

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG

RAPHAEL RAHÄUSER

Energieeffizienter Betrieb von Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern



Universität Stuttgart



Fraunhofer
IPA

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG BAND 52

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Raphael Rahäuser

**Energieeffizienter Betrieb von Kühlschmierstoff-
Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern**

FRAUNHOFER VERLAG

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-00, Telefax 07 11 9 70-13 99
info@ipa.fraunhofer.de, www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl
Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW)
der Universität Stuttgart

Titelbild: © fotolia.com / Laurentiu Lordache

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über www.dnb.de abrufbar.

ISSN: 2195-2892

ISBN (Print): 978-3-8396-1016-9

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2015

Druck: Mediendienstleistungen des Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2016

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 80 04 69, 70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-25 00
Telefax 07 11 9 70-25 08
E-Mail verlag@fraunhofer.de
URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften. Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

GELEITWORT DER HERAUSGEBER

Produktionswissenschaftliche Forschungsfragen entstehen in der Regel im Anwendungszusammenhang, die Produktionsforschung ist also weitgehend erfahrungsbasiert. Der wissenschaftliche Anspruch der „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ liegt unter anderem darin, Dissertation für Dissertation ein übergreifendes ganzheitliches Theoriegebäude der Produktion zu erstellen.

Die Herausgeber dieser Dissertations-Reihe leiten gemeinsam das Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA und jeweils ein Institut der Fakultät für Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik an der Universität Stuttgart.

Die von ihnen betreuten Dissertationen sind der marktorientierten Nachhaltigkeit verpflichtet, ihr Ansatz ist systemisch und interdisziplinär. Die Autoren bearbeiten anspruchsvolle Forschungsfragen im Spannungsfeld zwischen theoretischen Grundlagen und industrieller Anwendung.

Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ ersetzt die Reihen „IPA-IAO Forschung und Praxis“ (Hrsg. H.J. Warnecke / H.-J. Bullinger / E. Westkämper / D. Spath) bzw. ISW Forschung und Praxis (Hrsg. G. Stute / G. Pritschow / A. Verl). In den vergangenen Jahrzehnten sind darin über 800 Dissertationen erschienen.

Der Strukturwandel in den Industrien unseres Landes muss auch in der Forschung in einen globalen Zusammenhang gestellt werden. Der reine Fokus auf Erkenntnisgewinn ist zu eindimensional. Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ zielen also darauf ab, mittelfristig Lösungen für den Markt anzubieten. Daher konzentrieren sich die Stuttgarter produktionstechnischen Institute auf das Thema ganzheitliche Produktion in den Kernindustrien Deutschlands. Die leitende Forschungsfrage der Arbeiten ist: Wie können wir nachhaltig mit einem hohen Wertschöpfungsanteil in Deutschland für einen globalen Markt produzieren?

Wir wünschen den Autoren, dass ihre „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ in der breiten Fachwelt als substanziell wahrgenommen werden und so die Produktionsforschung weltweit voranbringen.

Alexander Verl

Thomas Bauernhansl

Engelbert Westkämper

**Energieeffizienter Betrieb von Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen
mit Anschwemmfiltern**

**Von der Graduate School of Excellence advanced Manufacturing Engineering
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

**Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Raphael Rahäuser
aus Ludwigshafen am Rhein**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Peter Klemm
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Michael Weyrich
Tag der mündlichen Prüfung: 19. Oktober 2015

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart

2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand der Graduate School of Excellence advanced Manufacturing Engineering (GSaME) und dem Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart in Kooperation mit der Firma Robert Bosch GmbH.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Klemm für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, für die freundliche Unterstützung und für die Übernahme des Hauptberichts. Prof. Dr.-Ing. Michael Weyrich danke ich für die Übernahme des Mitberichts und das Interesse an meiner Arbeit.

Ganz herzlich bedanke ich mich bei meinen Kollegen am Institut ISW für die stets konstruktive und freundliche Zusammenarbeit. Ein Großteil der Arbeit entstand im Zentralbereich Forschung und Vorausbildung der Firma Robert Bosch GmbH. Für die hervorragende fachliche Betreuung danke ich Herrn Joachim Völker, Dr. Christian Kircher, Dr. Matthias Meier und Karl-Horst Poschmann. Zudem bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern der Abteilung APA für die kollegiale Zusammenarbeit und die ausgezeichnete Arbeitsatmosphäre. Ein großer Dank gilt auch allen Kollegen, die am Bosch-Standort in Bamberg bei der Umsetzung und Erprobung des in dieser Arbeit entwickelten Verfahrens mitgewirkt haben. Insbesondere danke ich hier Herrn Christian Staschke, Werner Oppel, Matthias Thiem, Rainer Neumann und Seckin Turhan.

Für die vielen hilfreichen fachlichen Diskussionen und die gewissenhafte Durchsicht der Arbeit danke ich ganz herzlich Dr. Manuel Wolff, Philipp Eberspächer, Jens Friedrich und Sandra Doti.

Abschließend möchte ich mich von ganzem Herzen bei meinen Eltern und meinem Bruder bedanken, die mich in jeglicher Hinsicht immer unterstützt und ermutigt haben.

Stuttgart, 2015

Raphael Rahäuser

Kurzfassung

Bei der spanenden Metallbearbeitung mit Kühlschmierstoff werden zur Kühlschmierstoffaufbereitung bevorzugt zentrale Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen eingesetzt, in denen der Kühlschmierstoff zur Aufrechterhaltung des erforderlichen Reinheitsgrads permanent gereinigt wird. Beim Einsatz von Anschwemmfiltern besteht ein hohes Potenzial zur Erhöhung der Energieeffizienz. Aufgrund der Wirkungsweise der Anlagen muss der Filter regeneriert werden, sobald der mit der Pumpe durchsetzbare Förderstrom durch die mit der Zeit ansteigende Filterverschmutzung einen bestimmten Grenzwert unterschritten hat. Bisher werden die Pumpen nicht geregelt und zusätzlich gedrosselt, da dadurch auf einfache Weise über den am Filter messbaren Druck der durchsetzbare Förderstrom bewertet werden kann. Dadurch werden die Anlagen unabhängig vom momentanen Bedarf an gereinigtem Medium konstant unter Vollast und ineffizient betrieben.

In dieser Arbeit wird ein Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern vorgestellt. Bei diesem wird der Förderstrom durch die Filter über eine Folgeregelung mit drehzahlverstellbaren Pumpen an den Bedarf an gereinigtem Medium angepasst, wodurch der Energieeinsatz bei geringerem Bedarf reduziert wird. Der am Filter messbare Druck variiert im geregelten Betrieb mit der Förderstromanpassung und ist kein Maß mehr für den durchsetzbaren Förderstrom. Daher wird im geregelten Betrieb über ein Berechnungsmodell der Druck am Filter rekonstruiert, der sich beim ungeregelten Betrieb der Pumpe ergeben würde. Hierzu wird ein Berechnungsmodell in Form von einfach ausführbaren Algorithmen vorgestellt, welches eine leichte Identifikation im laufenden Betrieb ermöglicht.

Das Verfahren wurde an einer Bestandsanlage erfolgreich umgesetzt. An der betrachteten Anlage ergibt sich durch das Verfahren, bei der Verwendung der bestehenden gedrosselten Pumpen, ein Energieeinsparpotenzial von 62 %. Die Bewertung des Einsatzes des Verfahrens mit einer auf eine möglichst hohe Energieeffizienz ausgewählten Pumpe ergibt ein Energieeinsparpotenzial von 73 %.

Short Summary

The coolant supply uses in typical applications of metal cutting manufacturing on average 50 % of the electrical energy. A main optimization option is the retrofit of demand-based control strategies in the supply system. The study of the state of the art shows that a high energy saving potential remains in central precoat filter systems for coolant cleaning.

The achievable flow rate through the precoat filter with the filter pump is reduced in filter operation due to the rising filter resistance. The precoat filters in the filter system need to be regenerated as soon as the achievable flow rate through the filters falls below a certain level. So far the filter pumps are throttled and operated constantly with maximum speed since this allows triggering the regeneration based on the filter pressure. Thereby the filter systems are operated constantly on an excessive power level, independent on the coolant demand.

Within this thesis, an automation procedure for an energy efficient operation of central precoat filter systems is presented. The flow rates through the filters are regulated demand-based with a follow-up control using variable speed pumps. Thereby the energy intake is adapted based on the current coolant demand. The filter pressure is no longer utilizable to trigger the filter regeneration due to the variation of the flow rate. Therefore the filter pressure which would arise in uncontrolled operation is reconstructed in controlled operation with measured variables using a model.

The presented procedure was successfully implemented in an existing central precoat filter system. The energy saving potential using the existing pumps and throttle setting is 62 %. Simulation results using filter pumps which allow in addition a reduction of the throttle lead to the conclusion that the energy saving potential is 73 %.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	II
Kurzfassung	III
Short Summary	IV
Formelzeichen	IX
Symbole	XI
Abbildungsverzeichnis	XII
Tabellenverzeichnis	XVI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Struktur der Arbeit	3
2 Grundlagen	4
2.1 KSS-Kreislaufsysteme.....	4
2.2 Anlagenautomatisierung.....	6
2.3 Anwendung von Modellen zur Lösung von Automatisierungsaufgaben	8
2.4 Filtration	9
2.5 Fluidförderung mit Kreiselpumpen.....	12
2.6 Energetische Grundlagen mit Bezug zur Pumpenanwendung.....	15
3 Stand der Technik und Problemstellung	17
3.1 Potenziale zur Erhöhung der Energieeffizienz in Zentral- Kreislaufsystemen	17
3.1.1 Gestaltung von Zentral-Kreislaufsystemen	17

3.1.2	Energieverbrauchsverteilung in Zentral-Kreislaufsystemen	20
3.1.3	Merkmale eines energieeffizienten Pumpenbetriebs und Möglichkeiten zur Erhöhung der Energieeffizienz.....	20
3.1.4	Vergleich der Regelungsarten von Pumpen	21
3.1.5	Lösungen zum energieeffizienten Betrieb der Pumpen in Zentral-Kreislaufsystemen	22
3.1.6	Fazit und Defizitbetrachtung	26
3.2	Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen und Hindernisse zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs	27
3.2.1	Aufbau und Funktionsweise von zentralen Anschwemmfilteranlagen.....	27
3.2.2	Auslösen der Filterregeneration und Prozessüberwachung.....	31
3.2.3	Drosselung der Pumpen und Vorgehen zur Pumpenauswahl.....	35
3.2.4	Beurteilung der Energieeffizienz und Anforderung an einen energieeffizienten Betrieb	36
3.2.5	Resultierende Problematik bei einer Förderstromanpassung	38
3.2.6	Bestehende Kenngrößen zum Auslösen der Filterregeneration bei einer Förderstromanpassung	40
3.2.7	Bewertung der Möglichkeit zur Reduzierung der Drosselung	43
3.2.8	Fazit und Defizitbetrachtung	44
4	Zielsetzung, Lösungsansatz und Vorgehensweise.....	46
4.1	Zielsetzung	46
4.2	Lösungsansatz.....	47
4.3	Vorgehensweise	51
5	Modellbildung einer zentralen Anschwemmfilteranlage und Untersuchung des Anlagenverhaltens	54
5.1	Anforderung an die Modellbildung und Modellierungsansatz.....	54
5.2	Modellbildung einer Filtereinheit	56
5.3	Modellbildung des Reintanks	62

5.4	Identifikation der Modelle und Untersuchung des Anlagenverhaltens an der Pilotanlage	63
5.4.1	Vorgehen zur Identifikation des Verhaltensmodells der Filtereinheit	64
5.4.2	Gemessenes und berechnetes statisches Verhalten	65
5.4.3	Gemessenes und berechnetes dynamisches Verhalten	67
5.5	Zusammenfassung	68
6	Vorgehen zur Pumpenauswahl für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung	70
6.1	Anforderungen an die Pumpenauswahl	70
6.2	Vorgehen zur Pumpenauswahl	71
6.3	Anwendung des Vorgehens an der Pilotanlage	75
7	Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen.....	79
7.1	Regler zur bedarfsgerechten Anpassung des Förderstroms durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen	79
7.1.1	Anforderungen an die Regelung	79
7.1.2	Auswahl eines Regelungskonzepts	81
7.1.3	Struktur des Folgereglers	83
7.2	Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung im geregelten Betrieb	85
7.2.1	Anforderungen an die Ersatzdruckberechnung	87
7.2.2	Auswahl eines Modellierungskonzepts	90
7.2.3	Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung	91
7.2.4	Identifikation des Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung	92
7.3	Bewertung des Verfahrens	95
7.3.1	Bewertung der Messwerterfassung und der Messabweichungen am Beispiel der Pilotanlage	95

7.3.2	Anwendung der Verhaltensmodelle zur Simulation	97
7.3.3	Diskussion der Stabilität der Regelung	100
7.3.4	Bewertung der Regelung in der Simulation	101
7.3.5	Vorgehen zur Inbetriebnahme der Regelung.....	104
7.3.6	Bewertung der Ersatzdruckberechnung in der Simulation.....	104
7.3.7	Bewertung der Ersatzdruckberechnung in Testversuchen	109
7.4	Zusammenfassung	111
8	Umsetzung des Verfahrens an der Pilotanlage und Bewertung des Energieeinsparpotenzials.....	113
8.1	Bewertung des Energie- und Kosteneinsparpotenzials.....	113
8.2	Ergebnisse aus der Inbetriebnahme des Verfahrens	117
9	Zusammenfassung.....	119
10	Anhang – technische Daten der Pilotanlage.....	121
	Literaturverzeichnis.....	123

Formelzeichen




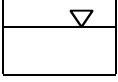








Es werden nur häufig vorkommende Formelzeichen angegeben.

Größe	Einheit	Bezeichnung
Δn_F	Hz/s	maximale zulässige Änderungsrate der Drehzahl
Δp_P	bar	Druckerhöhung der Pumpe
Δp_F	bar	Druckverlust am Filter
Δp_e	bar	Ersatzdruckfehler
Δp_{em}	bar	Ersatzdruckfehler durch Modellfehler
Δp_{es}	bar	Ersatzdruckfehler durch Messabweichungen
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	%	Füllstand des Reintanks
H_{Fgeo}	m	geodätischer Höhenunterschied der Filterdruckmessung
H_{geo}	m	geodätischer Höhenunterschied in der Anlage
h_{min}	%	Mindestfüllstand des Reintanks
h_{soll}	%	Sollfüllstand des Reintanks
n	Hz	Drehzahl
n_{max}	Hz	maximale zulässige Drehzahl der Pumpe
n_{min}	Hz	minimale zulässige Drehzahl der Pumpe
n_{ref}	Hz	Referenzdrehzahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
p_e	bar	Ersatzdruck
p_{Fn}	bar	Filterdruck beim unregelmäßigen Betrieb der Pumpe
P_{el}	kW	elektrische Leistung der Pumpe
P_{elK}	kW	el. Leistung zur Kühlung durch den Wärmeeintrag der Pumpe
p_F	bar	Filterkammerdruck (kurz Filterdruck)
P_{hyd}	kW	erzeugte Förderleistung der Pumpe
P_{mech}	kW	mechanische Pumpenleistung
p_{reg}	bar	Regenerationsdruck
Q	m ³ /h	Förderstrom

Q_F	m^3/h	Förderstrom durch den Filter
Q_{Fges}	m^3/h	gesamter Förderstrom durch alle Filtereinheiten
Q_{Fmin}	m^3/h	Minimalförderstrom
Q_{KP}	kW	Wärmeeintrag der Pumpe in das geförderte Medium
Q_L	m^3/h	Förderstrom durch die Überlaufleitung
Q_{Fmind}	m^3/h	Mindestförderstrom pro Filtereinheit
Q_{ref}	m^3/h	Referenzförderstrom
Q_{Soll}	m^3/h	Sollförderstrom durch Filtereinheit
Q_{Pmax}	m^3/h	Größtförderstrom der Pumpe
Q_V	m^3/h	Förderstrom in die Fertigung
r	bar pro m^3/h	Filterwiderstand
r'	bar pro m^3/h	Ersatzwiderstand
t	s	Zeit
T_g	s	Zeitkonstante zur Glättung (Tiefpassfilter 1. Ordnung)
T_i	s	Integrierzeit
T_t	s	Totzeit
t_w	s	Wartezeit bis Filter gestoppt werden kann
W_{el}	kWh	Energieeinsatz
x_K		Verhältnis Wärmeeintrag zu mechanischer Pumpenleistung
δ	bar/(m^3/h) ²	Widerstandwert
ϵ_k		Kälteleistungszahl
η		Wirkungsgrad
η_{Fu}		Wirkungsgrad des Frequenzumrichters
η_M		Wirkungsgrad des Motors
η_p		Wirkungsgrad der Pumpe
η_{ref}		Referenzwirkungsgrad der Pumpe
ρ	kg/m ³	Dichte

Symbole

Es werden nur häufig vorkommende Symbole angegeben.

