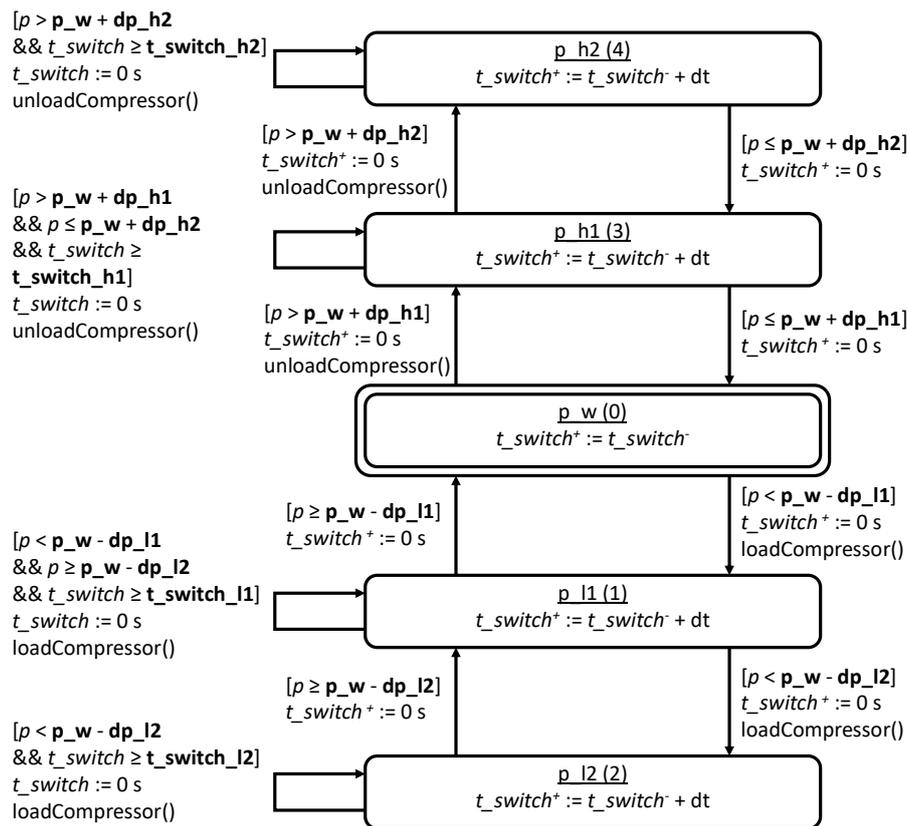


Abbildung 68: Verhalten der Druckbandsteuerung als hybrider Automaten mit Differenzengleichungen in expliziter Form.

Der hybride Automat besitzt als einzige Eingangsgröße den für die Station repräsentativen Stationsdruck p . Die Verbindungen für den Datenaustausch mit den Kompressoren sind in dem hybriden Automaten nicht als Eingangs- bzw. Ausgangsgrößen modelliert. Stattdessen besitzen die im hybriden Automaten an einigen Zustandsübergängen aufgerufenen Hilfsfunktionen $loadCompressor()$ und $unloadCompressor()$ einen direkten Zugriff auf den Zustand der einzelnen Kompressoren ($operatingState$) und können an die einzelnen Kompressoren den jeweiligen Lastbefehl ($requestLoad$) übergeben. Die Logik hierfür ist außerhalb des hybriden Automaten realisiert. Die Logik für den Aufruf dieser Hilfsfunktionen ist jedoch vollständig im hybriden Automaten kodiert.

Für die Anpassung des Verhaltens der Druckbandsteuerung dienen zahlreiche Parameter:

- p_w : der Solldruck, der im Mittel in der Station herrschen soll.
- dp_{h2} : der Abstand der oberen Grenze des äußeren Druckbands vom Solldruck.
- dp_{h1} : der Abstand der oberen Grenze des inneren Druckbands vom Solldruck.
- dp_{l1} : der Abstand der unteren Grenze des inneren Druckbands vom Solldruck.
- dp_{l2} : der Abstand der unteren Grenze des äußeren Druckbands vom Solldruck.
- t_switch_{h2} : die Wartezeit für das erneute Wegschalten eines Kompressors, wenn der Druck oberhalb des äußeren Druckbands verweilt.
- t_switch_{h1} : die Wartezeit für das erneute Wegschalten eines Kompressors, wenn der Druck oberhalb des inneren Druckbands und innerhalb des äußeren Druckbands verweilt.
- t_switch_{l1} : die Wartezeit für das erneute Zuschalten eines Kompressors, wenn der Druck unterhalb des inneren Druckbands und innerhalb des äußeren Druckbands verweilt.

- `t_switch_I2`: die Wartezeit für das erneute Zuschalten eines Kompressors, wenn der Druck unterhalb des äußeren Druckbands verweilt.
- `loadGroups`: eine Liste von Listen mit Kompressornummern, welche die Zuschaltreihenfolge für Kompressoren definieren. Eine Kompressornummer dient dabei als eindeutiger Identifikator für einen Kompressor. Der Kompressor K1 hat beispielsweise die Kompressornummer 1, der Kompressor K2 die Kompressornummer 2 usw. Ein Beispiel für den Parameter `loadGroups` in einer Druckluftstation mit 4 Kompressoren könnte wie folgt aussehen: `[[1,2], [3,4]]`.
- `unloadGroups`: eine Liste von Listen mit Nummern von Kompressoren, welche die Wegschaltreihenfolge für Kompressoren definieren. Eine Kompressornummer dient dabei als eindeutiger Identifikator für einen Kompressor. Der Kompressor K1 hat beispielsweise die Kompressornummer 1, der Kompressor K2 die Kompressornummer 2 usw. Ein Beispiel für den Parameter `unloadGroups` in einer Druckluftstation mit 4 Kompressoren könnte wie folgt aussehen: `[[3,4], [1,2]]`.

Die Parameter für die Wartezeiten `t_switch_h1`, `t_switch_h2`, `t_switch_I1` und `t_switch_I2` dienen dazu, nach dem Einleiten einer Lastbefehländerung die Totzeit zu überbrücken, die beim geschalteten Kompressor für den Wechsel in oder aus Lastlauf entsteht. Erst nach Ablauf der Totzeit kann die Zustandsänderung am Kompressor eine Wirkung im Druck entfalten. Die Wartezeit ist gegenüber der Totzeit etwas länger und soll eine weitere Zu- oder Abschalthandlung einleiten, wenn der Druck dauerhaft außerhalb des inneren Druckbands verweilt. Typischerweise werden die Wartezeiten für das innere Druckband länger als für das äußere Druckband gewählt. Ebenso sind die Wartezeiten für das erneute Zuschalten länger als für das erneute Abschalten, da der Wechsel nach Lastlauf länger dauert als der Wechsel aus Lastlauf.

Über die Funktion `loadCompressor` kann ein Kompressor für die Bereitstellung von Druckluft zugeschaltet werden. Die Logik der Funktion `loadCompressor` ist in Abbildung 69 dargestellt.

```

for each group in loadGroups do
  for each compressorNumber in group do
    if compressors[compressorNumber].requestLoad == false &&
      compressors[compressorNumber].operatingState <> 0 then
      compressors[compressorNumber].requestLoad := true
    end
  end

  for each compressorNumber in group do
    if compressors[compressorNumber].requestLoad == false then
      compressors[compressorNumber].requestLoad := true
    end
  end
end

```

Abbildung 69: Funktion `loadCompressor` zur Auswahl des Kompressors, der in Lastlauf geschaltet werden soll.

Die Funktion iteriert über die im Parameter `loadGroups` definierte Liste von Listen mit Kompressornummern. Bei der Iteration wird die Reihenfolge der Liste eingehalten. Für jede Liste mit Kompressornummern wird zunächst geprüft, ob es einen Kompressor in der Liste gibt, der noch keinen

Lastbefehl erhält, aber bereits läuft.⁷ Wird ein solcher Kompressor gefunden, erhält dieser den Lastbefehl und die weitere Ausführung der Funktion wird unterdrückt. Wird kein solcher Kompressor gefunden, wird als nächstes geprüft, ob es einen Kompressor in der Liste gibt, der noch keinen Lastbefehl erhält. Wird ein solcher Kompressor gefunden, erhält dieser den Lastbefehl und die weitere Ausführung der Funktion wird unterdrückt. Mit der priorisierten Suche nach einem Kompressor, der noch keinen Lastbefehl erhält aber bereits läuft, sollen energetisch teure Leerlaufzeiten der Kompressoren minimiert werden.

Über die Funktion `unloadCompressor` kann ein Kompressor aus der Bereitstellung von Druckluft weggeschaltet werden. Die Logik der Funktion `unloadCompressor` ist Abbildung 70 dargestellt.

```
for each group in unloadGroups do
  for each compressorNumber in group do
    if compressors[compressorNumber].requestLoad == true then
      compressors[compressorNumber].requestLoad := false
    end
  end
end
end
```

Abbildung 70: Funktion `unloadCompressor` zur Auswahl des Kompressors, der aus Lastlauf geschaltet werden soll.

Die Funktion iteriert über die im Parameter `unloadGroups` definierte Liste von Listen mit Kompressornummern. Bei der Iteration wird die Reihenfolge der Liste eingehalten. Für jede Liste mit Kompressornummern wird geprüft, ob es einen Kompressor in der Liste gibt, der einen Lastbefehl erhält. Wird ein solcher Kompressor gefunden, erhält bei diesem Kompressor der Lastbefehl weggenommen und die weitere Ausführung der Funktion wird unterdrückt.

Wie bereits in Kapitel 2.5.3 erläutert, besitzt die Druckbandsteuerung zahlreiche dem Verfahren geschuldete inhärente Probleme. Insbesondere die große Anzahl an Parametern, deren optimale Einstellung viel Erfahrungswissen benötigt und die Tatsache, dass sich das Verhalten der Druckluftstation durch die starren Parameter nicht situativ an Veränderungen im Druckluftverbrauch anpassen kann, sorgen für suboptimale Ergebnisse in Hinblick auf die Energieeffizienz der Druckluftherzeugung.

6.3 Grundlegende Idee einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen

Um die Probleme der Druckbandsteuerung zu vermeiden, wird im Folgenden ein Steuerungsverfahren für Druckluftstationen vorgeschlagen, welches Simulationsmodelle dazu verwendet, verschiedene Varianten von Ansteuerungen der Kompressoren im Rahmen von Simulationsläufen zu testen, bevor eine der getesteten Ansteuervarianten tatsächlich realisiert wird. Das simulationsbasierte Steuerungsverfahren ähnelt der bereits bekannten modell-prädiktiven Steuerung (siehe [Bor17], [Cam09], und [Gru11]) in der Hinsicht, dass Modelle für die Vorhersage/Untersuchung eines möglichen zukünftigen Verhaltens des zu steuernden Systems verwendet werden. Der wesentliche Unterschied besteht jedoch darin, dass bei der simulationsbasierten Steuerung auf eine echte Optimierungsrechnung, also das Auffinden optimaler Steuertrajektorien, bewusst verzichtet wird. Stattdessen werden Algorithmen dafür verwendet, eine kleine Menge vielversprechender Ansteuervarianten aus einer nahezu unendlichen großen Menge an Ansteuervarianten herauszufiltern

⁷ Die Liste `compressors` dient hierbei für den Zugriff auf Informationen zum Kompressor bzw. dessen Lastbefehl. Der Schlüssel für den Zugriff ist die Kompressornummer.

bzw. diese zu konstruieren, um diese kleine Menge dann anhand von Simulationsläufen zu untersuchen und die Beste der untersuchten Ansteuervarianten in der Realität umzusetzen.