Symbol	Bedeutung
	Pumpe
	Motor
	Behälter (allgemein)
	Behälter mit Darstellung des Niveaustands
	Absperrarmatur (allgemein)
	Handbetätigte Absperrarmatur
	Frequenzumrichter
	Rohrleitung (Pfeil zeigt Fließrichtung)
	Signalfluss
	Druckmessung
	Klappe
	Filter

Abbildungsverzeichnis

Bild 2-1: Der KSS-Funktionskreislauf [angelehnt an Triesch 2010]	5
Bild 2-2: Blockschaltbild zur Anlagenautomatisierung [angelehnt an Lauber 1999a].....	6
Bild 2-3: Vereinfachte Struktur des Regelkreises [angelehnt an DIN IEC 60050-351]	8
Bild 2-4: Schematische Darstellung der Anschwemmfiltration.....	9
Bild 2-5: Anordnung der Filter und der Filterpumpe bei Druck- und Unterdruckfiltern	10
Bild 2-6: Druckverlust am Filter bei zäher Durchströmung und inkompressiblem Filterkuchen [Stieß 2001].....	11
Bild 2-7: Drehzahlkennfeld einer Kreiselpumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen [angelehnt an KSB 2010]	13
Bild 2-8: Beispielhafte Förderaufgabe einer Kreiselpumpe	13
Bild 2-9: Druckverluste in Rohrleitungen, Armaturen und Formstücken [Wagner 2012; Wagner 2009]	14
Bild 2-10: Betriebspunkt der Kreiselpumpe [angelehnt an Wagner 2009]	15
Bild 2-11: Energetische Zusammenhänge [angelehnt an Rudolph 2008]	16
Bild 3-1: Typische Gestaltung eines Zentral-Kreislaufsystems (eigene Darstellung)	18
Bild 3-2: Regelungsarten von Kreiselpumpen [angelehnt an Rudolph 2008]	22
Bild 3-3: Regelungsart der Pumpen in den Anlagen zur Rückführung	24
Bild 3-4: Typische Anlagengestaltung zur Regelung der Kühlschmierstofftemperatur.....	25
Bild 3-5: Anschwemmfilter mit senkrechten Filterkerzen [angelehnt an Tornau 1999]	28
Bild 3-6: Zentralen Anschwemmfilteranlage mit zwei Filtereinheiten	29
Bild 3-7: Ablauf eines Filterwechsels.....	31
Bild 3-8: Erforderlicher Zeitpunkt zum Auslösen der Filterregeneration	32
Bild 3-9: Verlauf der Betriebsgrößen beim unregelmäßigen Betrieb der Pumpe mit steigendem Filterwiderstand.....	33
Bild 3-10: Auslösen der Filterwechsel im unregelmäßigen Betrieb der Pumpen.....	34
Bild 3-11: Gemessener Druckverlauf im regulären Betrieb (links) und im Störfall (rechts)	35

Bild 3-12: Reduzierung der Förderstromschwankung im unregelmäßigen Betrieb durch Auswahl einer überdimensionierten Pumpe und Drosselung	36
Bild 3-13: Qualitative Darstellung des Energieeinsparpotentials durch den Vergleich der erzeugten mit der erforderlichen hydraulischen Leistung der Pumpe	38
Bild 3-14: Bestehende Problematik durch den geregelten Betrieb.....	39
Bild 3-15: Filterdruckverlauf im unregelmäßigen und geregelten Betrieb.....	40
Bild 3-16: Beispielhaft zulässiger Betriebsbereich der bestehenden Pumpen in zentralen Anschwemmfilteranlagen.....	43
Bild 4-1: Lösungsansatz für einen energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen (vereinfachte Darstellung)	50
Bild 4-2: Vereinfachte Darstellung des modellgestützten Vorgehens zur Lösung der Automatisierungsaufgabe [angelehnt an Lauber 1999b].....	52
Bild 5-1 Vereinfachtes Fließschema einer zentralen Anschwemmfilteranlage	55
Bild 5-2: Relevante Größen zur Berechnung des Förderstroms durch den Filter	56
Bild 5-3: Darstellung der Ähnlichkeitsgesetze [angelehnt an Wagner 2009; Sigloch 2013].....	59
Bild 5-4: Relevante Größen zur Berechnung des Filterkammerdrucks	60
Bild 5-5: Leistungsfluss von elektrischer Leistung zur Förderleistung der Pumpe	61
Bild 5-6: Blockschaltbild der Anschwemmfilteranlage mit mehreren Filtereinheiten	63
Bild 5-7: Beispiel einer durchgeführten Messung an der Pilotanlage	65
Bild 5-8: Statischer Zusammenhang zwischen dem Förderstrom und der Drehzahl in Abhängigkeit vom Filterwiderstand.....	66
Bild 5-9: Statischer Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom in Abhängigkeit vom Filterwiderstand.....	67
Bild 5-10: Gemessener und simulierter Verlauf des Förderstroms und des Filterdrucks bei einer Drehzahländerung	68
Bild 6-1: Förderstrombereich im unregelmäßigen Betrieb in Abhängigkeit von der Drosselung und der Pumpenauswahl	73
Bild 6-2: Vergleich der Eignung von zwei unterschiedlichen Pumpen und Drosseleinstellungen	75
Bild 6-3: Kennfeld der bestehenden und neu ausgewählten Pumpe.....	77
Bild 6-4: Berechnete Zusammenhänge bei einer Variation der Drehzahl bei vier unterschiedlichen Filterwiderständen in Abhängigkeit der Pumpenauswahl	78

Bild 7-1: Blockschaltbild der Anschwemmfilteranlage mit dem Regler zur Anpassung des Förderstroms durch die Filter	80
Bild 7-2: Konzept der Folgeregelung	82
Bild 7-3: Konzept der Füllstandregelung	82
Bild 7-4: Blockschaltbild des Folgereglers	84
Bild 7-5: Schematische Darstellung der Ersatzdruckberechnung	86
Bild 7-6: Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und der Drehzahl zum Ersatzdruck (mit Verhaltensmodell simuliert)	86
Bild 7-7: Betriebsbereich in dem das Berechnungsmodell die Genauigkeitsanforderung erfüllen muss (Darstellung mit der Pumpenauswahl 1 an der Pilotanlage)	89
Bild 7-8: Rechenvorschrift zur Ersatzdruckberechnung	92
Bild 7-9: Ermittlung des Parameters p_0 der Gleichung (7.2)	93
Bild 7-10: Ermittlung der Koeffizienten c_0 , c_1 und c_2 der Gleichung (7.3)	94
Bild 7-11: Relative Abweichung der Messwerte vom Mittelwert bei einer Förderstrommessung an einer Filtereinheit	96
Bild 7-12: Relative Abweichung der Messwerte vom Mittelwert bei der Messung des Filterkammerdrucks und des Reintankfüllstands	97
Bild 7-13: Anwendung der Verhaltensmodelle zur Bewertung des Reglers und des Berechnungsmodells in der Simulation	98
Bild 7-14: Blockschaltbild des Verhaltensmodells der Anschwemmfilteranlage zur Simulation des geregelten Betriebs	100
Bild 7-15: Simulation der Folgeregelung an der Pilotanlage	103
Bild 7-16: Vorgehen zur Bewertung des Modellfehlers in der Simulation	105
Bild 7-17: Einfluss des Strömungswiderstands hinter dem Filter und der Pumpenauswahl auf den Modellfehler	107
Bild 7-18: Modellfehler im gesamten Betriebsbereich in Abhängigkeit vom Betriebspunkt	108
Bild 7-19: Bewertung des Einflusses der Förderstrommessabweichung auf den berechneten Ersatzdruck in der Simulation	109
Bild 7-20: Ersatzdruckberechnung mit dem Berechnungsmodell in einem Testversuch an der Pilotanlage [Rahäuser 2013a]	110
Bild 7-21: Qualitative Darstellung des Ersatzdruckfehlers in vier Testversuchen	111
Bild 8-1: Bei mittlerem Filterwiderstand durch die Variation der Drehzahl gemessener und berechneter Zusammenhang zwischen der elektrischen Leistung und dem Förderstrom an der Pilotanlage [Rahäuser 2013b]	114

Bild 8-2: Darstellung des zeitlichen Verlaufs verschiedener Größen einer Filtereinheit im geregelten und unregulierten Betrieb (Foto der Bedienanzeige).....	117
Bild 10-1: Fotos der ausgewählten Pilotanlage.....	121

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Einsatzspektrum der eingesetzten Filter [angelehnt an Triesch 2010]	19
Tabelle 3-2: Lösungen zur bedarfsgerechten Regelung der Pumpen in Zentral-Kreislaufsystemen [Rahäuser 2012a]	27
Tabelle 3-3: Beurteilung der Anwendbarkeit von messbaren Kenngrößen zum Auslösen der Filterregeneration bei zentralen Anschwemmfilteranlagen	42
Tabelle 7-1: Festgelegte Parameter für die Simulation	102
Tabelle 8-1: Kalkulierte Energiekosteneinsparung durch den Einsatz des Verfahrens in Abhängigkeit der Pumpenauswahl an der Pilotanlage	116
Tabelle 8-2: Vergleich des Reinheitsgrades im unregelmäßig und regelmäßigem Betrieb	118
Tabelle 10-1: Technische Daten der Pilotanlage	122

1 Einleitung

1.1 Motivation

Aufgrund langfristig steigender Energiepreise sowie der wachsenden Bedeutung des Klimaschutzes erlangt die Steigerung der Energieeffizienz in der Industrie einen immer höheren Stellenwert [Müller 2009; Rudolph 2008].

Mehrere Untersuchungen in der spanenden Fertigung zeigen, dass bei der Bearbeitung mit Kühlschmierstoff (KSS) die Anlagen der Kühlschmierstoffversorgung in der Regel einen Anteil von über 50 % am gesamten elektrischen Energieverbrauch haben [Umwelt-bw 2015; Rothenbücher 2010; Westphal 2011]. Laut einem Trendbericht hat in der Metallbearbeitung die Bearbeitung unter Einsatz von Kühlschmierstoff einen Anteil von über 80 % und wird auch in Zukunft gegenüber der Trockenbearbeitung oder der Minimalmengenschmierung den größeren Anteil besitzen [Umwelt-bw 2015; Kulok 2006]. Daher hat die energetische Optimierung der Kühlschmierstoffversorgung eine hohe Bedeutung.

Kühlschmierstoffe werden in der spanenden Fertigung eingesetzt, um das Zeitspanvolumen und die Standzeiten der Werkzeuge zu erhöhen sowie die Oberflächenqualität der Werkstücke zu steigern. Der nach dem Einsatz mit Spänen und Abrieb verunreinigte KSS wird in einem Kreislauf geführt und zur Wiederverwendung aufbereitet. Zur KSS-Versorgung werden häufig Zentral-Kreislaufsysteme eingesetzt. Bei diesen wird der Kühlschmierstoff in einer zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage über einen, entsprechend den Erfordernissen ausgewählten, Filter gereinigt und mehrere Werkzeugmaschinen zentral mit Kühlschmierstoff versorgt [VDI 3035].

Im Zentral-Kreislaufsystem entfällt der größte Anteil des Energieverbrauchs auf die Pumpenanwendung. Im gesamten KSS-Kreislauf ergibt sich ein variierender Förderstrombedarf. Daher sind für einen Betrieb der Anlagen mit hoher Energieeffizienz die Pumpen bedarfsgerecht zu regeln, damit der Energieverbrauch abhängig von der Fertigungsauslastung angepasst wird [Rahäuser 2011].

Bis vor wenigen Jahren standen bei der Planung und dem Betrieb der Anlagen zur KSS-Versorgung die Anforderungen an geringe Anschaffungskosten sowie eine hohe Anlagenverfügbarkeit im Vordergrund. Der effiziente Energieeinsatz beim Betrieb der Anlagen hatte eine untergeordnete Bedeutung und wurde von den Betreibern in der Vergangenheit nicht gefordert. Demzufolge wurden bei der Planung der Anlagen häufig einfache Lösungen mit geringen Anschaffungskosten gegenüber energieeffizienten Lösungen bevorzugt [Rahäuser 2012a; Kircher 2010]. Aufgrund des hohen Energieverbrauchs der KSS-Versorgung wurden viele Maßnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz entwickelt und umgesetzt. Die bisherigen Arbeiten betrachten zum Großteil die energetische Optimierung der KSS-Versorgung im Fertigungsbereich. Der Betrieb der zentralen KSS-Reinigungsanlagen wurde dagegen bislang nur unzureichend betrachtet. Bei diesen sind beim Einsatz von Druckbandfiltern und Anschwemmfiltern noch keine Lösungen für einen bedarfsgerechten Betrieb der Pumpen vorhanden [Rahäuser 2012a]. Spezifisch für die Reinigungsanlagen mit diesen Filtern ist, dass der Filter gestoppt und gereinigt werden muss, sobald der mit der Pumpe durchsetzbare Förderstrom einen bestimmten Grenzwert erreicht hat. Bisher wird der Förderstrom durch die Filter nicht geregelt und die Pumpen konstant mit maximaler Drehzahl betrieben, da dadurch auf einfache Weise der durchsetzbare Förderstrom über den messbaren Druck am Filter bewertet werden kann. Dadurch werden die Anlagen unabhängig vom KSS-Bedarf konstant unter Vollast und damit ineffizient betrieben. Das größte Energieeinsparpotenzial ist bei den KSS-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern vorhanden, da diese auch in fertigungsfreien Zeiten nicht abgeschaltet werden.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, ein Verfahren für KSS-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern zu erarbeiten, mit dem der Energieverbrauch der Anlage bedarfsgerecht an die Erfordernisse in der Fertigung angepasst wird.

1.2 Struktur der Arbeit

In Kapitel 2 werden zunächst Grundlagen dargestellt, die für das Verständnis der gesamten Arbeit erforderlich sind.

Danach werden in Kapitel 3 die Potenziale zur Erhöhung der Energieeffizienz im gesamten Kühlschmierstoffkreislauf dargestellt. Anschließend wird der Betrieb von zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern im Detail vorgestellt und die Hindernisse zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs aufgezeigt.

In Kapitel 4 wird die Zielsetzung, der Lösungsansatz und die Vorgehensweise in der Arbeit aufgeführt.

Anschließend erfolgt in Kapitel 5 die Modellbildung von Anschwemmfilteranlagen als Grundlage für den Entwurf und der Bewertung des Verfahrens in der Simulation. In Kapitel 6 wird ein Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe für einen Betrieb mit möglichst hoher Energieeffizienz gezeigt. Danach erfolgt in Kapitel 7 die Entwicklung des Verfahrens und dessen Bewertung in der Simulation.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse aus der Umsetzung des Verfahrens an der ausgewählten Pilotanlage sowie die Bewertung des Energieeinsparpotenzials durch den Einsatz des Verfahrens dargestellt.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden Grundlagen dargestellt, die für das Verständnis der vorliegenden Arbeit wichtig sind. Dies sind Grundlagen zu KSS-Kreislaufsystemen, zur Anlagenautomatisierung, zur Filtration, zur Fluidförderung mit Kreiselpumpen und zur Energieeffizienz.

2.1 KSS-Kreislaufsysteme

KSS-Kreislaufsysteme werden eingesetzt, um die Fertigung mit Kühlschmierstoff zu ver- und entsorgen. Als Kühlschmierstoffe kommen Öle, Öl-in-Wasser gemischte Emulsionen und Lösungen zum Einsatz. Die Hauptaufgaben des Kühlschmierstoffs bei der Metallbearbeitung sind das Kühlen und Schmieren an der Wirkstelle des Werkzeugs sowie der Abtransport der Späne aus dem Zerspanungsbereich. Um diese Aufgaben bei der Metallbearbeitung zu erfüllen, muss der Kühlschmierstoff in der erforderlichen Menge mit den geforderten Prozessparametern Druck, Temperatur und Reinheitsgrad bereitgestellt werden. Die Zuführung des Kühlschmierstoffs an die Werkzeugwirkstelle erfolgt über Spüldüsen oder durch Kanäle innerhalb des Werkzeugs. Beim Einsatz von Spüldüsen liegt in der Regel die Druckvorgabe zwischen 2 bar und 5 bar. Für Werkzeuge mit innerer Kühlschmierstoffzufuhr oder für Düsen zum Freispülen von Schleifscheiben muss dagegen der Kühlschmierstoff mit deutlich höherem Druck bereitgestellt werden. Daher wird im Allgemeinen bei der Druckvorgabe in Spüldruck und Hochdruck unterschieden.

Der nach dem Einsatz bei der Metallbearbeitung mit Spänen verschmutzte Kühlschmierstoff wird in einem Kreislauf geführt und zur Wiederverwendung aufbereitet. Bild 2-1 zeigt den beschriebenen KSS-Funktionskreislauf [VDI3397-2; VDI 3397-1]. Entspre-

chend den aufgeführten Prozessen kann das Kreislaufsystem in die Anlagen zur Versorgung, zur Rückführen, zur Reinigung und zur Kühlung aufgeteilt werden [Triesch 2010; Rahäuser 2012a].

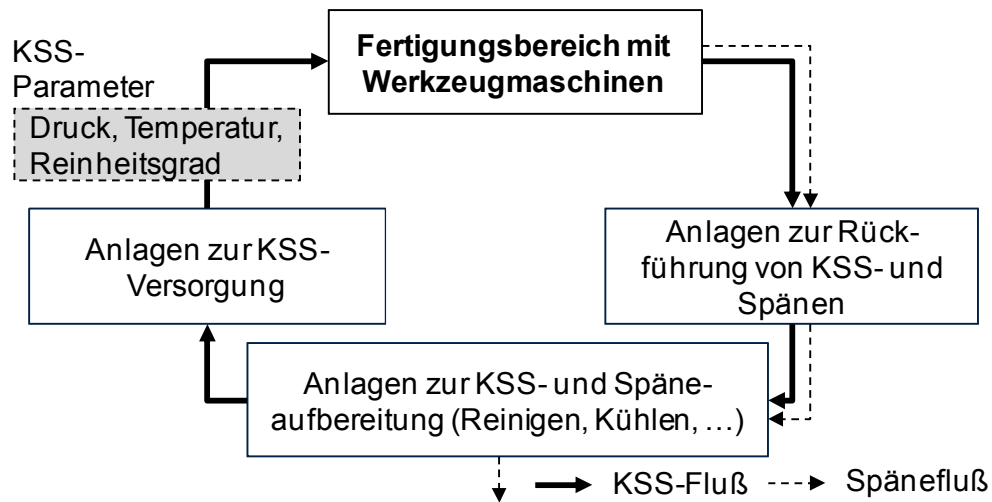


Bild 2-1: Der KSS-Funktionskreislauf [angelehnt an Triesch 2010]

Bei der Kühlschmierstoffversorgung werden Einzel- und Zentral-Kreislaufsysteme differenziert. Einzel-Kreislaufsysteme versorgen einzelne Werkzeugmaschinen. Bei Zentral-Kreislaufsystemen werden ganze Fertigungsbereiche mit mehreren Werkzeugmaschinen versorgt und der Kühlschmierstoff zentral aufbereitet [VDI 3035].

Das KSS-Kreislaufsystem besteht aus einer Vielzahl unterschiedlicher Einrichtungen und Apparate wie beispielsweise Wärmetauscher, Filter oder Behälter in denen der KSS und der Schmutz behandelt und gelagert wird. Die Verknüpfung der Apparate zu einer verfahrenstechnischen Anlage erfolgt durch Fördereinrichtungen. Dies sind die Rohrleitungen und die Pumpen. In den Rohrleitungen und Apparaten werden Armaturen eingebaut. Armaturen sind Einrichtungen zum Steuern, Regeln und Messen von Prozessgrößen.

2.2 Anlagenautomatisierung

Die verfahrenstechnischen Anlagen in KSS-Kreislaufsystemen werden in der Regel vollautomatisch betrieben. Die wesentlichen Automatisierungsaufgaben sind das Überwachen und das Führen der verfahrenstechnischen Prozesse in den Anlagen.

Die über den Verlauf der Prozessgrößen erforderlichen Informationen werden mit Hilfe von Messgeräten erfasst und die gemessenen Signale in einem Rechner verarbeitet (vgl. Bild 2-2). Als Rechner werden meist speicherprogrammierbare Steuerungen (SPS) verwendet. Über die Stellsignale werden die Stellglieder in der Anlage betätigt, um so die Prozessgrößen zu beeinflussen. Die Stellglieder sind beispielsweise Klappen, Ventile oder Pumpen. Auf dem Rechner laufen in Form von Programmen die Verfahren zum Steuern, Regeln und Überwachen der Prozesse ab, die allgemein als Automatisierungsverfahren bezeichnet werden [Lauber 1999a; Lauber 1999b; Hemming 2008; Müller 2002; Triesch 2010]. Der Begriff Verfahren wird in verschiedenen Bereichen unterschiedlich verwendet. Nach der Definition von *Lauber* ist ein Verfahren eine schlüssige Handlungsvorschrift zur Lösung eines Problems, beispielsweise ein Regelungsverfahren [Lauber 1999b].

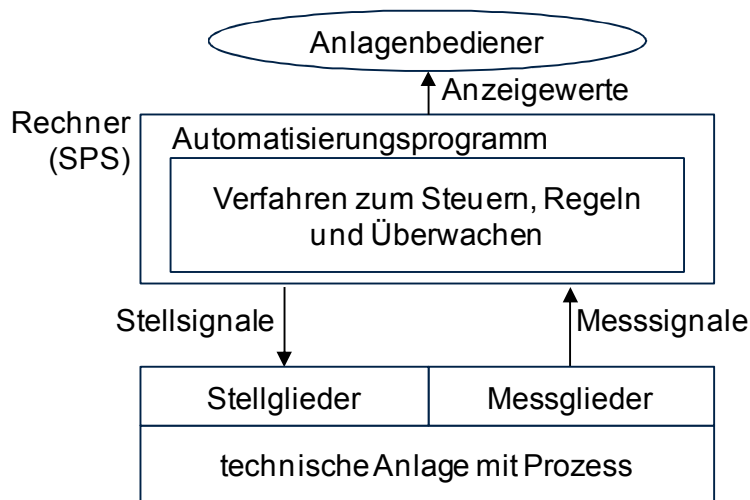


Bild 2-2: Blockschaltbild zur Anlagenautomatisierung [angelehnt an Lauber 1999a]

Im Folgenden werden für diese Arbeit relevante Grundlagen zum Messen, Steuern und Regeln erläutert.

Messen

Relevante Prozessgrößen sind vor allem der Druck, der Förderstrom und der Füllstand. Die Messung der Prozessgrößen erfolgt über eine Vielzahl unterschiedlicher Messprinzipien. Aufgrund von Störeinflüssen wie beispielsweise Messrauschen weicht der erfasste Messwert immer vom wahren Wert ab. Der wahre Wert der Messgröße ist nicht genau bekannt. Zur Beurteilung der Messabweichung wird im Allgemeinen der Messwert mit dem sogenannten richtigen Wert verglichen. Dies ist ein bekannter Wert für Vergleichszwecke, dessen Abweichung als vernachlässigbar betrachtet wird [DIN 1319-1]. Zur Reduzierung der Störeinflüsse können die gemessenen Signale mit Tiefpassfiltern geglättet werden. Hierzu werden oft digitale Tiefpassfilter 1. Ordnung eingesetzt. Bei der Filterung ist zu beachten, dass diese eine Zeitverzögerung bewirkt [Pritschow 2006].

Steuern und Regeln

Beim Steuern wird der Prozessablauf durch eine Folge von Änderungsvorgängen beeinflusst. Beim Regeln wird dagegen fortlaufend eine Regelgröße erfasst, mit einer Führungsgröße verglichen und im Sinne einer Angleichung an die Führungsgröße beeinflusst. Bild 2-3 zeigt hierzu eine vereinfachte Grundstruktur eines Regelkreises. Im Regler wird über den Vergleich zwischen der Regelgröße und der Führungsgröße die Regelabweichung ermittelt und über die Rechenvorschrift des Reglers die Stellgröße verändert [DIN IEC 60050-351; Lunze 2006; Strohrmann 2002; Hemming 2008].

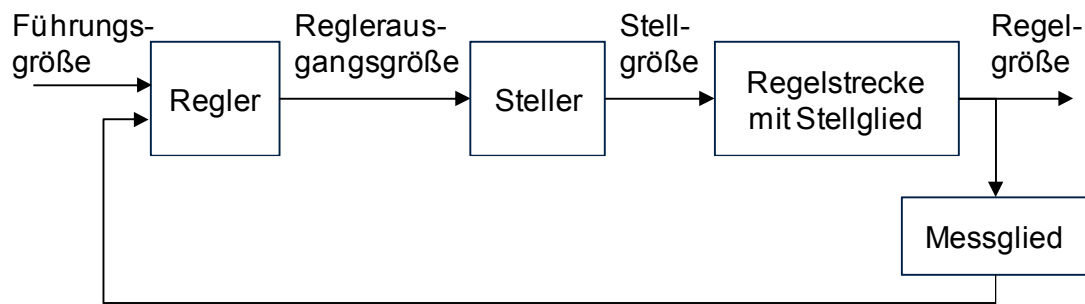


Bild 2-3: Vereinfachte Struktur des Regelkreises [angelehnt an DIN IEC 60050-351]

2.3 Anwendung von Modellen zur Lösung von Automatisierungsaufgaben

Die Lösung von Automatisierungsaufgaben erfolgt im Allgemeinen, so auch in dieser Arbeit, unter Anwendung von Modellen [Lauber 1999b; Isermann 1999].

Als Grundlage für den Entwurf werden zur Untersuchung des Verhaltens der zu automatisierenden Prozesse die relevanten Zusammenhänge über mathematische Modelle abgebildet. Diese Modelle werden in dieser Arbeit als Verhaltensmodelle bezeichnet. Durch Messungen an der realen Anlage können die Modellparameter angepasst und die Gültigkeit der Modelle durch den Vergleich mit den Messungen geprüft werden. Die Anpassung der Modellparameter wird als Identifikation bezeichnet [Lauber 1999b; Isermann 1999].

Weiterhin können die Verhaltensmodelle verwendet werden, um die Automatisierungsverfahren in der Simulation vorab zu bewerten. Unter Simulation wird hierbei allgemein das Experimentieren mit Modellen verstanden [Lauber 1999b; Janschek 2010].

Daneben werden mathematische Modelle auch zur Lösung von Automatisierungsaufgaben eingesetzt, die auf dem Rechner zur modellgestützten Berechnung von Größen verwendet werden [Lauber 1999b]. Zur Unterscheidung werden diese Modelle in dieser Arbeit als Berechnungsmodelle bezeichnet.

2.4 Filtration

Die Reinigung der Kühlschmierstoffe erfolgt in der Regel durch Filtration. Bei der Filtration wird der Feststoff aus einer strömenden Flüssigkeit mit Hilfe eines porösen Filtermittels abgeschieden. Durch Poren im Filtermittel ergeben sich Hohlräume, durch die die Flüssigkeit durchgelassen und der Feststoff zurückgehalten wird. Die Apparate, in denen die Filtration stattfindet, werden Filter genannt [Hemming 2008; Stieß 2001; Triesch 2010].

Nach Art des Filtrationsvorgangs wird in Siebfiltration, Kuchenfiltration, Tiefenfiltration und Querstromfiltration unterschieden. Die am häufigsten angewandte Filtrationsart zur Kühlschmierstoffreinigung ist die Kuchenfiltration. Bei dieser bildet sich aus den zurückgehaltenen Feststoffteilchen auf dem Filtermittel eine anwachsende Schicht, welche die eigentliche Funktion der Feststoffabtrennung übernimmt und als Filterkuchen bezeichnet wird. Eine besondere Art der Kuchenfiltration ist die Anschwemmfiltration. Bei dieser wird vor der eigentlichen Filtration ein pulverartiges Filterhilfsmittel auf ein gewebeartiges und als Träger fungierendes Filterelement angeschwemmt, welches auf diesem eine geschlossene, durchlässige Kuchenschicht bildet und als Filtermittel dient (vgl. Bild 2-4). Zur Anschwemmfiltration werden im Kühlschmierstoffbereich vorwiegend Filterhilfsmittel aus Kieselgur, Perlite und Zellulose eingesetzt [Hebmüller 2003; Stieß 2001; Triesch 2010].

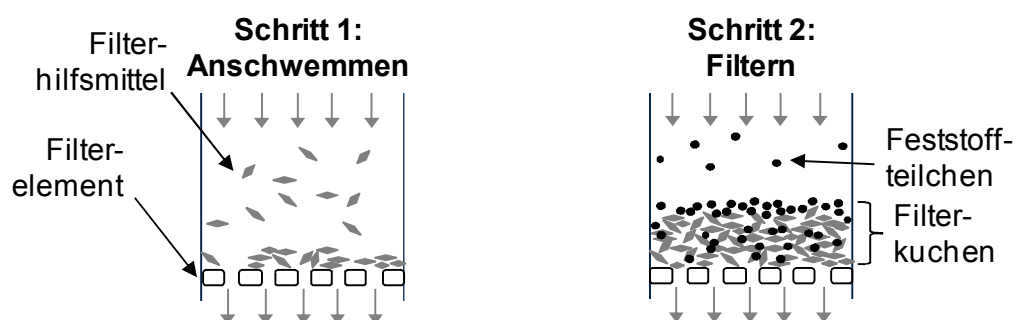


Bild 2-4: Schematische Darstellung der Anschwemmfiltration

Es gibt weitere Unterscheidungsmerkmale von Filtern. Nach Art der Ausführung werden Filter beispielsweise in Band-, Kerzen- und Plattenfilter unterschieden. Für die Durchströmung des Filterkuchens muss als treibende Kraft ein Differenzdruck erzeugt werden. Nach Art der Druckbeaufschlagung werden Druck-, Unterdruck- und Schwerkraftfilter unterschieden. Bei Druckfiltern wird das Medium durch eine Filterpumpe vor dem Filter gedrückt und bei Unterdruckfiltern mit einer Filterpumpe nach dem Filter gesaugt. Die Filterpumpe und der Filter zusammen werden als Filtereinheit bezeichnet (vgl. Bild 2-5). Bei Schwerkraftfiltern fließt das Medium ohne den Einsatz einer Pumpe durch die Wirkung der Schwerkraft ab [Stieß 2001; Triesch 2010].

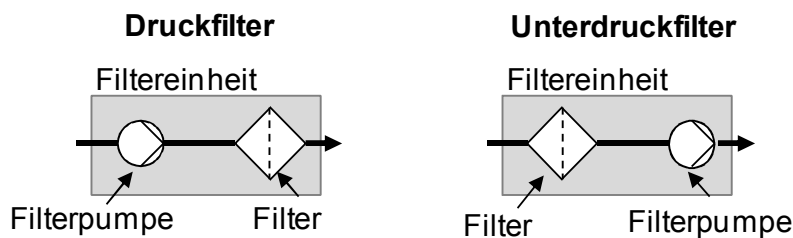


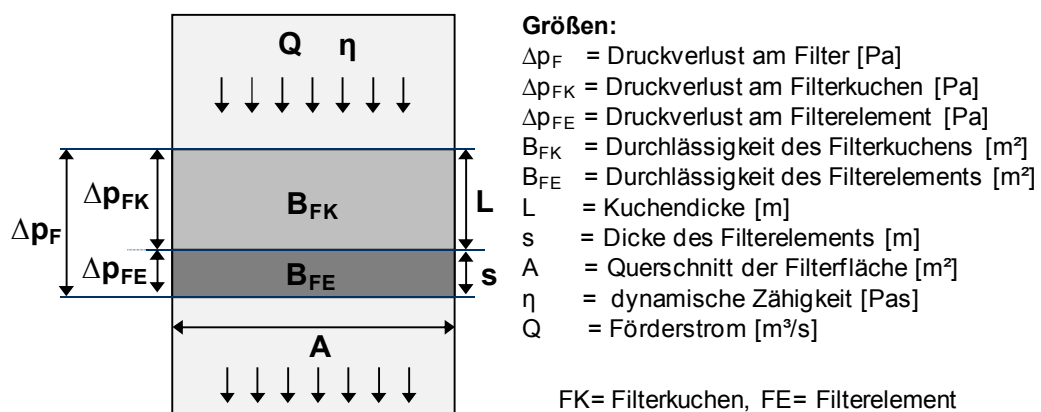
Bild 2-5: Anordnung der Filter und der Filterpumpe bei Druck- und Unterdruckfiltern

Durch den im Filter zurückgehaltenen Schmutz steigt der hydrodynamische Widerstand des Filters. Daher muss ab einem bestimmten Zeitpunkt der Filterkuchen aus dem Filter entfernt und entfeuchtet werden. Dieser Vorgang wird als Filterregeneration bezeichnet. Das Auslösen der Filterregeneration erfolgt nach Erreichen eines Regenerationskriteriums, beispielsweise dem Erreichen eines festgelegten Differenzdrucks am Filter. Zur Regeneration wird der Filterkuchen beispielsweise per Druckluft im Filter trocken geblasen und ausgetragen oder durch Rückspülen entgegen der Strömungsrichtung aus dem Filter entfernt. Dieser Vorgang kann kontinuierlich oder diskontinuierlich durchgeführt werden. Kontinuierlich arbeitende Filter sind derart ausgeführt, dass die Filterregeneration während des Filterbetriebs erfolgt, so dass dieser nicht unterbrochen werden muss. Dagegen muss bei diskontinuierlich arbeitenden Filtern der Filterbetrieb zur Regeneration gestoppt werden [Stieß 2001].

Fluidmechanische Zusammenhänge bei der Filtration

Das Filterelement und der Filterkuchen setzen der durchströmenden Flüssigkeit einen hydrodynamischen Widerstand entgegen. Einen wichtigen Einfluss auf den hydrodynamischen Widerstand des Filters hat die Kompressibilität des Filterkuchens, welche von der Art des abgeschiedenen Feststoffs, und bei Anschwemmfiltern zusätzlich von der Art des verwendeten Filterhilfsmittels, abhängt. Bei inkompressiblen Filterkuchen hat dieser eine starre Struktur, die unbeeinflusst von den Prozessbedingungen ist. Bei kompressiblem Filterkuchen wird dieser dagegen bei einer Druckbeanspruchung verdichtet. Bei einer voll plastischen Verdichtung des Filterkuchens ergibt sich bei abnehmender Druckbelastung wieder die ursprüngliche Struktur des Kuchens. In vielen Fällen ist die Verdichtung jedoch nicht voll plastisch und es treten mit steigender Druckbelastung zusätzliche strukturbeeinflussende Effekte auf [Stieß 2001; Schwister 2013].

Unter Annahme einer zähen Durchströmung der Schicht und eines inkompressiblen Filterkuchens kann über die sogenannte Darcy-Gleichung der Zusammenhang zwischen dem Druckverlust am Filter und dem Förderstrom beschrieben werden (vgl. Bild 2-6).



Darcy-Gleichung:

$$\Delta p_F = \Delta p_{FK} + \Delta p_{FE} = \frac{\eta \cdot L}{B_{FK} \cdot A} \cdot Q + \frac{\eta \cdot s}{B_{FE} \cdot A} \cdot Q$$

Bild 2-6: Druckverlust am Filter bei zäher Durchströmung und inkompressiblem Filterkuchen [Stieß 2001]

In dieser Arbeit wird als Filterwiderstand r der gesamte hydrodynamische Widerstand des Filterkuchens und des Filterelements mit der Dimension $\text{bar pro m}^3/\text{h}$ definiert. Der Druckverlust am Filter Δp_F ergibt sich damit aus dem Produkt des Förderstroms Q und dem Filterwiderstand r .

$$\Delta p_F = r \cdot Q \quad (2.1)$$

2.5 Fluidförderung mit Kreiselpumpen

In den KSS-Reinigungsanlagen werden in der Regel Kreiselpumpen zur Förderung des Kühlschmierstoffs eingesetzt. Bei Kreiselpumpen hängt der Förderstrom bei fester Pumpendrehzahl von der Druckerhöhung ab. Der bei fester Pumpendrehzahl bestehende Zusammenhang zwischen der Druckerhöhung der Pumpe und dem Förderstrom wird graphisch über die Förderkennlinie dargestellt, die das stationäre Betriebserhalten der Kreiselpumpe beschreibt. Bei einer Änderung der Pumpendrehzahl verschiebt sich die Kennlinie. Die Kennlinien unterschiedlicher Drehzahlen sind durch Ähnlichkeitsgesetze verbunden. In Bild 2-7 ist ein Drehzahlkennfeld mit den Förderkennlinien für drei unterschiedliche Pumpendrehzahlen n_1 , n_2 und n_3 dargestellt. Der zulässige Betriebsbereich der Pumpe wird begrenzt durch den Größtförderstrom $Q_{P\max}$. Beim Betrieb außerhalb dieses Bereichs kann es zu einer Beschädigung der Pumpe kommen [Wagner 2009; Gülich 2010; Triesch 2010].