Das im Folgenden vorgestellte grundsätzliche Verfahren einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen wurde im Jahr 2008 als DE102008064491 zum Patent angemeldet (siehe [Wag08]). Nach intensiver Prüfung wurde das parallele Europäische Patent EP2376783B1 im Jahr 2017 erteilt. In einem Einspruchsverfahren vor dem EPA konnte das Europäische Patent 2020 mit geringen Einschränkungen als EP2376783B2 erfolgreich verteidigt werden. Eine erste Veröffentlichung des Verfahrens in Form einer Publikation erfolgte im Jahr 2011 in [Wag11].

6.4 Funktionsweise einer simulationsbasierten Steuerung

Die Funktionsweise einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen lässt sich recht einfach anhand des Zyklus in Abbildung 71 erläutern.

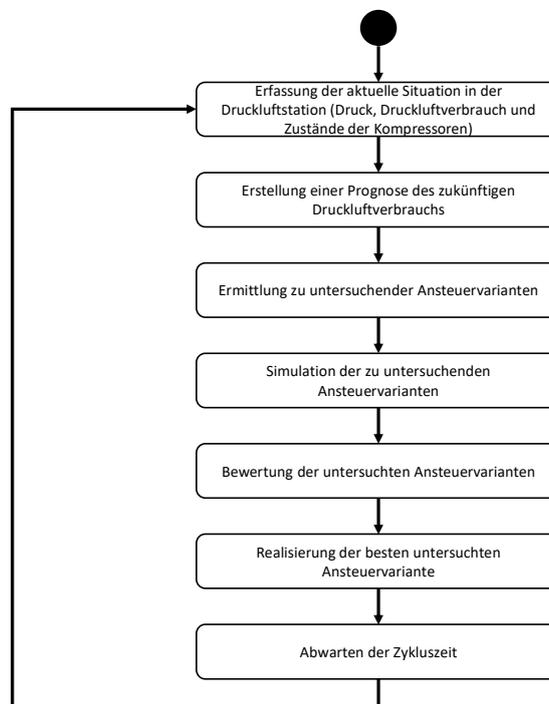


Abbildung 71: Grundlegender Zyklus einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen.

Jeder Durchlauf des Zyklus beginnt mit der Erfassung der aktuellen Situation in der Druckluftstation. Hierzu gehören insbesondere:

- der aktuelle Druck in der Druckluftstation, typischerweise gemessen an einem Druckluftbehälter am Übergabepunkt zum Netzwerk der Druckluftverbraucher,
- der aktuelle Druckluftverbrauch und
- die aktuellen Zustände der Kompressoren.

Die Messung des Drucks in der Druckluftstation bedarf nur eines einfachen Drucksensors und die Kompressoren übermitteln ihre Zustände typischerweise selbständig an die Verbundsteuerung. Deutlich schwieriger ist hingegen die Ermittlung des aktuellen Druckluftverbrauchs, denn aufgrund des hohen Investitions- und Installationsaufwands für hinreichend genaue Messtechnik zur Erfassung eines Volumenstroms mit meterlangen geraden Einlauf- und Auslaufstrecken müssen hier virtuelle

Sensoren zum Einsatz kommen. Eine mögliche Umsetzung eines virtuellen Sensors, welcher den Druckluftverbrauch auf Basis des zeitlichen Verlaufs des Liefervolumenstroms der Kompressoren und des zeitlichen Verlaufs des Stationsdrucks ermittelt, ist in [Wag13] beschrieben.

6.5 Prognose des Druckluftverbrauchs und Bestimmung der zu simulierenden Ansteuervarianten

Anhand des aktuellen Druckluftverbrauchs und ggf. unter Hinzuziehung historischer Werte des Druckluftverbrauchs wird eine Prognose des zukünftigen Druckluftverbrauchs erstellt. Eine einfache Möglichkeit einer Prognose besteht darin, einfach anzunehmen, dass der Druckluftverbrauch so bleibt, wie er gerade ist. In der Praxis funktioniert diese einfache Art der Prognose bereits erstaunlich gut. Bessere Ergebnisse erreicht man jedoch, wenn man die in der jüngsten Vergangenheit beobachtete Variabilität des Druckluftverbrauchs in die Prognose miteinbezieht (siehe [Bue13]).

Auf Basis der Prognose des zukünftigen Druckluftverbrauchs werden in einem potenziell unendlich großen Lösungsraum vielversprechende Ansteuervarianten ermittelt. In dieser Ermittlung vielversprechender Ansteuervarianten liegt der Unterschied zu einem klassischen MPC-Verfahren, welches versucht, optimale Ansteuertrajektorien anhand einer Optimierungsrechnung zu ermitteln. Wie in [Kri12], Kapitel 7.2.2, gezeigt, ist ein solches Optimierungsverfahren bei einem gemischt-ganzzahligen nichtlinearen Optimierungsproblem aufgrund der schier unendlichen Menge an Optimierungsvariablen für Druckluftstationen mit dem heutigen Stand an Algorithmen in Echtzeit nicht anwendbar. Eine einzelne Trajektorie müsste in zeitlich hoher Auflösung (kleiner 5 s) für jeden Kompressor angeben, ob der Kompressor zu einem Zeitpunkt einen Lastbefehl erhält oder nicht. In einer Station mit beispielsweise 4 Kompressoren und einem Optimierungshorizont von 20 Minuten, welcher notwendig ist, um die relevanten Effekte auch bei Kompressoren mit einer Nachlaufzeit von 15 Minuten abdecken zu können, ergeben sich damit

$$(2^4)^{1200s/5s} = 16^{240} = 9,745314 * 10^{288}$$

unterschiedliche Ansteuertrajektorien. Diese Menge an Trajektorien ist in Echtzeit auf einem Embedded-System unmöglich zu untersuchen. Das ist auch der Grund, warum in der gefundenen wissenschaftlichen Literatur zu modellprädiktiven Steuerungsverfahren in Kapitel 2.5.4.2 fast ausschließlich statische Modelle für die Optimierungsrechnung verwendet werden. Die beiden Ausnahmen sind [Kop15] und [Fok20]. In [Kop15] wird ein Modell verwendet, welches das Verhalten von Speichern dynamisch, also im zeitlichen Verlauf abbildet. Die Kompressoren werden hingegen rein statisch modelliert. Und trotzdem dauert eine Optimierungsrechnung hier Minuten. In [Fok20] wird ein dynamisches Modell eines Kompressors verwendet und das Verhalten im Sinne einer Trajektorie optimiert. Zur Dauer der Durchführung einer Optimierungsrechnung werden hier keine Angaben gemacht. Von einer Anwendbarkeit in Echtzeit ist aber nicht auszugehen, sonst würde in [Fok20] nicht vorgeschlagen, eine Trajektorie zu optimieren und dann abzufahren.

Eine simulationsbasierte Steuerung für Druckluftstationen setzt darauf, vor der Durchführung von Simulationen vielversprechende Ansteuervarianten zu ermitteln. Denn die Durchführung einer Simulation zur Analyse einer Ansteuervariante ist in Bezug auf die Rechenzeit verhältnismäßig teuer. Daher kann nur eine sehr begrenzte Anzahl an Ansteuervarianten im Rahmen eines Durchlaufs des Steuerungszyklus in Echtzeit simuliert werden (Größenordnung 100). Begrenzend sind hier die

eingeschränkte Rechenleistung der Hardware der Verbundsteuerung und die kurze Zykluszeit in der Größenordnung von 1 Sekunde. Die kurze Zykluszeit ist notwendig, um auf unerwartete Änderungen im Druckluftverbrauch zu reagieren und die vorgegebenen Druckgrenzen in der Druckluftstation einzuhalten.

Im Algorithmus zur Ermittlung der vielversprechenden Ansteuervarianten steckt also die eigentliche Intelligenz einer simulationsbasierten Steuerung. Die vom Algorithmus generierten Ansteuervarianten müssen dabei zum Steuerungsverfahren passen, welches die Druckluftstation im Rahmen der Simulation steuert. Denn wie oben beschrieben, steckt im Gegensatz zu einem klassischen MPC-Verfahren in einer Ansteuervariante keine Trajektorie von Ansteuerbefehlen an die Kompressoren, wie es beispielweise in [Kri12] mit den Trajektorien versucht wurde. Stattdessen kodiert eine Ansteuervariante im simulationsbasierten Steuerungsverfahren einen Parametersatz für ein nicht-simulationsbasiertes (klassisches) Steuerungsverfahren, welches die Kompressoren im Rahmen der Simulation der Ansteuervariante steuert. Dieses Prinzip ist in Abbildung 72 dargestellt.

6.6 Simulation und Bewertung der Ansteuervarianten

Für die Bewertung der Ansteuervarianten wird für jede Ansteuervariante eine Simulation des Verhaltens der durch das nicht-simulationsbasiert (klassische) Steuerungsverfahren gesteuerten Druckluftstation durchgeführt (siehe Abbildung 72).

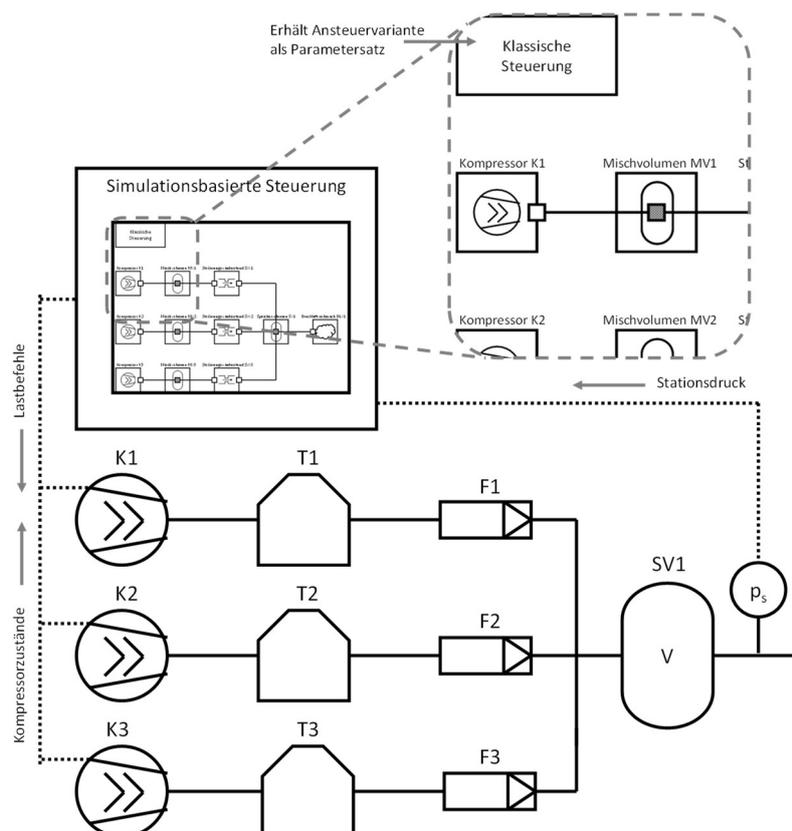


Abbildung 72: Einbettung eines klassischen Steuerungsverfahrens im Rahmen der Bewertung von Handlungsalternativen durch Simulation in der simulationsbasierten Steuerung

Um alle für die Bewertung der Ansteuervariante relevanten Effekte berücksichtigen zu können, muss die Simulation einen Zeitraum von 20 Minuten oder mehr abdecken. Dieser im Vergleich zur Zykluszeit des Verfahrens in der Größenordnung von 1 s recht lange Zeitraum ist notwendig, da die Nachlaufzeit

großer Kompressoren bis zu 15 Minuten betragen kann. D.h., wird ein großer Kompressor aus Lastlauf geschaltet, fällt seine Leistungsaufnahme erst nach 15 Minuten auf 0 kW und verbleibt vor Ablauf der 15 Minuten in Leerlauf, bei ca. 20 % bis 30 % der Leistungsaufnahme in Lastlauf [Wei09]. Um also signifikante energetische Einspareffekte durch das Wegschalten eines solchen Kompressors zu sehen, muss man also deutlich länger als 15 Minuten simulieren. Bei einer kürzeren simulierten Zeitspanne wird sich das Wegschalten eines großen Kompressors mit langer Nachlaufzeit „scheinbar“ nicht lohnen, was zu verfälschten Ergebnissen bei der Bewertung der Handlungsalternativen führt.