Als Motoren werden typischerweise Asynchronmaschinen eingesetzt, die mit Dreiphasenwechselspannung betrieben werden. Beim Betrieb am Drehstromnetz ergibt sich eine konstante Speisefrequenz, die in Europa bei 50 Hz liegt. Durch den Einsatz eines Frequenzumrichters kann die Speisefrequenz variiert werden [Wagner 2009]. In dieser Arbeit wird die Speisefrequenz des Elektromotors als Drehzahl bezeichnet und hat die Dimension Hz. Die Maximaldrehzahl ist die Drehzahl bei 50 Hz.

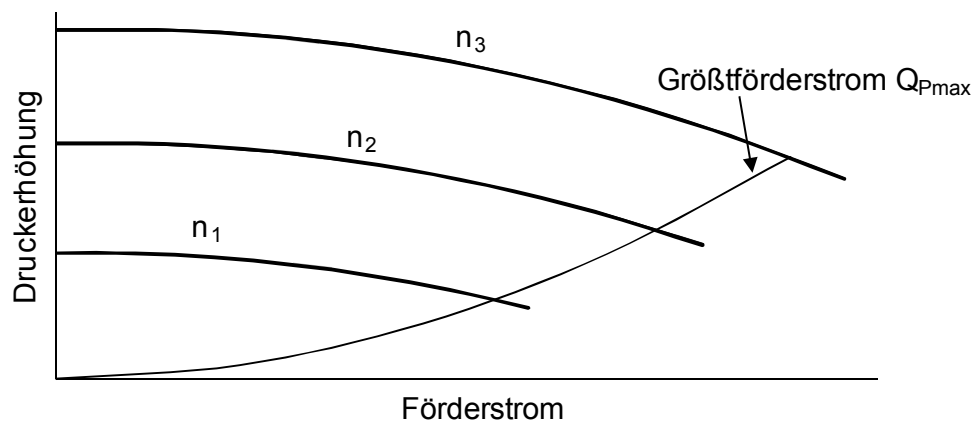


Bild 2-7: Drehzahlkennfeld einer Kreiselpumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen [angelehnt an KSB 2010]

Typischerweise besteht die Aufgabe der Pumpe darin, einen definierten Förderstrom zu erzeugen. Die hierfür zu erzeugende Druckerhöhung hängt von der Anlage ab, in der die Pumpe arbeitet. In dieser Arbeit sind die in Bild 2-8 dargestellten zwei Fälle relevant. Bei diesen besteht die Förderaufgabe darin, aus einem drucklosen Behälter das ruhende Medium durch einen Filter in einen drucklosen Behälter zu fördern.

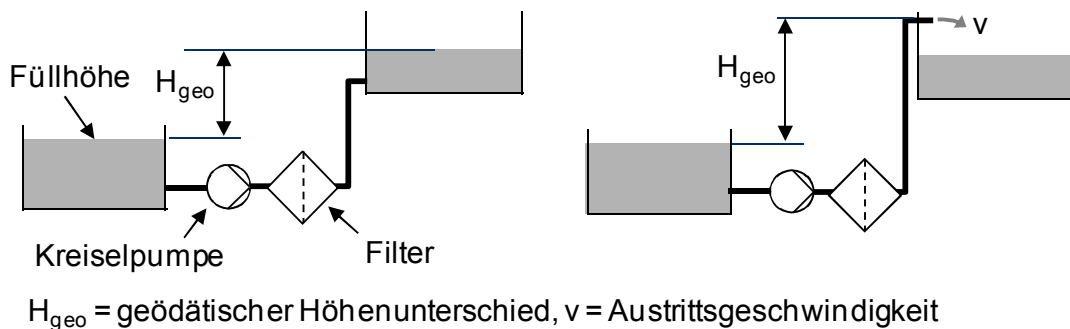


Bild 2-8: Beispielhafte Förderaufgabe einer Kreiselpumpe

Aus dem Energieerhaltungssatz und der erweiterten Bernoulli-Gleichung für reibungsbehaftete, stationäre und inkompressible Strömung ergibt sich für die dargestellte Förderaufgabe die Druckerhöhung zu [Gulich 2010; Rudolph 2008; Wagner 2009]:

2.5 Fluidförderung mit Kreiselpumpen

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H_{geo} + \frac{\rho}{2} v^2 + \sum \Delta p_v(Q) \quad (2.2)$$

Der erste Term beschreibt die nötige Druckerhöhung durch den geodätischen Höhenunterschied H_{geo} . Hierbei ist g die Erdbeschleunigung und ρ die Dichte des Mediums. Bei der Variante links im Bild 2-8 ergibt sich der geodätische Höhenunterschied aus der Höhendifferenz zwischen dem Flüssigkeitsspiegel der Behälter. Bei der Gestaltungsvariante rechts ergibt sich der geodätische Höhenunterschied aus der Höhendifferenz zwischen dem Behälter aus dem das Medium entnommen wird und dem höchsten Punkt der Rohrleitung. Der zweite Term beschreibt den nötigen dynamischen Druck, um die Flüssigkeit aus der Rohrleitung mit der Austrittsgeschwindigkeit v zu drücken. Dieser Term entfällt, sofern das Medium in einen Behälter wie im linken Diagramm von Bild 2-8 gefördert wird. Der dritte Term ist die Summe der förderstromabhängigen Druckverluste Δp_v durch Reibung in den Rohrleitungen, Formstücken und Armaturen sowie der Druckverluste beim Durchströmen des Filters. Der Druckverlust am Filter steigt nach Gleichung (2.1) linear mit dem Förderstrom. Die Druckverluste in den Rohrleitungen, Formstücken und Armaturen steigen unter Annahme einer turbulenten Strömung quadratisch mit dem Förderstrom (Bild 2-9).

Kreiszyklrisches Rohr

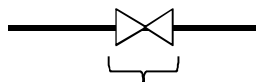


$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{2 \cdot d} \cdot v^2$$

Größen:

- Δp = Druckverlust [Pa]
- v = Durchflussgeschwindigkeit [m/s]
- A = Rohrinnenfläche [m²]
- Q = Förderstrom [m³/s]

Armaturen und Formstücke



$$\Delta p = \frac{\xi \cdot \rho}{2} \cdot v^2$$

mit: $v = \frac{Q}{A}$

- d = Rohrinne Durchmesser [m]
- l = Rohrleitungslänge [m]
- ρ = Dichte [kg/m³]
- ξ = Gesamtwiderstandszahl [-]
- λ = Rohreibungszahl [-]

Bild 2-9: Druckverluste in Rohrleitungen, Armaturen und Formstücken [Wagner 2012; Wagner 2009]

Die Darstellung der benötigten Druckerhöhung über den Förderstrom wird als Anlagenkennlinie bezeichnet. Der Betriebspunkt der Kreiselpumpe ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Anlagenkennlinie mit der Förderkennlinie (vgl. Bild 2-10).

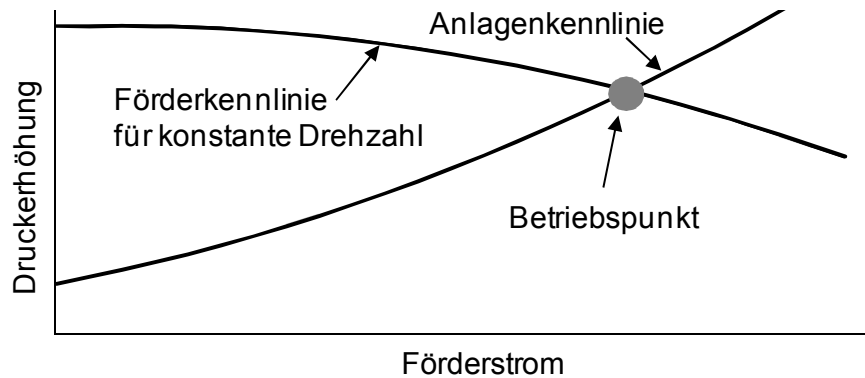


Bild 2-10: Betriebspunkt der Kreiselpumpe [angelehnt an Wagner 2009]

2.6 Energetische Grundlagen mit Bezug zur Pumpenanwendung

Die Förderleistung ist die von der Pumpe auf den Förderstrom übertragene Leistung und ist gleich dem Produkt aus dem Förderstrom Q und der Druckerhöhung Δp der Pumpe und besitzt die Dimension Watt. Über die Förderleistung P_{hyd} und dem Pumpenwirkungsgrad η_P ergibt sich die mechanische Pumpenleistung P_{mech} und daraus über den Motorwirkungsgrad η_M die elektrische Leistung der Pumpe P_{el} [Wagner 2009].

$$P_{hyd} = \Delta p \cdot Q \rightarrow P_{mech} = \frac{P_{hyd}}{\eta_P} \rightarrow P_{el} = \frac{P_{mech}}{\eta_M} \quad (2.3)$$

Die eingesetzte elektrische Energie W_{el} berechnet sich aus der elektrischen Leistung P_{el} der Pumpe multipliziert mit der Zeit t und wird in der Regel in Kilowattstunden angegeben [Müller 2009].

$$W_{el} = P_{el} \cdot t \quad (2.4)$$

Bild 2-11 zeigt die energetischen Zusammenhänge bei der Pumpenanwendung. Als Nutzenergie wird die Energie bezeichnet, die beim Verbraucher für die gewünschte

2.6 Energetische Grundlagen mit Bezug zur Pumpenanwendung

Anwendung eingesetzt wird. Aufgrund von Verlusten wird nicht die gesamte eingesetzte elektrische Energie in nutzbare Energie umgewandelt und es entsteht niederkalorische Wärme. Daher werden in der Praxis – so auch in dieser Arbeit – die Begriffe Energieverbrauch und Energieverschwendung verwendet [Müller 2009]. Als Energieverbrauch wird die Menge der eingesetzten Energie und als Energieverschwendung ein überhöhter Energieverbrauch aufgrund unnötiger Verluste verstanden.

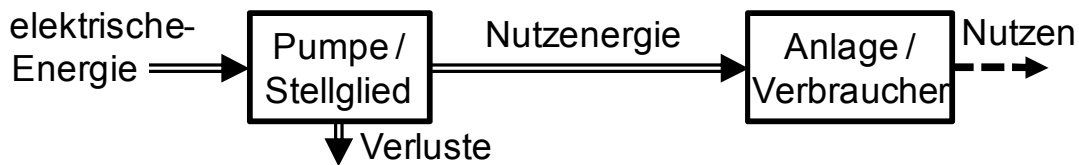


Bild 2-11: Energetische Zusammenhänge [angelehnt an Rudolph 2008]

Die Energieeffizienz ist allgemein das Verhältnis zwischen einem gewünschten Nutzen und dem hierfür benötigten Energieeinsatz [Müller 2009]. In dieser Arbeit wird diejenige technische Lösung als „energieeffizient“ bezeichnet, die im Vergleich zu den vorhandenen technischen Lösungen die höchste Energieeffizienz erreicht.

3 Stand der Technik und Problemstellung

Das folgende Kapitel gliedert sich in zwei Teile. Im ersten Teil dieses Kapitels wird zunächst der gesamte KSS-Kreislauf betrachtet und die Potenziale zur Erhöhung der Energieeffizienz werden aufgezeigt. Es werden Zentral-Kreislaufsysteme betrachtet, da diese gegenüber Einzel-Kreislaufsystemen vorteilhafter sind und daher bei großen Fertigungen bevorzugt eingesetzt werden.

Anschließend wird der Betrieb von zentralen Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern im Detail erläutert und Hindernisse zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs aufgezeigt.

3.1 Potenziale zur Erhöhung der Energieeffizienz in Zentral-Kreislaufsystemen

3.1.1 Gestaltung von Zentral-Kreislaufsystemen

Die technische Gestaltung von zentralen KSS-Kreislaufsystemen hängt von den fertigungsspezifischen und kundenspezifischen Anforderungen sowie den örtlichen Gegebenheiten ab. Eine beispielhafte Gestaltung ist vereinfacht in Bild 3-1 dargestellt.

Die Einrichtungen zur Reinigung, Kühlung und zentralen Versorgung sind in der Regel an einem gemeinsamen Ort aufgestellt und werden als zentrale Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage bezeichnet. Typischerweise wird die zentrale Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage nach dem eingesetzten Filter benannt, beispielsweise zentrale Anschwemmfilteranlage.

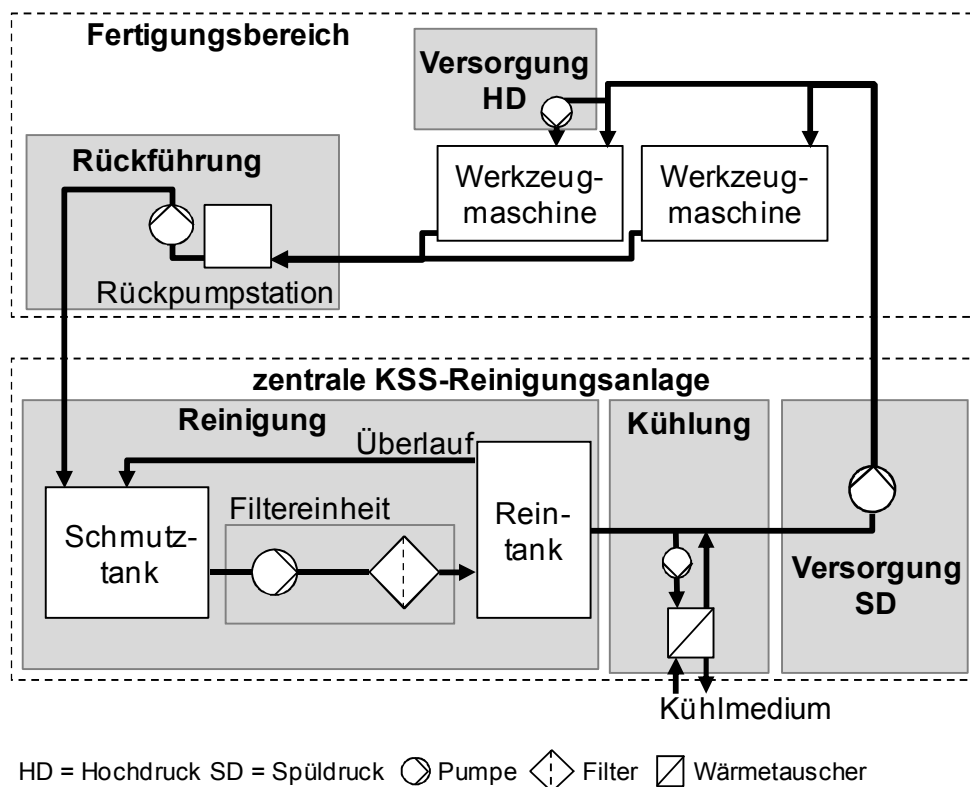


Bild 3-1: Typische Gestaltung eines Zentral-Kreislaufsystems (eigene Darstellung)

Von der zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage aus wird über eine Versorgungspumpe der Kühlschmierstoff über ein Rohrleitungsnetz mit dem erforderlichen Spüldruck den angebotenen Werkzeugmaschinen bereitgestellt. Bei zusätzlich erforderlichem Hochdruck erfolgt die Hochdruckerzeugung meist über Hochdruckpumpen lokal an den Werkzeugmaschinen. Beim Einsatz in der Werkzeugmaschine und durch die Pumpen im Kühlschmierstoffkreislauf ergibt sich ein Wärmeeintrag in den Kühlschmierstoff. Daher ist meist eine aktive Kühlung des Kühlschmierstoffs erforderlich, um diesen auf dem geforderten Temperaturniveau zu halten. Wie im Bild 3-1 dargestellt, wird hierzu in der Regel der Kühlschmierstoff im Teilstrom über einen Wärmetauscher gekühlt. Nach dem Einsatz in den Werkzeugmaschinen wird der mit Spänen und Abrieb verunreinigte Kühlschmierstoff zur zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage zurückgefördert. Zur Rückführung kommen, abhängig von der Späneart und dem Spänevolumen, unterschiedliche Einrichtungen wie Rückspülrinnen,

Rückpumpstationen, Späneförderer und Spänebrecher zum Einsatz [Rahäuser 2012a; Triesch 2010].

In der zentralen KSS-Reinigungsanlage wird der Kühlschmierstoff über einen ausgewählten Filter gereinigt. Typischerweise wird im sogenannten Vollstrom von einem Schmutz- in einen Reintank gereinigt. Über die Überlaufleitung kann Kühlschmierstoff vom Reintank zurück in den Schmutztank fließen. Damit arbeitet die KSS-Reinigungsanlage in einem separaten Kreislauf, unabhängig von der Umlaufmenge in der Fertigung [Triesch 2010; VDI3397-2].

Jeder Filter ist durch eine technisch bedingte Filterfeinheit charakterisiert, das heißt der Filter filtriert nur bis zu einer bestimmten minimalen Partikelgröße. Daher hängt die Auswahl des Filters im wesentlichen vom erforderlichen Reinheitsgrad ab. Zur Kühlschmierstoffreinigung werden am häufigsten Unterdruckbandfilter, Druckbandfilter, Rückspülfilter oder Anschwemmfilter eingesetzt. Tabelle 3-1 zeigt das Einsatzspektrum der genannten Filter. Unterdruckbandfilter, Druckbandfilter und Rückspülfilter kommen bei Dreh-, Fräs- und Bohrbearbeitungen sowie einigen Schleifanwendungen zum Einsatz. Anschwemmfilter erreichen gegenüber den anderen Filtern eine weitaus höhere Filterfeinheit und werden daher bei der Feinbearbeitung eingesetzt. Für viele Anwendungen der Feinbearbeitung kann die erforderliche Qualität der Erzeugnisse nur durch Einsatz von Anschwemmfiltern erreicht werden [Triesch 2010].