Anhand des verhältnismäßig langen Zeithorizonts von 20 Minuten zeigt sich, dass eine hohe Geschwindigkeit für das Aufsetzen und Durchführen der Simulation essenziell für die praktische Anwendbarkeit des Verfahrens ist. Bei 100 zu untersuchenden Varianten und einer Zykluszeit von 1 s müssen bei einem Simulationshorizont von 20 Minuten insgesamt 2000 Minuten (entspricht 120.000 Sekunden) simuliert werden, und das auf einem Embedded-System. Die in Kapitel 4 vorgestellten konektorbasierten Modelle mit einer Modellierung des dynamischen Verhaltens über Differenzgleichungen in expliziter Form bilden hierfür die Grundlage. Daher werden im Rahmen der durchgeführten Simulationen auch die Steuerungsalgorithmen berücksichtigt, die in den Kompressorsteuerungen selbst ablaufen. So sorgt der mitsimulierte QUADRO-Algorithmus, der im hybriden Automaten des Kompressors kodiert ist (siehe Abbildung 44), automatisch dafür, dass die maximal zulässige Anzahl an Kompressorstarts pro Stunde auch in der Voraussimulation nicht überschritten wird. Damit wird verhindert, dass scheinbare Optimierungspotenziale ermittelt werden, die am echten Kompressor wegen des in der echten Kompressorsteuerung ablaufenden QUADRO-Algorithmus gar nicht zu realisieren sind.

Nach Durchführung einer Simulation wird das mögliche zukünftige Verhalten der Druckluftstation anhand eines Gütefunktional bewertet. Verschiedene Ausgestaltungen des Gütefunktional sind denkbar. Ein besonders einfaches Gütefunktional ist die Gesamtenergieaufnahme aller Kompressoren während der simulierten Zeitspanne. Komplexere Gütefunktionale berücksichtigen zusätzlich die Änderung der im Druckluftspeicher gespeicherten Luft zwischen Anfang und Ende der Simulation (wird netto über den Simulationshorizont Druckluft aus dem Druckluftspeicher entnommen, verschiebt man Teile der Energieaufnahme der Kompressoren aus dem aktuellen Steuerungszyklus in den nächsten Steuerungszyklus) und/oder die Güte der Einhaltung der vorgegebenen Grenzen für den minimal notwendigen und den maximal zulässigen Stationsdruck.

6.7 Realisierung der besten Ansteuervariante und Abwarten der Zykluszeit

Die beste Ansteuervariante, die durch Anwendung des Gütefunktional auf den jeweiligen Simulationslauf gefunden wurde, wird realisiert. Die Ansteuervariante stellt keine Ansteuertrajektorie mit einer Folge von Lastbefehlen an die Kompressoren dar, sondern ist ein Parametersatz für das im Rahmen der Simulation verwendete nicht-simulationsbasierte (klassische) Steuerungsverfahren. Ein Beispiel eines Parametersatzes könnten z.B. die Druckgrenzen einer Druckbandsteuerung sein. Daher muss für die Realisierung aus der Ansteuervariante ein Ansteuervektor mit Lastbefehlen an die Kompressoren ermittelt werden. Hierfür wird anhand des Simulationsergebnisses geprüft, wie der Ansteuervektor an die Kompressoren in der Simulation nach Durchführung des ersten Simulationsschritts aussieht. Dieser Ansteuervektor gibt dann an, welche Kompressoren in der realen Station im aktuellen Steuerungszyklus einen Lastbefehl erhalten und welche nicht.

Die eigentliche Realisierung der besten Ansteuervariante besteht darin, die entsprechenden Lastbefehle an die Kompressoren zu übergeben. Damit die möglicherweise geänderten Lastbefehle von den Kompressoren aufgenommen und sich dann in einem geänderten Zustand der betroffenen Kompressoren zu Beginn des nächsten Steuerungszyklus widerspiegeln, wird am Ende des Steuerungszyklus eine Wartezeit in der Größenordnung von 200 ms abgewartet, bevor der nächste Steuerungszyklus beginnt.

6.8 Beispielhafte Realisierung des Verfahrens

Eine im Jahr 2008 vom Autor durchgeführte und in [Wag11] veröffentlichte Simulationsstudie zeigt, welche Verbesserungspotenziale der Einsatz einer simulationsbasierten Steuerung selbst dann bringt, wenn im Rahmen der Simulation als klassisches Steuerungsverfahren eine vereinfachte Variante der Druckbandsteuerung mit nur einem statt zwei Druckbändern zum Einsatz kommt (im Prinzip ein primitiver Zweipunktregler mit Hysterese und zusätzlichen Timern) zum Einsatz kommt. Die vereinfachte Variante der Druckbandsteuerung ist in Abbildung 73 dargestellt.

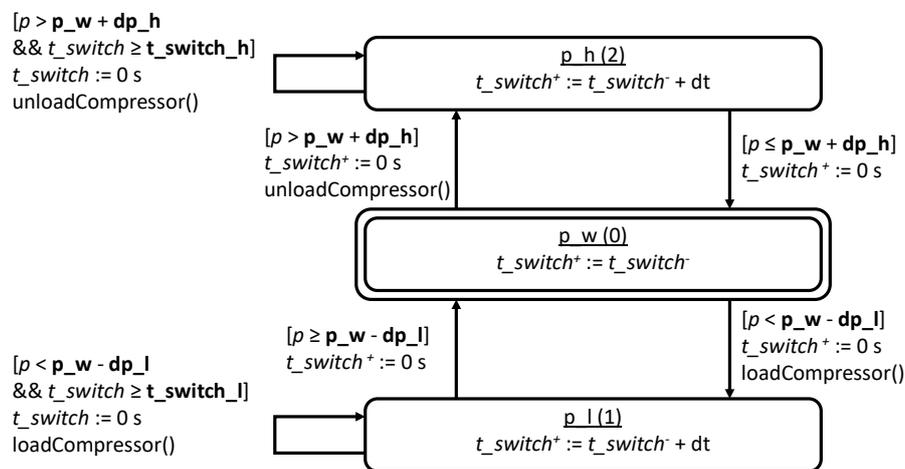


Abbildung 73: Vereinfachte Variante der Druckbandsteuerung mit nur einem Druckband.

Die im Rahmen eines Steuerungszyklus (siehe Abbildung 71) durchgeführten 100 Simulationen untersuchen 100 unterschiedliche Parametersätze für die vereinfachte Variante der Druckbandsteuerung nach Abbildung 73. Die Parametersätze rastern die Druckbandbreite im zulässigen Druckbereich (definiert durch minimal notwendigen Druck und maximal zulässigen Druck) durch Anpassung von dp_h äquidistant ab. Für die Zeitkonstanten t_{switch_l} und t_{switch_h} werden zwei alternative Sätze untersucht.

Für die Simulationsstudie wurde ein Simulationsmodell nach Kapitel 3 verwendet, in Modelica implementiert und in Dymola ausgeführt. Die Ergebnisse der Simulationsstudie sind in der folgenden Abbildung zusammengefasst.

	Profil 1	Profil 2	Profil 3
Kleine Station	11,7 %	6,7 %	13,6 %
Mittlere Station	2,8 %	1,8 %	5,4 %
Große Station	5,4 %	1,5 %	3,4 %

Abbildung 74: Ergebnisse der Simulationsstudie aus 2008 [Wag11]

Verglichen wurden drei unterschiedlich große Stationen, die jeweils mit drei Druckluftverbrauchsprofilen unterschiedlicher Dynamik untersucht wurden. Die Einsparpotenziale durch den Einsatz der simulationsbasierten Steuerung schwanken zwischen 1,8 % und 13,6 %. Die relativen Energieeinsparung fallen bei der kleinen Station am größten aus. Dies liegt darin begründet, dass hier der energetische Anteil der Verlustarbeit an der Gesamtenergie am größten. Hier ergeben sich die größten Optimierungspotenziale durch die gezielte Ausnutzung des Effekts des QUADRO-Algorithmus auf das Nachlaufen (siehe hierzu auch Abbildung 16, das relative Einsparpotenzial sinkt mit steigender Anzahl laufender Kompressoren).

Dass das Optimierungspotenzial in den Konstellationen mit Verbrauchsprofil 2 besonders klein ist, liegt daran, dass durch häufige und sprunghafte Änderungen des Druckluftverbrauchs die Voraussimulation in vielen Steuerungszyklen ein zukünftiges Verhalten simuliert, das dann so gar nicht eintritt. Die Druckluftverbrauchsprofile 1 und 3 weisen ein einfacher vorhersagbares Verhalten auf und sind daher für ein Steuerungsverfahren mit Voraussimulation besser geeignet.

6.9 Großflächige Anwendung in der Praxis

Das volle Potenzial einer simulationsbasierten Steuerung lässt sich aber nur mit komplexeren Steuerungsverfahren für die Ansteuerung der Kompressoren in der Simulation heben. Auf Initiative und unter Anleitung des Autors dieser Arbeit wurde im Jahr 2013 bei der KAESER KOMPRESSOREN SE in Kooperation mit der Ernst-Abbe-Fachhochschule Jena im Rahmen einer Masterarbeit eine weiterentwickelte Variante des simulationsbasierten Steuerungsverfahrens entwickelt [Bue13]. Diese Variante generiert endliche Folgen von mit Kompressoren assoziierten Druckschwellen durch Pfadplanung in endlichen Automaten, die dann im Rahmen der Simulationsläufe bei Erreichen der Druckschwellen komplexe Muster von Schalthandlungen auslösen, wobei vorgegebene Druckgrenzen im Stationsdruck eingehalten werden. Da diese Arbeit mit einem Sperrvermerk versehen ist, kann auf die Details der Masterarbeit an dieser Stelle nicht eingegangen. Die Ergebnisse dieser weiterentwickelten Variante der simulationsbasierten Steuerung sind jedoch so überzeugend, dass die seit 2015 auf dem Markt befindliche Verbundsteuerung SAM 4.0 der KAESER KOMPRESSOREN SE mehr als 10.000 Druckluftstationen mit Hilfe eines simulationsbasierten Steuerungsalgorithmus erfolgreich steuert. Bemerkenswert ist dabei, dass alle diese Druckluftstationen mit der gleichen Software gesteuert werden und, bis auf die technischen Eigenschaften der Kompressoren, als einzige Parameter des Steuerungsalgorithmus der minimal notwendige und maximal zulässige Stationsdruck eingegeben werden müssen. Im Vergleich zu den zahlreichen Parametern der Druckbandsteuerung ist das eine große Erleichterung für die Inbetriebnahme der Verbundsteuerung. Gleichzeitig wird im Vergleich zur Druckbandsteuerung durchweg eine bessere Energieeffizienz erreicht.

Zum Abschluss wird noch das Verhalten einer Druckluftstation mit Druckbandsteuerung und mit dem Verhalten einer Druckluftstation mit simulationsbasierter Steuerung verglichen. Die für den Vergleich herangezogene Druckluftstation besteht aus 5 Kompressoren:

- C1 und C2 sind Kompressoren des gleichen Typs mit einem Liefervolumenstrom von $24 \text{ m}^3/\text{min}$
- C3, C4 und C5 sind Kompressoren des gleichen Typs mit einem Liefervolumenstrom von $20 \text{ m}^3/\text{min}$
- Speicherbehälter und Rohrleitungsnetz haben zusammen ein Volumen von 39 m^3

Der für den Vergleich angenommene zeitliche Verlauf des Druckluftverbrauchs ist in Abbildung 75 dargestellt.