Tabelle 3-1: Einsatzspektrum der eingesetzten Filter [angelehnt an Triesch 2010]

Filter	Bearbeitungsart				
	Drehen, Bohren, Fräsen	Schleifen (Grob bis Mittel)	Schleifen Fein	Waschen	Honen
Unterdruckbandfilter	x	x	-	-	-
Rückspülfilter	x	x	-	-	-
Druckbandfilter	x	x	x	(x)	-
Anschwemmfilter	-	x	x	x	x

x geeignet (x) bedingt geeignet - ungeeignet

3.1.2 Energieverbrauchsverteilung in Zentral-Kreislaufsystemen

Der elektrische Energieverbrauch zur Kühlschmierstoffversorgung hängt stark von der technischen Gestaltung des Zentral-Kreislaufsystems und den Prozessparametern ab. Eine Studie zeigt, dass sich der gesamte Energieverbrauch zu etwa 70 % auf die Pumpenanwendung, 25 % auf die Kälteerzeugung zur Kühlung des Kühlschmierstoffs sowie 5 % auf weitere Verbraucher aufteilt [Rahäuser 2011]. Die Abschätzung beruht auf einer energetischen Bewertung von mehreren Zentral-Kreislaufsystemen. Die wesentlichen Stellhebel zur Energieeinsparung liegen daher im Bereich der Pumpenanwendung. Diese Stellhebel werden im Folgenden analysiert.

3.1.3 Merkmale eines energieeffizienten Pumpenbetriebs und Möglichkeiten zur Erhöhung der Energieeffizienz

Bei Zentral-Kreislaufsystemen ergibt sich in der Regel durch die schwankende Fertigungsauslastung und durch Erweiterung oder Rückbau von Werkzeugmaschinen im gesamten KSS-Kreislauf ein variabler Förderstrombedarf. Daher wird die Versorgungskapazität der zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlage meist überdimensioniert ausgelegt, wodurch diese in der Regel immer in Teillast betrieben wird.

Aufgrund des variablen Förderstrombedarfs werden der Energieverbrauch und die Energieeffizienz des Zentral-Kreislaufsystems entscheidend von den eingesetzten Regelungsarten der Pumpen bestimmt. Zur Förderstromanpassung gibt es verschiedene Regelungsarten, welche sich hinsichtlich der Energieeffizienz deutlich voneinander unterscheiden. Kennzeichnend für die einfachen Regelungsarten ist, dass der Förderstrom über Stellglieder wie Ventile oder Klappen in der Anlage angepasst wird. Dadurch wird ein Großteil der aufgewendeten Energie ungenutzt vernichtet und es ergeben sich im Teillastbetrieb ein überhöhter Energieverbrauch und damit eine niedrige Energieeffizienz. Häufig sind diese ineffizienten Regelungsarten jedoch einfacher umzusetzen und wurden in der Vergangenheit, entsprechend den Anforderungen an geringe Anschaffungskosten, bevorzugt eingesetzt. In diesem Fall ergibt sich ein erhebliches Energieeinspar-

potenzial mittels dem Austausch der bestehenden Lösung durch eine Regelung bei der die Energieaufnahme der Pumpe bei Teillast bedarfsgerecht angepasst wird [Rahäuser 2012a; Strohrmann 2002].

Das wesentliche Kriterium für einen Betrieb des Zentral-Kreislaufsystems mit hoher Energieeffizienz ist daher, dass die Pumpen in den Anlagen bedarfsgerecht geregelt werden. Zudem sollten in fertigungsfreien Zeiten die Anlagen abgeschaltet oder zumindest mit minimierter Energieaufnahme betrieben werden.

3.1.4 Vergleich der Regelungsarten von Pumpen

In Bild 3-2 sind die häufigsten Regelungsarten zur Förderstromanpassung mit Pumpen schematisch dargestellt. Regelungsarten mit niedriger Energieeffizienz sind die Bypassregelung, die Drosselregelung oder als Alternative dazu keine Regelung. Regelungsarten mit hoher Energieeffizienz sind die Drehzahlregelung und die Ein-/Ausregelung. Bei der Bypassregelung wird die Pumpe direkt am Netz betrieben. Die Pumpe arbeitet durchgehend beim Auslegungspunkt des Volllastbetriebs und liefert konstant den maximal erforderlichen Förderstrom. Über das Regelventil wird der Förderstrom durch die Bypassleitung variiert und damit der Förderstrom zum Verbraucher angepasst. Alternativ dazu wird die Pumpe ohne Regelung betrieben und liefert trotz variierendem Förderstrombedarf durchgehend den maximalen Förderstrom zum Verbraucher. Die Drosselregelung kommt bei Kreiselpumpen zum Einsatz. Bei dieser wird zur Förderstromanpassung der hydraulische Widerstand in der Anlage über eine Drossel verändert. Bei der Drosselung ergibt sich bei Teillast eine Reduzierung der Pumpenleistung, wodurch diese Methode vorteilhaft gegenüber der Bypassregelung oder dem Betrieb ohne Regelung ist. Die Pumpe muss aber zusätzlich die Druckverluste der Drossel überwinden und erzeugt daher mehr Druck, als in der Anlage erforderlich ist. Bei der Drehzahlregelung wird über die Drehzahlverstellung der Pumpe der Förderstrom variiert. Dadurch erzeugt die Pumpe nur so viel Druck und Förderstrom wie benötigt wird, wodurch auch die Energieaufnahme der Pumpe bedarfsgerecht angepasst wird. Die übliche Art zur Drehzahlverstellung ist die Veränderung der Drehzahl des Elektromotors

der Pumpe über einen Frequenzumrichter. Bei der Ein-/Ausregelung wird der Förderstrom durch Ein- und Ausschalten einer am Netz betriebenen Pumpe, beispielsweise über eine Zweitpunkt-Regelung, diskontinuierlich gefördert. Diese Regelung ist daher nur dann einsetzbar, wenn durch die Anlagengestaltung ein intermittierender Förderstrom erlaubt ist [Rudolph 2008; Wagner 2009; KSB 2010; DENA 2015].

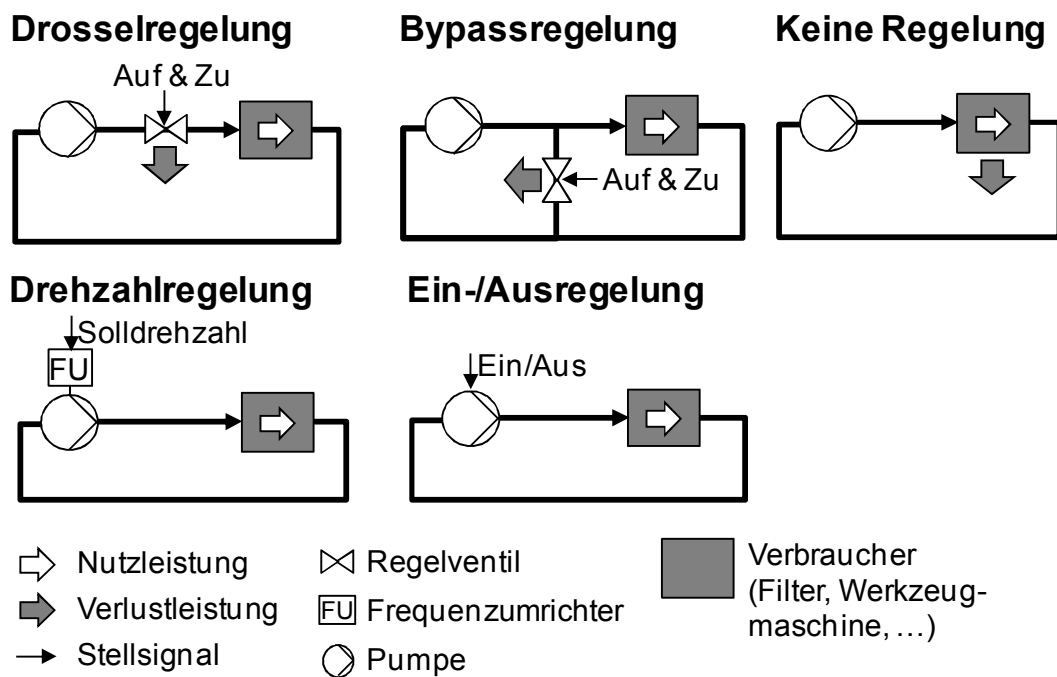


Bild 3-2: Regelungsarten von Kreiselpumpen [angelehnt an Rudolph 2008]

3.1.5 Lösungen zum energieeffizienten Betrieb der Pumpen in Zentral-Kreislaufsystemen

Im Folgenden werden die Lösungen zum bedarfsgerechten Betrieb der Pumpen im gesamten Kühlschmierstoffkreislauf dargestellt und bestehende Defizite gezeigt. Hierzu werden zunächst die verwendeten Regelungsarten der Pumpen in den einzelnen Anlagen zur Versorgung, zur Rückführung, zur Reinigung und zur Kühlung betrachtet. Abschließend wird der Betrieb der Anlagen in der fertigungsfreien Zeit dargestellt.

Betrieb der Pumpen zur Kühlschmierstoffversorgung

Aufgabe der zentralen Versorgungspumpen ist es, den erforderlichen Kühlschmierstoff von der Reinigungsanlage in die Fertigung zu fördern. Durch die unterschiedlichen Abnahmen an den Werkzeugmaschinen ergibt sich ein variierender Förderstrombedarf. In der Vergangenheit wurden zur Förderstromanpassung meist Bypass- oder Drosselregelungen eingesetzt. Die Nachrüstung von drehzahlgeregelten Pumpen ist an vielen zentralen Versorgungspumpen umgesetzt worden und ist heutzutage Stand der Technik. Als Beispiele sind die Lösungen der Firma *KSB AG* und der Firma *Dürr AG* zu nennen [KSB 2010; Dürr AG 2011].

Bei der Hochdruckversorgung ergibt sich häufig ein variierender Druck- und Förderstrombedarf. Bei den herkömmlichen Lösungen erfolgt die Anpassung des Förderstroms und des Drucks mit einer Bypassregelung. In verschiedenen Projekten wurden zur Energieeffizienzsteigerung Lösungen mit drehzahlgeregelten Hochdruckpumpen entwickelt. Beispielhaft sind die Beiträge von *Rothenbücher*, *Brecher* und *Kircher* zu nennen [Rothenbücher 2010; Brecher 2011; Kircher 2010].

Betrieb der Pumpen zur Kühlschmierstoffrückführung

Zur Rückführung des verschmutzten Kühlschmierstoffs kommen vorwiegend Rückspülrinnen oder Rückpumpstationen zum Einsatz (vgl. Bild 3-3). Bei Rückpumpstationen wird der Kühlschmierstoff in der Fertigung in einem Behälter gesammelt und über eine niveauabhängige Ein-/Ausregelung der Pumpstation zurückgepumpt. Rückspülrinnen werden meist über Spüldüsen mit Kühlschmierstoff aus der Zentralanlage gespült, um den Rücktransport des verunreinigten Kühlschmierstoffs zu unterstützen und Verstopfungen infolge von Ablagerungen vorzubeugen (vgl. Bild 3-3). Die erforderliche Spülmenge ist nur schwer ermittelbar. Bisher werden die Spülpumpen unregelmäßig betrieben und liefern eine konstant hohe Spülmenge, die über handbetätigte Absperrhähne an den Spüldüsen eingestellt wird. Daher ist der Einsatz von Rückspülrinnen mit Spüldüsen nicht bedarfsgerecht und ineffizient. Der Einsatz von Rückpumpstationen oder Rück-

Spülrinnen ist in vielen Fällen eine alternative Gestaltungsvariante. Sofern es wirtschaftlich und technisch umsetzbar ist, werden daher heutzutage Rückpumpstationen eingesetzt [Nottbohm 2010].

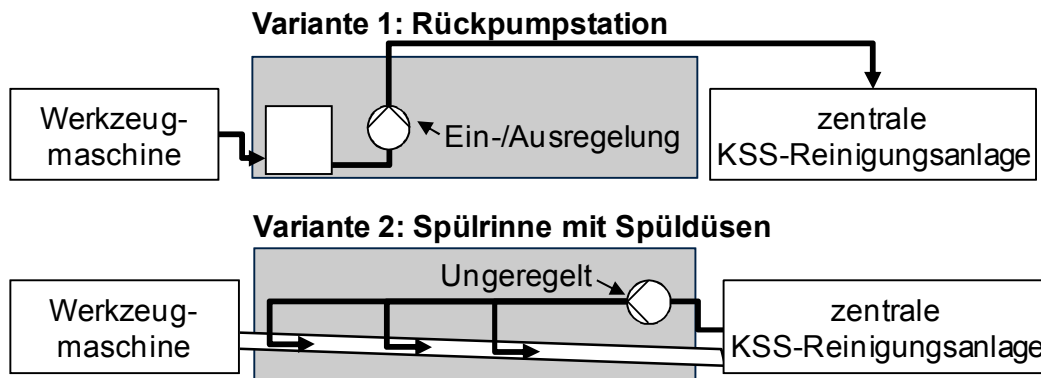


Bild 3-3: Regelungsart der Pumpen in den Anlagen zur Rückführung

Betrieb der Pumpen in der Anlage zur Kühlschmierstoffkühlung

Bei der Kühlung des Kühlschmierstoffs steht die Temperaturregelung im Vordergrund. Typischerweise wird ein konstanter Förderstrom an Kühlschmierstoff durch die Wärmetauscher gepumpt und zur Anpassung der Kühlleistung der Förderstrom des Kühlmediums durch den Wärmetauscher variiert. Dies ist eine gängige Methode zur Temperaturregelung und energetisch vorteilhafter als sogenannte Mischregelungen, bei denen der Förderstrom des Kühlmediums konstant gehalten und dagegen der Teilstrom des zu kühlenden Kühlschmierstoffs variiert wird. Bei zentraler Kühlmediumversorgung wird der Förderstrom des Kühlmediums durch den Wärmetauscher über ein Drosselventil angepasst. Dies ist erforderlich, da am zentralen Versorgungsnetz mehrere Verbraucher angeschlossen sind. Die Pumpen zur zentralen Kühlmediumversorgung werden heutzutage gleichermaßen wie die zentralen Kühlschmierstoffversorgungspumpen drehzahlregelt ausgeführt [KSB 2010; Strohrmann 2002].

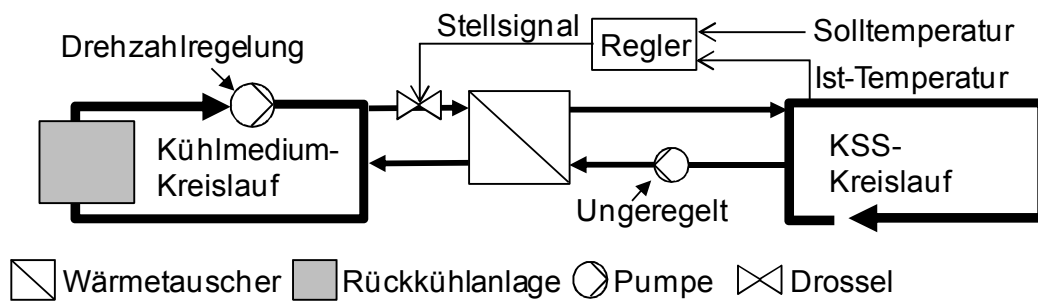


Bild 3-4: Typische Anlagengestaltung zur Regelung der Kühlschmierstofftemperatur

Betrieb der Pumpen in den Anlagen zur Kühlschmierstoffreinigung

Um den erforderlichen Reinheitsgrad wieder herzustellen, ist es nach Aussagen von Fachexperten ausreichend, die aus der Fertigung zurückgeförderte Menge an verschmutztem Kühlschmierstoff vor der Wiederverwendung einmal durch den Filter zu fördern. Für einen Betrieb der KSS-Reinigungsanlage mit hoher Energieeffizienz sollte daher der Förderstrom durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen bedarfsgerecht angepasst werden. Beim Betrieb der KSS-Reinigungsanlagen ergeben sich spezifische Anforderungen, abhängig von den eingesetzten Filtern. Daher sind spezielle Automatisierungslösungen, abhängig vom eingesetzten Filter, erforderlich. Für die Anlagen mit Unterdruckband- und Rückspülfiltern sind von den Herstellern bereits Lösungen entwickelt worden, um den Förderstrom durch die Filter bedarfsgerecht über drehzahlverstellbare Pumpen zu regeln [VOMAT 2014; Stern 2011]. Für Anschwemmfilter- und Druckbandfilteranlagen sind dagegen bislang noch keine Lösungen für eine Drehzahlregelung vorhanden. Die Filterpumpen werden unregelt betrieben und fördern durchgehend eine überhöhte Menge an Kühlschmierstoff durch die Filter in den Reintank. Weder in der Forschung noch in der Praxis war vor dem Zeitpunkt der Abfassung dieser Arbeit eine Lösung zur Umsetzung einer bedarfsgerechten Regelung der Filterpumpen in zentralen KSS-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern oder Druckbandfiltern vorhanden. Das Energieeinsparpotenzial und die bestehende Problematik zur Umsetzung eines geregelten Betriebs werden in Abschnitt 3.2 für zentrale Anschwemmfilteranlagen im Detail erläutert.

Betrieb der Anlagen im KSS-Kreislauf in fertigungsfreien Zeiten

In Fertigungspausen werden die Hochdruckpumpen in den Werkzeugmaschinen heutzutage über die Steuerung der Werkzeugmaschine bedarfsgerecht abgeschaltet [Kircher 2010]. Auch die Rückpumpstationen an den Werkzeugmaschinen sind durch die niveauabhängige Ein-/Ausregelung in fertigungsfreien Zeiten ausgeschaltet.

Die zentralen Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen sind derart ausgeführt, dass die Teilanlagen zur Reinigung, Kühlung und Versorgung einzelnen heruntergefahren werden können. Bei den Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen mit Rückspülfiltern, Druckbandfiltern und Unterdruckbandfiltern wird das Herunterfahren der gesamten Anlage über organisatorische Anweisungen oder automatisch über die Prozessleittechnik bereits umgesetzt. Beim Herunterfahren der zentralen Anschwemmfilteranlage muss beachtet werden, dass die Filter beim erneuten Hochfahren mit neuem Filterhilfsmittel angeschwemmt werden müssen. Aufgrund der relativ hohen Kosten für das Filterhilfsmittel ist das Herunterfahren der Anlagen in fertigungsfreier Zeit aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht sinnvoll. Daher werden Anschwemmfilteranlagen auch in fertigungsfreien Zeiten nicht heruntergefahren und arbeiten durchgehend unter Vollast.

3.1.6 Fazit und Defizitbetrachtung

In den Zentral-Kreislaufsystemen fällt der größte Anteil des Energieverbrauchs auf die Pumpen. Da sich bei der zentralen KSS-Versorgung ein variierender Förderstrombedarf ergibt, ist eine bedarfsgerechte Regelung der Pumpen im gesamten Kühlschmierstoffkreislauf entscheidend für eine hohe Energieeffizienz. Tabelle 3-2 fasst die vorhandenen Lösungen zur bedarfsgerechten Regelung der Pumpen in Zentral-Kreislaufsystemen zusammen. Es wird deutlich, dass die Anlagen zur Reinigung mit Druckbandfiltern und Anschwemmfiltern bislang ohne Regelung der Pumpen und damit mit niedriger Energieeffizienz betrieben werden. Der größte Handlungsbedarf besteht bei den Anschwemmfilteranlagen, da diese aufgrund des Einsatzes von Filterhilfsmittel auch in fertigungsfreien Zeiten nicht heruntergefahren werden.

Tabelle 3-2: Lösungen zur bedarfsgerechten Regelung der Pumpen in Zentral-Kreislaufsystemen [Rahäuser 2012a]

Anlage	Regelungsart der Pumpen in Anlage	Energieeffizienz
Versorgung HD	Drehzahlregelung	●
Versorgung SD	Drehzahlregelung	●
Rückführung	Ein-/Ausregelung	●
Kühlung	Drehzahlregelung*	●
Reinigung mit...		
<i>Unterdruckbandfilter</i>	Drehzahlregelung	●
<i>Rückspülfilter</i>	Drehzahlregelung	●
<i>Druckbandfilter</i>	Keine Regelung	○
<i>Anschwemmfilter</i>	Keine Regelung	○

● Hoch ○ Niedrig HD = Hochdruck SD = Spüldruck * im Kühlmedium-Kreislauf

3.2 Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen und Hindernisse zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs

Aufgrund des identifizierten Handlungsbedarfs wird in dieser Arbeit die Erhöhung der Energieeffizienz von Anschwemmfilteranlagen behandelt. Im Folgenden wird der Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen im Detail vorgestellt und anschließend werden die zu lösenden Probleme zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs gezeigt.

3.2.1 Aufbau und Funktionsweise von zentralen Anschwemmfilteranlagen

Die Filterbehälter von Anschwemmfiltern werden mit Kerzen- oder Plattenelementen ausgeführt. Am häufigsten werden senkrecht eingebaute Filterkerzen eingesetzt, da die-

3.2 Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen...

se gegenüber Plattenelementen ein sehr günstiges Verhältnis von Filterfläche und Behältervolumen aufweisen. Bild 3-5 zeigt den typischen Aufbau eines Anschwemmfilters. Der zylindrische Behälter teilt sich in einen oberen und unteren Behälterteil zwischen den eine senkrechte Kerzenplatte zwischengeflanscht ist, welche mit röhrenförmigen Filterkerzen bestückt ist. Vor dem Filterbetrieb wird das Filterhilfsmittel auf die Filterkerzen aufgeschwemmt und bildet den Filterkuchen, der infolge des durch die Strömung entstehenden Differenzdrucks auf den Kerzen gehalten wird. Im Filterbetrieb fließt verschmutztes Medium durch den Stutzen am Eintritt im unteren Behälterteil ein, durchströmt den Filterkuchen und die Filterkerzen und gelangt gereinigt am Austritt aus dem Behälter. Die Anschwemmfilter arbeiten diskontinuierlich, das heißt der Filterbetrieb muss zur Filterregeneration gestoppt werden. Die Regeneration erfolgt durch Rückspülung. Dabei wird über Druckluft das Medium im oberen Behälterteil in entgegengesetzter Richtung nach unten gedrückt, wodurch der Filterkuchen von den Kerzen abgesprengt und mit samt dem verbleibenden Kührschmierstoff im Behälter über den Auslass am konisch zulaufenden Behälterboden aus dem Filter entleert wird [Tornau 1999; Stieß 2001; VDI3 2005].

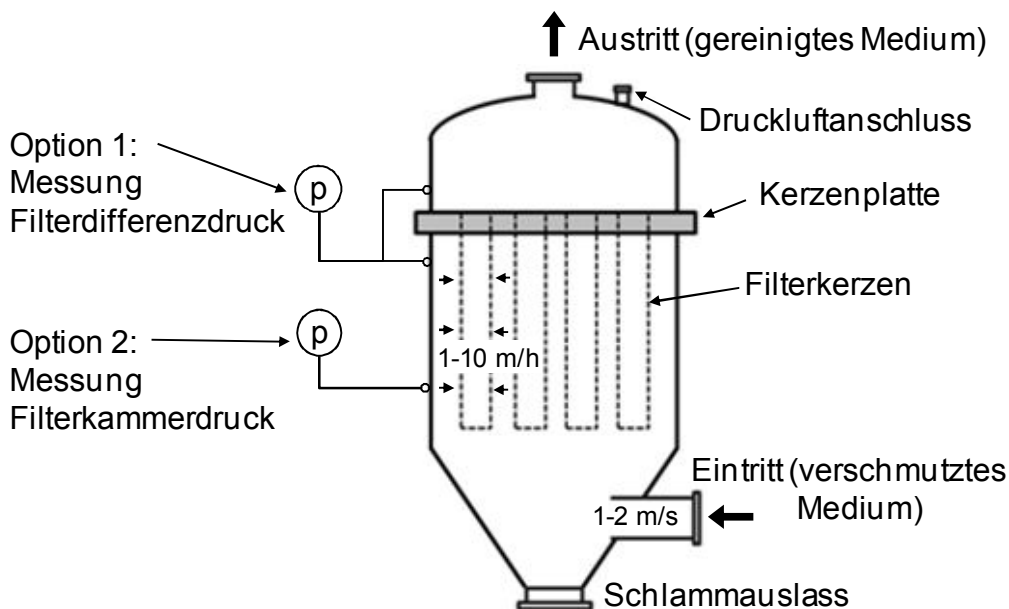


Bild 3-5: Anschwemmfilter mit senkrechten Filterkerzen [angelehnt an Tornau 1999]

Bild 3-6 zeigt ein vereinfachtes Fließschema einer zentralen Anschwemmfilteranlage. Der verschmutzte Kühlschmierstoff gelangt nach dem Einsatz in der Fertigung in den Schmutztank und wird von dort aus über die Filtereinheiten in den Reintank gefördert. Neben dem Schmutztank, Reintank und den Filtereinheiten besitzt die Anlage eine Anschwemmeinrichtung und eine Sekundär-Reinigung, um nach der Filterregeneration den Schlammaustrag zu behandeln. Am Ein- und Austritt der Filter befinden sich Klappen, über die das Anschwemmen, das Filtern und das Rückspülen gesteuert werden.

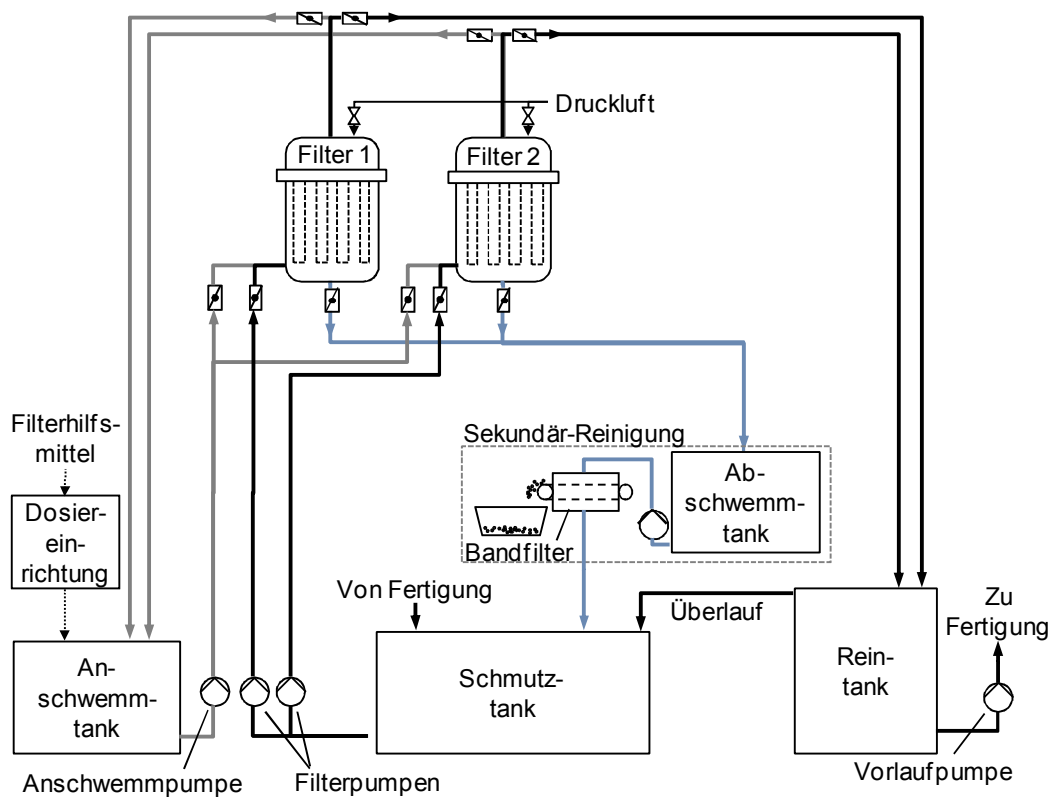


Bild 3-6: Zentrale Anschwemmfilteranlage mit zwei Filtereinheiten

Die Fertigung muss trotz der Unterbrechung des Filterbetriebs zur Filterregeneration kontinuierlich mit gereinigtem Medium versorgt werden können. Bei den KSS-Reinigungsanlagen kommen zwei Varianten zum Einsatz:

- Kontinuierliche Versorgung über einen Puffertank
- Kontinuierliche Versorgung über einen Filterwechsel

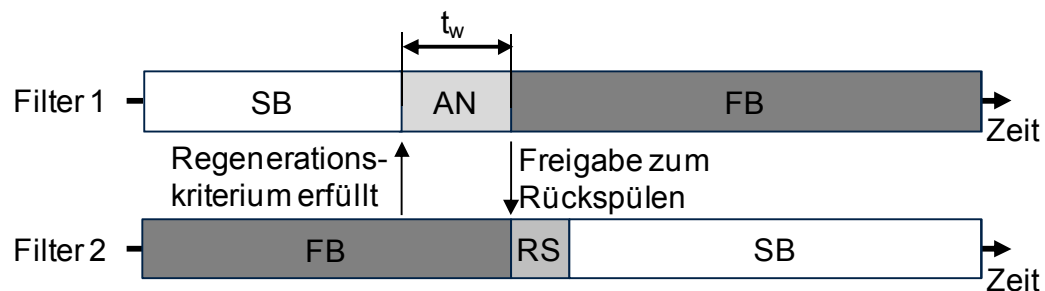
Bei der ersten Variante wird die Fertigung während der Regenerationsphase über gereinigtes Medium aus einem Puffertank versorgt, der nach der Filterregeneration wieder aufgefüllt wird. Diese Variante wird bei Filtern mit kurzer Regenerationszeit eingesetzt, wie beispielsweise Unterdruckbandfiltern. Bei Anschwemmfiltern muss dieser nach dem Rückspülvorgang erneut angeschwemmt werden. Dieser Anschwemmvorgang dauert meist mehrere Minuten, wodurch sich ein sehr hohes Volumen für den Puffertank und damit ein hoher Platzbedarf und hohe Kosten ergeben würden. Daher erfolgt bei zentralen Anschwemmfilteranlagen die kontinuierliche Reinmediumversorgung über einen Filterwechsel. Dazu ist die Anlage mit einer zusätzlichen Filtereinheit ausgeführt.

Im Normalbetrieb befindet sich eine Filtereinheit im Filterbetrieb. Bei dieser sind die Klappen derart gestellt, dass das Medium vom Schmutztank über die Filterpumpe in den Reintank gefördert wird. Der andere Filter ist im wartenden Standby-Zustand. Der Behälter ist entleert, die Filterpumpe aus und alle Klappen geschlossen. Sobald das Regenerationskriterium erfüllt ist, wird der Anschwemmvorgang der Filtereinheit im Standby gestartet. Hierzu wird die Anschwemmpumpe gestartet und die Ein- und Austrittsklappen des anzuschwemmenden Filters so gefahren, dass das Medium zwischen dem Anschwemmtank und dem Filter im Kreislauf gefördert wird. Nachdem der Filterbehälter gefüllt und das Medium im Kreislauf strömt, wird über die Dosiereinrichtung eine bestimmte Menge an Filterhilfsmittel zu dosiert. Dieser Anschwemmkreislauf wird über mehrere Minuten aufrechterhalten, damit sich das Filterhilfsmittel beim Durchströmen der Filterkerzen an diesen absetzt und die Anschwemmschicht bildet. Nach Beendigung des Anschwemmvorgangs schaltet die Anschwemmpumpe aus und die Filterpumpe ein. Um eine Rissbildung oder ein Abfallen der Anschwemmschicht zu vermeiden, wird die Filterpumpe kurz vor dem Ausschalten der Anschwemmpumpe eingeschaltet. Durch das Füllen des leeren Behälters mit Kühlschmierstoff zu Beginn des Anschwemmvorgangs ist das Volumen im Anschwemmtank abgesunken. Daher werden die Eintrittsklappen zunächst derart gestellt, dass die Filterpumpe vom Schmutz- in den Anschwemmtank fördert. Sobald der Anschwemmtank das Sollniveau wieder erreicht hat, werden die Austrittsklappen des Filters verfahren, so dass das Medium vom Schmutztank durch den

Filter in den Reintank gefördert wird. Sobald dieser Zustand erreicht ist, befindet sich der Filter im Filterbetrieb.

Nachdem der angeschwemmte Filter in den Filterbetrieb gewechselt ist, erfolgt die Freigabe zum Rückspülen des verschmutzten Filters. Hierzu wird die Filterpumpe des verschmutzten Filters gestoppt und die Ein- und Austrittsklappen am Behälter geschlossen. Danach öffnen das Druckluftventil und der Entleerungsschieber des Behälterauslasses, wodurch der Filterkuchen zusammen mit dem KSS im Behälter in den Abschwemmtank entleert werden. Danach schließt der Entleerungsschieber und der entleerte Filter befindet sich im Standby-Zustand. Der rückgespülte, schlammartige Behälterinhalt wird in der Sekundär-Reinigung über einen Bandfilter gereinigt. Der zurückgewonnene Kühlschmierstoff wird in den Schmutztank gepumpt und der im Bandfilter abgeschiedene Schmutz trocken ausgetragen und entsorgt.

Bild 3-7 verdeutlicht den beschriebenen Ablauf des Filterwechsels zur kontinuierlichen Versorgung der Fertigung. Bei großen Anschwemmfilteranlagen sind häufig zwei oder drei Filtereinheiten parallel im Filterbetrieb und eine Filtereinheit im Standby.



AN=Anschwemmen, FB = Filterbetrieb, SB = Standby, RS = Rückspülen
 t_w = Wartezeit bis Filter gestoppt werden kann (Anschwemmzeit Standby-Filter)

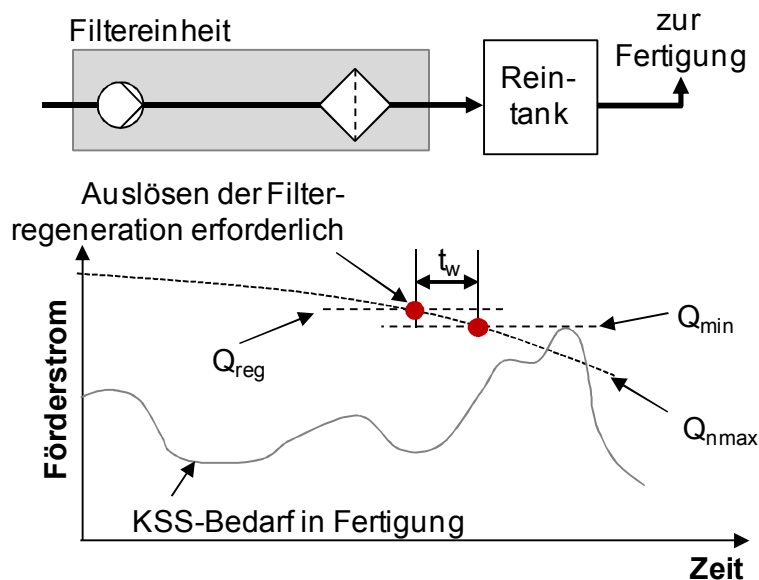
Bild 3-7: Ablauf eines Filterwechsels

3.2.2 Auslösen der Filterregeneration und Prozessüberwachung

Im Filterbetrieb steigt durch den im Filter angesammelte Schmutz der Filterwiderstand, wodurch der mit der Kreiselpumpe durchsetzbare Förderstrom sinkt. Durch den Filter-

3.2 Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen...

wechsel wird über das Regenerationskriterium zunächst nur der Anschwemmvorgang des Filters im Standby ausgelöst und der verschmutzte Filter kann nicht direkt gestoppt werden. Daher muss die Filterregeneration ausgelöst werden, sobald der mit der Pumpe durchsetzbare Förderstrom einen bestimmten Mindestwert (Regenerationsförderstrom) unterschritten hat (vgl. Bild 3-8). Ansonsten kann es während der mehrminütigen Anschwemmdauer zu einer kritischen Unterversorgung kommen. Diese hätte zur Folge, dass das Füllvolumen im Reintank sinkt und es zu einem Versorgungsausfall kommen kann.