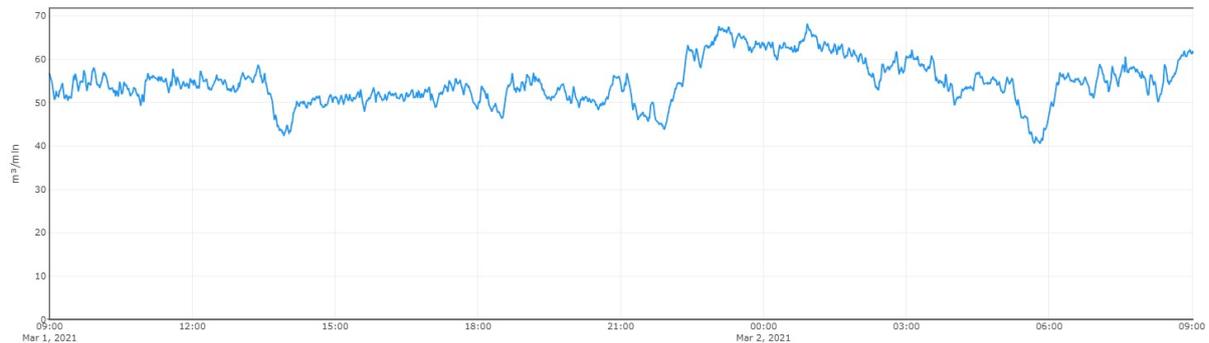


Abbildung 75: Druckluftverbrauch für den Vergleich zwischen Druckbandsteuerung und simulationsbasierter Steuerung.

Abbildung 76 zeigt das Verhalten der Station mit der Druckbandsteuerung, wobei der Parametersatz der Druckbandsteuerung speziell auf diese Station und diesen Druckluftverbrauch angepasst wird. Für die spezielle Anpassung des Parametersatzes wird eine Optimierungsrechnung durchgeführt, bei der ein Brute-Force-Ansatz mit einem evolutionären Optimierungsverfahren kombiniert wird. Für alle denkbaren Kombinationen aus Zu- und Abschaltreihenfolgen (Brute-Force-Ansatz für den diskreten Teil des Optimierungsproblems) wird mit Hilfe von Differential Evolution ein optimaler Satz an Druck- und Timer-Parametern (siehe Beschreibung der Druckbandsteuerung in Kapitel 2.5.3) ermittelt (evolutionäres Optimierungsverfahren für den kontinuierlichen Teil des Optimierungsproblems). Im Rahmen der Anwendung von Differential Evolution werden die Lösungskandidaten (jeweils ein Vektor aller Druck- und Timer-Parameter) mit Hilfe des Simulationsmodells bewertet, welches für den Vergleich der beiden Steuerungsverfahren zum Einsatz kommt. Im Rahmen der Optimierungsrechnung zur Bestimmung des optimalen Parametersatzes wurden mehr als 200.000 Simulationen durchgeführt. Die Durchführung der Optimierungsrechnung dauert auf einem Rechner mit Intel-i7-Prozessor und 8 Kernen etwas mehr als 29 Stunden.

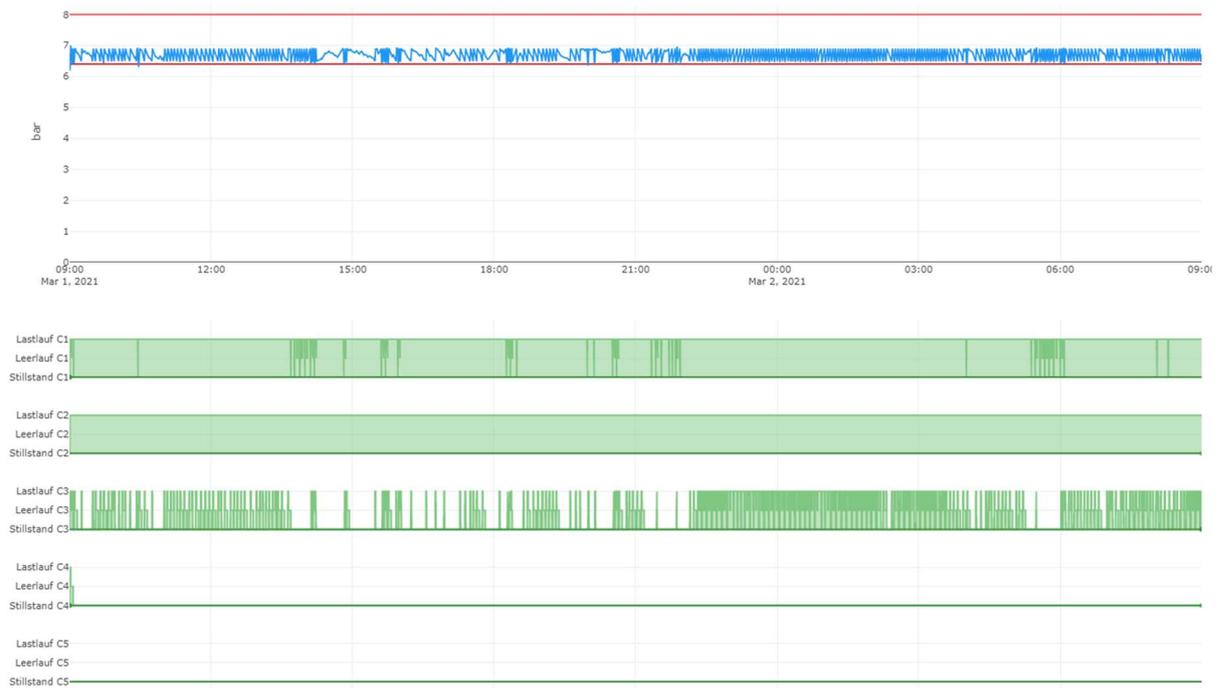


Abbildung 76: Station mit 5 Kompressoren gesteuert mit einer Druckbandsteuerung mit für diese Station optimierten Parametern.

Man sieht das rund um ca. 6,8 bar ein im Wesentlichen immer gleich großes Druckband gefahren wird. Der Durchschnittsdruck beträgt deshalb hier 6,8 bar, obwohl der minimal notwendige Druck in der Druckluftstation nur 6,4 bar beträgt. Außerdem erkennt man, dass von den drei gleich großen Kompressoren C3, C4 und C5 quasi nur C3 zum Einsatz kommt. C3 schaltet sehr häufig und weist sehr viele energetisch teure Leerlaufphasen auf⁸. Das nur C3 verwendet wird liegt einerseits an der starren Schaltreihenfolge. Von den Einsparmöglichkeiten durch den QUADRO-Algorithmus wird hier kein Gebrauch gemacht.

Demgegenüber steht das Verhalten der gleichen Druckluftstation gesteuert durch eine simulationsbasierte Steuerung in Abbildung 77.

⁸ Trotz des häufigen Schaltens wird die zulässige Anzahl an Motorstarts pro Stunde bei Kompressor C3 nicht überschritten, denn die Schaltungen erfolgen überwiegend zwischen den Betriebszuständen *Leerlauf* und *Lastlauf* (erkennbar an der sichtbaren hellgrünen Fläche).



Abbildung 77: Station mit 5 Kompressoren gesteuert mit dem simulationsbasierten Steuerungsalgorithmus aus dem Produkt SAM 4.0.

Das Verhalten des Drucks ist durch den Einsatz der simulationsbasierten Steuerung komplett anders. Der Druck fährt immer wieder exakt gegen den minimal notwendigen Druck von 6,4 bar und steigt dann situationsbedingt in immer wieder unterschiedliche Höhen. Der durchschnittliche Druck beträgt 6,7 bar. Die Höhe, auf die der Druck steigt, wird anhand der Simulationsläufe durch die untersuchten Ansteuervarianten bestimmt. Wo energetisch vorteilhaft wird ein schmales Druckband gefahren, in anderen Situationen wird, weil energetisch vorteilhaft, ein breites Druckband gefahren. Der volle zulässige Druckbereich wird jedoch nicht ausgenutzt, da es aufgrund der konkreten Konstellation aus Kompressoren, dem zur Verfügung stehenden Speichervolumen und dem gegebenen Verlauf des Druckluftverbrauchs energetisch nicht vorteilhaft ist, dies zu tun.

Ebenfalls auffällig ist, dass die gleich großen Kompressoren C3, C4 und C5 deutlich gleichmäßiger verwendet werden und sich abwechseln. Durch das Abwechseln werden Leerlaufzeiten vermieden, da die Kompressoren immer so durchgewechselt werden, dass ein Kompressor, der von Lastlauf nach Leerlauf schaltet, nach Abschluss der Entlüftungsphase (DEPRESSURIZING) direkt ausschalten kann (STANDBY). Hier wird durch die simulationsbasierte Steuerung also gezielt der Effekt des QUADRO-Algorithmus ausgenutzt.

In dem hier gezeigten Beispiel beträgt die Energieeinsparung durch den simulationsbasierten Steuerungsalgorithmus 2,9 % und dies gänzlich ohne die Notwendigkeit einer Parameteroptimierung für den simulationsbasierten Steuerungsalgorithmus. Passt man die Parameter der Druckbandsteuerung nicht speziell auf diese Station an, beträgt die Einsparung sogar 6,0 %.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit liefert eine Zusammenfassung der forschenden Tätigkeit des Autors im Auftrag der KAESER KOMPRESSOREN SE als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Juniorprofessur für Agentenbasierte Systeme an der TU Kaiserslautern (2006 bis 2008) sowie als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Automatisierungs- und Energiesysteme an der Universität des Saarlandes (2018). Thema der forschenden Tätigkeit war die Steigerung der Energieeffizienz von Druckluftstationen durch den Einsatz von Simulationsmodellen.

Als Grundlage für das Verständnis der im Rahmen der Arbeit vorgestellten Probleme und Lösungen rund um die automatische Auslegung von Druckluftstationen und die simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen wird im Detail erläutert, aus welchen Komponenten Druckluftstationen aufgebaut sind. Ebenso wird gezeigt, wie öleingespritzte Schraubenkompressoren, welche aus energetischer Sicht die wichtigsten Komponenten in einer Druckluftstation darstellen, aufgebaut sind und funktionieren. Ebenso wird hergeleitet, wieso überhaupt Druckluftstationen aus mehreren kleinen Kompressoren gebaut werden, statt nur einen großen Kompressor zu verwenden.

Für die Komponenten einer Druckluftstationen werden Modelle auf Basis hybrider Automaten hergeleitet, die sich unter Verwendung von Konnektoren, wie sie aus der Modellierungssprache Modelica bekannt sind, flexibel zu Druckluftstationen miteinander verschalten lassen. Dieser Ansatz zur Modellierung birgt zahlreiche Vorteile. Zum einen werden im Modell der Druckluftstation die Komponenten der Druckluftstation so miteinander verschaltet, wie es auch in der echten Druckluftstation der Fall ist. Das für die Modellierung von Druckluftstationen notwendige Know-How wird dadurch drastisch reduziert, sofern die Modelle der Komponenten in Form einer Bibliothek vorliegen. Auch Nicht-Experten auf dem Gebiet der Modellierung können so Simulationsmodelle von Druckluftstationen erstellen. Zum anderen ist es durch den gewählten Modellierungsansatz möglich, die miteinander verschalteten Modelle der Komponenten ohne mehrstufigen Übersetzungsvorgang, wie er bei Modelica notwendig ist, im Rahmen einer Simulation auszuwerten. Dies spart den Einsatz potenziell lizenzpflichtiger Software und erlaubt die ad-hoc-Durchführung von automatisiert erstellten Modellen von Druckluftstationen auf Basis vorgefertigter Modelle der Komponenten. Da durch den gewählten Modellierungsansatz, trotz der Möglichkeit zur flexiblen Verschaltung der Komponenten, alle (Differenzial-) Gleichungen in expliziter Form vorliegen, ist die Simulationsgeschwindigkeit sehr hoch, denn es müssen im Rahmen der Simulation keine (Differenzial-) Gleichungssysteme gelöst werden.