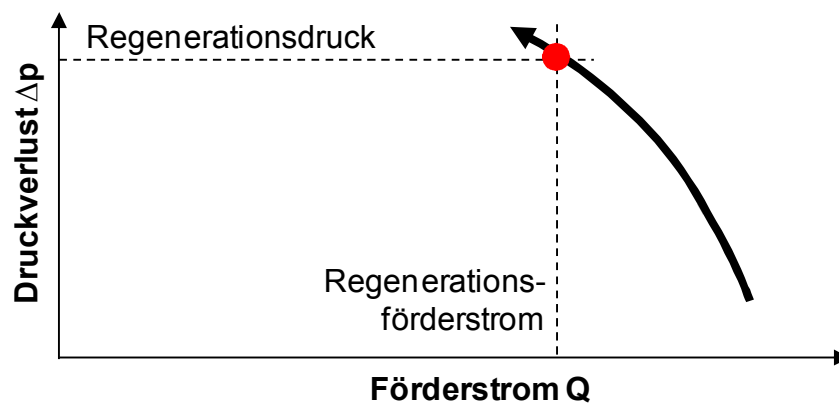


Q_{reg} = Regenerationsförderstrom Q_{min} = Mindestförderstrom
 Q_{nmax} = bei maximaler Drehzahl der Pumpe durchsetzbare Förderstrom
 t_w = Wartezeit bis Filter gestoppt werden kann (Anschwemmzeit Standby-Filter)

Bild 3-8: Erforderlicher Zeitpunkt zum Auslösen der Filterregeneration

Bisher werden die Filterpumpen ohne Regelung mit konstanter Drehzahl betrieben, wodurch fortwährend der maximal erreichbare Förderstrom durch den Filter gefördert wird. Dadurch kann auf einfache Weise über die messbaren Größen am Filter eine erforderliche Filterregeneration erkannt werden. Bild 3-9 zeigt den sich mit steigendem Filterwiderstand ergebende Verlauf der Betriebsgrößen beim Betrieb der Pumpe mit fester Drehzahl. Durch den festen Zusammenhang zwischen dem Förderstrom und dem

Druckverlust am Filter kann die Filterregeneration ausgelöst werden, wenn der Förderstrom einen festgelegten Minimalwert oder der messbare Druckverlust am Filter einen festgelegten Maximalwert überschritten haben. Da eine Druckmessung deutlich einfacher als eine Förderstrommessung zu realisieren ist, wird die Filterregeneration druckabhängig ausgelöst, sobald ein sogenannter Regenerationsdruck überschritten wurde. Als Filterdruck wird entweder der Differenzdruck zwischen dem unteren und oberen Behälterteil oder der als Filterkammerdruck bezeichnete Druck im unteren Teil des Behälters gemessen (vgl. Bild 3-5). Bei den meisten Anlagen wird der Filterkammerdruck gemessen, da diese Messung einfacher als eine Differenzdruckmessung realisierbar ist.



← Verlauf der Betriebsgrößen im unregelmäßigen Betrieb mit steigendem Filterwiderstand

---- Mögliche Grenzwerte zum Auslösen der Filterregeneration

Bild 3-9: Verlauf der Betriebsgrößen beim unregelmäßigen Betrieb der Pumpe mit steigendem Filterwiderstand

Das Auslösen des Filterwechsels über den gemessenen Filterdruck ist in Bild 3-10 dargestellt. Der Regenerationsdruck ist so festgelegt, dass bei normalem Schmutzeintrag der Filterwechsel abgeschlossen ist bevor der Förderstrom durch den verschmutzten Filter einen festgelegten Mindestförderstrom unterschritten hat. Der Kühlschmierstoffbedarf in der Fertigung schwankt abhängig von der momentanen Fertigungsauslastung. Aus Sicherheitsgründen wird der Mindestförderstrom 10 % höher als der maximale Be-

darf festgelegt. Überschüssig gereinigtes Medium fließt über die Überlaufleitung ungenutzt vom Reintank zurück in den Schmutztank.

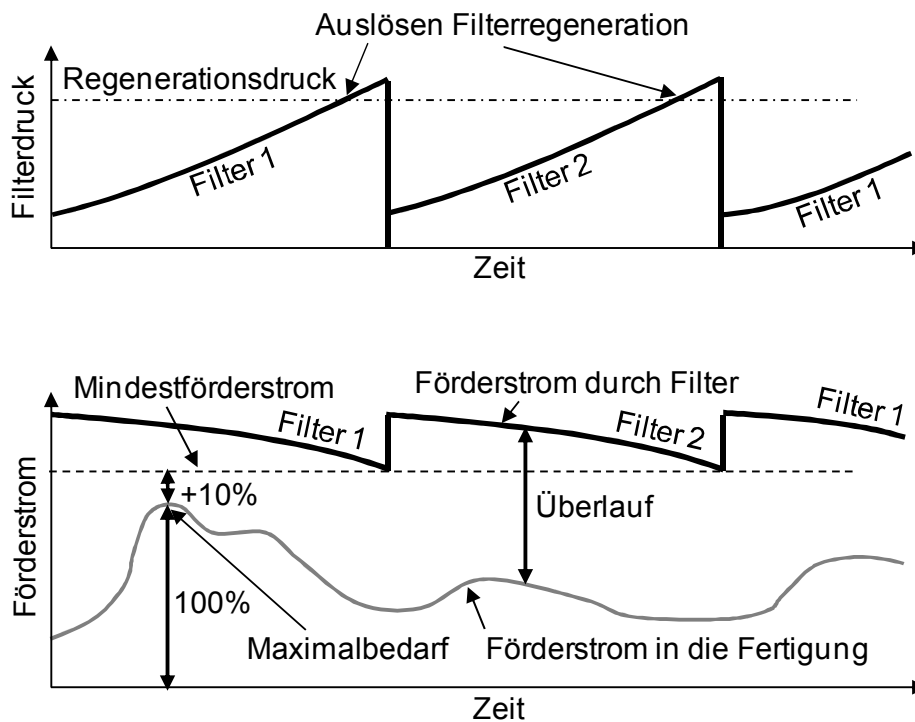


Bild 3-10: Auslösen der Filterwechsel im unregelmäßigen Betrieb der Pumpen

Zur Beurteilung des Prozesszustandes durch das Bedienpersonal dient zusätzlich der zeitliche Verlauf des Filterdrucks als wichtige Größe. Durch diesen kann der Zeitpunkt von untypischen Veränderungen im Prozess erkannt und auf mögliche Ursachen geschlossen werden. Bild 3-11 zeigt beispielhaft den Verlauf des Filterdrucks bei regulärem Betrieb und im Störfall, bei dem es aufgrund eines Wassereintruchs zu einem schlagartigen Verstopfen der Filterschicht und damit einem schnellen Anstieg des Filterdrucks kommt. Dies ist ein kritischer Zustand, da ab einem bestimmten Druck in der Filterkammer die Festigkeitsgrenze der Filterkerzen erreicht ist, und zur Anlagensicherung der Filter gestoppt werden muss, unabhängig davon, ob ein Filterwechsel bereits stattgefunden hat oder nicht.

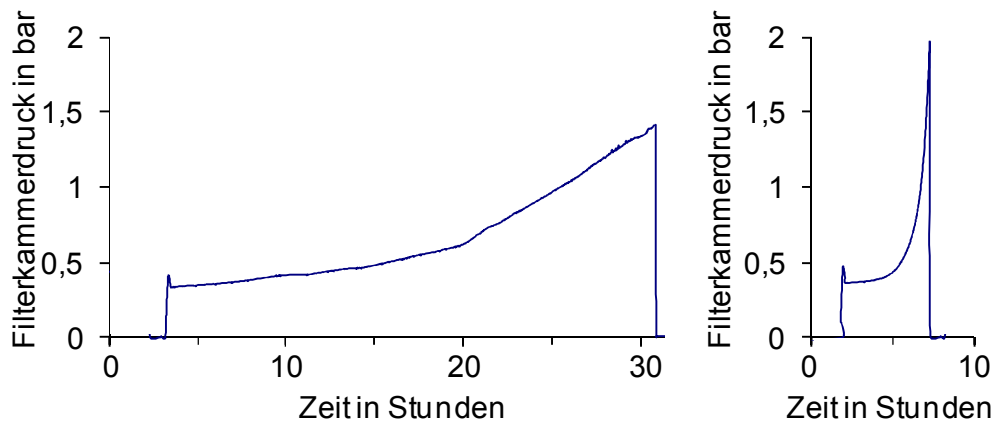


Bild 3-11: Gemessener Druckverlauf im regulären Betrieb (links) und im Störfall (rechts)

3.2.3 Drosselung der Pumpen und Vorgehen zur Pumpenauswahl

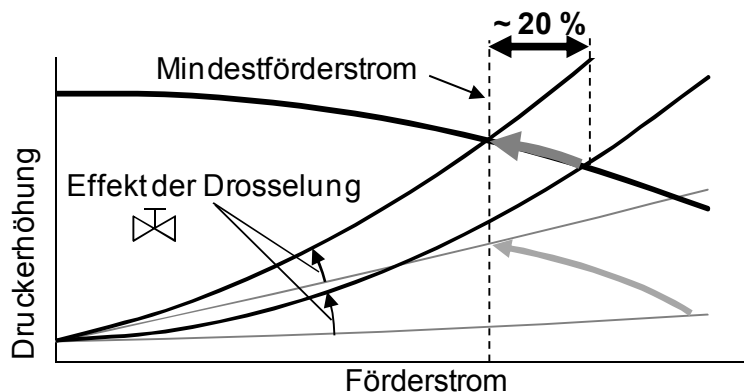
Im unregelmäßigen Betrieb der Kreiselpumpen sinkt der Förderstrom durch den Filter mit steigendem Filterverschmutzungsgrad. Am Ende des Filterbetriebs muss die Pumpe trotz hohem Filterwiderstand den geforderten Mindestförderstrom liefern. Für die hydraulische Auslegung der Anlage ist ein möglichst konstanter Förderstrom von Vorteil. Damit sich trotz des variierenden Filterwiderstands im unregelmäßigen Betrieb der Pumpe ein möglichst konstanter Förderstrom ergibt, muss die Anlagenkennlinie möglichst konstant sein. Dies wird über eine Drosselung der Filterpumpe mit einer handbetriebenen Absperrarmatur hinter der Pumpe erreicht (siehe Bild 3-12). Dadurch wird der Einfluss des variierenden Filterwiderstands am gesamten Anlagenwiderstand verringert.

Bild 3-12 zeigt beispielhaft den Verlauf der Anlagenkennlinie zu Beginn und am Ende des Filterbetriebs mit einer typischen Drosselung sowie die Förderkennlinie bei Maximaldrehzahl der Pumpe. Der Drosselwiderstand ist über die handbetriebene Absperrarmatur frei einstellbar und wird so eingestellt, dass die Pumpe am Ende des Filterbetriebs den festgelegten Mindestförderstrom liefert.

Um die zusätzlichen Druckverluste durch die Drosselung zu überwinden, muss eine Pumpe ausgewählt werden, die beim geforderten Mindestförderstrom eine entsprechen-

3.2 Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen...

de Druckerhöhung erzeugt. Die Auswahl der Pumpen basiert auf Erfahrungswerten. Typischerweise wird eine Pumpe ausgewählt, die bei Maximaldrehzahl beim festgelegten Mindestförderstrom eine Druckerhöhung von etwa 2 bar bis 2,5 bar erzeugt. Erfahrungsgemäß kann die Pumpe dadurch so gedrosselt werden, dass der Förderstrom zu Beginn des Filterbetriebs nur um etwa 20 % größer als am Ende des Filterbetriebs ist. Zur Verdeutlichung des Effekts der Drossel sind in Bild 3-12 zusätzlich die Anlagenkennlinien ohne Drosselung und der Betriebsbereich mit einer Pumpe für einen Betrieb ohne Drossel dargestellt. Es wird deutlich, dass sich ohne Drosselung deutlich höhere Förderstromschwankungen als mit Drosselung ergeben würden.



- Anlagenkennlinien **mit Drossel** am Anfang und Ende des Filterbetriebs
- Förderkennlinie der Pumpe bei Maximaldrehzahl für Betrieb **mit Drossel**
- ◄ Betriebspunkte im Filterbetrieb **mit Drossel**

- Anlagenkennlinien **ohne Drossel** am Anfang und Ende des Filterbetriebs
- ◄ Betriebspunkte im Filterbetrieb **ohne Drossel** mit anderer Pumpe

Bild 3-12: Reduzierung der Förderstromschwankung im unregelmäßigen Betrieb durch Auswahl einer überdimensionierten Pumpe und Drosselung

3.2.4 Beurteilung der Energieeffizienz und Anforderung an einen energieeffizienten Betrieb

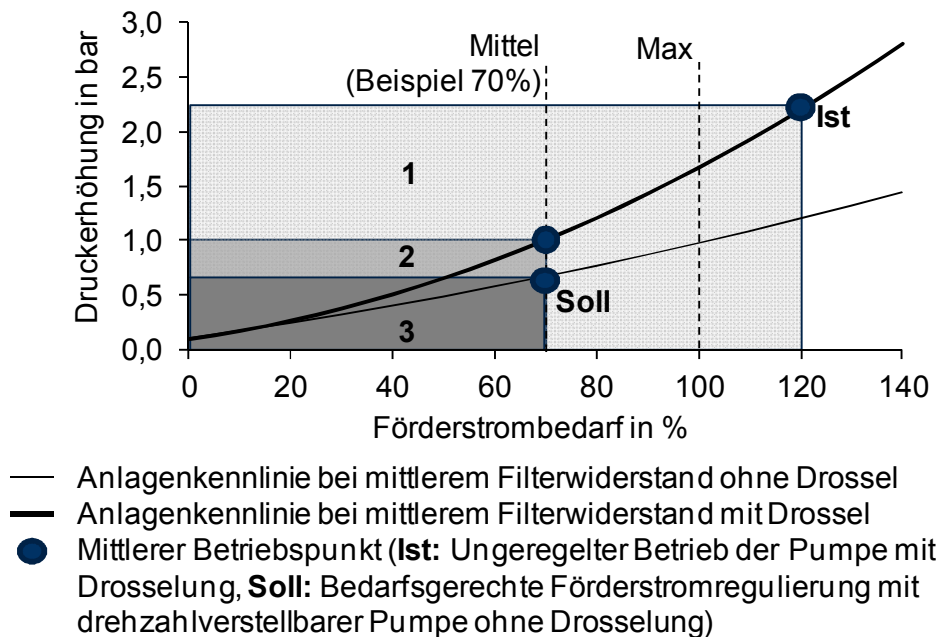
Die Filterpumpen werden ohne Regelung mit konstanter Drehzahl betrieben und liefern durchgehend den maximal durchsetzbaren Förderstrom. Die Anlagen sind so gestaltet, dass der überschüssig bereitgestellte Kühlschmierstoff vom Reintank über die Überlauf-

leitung zurück in den Schmutztank fließen kann. Um eine Unterversorgung zu vermeiden, wird immer mindestens 10 % mehr als der Maximalbedarf durch die Filter in den Reintank gefördert. Zu Beginn des Filterbetriebs ergibt sich durch den geringeren Filterwiderstand ein noch höherer Förderstrom. Im Mittel wird daher etwa 20 % mehr als der Maximalbedarf durch die Filter gefördert.

Zusätzlich werden die Pumpen überdimensioniert ausgewählt und gedrosselt, damit sich im unregelmäßigen Betrieb trotz variierendem Filterwiderstand ein möglichst konstanter Förderstrom ergibt. Der Druckverlust an der Drossel steigt quadratisch mit dem Förderstrom. Dadurch erzeugt die Pumpe auch deutlich mehr Druck, als in der Anlage benötigt wird. Bild 3-13 veranschaulicht den im Mittel von der Filterpumpe erzeugten Förderstrom und die erzeugte Druckerhöhung. Die erzeugte Förderleistung ist im Diagramm als Fläche erkennbar.

Für einen Betrieb mit hoher Energieeffizienz sollte die Pumpe nur so viel Druck und Förderstrom erzeugen, wie erforderlich ist. Zur Aufrechterhaltung des erforderlichen Reinheitsgrads ist es ausreichend, den momentanen KSS-Bedarf in der Fertigung durch die Filtereinheiten in den Reintank zu fördern. Wie in Abschnitt 3.1.4 bereits dargestellt wurde, ist hierfür die Regelung mit drehzahlverstellbaren Pumpen am geeignetsten. Zusätzlich sollte die Drosselung vermieden werden.

Der KSS-Bedarf in der Fertigung variiert abhängig von der Fertigungsauslastung und ist in der Regel deutlich geringer als der Maximalbedarf. Die erforderliche hydraulische Leistung in der Anlage, also nach der Drosselarmatur, hängt neben dem Anlagenwiderstand vom mittleren Kühlschmierstoffbedarf in der Fertigung ab. Zur Verdeutlichung des Energieeinsparpotenzials ist beispielhaft der mittlere Bedarf an hydraulischer Leistung bei einem mittleren Förderstrombedarf von 70 %, bezogen auf den Maximalbedarf, dargestellt. Durch den Vergleich der Flächen wird das hohe theoretische Energieeinsparpotenzial deutlich.