Das Potenzial für die Steigerung der Energieeffizienz durch optimale Auslegung von Druckluftstationen unter vorgegebenen Randbedingungen für einen angenommenen Druckluftverbrauch wird durch einen speziell auf die Problemstellung zugeschnittenen Branch-And-Bound-Algorithmus gehoben. Der Branch-And-Bound-Algorithmus spannt auf Basis eines Katalogs von Kompressortypen einen Baum mit allen denkbaren Druckluftstationen auf. Durch das Bounding aufgrund geschickt gewählter Abschätzungen kann die Größe des potenziell riesigen Baums sehr klein gehalten werden. Die nach dem Bounding verbliebenen Knoten im Baum können anhand des sehr schnell ausführbaren Simulationsmodells binnen kurzer Zeit ausgewertet werden.

Zur Optimierung des Verhaltens einer Druckluftstation zur Laufzeit wird das simulationsbasierte Steuerungsverfahren für Druckluftstationen vorgeschlagen. Das simulationsbasierte

Steuerungsverfahren macht den aus der modellprädiktiven Steuerung bekannten Ansatz, durch Einsatz von Modellen optimale Stellgrößen an die Kompressoren zu ermitteln, in der Praxis anwendbar. Anders als bei einer modellprädiktiven Steuerung wird keine echte Optimierungsrechnung zur Ermittlung von Trajektorien von Stellbefehlen durchgeführt. Stattdessen werden durch iterativ durchgeführte Simulationsläufe unterschiedliche Parametersätze für einen fiktiven, im Rahmen der Simulation eingesetzten Steuerungsalgorithmus durchprobiert. Der beste untersuchte Parametersatz legt dann die für die aktuelle Iteration verwendeten Stellbefehle an die Kompressoren fest. Aufgrund der hohen Simulationsgeschwindigkeit der Simulationsmodelle ist es möglich das Verfahren in Echtzeit auf Embedded-Systemen auszuführen. Eine unter Anleitung des Autors weiterentwickelte Version der in dieser Arbeit vorgestellten simulationsbasierten Steuerung ist seit 2015 in großen Stückzahlen in realen Druckluftstationen im Einsatz.

Weiterführende Arbeiten sollten neben den Kompressoren die Energieaufnahme weiterer Energieverbraucher, wie z.B. Kältetrockner, bei der Auslegung und Steuerung von Druckluftstationen berücksichtigen. In Bezug auf die simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen birgt eine genauere Prognose des Druckluftverbrauchs, welche im Rahmen der Simulation den Druckluftverbrauch vorgibt, weiteres Potenzial zur Steigerung der Energieeffizienz.

Für das Verfahren der simulationsbasierten Steuerung sollte untersucht werden, ob dieses bei anderen verfahrenstechnischen Prozessen eingesetzt werden kann, in denen standardisierte Komponenten individuell zu einer Anlage zusammengeschaltet werden. Ein Beispiel ist etwa die Erzeugung von Stickstoff durch Kolonnen einzelner Stickstofferzeugungsanlagen unterschiedlicher Größe.

8 ANHANG

8.1 ANHANG A – DEFINITION HYBRIDER AUTOMAT

Für die Definition hybrider Automaten im Rahmen dieser Arbeit wird auf die Menge der booleschen Werte zurückgegriffen:

- \mathcal{B} : Menge der booleschen Werte $\mathcal{B} = \{false, true\}$

Ein hybrider Automat in dieser Arbeit ist ein 11-Tupel

$$HA = (D, E, \underline{z}, \underline{z}_0, \underline{u}, \underline{y}, \underline{p}, a, f, g, h)$$

mit

- D : endliche Menge der diskreten Automatenzustände
- E : endliche Menge der Zustandsübergangsereignisse im hybriden Automaten, enthält auch das Nicht-Ereignis \emptyset , mit $e \in E$ als das aktuell aufgetretene Ereignis
- \underline{z} : Zustand des hybriden Automaten, mit $\underline{z} \in D \times \mathbb{R}^n$, mit n als Anzahl der kontinuierlichen Zustandsgrößen und $\underline{z} = \begin{pmatrix} d \\ x \end{pmatrix}$, mit $d \in D$ der diskrete Zustand des hybriden Automaten und $x \in \mathbb{R}^n$ der kontinuierliche Zustand des hybriden Automaten
- \underline{z}_0 : Initialzustand des hybriden Automaten, $\underline{z}_0 \in D \times \mathbb{R}^n$, mit $\underline{z}_0 = \begin{pmatrix} d_0 \\ x_0 \end{pmatrix}$, mit $d_0 \in D$ der diskrete Initialzustand des hybriden Automaten und $x_0 \in \mathbb{R}^n$ der kontinuierliche Initialzustand des hybriden Automaten
- \underline{u} : Eingang, $\underline{u} \in \mathbb{R}^m \times B^o$, mit m als Anzahl der kontinuierlichen Eingangsgrößen und o als Anzahl der booleschen Eingangsgrößen
- \underline{y} : Ausgang, $\underline{y} \in \mathbb{R}^p \times B^q$, mit p als Anzahl der kontinuierlichen Ausgangsgrößen und q als Anzahl der booleschen Ausgangsgrößen
- \underline{p} : Parameter, $\underline{p} \in P^r$, mit $P = (\bigcup_{i \in \mathbb{N}} \mathcal{B}^i) \cup (\bigcup_{i \in \mathbb{N}} \mathbb{R}^i)$ ⁹ und r als Anzahl der Parameter
- $a: D \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times B^o \times \mathbb{R} \rightarrow E$, Generatorfunktion für Zustandsübergangsereignisse mit $e = a(\underline{z}, \underline{u}, t)$, $e \in E$
- $f: D \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times B^o \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^n$, Evolution des kontinuierlichen Zustands mit $\dot{x} = f(\underline{z}, \underline{u}, t)$
- $g: D \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times B^o \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}^p \times B^q$, Ausgangsfunktion mit $\underline{y} = g(\underline{z}, \underline{u}, t)$
- $h: E \times D \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times B^o \times \mathbb{R} \rightarrow D \times \mathbb{R}^n$, Reinitialisierungsfunktion $\underline{z}^+ = h(e, \underline{z}, \underline{u}, t)$, mit \underline{z}^+ der Wert von \underline{z} nach der Reinitialisierung

Zusätzlich gelten die folgenden Bedingungen:

- Die Auswertung der Funktionen a, h, f, g erfolgt in der Reihenfolge
 - a
 - h
 - f, g (Reihenfolge egal)

⁹ P definiert den gültigen Wertebereich eines einzelnen Parameters, der ein Skalar oder ein Vektor beliebiger ganzzahliger Dimension sein kann.

- Die Reinitialisierungsfunktion h des Automaten liefert als Ergebnis für das Nicht-Ereignis $e = \emptyset$ $\underline{z}^+ = \underline{z}$ (keine ereignisbedingte Zustandsänderung).
- Das Generieren eines Ereignisses e in der Generatorfunktion a , sowie das Verarbeiten des Ereignisses e in der Reinitialisierungsfunktion h erfolgt aus zeitlicher Sicht instantan, d.h., die Zeit t schreitet währenddessen nicht fort.
- Zwar können mehrere Ereignisse $e_a, e_b, e_c, \dots \in E$ zur gleichen Zeit t auftreten, jedoch liegt immer eine eindeutige Reihenfolge der Ereignisse vor, d.h. die Ereignisse treten nicht gleichzeitig im Sinne von parallel auf. Die Abarbeitung des hybriden Automaten erfolgt daher so, dass nach der Generierung eines Ereignisses $e \in E$ durch die Funktion a und der Abarbeitung des Ereignisses e durch die Funktion h erneut die Funktion a aufgerufen wird, um ein neues Ereignis $e \in E$ zu erzeugen, das wiederum durch die Funktion h verarbeitet wird. Diese Schleife wird erst verlassen, wenn das generierte Ereignis e das Nicht-Ereignis \emptyset ist. Erst nach dem Verlassen der Schleife durch das Nicht-Ereignis \emptyset erfolgt die Abarbeitung der Funktionen f und g . D.h., die Abarbeitung der Funktionen f und g setzt auf dem Zustand \underline{z} auf, der nach den ggf. ein oder mehreren aufgetretenen Ereignissen vorliegt.
- Das Ausführen der Funktionen f und g erfolgt aus zeitlicher Sicht instantan, d.h. die Zeit t schreitet bei deren Ausführung nicht fort.
- Nach Abarbeiten der Funktionen f und g erfolgt das Fortschreiten des Automaten in der Zeit t durch Ausführen eines Integrationsschrittes. Wie der Integrationsschritt ausgeführt wird, ist ein Detail der Implementierung, welches nicht vorgegeben wird.

Ein hybrider Automat gemäß dieser Definition kann als Block in einem Blockdiagramm mit Signalschnittstelle aufgefasst werden, wie er in der Regelungstechnik üblich ist (siehe [Lun05]).

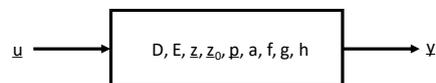


Abbildung 78: Schnittstelle des hybriden Automaten als Block in einem Blockdiagramm.

Als Block in einem Blockdiagramm verfügt der hybride Automat an seiner Schnittstelle zu anderen Blöcken über Signale von Eingangswerten \underline{u} und Signale von Ausgangswerten \underline{y} . An seinen Schnittstellen ist ein hybrider Automat damit ein kausales Modell. Durch die Modellierung ist bereits festgelegt, welche Signale von außen vorgeben werden müssen (die Eingangswerte \underline{u}) und welche Signale im hybriden Automaten festlegt und nach außen gegeben werden (die Ausgangswerte \underline{y}).

8.2 Anhang B – GRAFISCHE REPRÄSENTATION EINES HYBRIDEN AUTOMATEN

Zur besseren Lesbarkeit für den Menschen wird die oben gegebene formale Definition des hybriden Automaten um eine grafische Repräsentation ergänzt, die im Folgenden erklärt wird.

- Ein Zustand $d \in D$ des endlichen Automaten wird als Rechteck mit abgerundeten Ecken dargestellt.
- Der Anfangszustand $d_0 \in D$ ist durch eine doppelte Umrandung gekennzeichnet.
- Die Zustände besitzen drei Label.
 - Ein erstes Label bezeichnet den Zustand. Das Label ist in der ersten Zeile des Zustands angeordnet. Das Label ist obligatorisch.
 - Ein zweites Label ist eine Auflistung von Wertzuweisungen für die zeitlichen Ableitungen der Komponenten des kontinuierlichen Zustands \underline{x} . Die Elemente der Auflistung sind durch einen Zeilenumbruch voneinander getrennt. Die Wertzuweisungen besitzen die Form $\dot{x} := \langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$, mit \dot{x} als die zeitliche Ableitung einer Komponente von \underline{x} und $\langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$ ein mathematischer Ausdruck in Abhängigkeit des kontinuierlichen Zustands \underline{x} , des Eingangs \underline{u} sowie der Zeit t . Der Ausdruck $\langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$ evaluiert zu einem Wert $\in \mathbb{R}$. Die Auflistung muss für jede Komponente aus \underline{x} genau eine Wertzuweisung enthalten. Wenn der Zustand \underline{x} keine Komponente hat, der hybride Automat also keine kontinuierlichen Zustandsgrößen besitzt, darf das zweite Label entfallen.
 - Ein drittes Label ist eine Auflistung von Wertzuweisungen für die Komponenten des Ausgangs \underline{y} . Die Elemente der Auflistung sind durch einen Zeilenumbruch voneinander getrennt. Die Wertzuweisungen besitzen die Form $y := \langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$, mit y als eine Komponente von \underline{y} und $\langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$ ein mathematischer Ausdruck in Abhängigkeit des kontinuierlichen Zustands \underline{x} , des Eingangs \underline{u} sowie der Zeit t . Der Ausdruck $\langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$ evaluiert zu einem Wert $\in \mathbb{R} \cup B$ ($\in \mathbb{R}$ bei einer kontinuierlichen Ausgangsgröße bzw. $\in B$ bei einer booleschen Ausgangsgröße). Die Auflistung muss für jede Komponente aus \underline{y} genau eine Wertzuweisung enthalten. Wenn der Ausgang \underline{y} keine Komponenten hat, der hybride Automat also keine Ausgangsgrößen besitzt, darf das dritte Label entfallen.
- Die Zustände $d \in D$ des endlichen Automaten sind über gerichtete Kanten miteinander verbunden. Die Kanten repräsentieren die möglichen Zustandsübergangereignisse $e \in E$. Das nicht-Ereignis \emptyset wird graphisch nicht dargestellt.
- Die Kanten besitzen zwei Label.
 - Ein erstes Label, analog zu UML-Aktivitätsdiagrammen eingebettet in ein Paar eckiger Klammern [], kennzeichnet die Bedingung für das Aktivieren der Kante, wenn der Ausgangszustand der Kante aktiv ist. Die Bedingung ist ein Ausdruck in Abhängigkeit vom kontinuierlichen Zustand \underline{x} , vom Eingang \underline{u} sowie der Zeit t . Der Ausdruck evaluiert zu einem booleschen Wert aus B . Dieses erste Label ist obligatorisch.
 - Ein zweites Label ist eine Auflistung von Wertzuweisungen für die Komponenten des kontinuierlichen Zustands \underline{x} (Reinitialisierung des kontinuierlichen Zustands \underline{x}). Die Elemente der Auflistung sind durch einen Zeilenumbruch voneinander getrennt. Die Wertzuweisungen besitzen die Form $x := \langle\langle \text{Ausdruck} \rangle\rangle$, mit x eine Komponente

von \underline{x} und $\ll \text{Ausdruck} \gg$ ein mathematischer Ausdruck in Abhängigkeit des kontinuierlichen Zustands \underline{x} , des Eingangs \underline{u} sowie der Zeit t . Der Ausdruck $\ll \text{Ausdruck} \gg$ evaluiert zu einem Wert $\in \mathbb{R}$. Wird für eine Komponente aus \underline{x} keine Wertzuweisung in der Auflistung angegeben, bedeutet dies implizit, dass für diese Komponente $x := x$ gilt. D.h., der Wert der Komponente bleibt unverändert. Wird für keine Komponente aus \underline{x} eine Wertzuweisung in der Auflistung aufgeführt, kann das zweite Label an der Kante entfallen. Das zweite Label ist damit optional.

- Zur besseren Lesbarkeit werden in allen Ausdrücken an den Zuständen und Kanten Variablen (Komponenten von \underline{u} , \underline{x} und \underline{y}) kursiv und Parameter (Komponenten von \underline{p}) fett dargestellt.

Der Zusammenhang zwischen formaler Definition eines hybriden Automaten und seiner grafischen Darstellung wird im Folgenden anhand eines abstrakten Beispiels gezeigt.

Gegeben ist der hybride Automat mit der formalen Definition

- $D = \{Up, Down\}$
- $E = \{e1, e2, e3, \emptyset\}$
- $\underline{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix}$
- $\underline{z}_0 = \begin{pmatrix} 0s \\ 0s \\ 0s \\ Up \end{pmatrix}$
- $\underline{u} = (speedFactor)$
- $\underline{y} = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix}$
- $\underline{p} = (maxInterval)$
- $a = \begin{cases} e1, & d = Up \wedge x_1 \geq x_3 \\ e2, & d = Down \wedge x_1 \leq 0s \wedge x_2 \geq maxInterval \\ e3, & d = Down \wedge x_1 \leq 0s \wedge x_2 < maxInterval \\ \emptyset, & sonst \end{cases}$
- $f = \begin{cases} \begin{pmatrix} speedFactor \\ speedFactor \\ 0 \end{pmatrix}, & d = Up \\ \begin{pmatrix} -speedFactor \\ speedFactor \\ 0 \end{pmatrix}, & d = Down \end{cases} \quad 1$
- $g = \begin{cases} \begin{pmatrix} x_1/x_3 \\ true \end{pmatrix}, & d = Up \\ \begin{pmatrix} x_1/x_3 \\ true \end{pmatrix}, & d = Down \end{cases}$

$$\bullet \quad h = \begin{cases} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix}, & e = e1 \\ \begin{pmatrix} x_1 \\ 1s \\ 1s \end{pmatrix}, & e = e2 \\ \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_2 \end{pmatrix}, & e = e3 \\ \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix}, & e = \emptyset \end{cases}$$

dann zeigt Abbildung 79 die grafische Repräsentation des hybriden Automaten.

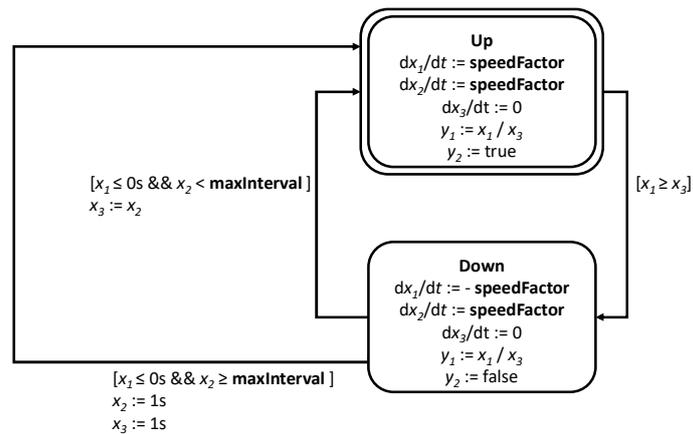


Abbildung 79: Beispiel für die grafische Repräsentation des hybriden Automaten

Zur besseren Verständlichkeit sind in diesem Beispiel die Übergangsereignisse $e1$, $e2$ und $e3$ hellgrau beschriftet und mit einem Pfeil markiert. Diese Beschriftung und Markierung lässt man üblicherweise weg. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird zur Definition von hybriden Automaten die grafische Repräsentation verwendet.

Wie in vielen Programmiersprachen üblich, können in der grafischen Repräsentation statt der Operatorsymbole \wedge , \vee und \neg die Symbole $\&\&$, $\|\|$ und $!$ verwendet werden.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Struktur des Verfahrens zur automatischen Auslegung von Druckluftstationen.	7
Abbildung 2: Ablauf der simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen.	7
Abbildung 3: Vereinfachter Aufbau eines öleingespritzten Schraubenkompressors.	11
Abbildung 4: Betriebszustände und Betriebszustandsübergänge eines öleingespritzten Schraubenkompressors.	12
Abbildung 5: Qualitativer zeitlicher Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme eines öleingespritzten Schraubenkompressors.	14
Abbildung 6: Gegenüberstellung des zeitlichen Verlaufs der eingenommenen Betriebszustände bei Verwendung des DUAL-Algorithmus (oben) und des QUADRO-Algorithmus (unten) bei geringer Auslastung (links), mittlerer Auslastung (Mitte) und hoher Auslastung (rechts).	16
Abbildung 7: Struktur einer Einkompressorlösung im Vergleich zu einer Druckluftstation.	19
Abbildung 8: Vergleich der spezifischen Leistung eines Einzelkompressors mit einer Druckluftstation bei verschiedenen Auslastungen.	20
Abbildung 9: Typische Verteilung der Kosten einer Druckluftstation (nach [Rup13]).	21
Abbildung 10: Allgemeingültiger Prozess zur Auslegung von Druckluftstationen.	22
Abbildung 11: Verfahren zur manuellen Auslegung von Druckluftstationen mit Hilfe eines Berechnungsprogramms.	26
Abbildung 12: Verfahren zur automatischen Ermittlung von Angeboten zur Änderung/Erweiterung von Druckluftstationen nach [Lin15].	29
Abbildung 13: Vergleich der Struktur eines Pipeline-Netzwerks nach [Kur13] und [Kur19] mit der Struktur einer Druckluftstation.	33
Abbildung 14: Informationsaustausch zwischen kompressorinternen Steuerungen und Verbundsteuerung.	35
Abbildung 15: Druckverlauf bei Anwendung der Druckbandsteuerung.	36
Abbildung 16: Optimale Druckbandbreite im Intervall 0,1 bar bis 1 bar der Druckluftstation aus Abbildung 7 (rechts) bei Auslastungen zwischen 10 % und 100 %.	38
Abbildung 17: Vergleich der spezifischen Leistung bei Anwendung der Druckbandsteuerung mit einer starren Druckbandbreite von 0,2 bar oder einer situationsabhängig optimalen Druckbandbreite in der Kompressorstation aus Abbildung 7 (rechts).	39
Abbildung 18: Ineinander verschachtelte äußere und innere Optimierungsschleife der modellprädiktiven Steuerung nach [Xen15].	42
Abbildung 19: Ermittlung des Potenzials der rückgewinnbaren Wärme durch Anwendung eines Post-Processings.	52
Abbildung 20: Modellierung von Luftströmungen anhand eines Volumenstroms am Beispiel eines Kolbenkompressors mit angeschlossenem Druckluftspeicher.	53
Abbildung 21: Schnittstelle des Modells eines öleingespritzten Schraubenkompressors mit drehzahlstarrem Antrieb.	57
Abbildung 22: Modell eines stationären, öleingespritzten Schraubenkompressors mit drehzahlstarrem Antrieb.	60
Abbildung 23: Schnittstelle des Blocks eines Strömungswiderstands.	61
Abbildung 24: Hybrider Automat des dynamischen Verhaltens eines Strömungswiderstands.	62
Abbildung 25: Schnittstelle des Blocks eines Druckluftspeichers.	62

Abbildung 26: Dynamisches Verhalten eines Druckluftspeichers.....	63
Abbildung 27: Schnittstelle des Blocks eines Druckluftverbrauchs.	63
Abbildung 28: Dynamisches Verhalten eines Druckluftverbrauchs.....	64
Abbildung 29: Beispiel einer einfachen Druckluftstation mit 2 Kompressoren.....	64
Abbildung 30: Versuch der unmittelbaren Modellierung der Druckluftstation aus Abbildung 28 durch Verschaltung von Blöcken.....	65
Abbildung 31: Um Mischvolumina erweiterte Druckluftstation aus Abbildung 28 in zwei als äquivalent anzusehenden Strukturen.....	66
Abbildung 32: Blockdiagramm der um Mischvolumina erweiterten Druckluftstation gemäß Abbildung 30.....	67
Abbildung 33: Druckluftstation mit 2 Kompressoren und einem parallelen Strang der Druckluftaufbereitung.....	67
Abbildung 34: Blockdiagramm einer Druckluftstation mit parallelem Strang zur Druckluftaufbereitung gemäß Abbildung 32.	68
Abbildung 35: Grundlegendes Konzept zur Verbindung zweier Konnektoren zweier Komponenten..	69
Abbildung 36: Schnittstelle und innerer Aufbau des konnektorbasierten Modells eines Strömungswiderstands.....	70
Abbildung 37: Schnittstelle und innerer Aufbau des konnektorbasierten Modells eines Kompressors.	71
Abbildung 38: Schnittstelle und innerer Aufbau des konnektorbasierten Modells eines Druckluftspeichers.....	71
Abbildung 39: Schnittstelle und innerer Aufbau des konnektorbasierten Modells eines Druckluftverbrauchs.....	71
Abbildung 40: Konnektorbasierte Modellierung des trivialen Druckluftsystems aus Abbildung 30. ...	72
Abbildung 41: Entstehung dreier gekoppelter Gruppen von Gleichungssystemen durch das Teilen von Konnektoren zwischen Verbindungen.	72
Abbildung 42: Sich ergebende Gleichungssysteme durch Zusammenfassung der Teilgleichungssysteme.....	74
Abbildung 43: Verdeutlichung der Aufstellung des Gleichungssystems der Verbindungsgruppe.....	75
Abbildung 44: Hybrider Automat eines Kompressors mit Differenzgleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 21 abgeleitet wurde.....	78
Abbildung 45: Hybrider Automat eines Druckluftspeichers mit Differenzgleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 25 abgeleitet wurde.....	79
Abbildung 46: Hybrider Automat eines Druckluftverbrauchs mit Differenzgleichungen in expliziter Form, der aus dem hybriden Automaten in Abbildung 27 abgeleitet wurde.....	80
Abbildung 47: Drei Modellierung eines Druckluftsystems mit 2 Kompressoren und einem Mischvolumen.	81
Abbildung 48: Algorithmus zur Lösung des Gleichungssystems einer Verbindungsgruppe.	82
Abbildung 49: Schrittfolge zur Auswertung von hybriden Automaten und Verbindungsgruppen.....	83
Abbildung 50: Exemplarische Verdeutlichung der Abarbeitung und Interaktion hybrider Automaten	84
Abbildung 51: Datenstruktur eines Speichervolumens in Julia.....	85
Abbildung 52: Implementierung der 5 Funktionen eines Speichervolumens in Julia.....	86
Abbildung 53: Implementierung der Datenstruktur eines Konnektors in Julia.	86
Abbildung 54: Implementierung der Datenstruktur einer Verbindungsgruppe in Julia.	86

Abbildung 55: Implementierung der Funktion zum Austausch von Potenzial- und Flussgrößen in einer Verbindungsgruppe in Julia.....	87
Abbildung 56: Grundsätzliche Struktur des Optimierungsproblems, welches bei der Auslegung von Druckluftstationen zu lösen ist.....	90
Abbildung 57: Allgemeine Darstellung einer Baumstruktur.	92
Abbildung 58: Beispielhafte Repräsentation des Lösungsraums als Baumstruktur.	93
Abbildung 59: Variante eines Katalogs, in dem die technischen Eigenschaften (TE), die Investitionskosten (I) und die Wartungskosten (W) einer Komponente (hier A, B, C) direkt enthalten sind.	94
Abbildung 60: Beispiel für ein automatisch erstelltes Simulationsmodell einer Druckluftstation.	96
Abbildung 61: Beispielhafte Möglichkeit für das parallele Aufspannen des Baumes und Durchführen von Simulationen.	98
Abbildung 62: Beispiel für die Durchführung des Boundings.	100
Abbildung 63: Architektur der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens für die Auslegung von Druckluftstationen.....	102
Abbildung 64: Zu berücksichtigender zeitlicher Verlauf des Druckluftverbrauchs im Auslegungsbeispiel.	103
Abbildung 65: Frontend der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens für die Auslegung von Druckluftstationen.....	104
Abbildung 66: Ansicht des Ergebnisses einer Optimierungsrechnung mit der beispielhaften Implementierung des Optimierungsverfahrens.....	105
Abbildung 67: Qualitative Darstellung der Berechnung der Druck-Zeit-Fläche von Druckunterschreitungen.	106
Abbildung 68: Verhalten der Druckbandsteuerung als hybrider Automaten mit Differenzgleichungen in expliziter Form.....	109
Abbildung 69: Funktion loadCompressor zur Auswahl des Kompressors, der in Lastlauf geschaltet werden soll.	110
Abbildung 70: Funktion unloadCompressor zur Auswahl des Kompressors, der aus Lastlauf geschaltet werden soll.	111
Abbildung 71: Grundlegender Zyklus einer simulationsbasierten Steuerung für Druckluftstationen.	112
Abbildung 72: Einbettung eines klassischen Steuerungsverfahrens im Rahmen der Bewertung von Handlungsalternativen durch Simulation in der simulationsbasierten Steuerung.....	114
Abbildung 73: Vereinfachte Variante der Druckbandsteuerung mit nur einem Druckband.	116
Abbildung 74: Ergebnisse der Simulationsstudie aus 2008 [Wag11].....	116
Abbildung 75: Druckluftverbrauch für den Vergleich zwischen Druckbandsteuerung und simulationsbasierter Steuerung.	118
Abbildung 76: Station mit 5 Kompressoren gesteuert mit einer Druckbandsteuerung mit für diese Station optimierten Parametern.....	119
Abbildung 77: Station mit 5 Kompressoren gesteuert mit dem simulationsbasierten Steuerungsalgorithmus aus dem Produkt SAM 4.0.	120
Abbildung 78: Schnittstelle des hybriden Automaten als Block in einem Blockdiagramm.	124
Abbildung 79: Beispiel für die grafische Repräsentation des hybriden Automaten.....	127

Literaturverzeichnis

- [Abd11] Abdelaziz, E.; Saidur, R.; Mekhilef, S.: *A review on energy saving strategies in industrial sector*. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (15) H. 1, S. 150 ... 168, 2011
- [Abd16] Abdallah, I.; Gehin, A.; Bouamama, B.: *Functional Hybrid Bond Graph for Operating Mode Management*. In: *IFAC-PapersOnLine* (49) H. 5, S. 327 ... 332, 2016
- [Ake09] Akesson, J. et al.: *Implementation of a Modelica compiler using JastAdd attribute grammars*. *Science of Computer Programming* 75, Elsevier, 2009
- [Atl19] Atlas Copo: *ATLAS COPCO COMPRESSED AIR MANUAL, 9th Edition*. Atlas Copco Airpower NV, Belgium, 2019
- [Bae16] Baehr, H.D.; Kabelac, S.: *Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Vieweg, Berlin, 2016
- [Bee06] Beers, C.D. et al.: *Building Efficient Simulations from Hybrid Bond Graph Models*. *Analysis and Design of Hybrid Systems 2006, IPV–IFAC Proceedings Volume, 2006*
- [Ben17] Benedetti, M.; Bertini, I.; Bonfà, F.; Ferrari, S.; Introna, V.; Santino, D.; Ubertini, S.: *Assessing and improving compressed air systems' energy efficiency in production and use: Findings from an explorative study in large and energy-intensive industrial firms*. *Energy Procedia*, 105, 3112-3117, 2017
- [Ben19] Benedetti, M.; Bonfà, F.; Bertini, I.; Introna, V.; Salvatori, S.; Ubertini, S.; Paradiso, R.: *Maturity-based approach for the improvement of energy efficiency in industrial compressed air production and use systems*. In: *Energy* (186), S. 115879, 2019
- [Ben19⁺] Benedetti, M.; Bonfà, F.; Intron, V.; Santolamazza, A.; Ubertini, S.: *Real Time Energy Performance Control for Industrial Compressed Air Systems: Methodology and Applications*. *Energies*, 12(20), S. 3935, 2019
- [Beu90] DIN 1343:1990-01: *Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen; Begriffe und Werte*. Beuth-Verlag, 1990
- [Bie04] Bierbaum, U.: *Druckluft-Kompedium*, 6. Auflage. Hoppenstedt Bonnier Zeitschriften GmbH, Darmstadt, 2004.
- [Boc19] Bock, M.; Wiener, M.; Gronau, R.; Martin, A.: *Industry 4.0 Enabling Smart Air: Digital Transformation at KAESER COMPRESSORS*. In: *Digitalization Cases. Management for Professionals*, Nils Urbach; Maximilian Röglinger (Hrsg.). Cham: Springer International Publishing, 2019
- [Bon19] Bonfà, F.; Benedetti, M.; Ubertini, S.; Introna, V.; Santolamazza, A.: *New efficiency opportunities arising from intelligent real time control tools applications: the case of Compressed Air Systems' energy efficiency in production and use*. In: *Energy Procedia* (158), S. 4198 ... 4203, 2019
- [Bol13] Boldt, P.; Schikade, N.; Bredau, J.; Engler, W.: *Planung des effizienten Einsatzes von Druckluft im Karosseriebau*. Hg. v. Green Carbody, 2013
- [Bor17] Borrelli, F. et al.: *Predictive Control for Linear and Hybrid Systems*. Cambridge University Press, 2017

- [Bue13] Bürger, S.: *Simulationsbasierte Ermittlung der Stellbefehle für Kompressoren von Druckluftstationen zur Erhöhung der Energieeffizienz unter Einhaltung von Druckgrenzen*. FH Jena, Masterarbeit, 2013
- [CAG18] CAGI: *Compressed Air and Gas Handbook – Chapter 2 – Compressed Air Production*, 7th Edition, 2018
- [CAG21] CAGI: *Compressed Air and Gas Handbook – Chapter 4 – Compressed Air System Design*, 7th Edition, 2021
- [Cam09] Camacho, E.F. et al.: *Model Predictive Control techniques for Hybrid Systems*. IFAC Proceedings Volume 42, Issue 17, 2009
- [Cel06] Cellier, F.; Kofman, E.: *Continuous System Simulation*. Springer Science+Business Media Inc, Boston, 2006
- [Dav01] David, R.; Alla, H.: *On Hybrid Petri Nets*. Discrete Event Dynamic Systems 11, 2001
- [Din12] Dindorf, R.: *Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems*. Procedia Eng., vol. 39, no. December 2012, 2012
- [DVF03a] DEUTSCHE ENERGIEAGENTUR; VDMA; Fraunhofer ISIS: *Druckluft effizient – Fakten zur Druckluft*. ISI Karlsruhe, 2003
- [DVF03b] DEUTSCHE ENERGIEAGENTUR; VDMA; Fraunhofer ISIS: *Druckluft effizient – Fakten Steuerung*. ISI Karlsruhe, 2003
- [DVF03c] DEUTSCHE ENERGIEAGENTUR; VDMA; Fraunhofer ISIS: *Druckluft effizient – Gesamtsystemoptimierung*. ISI Karlsruhe, 2003
- [Ebr18] Ebrahim, T.; Subramanian, S.; Engell, S.: *Hybrid NMPC for Switching Systems Applied to a Supermarket Refrigeration System*. In: 2018 European Control Conference (ECC): IEEE, S. 813 ... 818, 2018
- [Elb14] van Elburg, M.; van den Boorn, R.: *Ecodesign Preparatory Study on Electric Motor Systems/Compressors. ENER Lot 31. Final Report of Task 1-8*. Brussels, 2014.
- [Elb17] van Elburg, M.; van den Boorn, R.: *Preparatory study on Low pressure & Oil-free Compressor Packages*. Brussels, 2017
- [Ere12] Eret, P.; Harris, C.; O'Donnell, G.; Meskell, C.: *A practical approach to investigating energy consumption of industrial compressed air systems*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2012s
- [Esp69] Esposito, A.: *A Simplified Method for Analyzing Circuits by Analogy*. Machine Design 1969, pp. 173.177, 1969
- [Fac14] Facchinetti, T.; Benetti, G.; Della Vedova, M.: *Modeling and real-time control of an industrial air multi-compressor system*. In: Proceedings of the 9th IEEE International Symposium on Industrial Embedded Systems: IEEE, S. 67 ... 76, 2014
- [Fok20] Fokken, E.; Göttlich, S.; Kolb, O.: *Optimal Control of Compressor Stations in a Coupled Gas-To-Power Network*. In: Advances in Energy System Optimization. Trends in Mathematics, 2020
- [Fri12] Friden, H.; Bergfors, L.; Bjork, A.; Mazharsolook, E.: *Energy and LCC Optimised Design of Compressed Air Systems: A Mixed Integer Optimisation Approach with General Applicability*. In: 2012 UKSim 14th International Conference on Computer Modelling and Simulation: IEEE, 2012

- [Fri20] Friedenstein, B.; Cilliers, C.; van Rensburg, J.: *Simulating Operational Improvements on mine compressed air systems*. South African Journal of Industrial Engineering, 2018
- [Fri14] Fritzon, P.: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 3.3*. Wiley, 2014
- [Kle13] Kleiser, G.; Rauth, V.: *Dynamic Modelling of Compressed Air Energy Storage for Small-Scale Industry Applications*. International Journal of Energy Engineering, Vol. 3 No. 3, 2013.
- [Gru11] Grüne, L.; Pannek, J.: *Nonlinear Model Predictive Control – Theory and Algorithms*. Springer-Verlag, 2011
- [Her20] Hernandez-Herrera, H.; Silva-Ortega, J.; Diaz, V.; Sanchez, Z.; García, G.; Escorcía, S.; Zarate, Habid E.: *ENERGY SAVINGS MEASURES IN COMPRESSED AIR SYSTEMS*. In: International Journal of Energy Economics and Policy (10) H. 3, S. 414 ... 422, 2020
- [Hop12] Hopcroft, J.E. et al.: *Introduction to Automata Theory, Languages, and Computation*, 2 ed. Addison Wesley, 2012
- [liu19] liu, J.; Yang, Y.; Tan, S.; Wang, H.: *Application of Constrained Multi-objective Evolutionary Algorithm in a Compressed-air Station Scheduling Problem*. In: 2019 Chinese Control Conference (CCC): IEEE, S. 2023 ... 2028, 2019
- [Kas04] Kasel, A.: *Simulation einer Kompressorstation unter Modelica / Dymola*. TU Kaiserslautern, Diplomarbeit, 2004
- [Kia11] Kianfar, K.: *Branch-and-Bound Algorithms*. Wiley Online Library, 2011
- [Kle13] Kleiser, G.; Rauth, V.: *Dynamic Modelling of Compressed Air Energy Storage for Small-Scale Industry Applications*, International Journal of Energy Engineering, Vol 3, 2013
- [Kol15] Kolb, O.; Göttlich, S.: *A continuous buffer allocation model using stochastic processes*. In: European Journal of Operational Research (242) H. 3, 2015
- [Kon16] Konečný, M.; Taha, W.; Bartha, F.; Duracz, J.; Duracz, A.; Ames, A.: *Enclosing the behavior of a hybrid automaton up to and beyond a Zeno point*. In: Nonlinear Analysis: Hybrid Systems, Volume 20, S. 1 ...20, 2016
- [Kop15] Kopanos, G.; Xenos, D.; Ciccioiti, M.; Pistikopoulos, E.; Thornhill, N.: *Optimization of a network of compressors in parallel: Operational and maintenance planning – The air separation plant case*. In: Applied Energy (146), S. 453 ... 470, 2015
- [Kri12] Krichel, S.: *Komponentenmodellierung und Strukturoptimierung in industriellen Druckluftnetzen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [Kri14] Kriel, C.; Marais, J.; Kleingeld, M.: *Modernising underground compressed air DSM projects to reduce operating costs*. Proceedings of the Eleventh Conference on the Industrial and Commercial Use of Energy (ICUE), 2014
- [Kur13] Kurz, R.; Thorp, J.; Zentmyer, E.; Brun, K.: *A Novel Methodology for Optimal Design of Compressor Plants Using Probabilistic Plant Design*. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 135, 2013

- [Kur17] Kurz, R.; Brun, K.: *Process Control for Compression Systems*. Volume 9: Oil and Gas Applications; Supercritical CO₂ Power Cycles; Wind Energy: American Society of Mechanical Engineers, 2017
- [Kur19] Kurz, R.: *Optimization of compressor stations*. In: Journal of the Global Power and Propulsion Society (3), S. 668 ... 674, 2019
- [Lam09] Lamnabhi-Lagarrigue, F.; Lunze, J.: *Handbook of hybrid systems control - Theory, tools, applications*. Cambridge University Press, Cambridge, 2009
- [Li21] Li, X.; Cui, T.; Huang, K.; Ma, X.: *Optimization of load sharing for parallel compressors using a novel hybrid intelligent algorithm*. In: Energy Science & Engineering (9) H. 3, S. 330 ... 342, 2021
- [Lin15] Linehan, J. et al.: *System and method for modeling, simulation, optimization, and/or quote creation (EP2902930 A2)*. Europäisches Patentamt, 2015
- [Lun05] Lunze, J.: *Regelungstechnik*, Springer Verlag, Bd. 1, 2005
- [Lu16] Lu, X.; Zhou, M.; Ammari, A.; Ji, J.: *Hybrid Petri nets for modeling and analysis of microgrid systems*. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica (3) H. 4, S. 349 ... 356, 2016
- [Max03] Maxwell, G.; Rivera, P.: *Dynamic Simulation of Compressed Air Systems*. ACEEE Industry, 2003
- [Mod17] Modelica Association: *Modelica® - A Unified Object-Oriented - Language for Systems Modeling - Language Specification*, Version 3.4, 2017
- [Mur15] Murphy, S.; Kissock, J. K.: *Simulating energy efficient control of multiple-compressor compressed air systems*, 2015
- [Neh18] Nehler, T.: *Linking energy efficiency measures in industrial compressed air systems with non-energy benefits – A review*. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews (89), S. 72 ... 87, 2018
- [Pap13] Paparella, F.; Dominguez, L.; Cortinovis, A.; Mercangoz, M.; Pareschi, D.; Bittanti, S.: *Load sharing optimization of parallel compressors*. In: 2013 European Control Conference (ECC): IEEE, S. 4059 ... 4064, 2013
- [Pap14] Paprocki, D.: *A Quantitative Analysis to Determine Methods to Improve an Industrial Compressed Air System*. Master Thesis, North Carolina State University, 2014
- [Rad01] Radgen, P.: *Compressed air systems in the European Union*. LOG_X, 2001
- [Rad06] Radgen, P.: *Effiziente Motorsysteme für Druckluftanlagen*. Elektropraktiker, 2006
- [Ras05] Raskin, J.F.: *An Introduction to Hybrid Automata*. In: *Handbook of Networked and Embedded Control Systems*. Birkhäuser, Boston, 2005
- [Rup03] Ruppelt, E.: *Druckluft-Handbuch*. 4. Auflage. Vulkan Verlag, 2003
- [Rup13] Ruppelt, E.: *Muss Druckluft teuer sein?*. Handout zum BD Guss 4. Umwelttag, 2013
- [Sai10] Saidur, R.; Rahim, N.; Hasanuzzaman, M.: *A review on compressed-air energy use and energy savings*. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews (14) H. 4, S. 1135 ... 1153, 2010

- [Sap15] Sapmaz, S.; Kilic, F. C.; Eyidogan, M.; Taylan, O.; Coban, V.; Cagman, S.; Kilicaslan, I.; Kaya, D.: *Selection of Compressors for Petrochemical Industry in Terms of Reliability, Energy Consumption and Maintenance Costs Examining Different Scenarios*. In: *Energy Exploration & Exploitation*, 33(1), 43–62., 2015
- [Sap16] Sapmaz, S.; Kaya, D.; Eyidogan, M.: *Energy Conservation and Emission Reduction through Waste Heat Recovery on Compressed Air Systems*. In: *International Journal of Ecosystems and Ecology Sciences*, 2016
- [Sch05] Schmidt, C.; Kissock, K.: *Modeling and simulation of air compressor energy use*, Bd. 1. In: *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry*, Bd. 1, S. 131 ... 142, 2005
- [Sch15] Schwung, A.: *Cyber-physical modeling of compression systems using hybrid automata*. In: *2015 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)*, 2015
- [Tha20] Thabet, M.; Sanders, D.; Becerra, V.; Tewkesbury, G.; Haddad, M.; Barker, T.: *Intelligent Energy Management of Compressed Air Systems*. *Proceedings of 2020 IEEE 10th International Conference on Intelligent Systems*, 2020
- [Til01] Tiller, M.: *Introduction to Physical Modeling with Modelica*. Kluwer Academic Publishers, Boston, 2001
- [Tri18] Trianni, A.; Cagno, E.; Nicosia, M.: *Compressed air systems: factors affecting the adoption of measures for improved efficiency*. In: *Eceee Industrial Summer Study Proceedings*, 2018
- [Tri20] Trianni, A.; Accordini, D.; Cagno, E.: *Identification and Categorization of Factors Affecting the Adoption of Energy Efficiency Measures within Compressed Air Systems*. In: *Energies* (13) H. 19, S. 5116, 2020
- [Wag06] Wagner, F.: *Multiagentensystem zur marktbasierter Steuerung von Druckluftstationen*. TU Kaiserslautern, Diplomarbeit, 2006
- [Wag08] Wagner, F.; Frey, G.: *Simulationsgestütztes Verfahren zur Steuerung bzw. Regelung von Druckluftstationen (DE102008064491)*. Deutsches Patent- und Markenamt, 2008
- [Wag11] Wagner, F.; Frey, G.: *Simulationsbasierte Steuerung von Druckluftstationen*. Tagungsband des Automatisierungskongresses 2011, Baden-Baden, 2011
- [Wag13] Wagner, F.: *Elektronische Steuerungseinrichtung für eine Komponente der Drucklufterzeugung, Druckluftaufbereitung, Druckluftspeicherung und/oder Druckluftverteilung (EP3055570A1)*, Europäisches Patentamt, 2013
- [Wag16] Wagner, F.; Foerster, A.: *Verfahren zur Analyse der Druckluftversorgungssicherheit einer Druckluftanlage (EP3236328A1)*. Europäisches Patentamt, 2016
- [Wag21] Wagner, F.: *Applications of a Digital Twin for the Use of Compressed Air Stations: Concepts and Methods for Model-Based Automatic Planning, Design, Control, and Analysis of Compressed Air Stations*. In: *Managing Industrial Services. Management for Professionals*, Thomas Friedli u. a. (Hrsg.). Cham: Springer International Publishing, S. 203 ... 214, 2021

- [Wei09] Weiss, A.P.: *Energieeinsparpotenziale bei Druckluftsystemen und -anwendungen*. Forschungsbericht Hochschule Amberg, 2009
- [Wos14] Wossog, G.: *Handbuch Rohrleitungsbau: Band 2: Berechnung*. Vulkan Verlag, Essen, 2014
- [Xen15] Xenos, D.; Ciccotti, M.; Kopanos, G.; Bouaswaig, A.; Kahrs, O.; Martinez-Botas, R.; Thornhill, N.: *Optimization of a network of compressors in parallel: Real Time Optimization (RTO) of compressors in chemical plants – An industrial case study*. In: *Applied Energy* (144), S. 51 ... 63, 2015
- [Zag21] Zagorowska, M.; Thornhill, N.: *Optimal operation of compressors in terms of power and efficiency*. In: *29th Mediterranean Conference on Control and Automation (MED): IEEE*, S. 526 ... 531, 2021