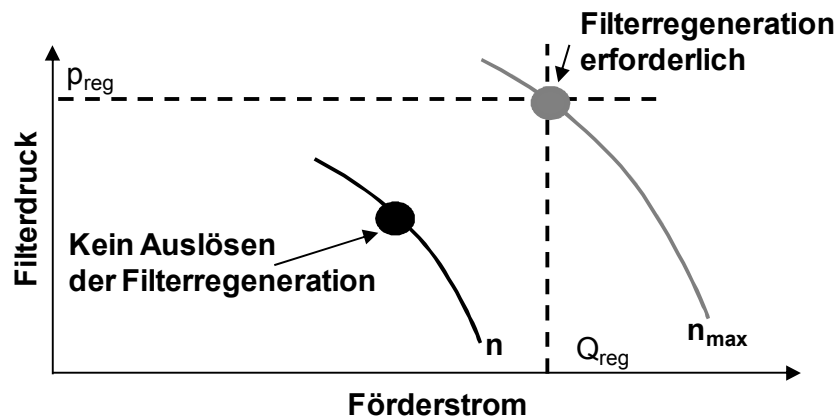


- 1: Einsparpotenzial durch eine bedarfsgerechte Förderstromanpassung mit drehzahlverstellbarer Pumpe bei gleichbleibender Drosselung
- 2: Einsparpotenzial durch eine zusätzliche Vermeidung der Drosselung
- 3: Bedarf an hydraulischer Leistung

Bild 3-13: Qualitative Darstellung des Energieeinsparpotentials durch den Vergleich der erzeugten mit der erforderlichen hydraulischen Leistung der Pumpe

3.2.5 Resultierende Problematik bei einer Förderstromanpassung

Durch eine bedarfsgerechte Anpassung des Förderstroms durch den Filter ergibt sich, dass der Filterdruck oder der Förderstrom selbst kein Maß mehr für den durchsetzbaren Förderstrom ist und somit nicht mehr als Kenngröße zur Erkennung einer erforderlichen Filterregeneration verwendet werden kann. Dies verdeutlicht Bild 3-14. Bei reduziertem Förderstrom sinkt auch der gemessene Filterdruck. Dadurch wird im geregelten Betrieb die Filterregeneration nicht mehr zum korrekten Zeitpunkt ausgelöst.



- Betriebspunkt im geregelten Betrieb bei aktueller Drehzahl n
 - Betriebspunkt der sich im unregulierten Betrieb ergeben würde (bei maximaler Drehzahl n_{max})
- p_{reg} = Regenerationsdruck, Q_{reg} = Regenerationsförderstrom

Bild 3-14: Bestehende Problematik durch den geregelten Betrieb

Bild 3-15 verdeutlicht die Problematik anhand des Vergleichs des Filterdruckverlaufs im unregulierten und geregelten Betrieb der Pumpe. Dadurch, dass die Filterregeneration nicht korrekt ausgelöst wird, kann es zu einer kritischen Unterversorgung kommen. Es ist zusätzlich zu beachten, dass der Verlauf des Filterdrucks auch nicht mehr zur Beurteilung des Prozesszustands geeignet ist, da der Druckverlauf abhängig vom Förderstrom schwankt, und so beispielsweise das Eintreten eines Störfalls nicht mehr erkannt werden kann.

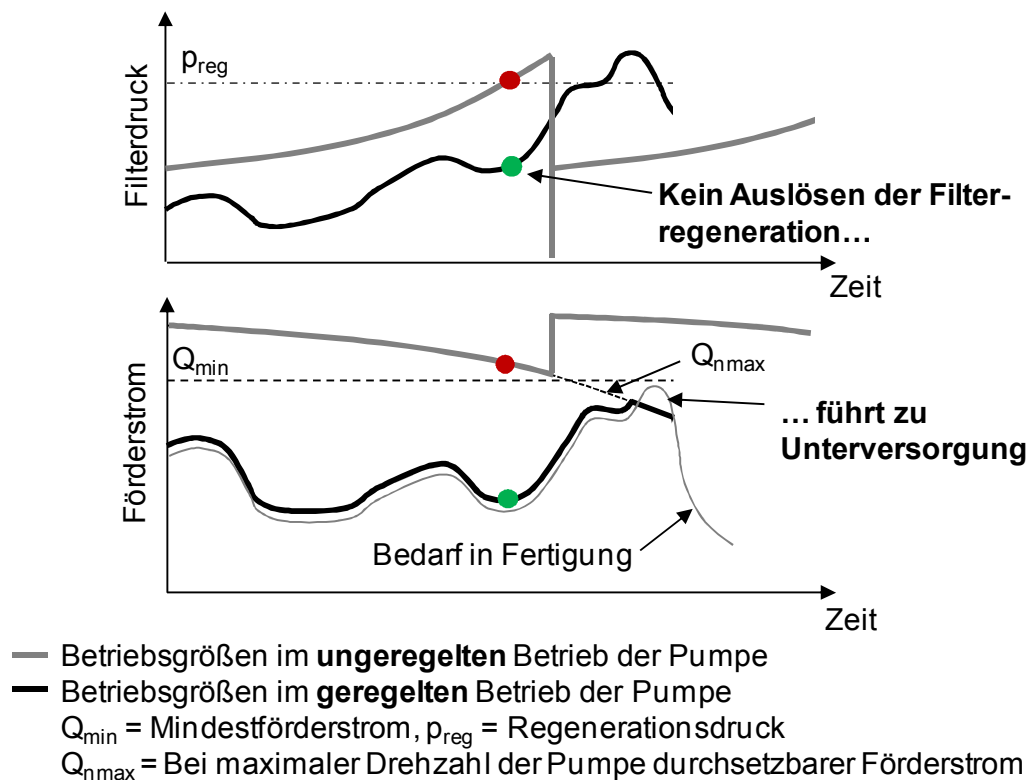


Bild 3-15: Filterdruckverlauf im unregelmäßigen und geregelten Betrieb

Die wesentliche Voraussetzung für einen energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen ist daher, im geregelten Betrieb den durchsetzbaren Förderstrom sowie den Prozesszustand über eine geeignete Kenngröße bewerten zu können.

3.2.6 Bestehende Kenngrößen zum Auslösen der Filterregeneration bei einer Förderstromanpassung

Wie in Kapitel 3.1.5 dargestellt wurde, sind im Kühlschmierstoffbereich für Unterdruckband- und Rückspülfilteranlagen bereits Lösungen zur bedarfsgerechten Förderstromanpassung mit drehzahlverstellbaren Filterpumpen vorhanden. Aufgrund der Wirkungsweise und Gestaltung der Filteranlagen kann bei diesen Filtern die Filterregeneration nach Erreichen des Regenerationskriteriums direkt ausgelöst werden und damit auch im geregelten Betrieb unabhängig vom durchsetzbaren Förderstrom der Pumpe der Filter bis zum Erreichen eines festgelegten Filterdrucks betrieben werden [Triesch

2010]. Daher sind im Kühlschmierstoffbereich noch keine übertragbaren Lösungen für eine Umsetzung eines Betriebs mit drehzahlverstellbaren Pumpen für zentrale Anschwemmfilteranlagen verfügbar.

In der Literatur zur Filtration werden zum Auslösen der Filterregeneration der Vergleich von messbaren Größen wie dem Filterdruck, dem Förderstrom und der Filterzeit mit einem Grenzwert aufgeführt [Hemming 2008; Luckert 2004; Stieß 2001]. Die Voraussetzung, dass die Filterregeneration abhängig vom durchsetzbaren Förderstrom ausgelöst werden muss, ist bisher nicht beschrieben. Der Grund ist, dass diese Voraussetzung einen Sonderfall darstellt. In den meisten Anwendungsbereichen der Filtration kann die Filterregeneration unabhängig vom durchsetzbaren Förderstrom über messbare Größen ausgelöst werden. Im Folgenden wird die Verwendbarkeit der messbaren Größen zum Auslösen der Filterregeneration bei zentralen Anschwemmfilteranlagen diskutiert.

Der mit der Filterzeit ansteigende Verschmutzungszustand des Filters begrenzt den durchsetzbaren Förderstrom. Im Kühlschmierstoffbereich ist die Filterzeit jedoch nicht als Kenngröße zum Auslösen der Filterregeneration anwendbar, da der Schmutzeintrag und dadurch der zeitliche Anstieg des Filterwiderstands nicht konstant sind.

Ein pragmatischer Lösungsansatz ist es, die Pumpe nicht durchgehend zu regeln, sondern in festgelegten Zeitabständen für kurze Zeit in den ungeregelten Betrieb zurückzuschalten und den messbaren Filterdruck weiterhin als Kenngröße zu verwenden. Dadurch wird diskontinuierlich überprüft, ob eine Filterregeneration erforderlich ist. Nach einer Prüfung muss der Zeitpunkt der darauffolgenden Prüfung so gewählt werden, dass bis dahin keinesfalls das Regenerationskriterium erfüllt ist. Es ist zu beachten, dass im Falle eines Störfalls es zu einem abrupten Anstieg des Filterwiderstands kommt. Eine durchgeführte Abschätzung an einer bestehenden Anlage zeigt, dass dadurch etwa alle sechs Minuten eine Prüfung erforderlich ist und die Filtereinheit dadurch nur etwa 60 % der Zeit im geregelten Betrieb arbeiten könnte. Der Ansatz ermöglicht daher nur eine geringe Energieeffizienzsteigerung. Zudem ist durch die diskontinuierliche Ermittlung

3.2 Betrieb zentraler Anschwemmfilteranlagen...

der Kenngröße das Erkennen einer erforderlichen Filterregeneration und die Bewertung des Prozesszustands nur eingeschränkt möglich.

Tabelle 3-3 fasst die Beurteilung der Verwendbarkeit der messbaren Kenngrößen zum Auslösen der Filterregeneration bei zentralen Anschwemmfilteranlagen zusammen. Es wird deutlich, dass keine geeignete Lösung vorhanden ist, um bei reduziertem Förderstrom den durchsetzbaren Förderstrom zu bewerten. Dies stellt das wesentliche Hindernis zur Umsetzung eines energieeffizienten Betriebs zentraler Anschwemmfilteranlagen dar.

Tabelle 3-3: Beurteilung der Anwendbarkeit von messbaren Kenngrößen zum Auslösen der Filterregeneration bei zentralen Anschwemmfilteranlagen

Betrieb der Pumpe und verwendete Kenngröße		Kriterien		
Betrieb der Pumpe	Kenngröße	Betrieb mit hoher Energieeffizienz	Erkennen erforderliche Filterregeneration	Beurteilung des Prozesszustands
Ungeregelter Betrieb (Ist-Situation)	Filterdruck (oder Förderstrom)	○	●	●
Durchgehend geregelter Betrieb mit drehzahlverstellbarer Pumpe	Filterdruck (oder Förderstrom)	●	○	○
Durchgehend geregelter Betrieb mit drehzahlverstellbarer Pumpe	Filterzeit	●	○	○
Geregelter Betrieb mit drehzahlverstellbarer Pumpe und zeitweise Rückschaltung in den unregulierten Betrieb	Filterdruck (oder Förderstrom)	◐	◐	◐

● erfüllt ◐ teilweise erfüllt ○ nicht erfüllt

3.2.7 Bewertung der Möglichkeit zur Reduzierung der Drosselung

Bei einem geregelten Betrieb mit der bisherigen Pumpenauswahl ist weiterhin eine relativ hohe Drosselung erforderlich, da diese ohne Drosselung außerhalb des zulässigen Betriebsbereichs der Pumpe arbeiten würde (vgl. Bild 3-16). Durch die Auswahl einer Pumpe mit einem anderen Betriebsbereich, wäre dagegen ein Betrieb mit einer geringeren Drosselung möglich.

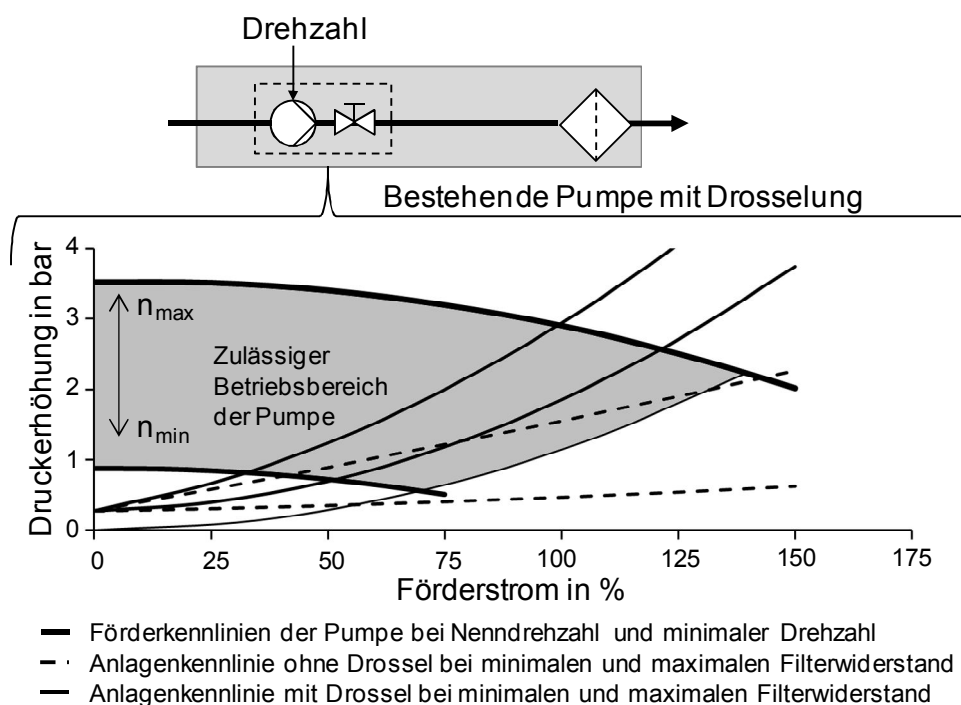


Bild 3-16: Beispielhaft zulässiger Betriebsbereich der bestehenden Pumpen in zentralen Anschwemmfilteranlagen

Es muss beachtet werden, dass mit reduzierter Drosselung die Anlagenkennlinie zu Beginn des Filterbetriebs immer flacher verläuft, wodurch sich durch die Verwendung von Kreiselpumpen ein größerer Förderstrombereich ergibt. Ohne Drossel verläuft die Anlagenkennlinie zu Beginn des Filterbetriebs meist so flach, dass ein Betrieb im zulässigen Betriebsbereich der Pumpe in der Regel nicht möglich ist. Zudem müssen bei Anschwemmfilteranlagen weitere spezifische Grenzwerte beachtet werden, auf die in

Kapitel 6.1 näher eingegangen wird. Daher muss eine bestimmte Drosselung und Pumpenauswahl ermittelt werden, bei der sich ein Betrieb im zulässigen Bereich ergibt.

Wie in Abschnitt 3.2.3 dargestellt wurde, erfolgt die Pumpenauswahl bisher auf Basis von Erfahrungswerten. Bisher ist noch kein Vorgehen vorhanden, um eine Filterpumpe für einen zulässigen Betrieb mit einer möglichst geringen Drosselung auszuwählen.

Es sei angemerkt, dass beim Einsatz von Verdrängerpumpen, an Stelle von Kreiselpumpen, ein Betrieb ohne Drosselung möglich wäre. Verdrängerpumpen sind im Kühlschmierstoffbereich jedoch nicht einsetzbar. Die Gründe hierfür sind das Verschleißverhalten von Verdrängerpumpen durch die Feststoffteilchen und die pulsierende Förderung, welche zu einer Beschädigung des Filterkuchens führt.

3.2.8 Fazit und Defizitbetrachtung

Aufgabe der zentralen Anschwemmfilteranlage ist es, die Fertigung kontinuierlich mit gereinigtem Kühlschmierstoff zu versorgen. Hierzu arbeiten die Anlagen mit Anschwemmfiltern im Filterwechsel, wodurch die Filterregeneration abhängig vom durchsetzbaren Förderstrom ausgelöst werden muss.

Bisher werden die Filterpumpen unreguliert betrieben, da dadurch auf einfache Weise über den messbaren Filterdruck die Filterregeneration ausgelöst werden kann. Dadurch werden die Anforderungen an eine hohe Zuverlässigkeit der Anlage sowie die bisherige Forderung an möglichst geringe Anschaffungskosten sehr gut erfüllt. Energetisch betrachtet werden die Anlagen jedoch ineffizient betrieben. Durch den unregulierten Betrieb wird im Mittel etwa 20 % mehr als maximal an Kühlschmierstoff in der Fertigung erforderlich ist durch die Filter gefördert. Um im unregulierten Betrieb die Förderstromschwankungen durch den variierenden Filterwiderstand zu reduzieren, werden überdimensionierte Filterpumpen ausgewählt und diese stark gedrosselt. Durch eine bedarfsgerechte Förderstromanpassung mit drehzahlverstellbaren Pumpen und eine Reduzierung der Drosselung ergibt sich ein hohes Energieeinsparpotenzial.

Bei einer Förderstromanpassung können jedoch der Filterdruck oder andere messbare Größen nicht mehr zum Auslösen der Filterregeneration verwendet werden. Bisher ist noch keine Lösung verfügbar, mit der der Förderstrom durch den Filter bedarfsgerecht angepasst und gleichzeitig über eine Kenngröße eine erforderliche Filterregeneration erkannt werden kann.

Weiterhin ist bei der bisherigen Pumpenauswahl eine relativ hohe Drosselung erforderlich. Die Drosselung kann durch den Einsatz von Kreiselpumpen grundsätzlich nicht ganz vermieden werden. Durch eine andere Pumpenauswahl wäre jedoch ein Betrieb mit reduzierter Drosselung möglich. Die bisherige Auswahl erfolgt auf Basis von Erfahrungswerten. Bisher ist kein Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe für einen Betrieb mit einer möglichst geringen Drosselung vorhanden.

Zusammengefasst ergeben sich folgende Forschungsfragen:

- Wie kann der Förderstrom durch den Filter bedarfsgerecht mit drehzahlverstellbaren Pumpen angepasst werden?
- Wie kann eine Pumpe für einen Betrieb mit einer möglichst geringen Drosselung ausgewählt werden?
- Wie hoch ist das erreichbare Energieeinsparpotenzial?

4 Zielsetzung, Lösungsansatz und Vorgehensweise

4.1 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen zu entwickeln. Mit diesem soll der Förderstrom durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen an den KSS-Bedarf in der Fertigung über einen Regler bedarfsgerecht angepasst werden. Dadurch ergibt sich eine Reduzierung des Energieverbrauchs bei geringerem KSS-Bedarf. Hierzu muss im geregelten Betrieb zusätzlich über eine geeignete Kenngröße eine Filterregeneration erkannt und der Prozesszustand bewertet werden können.

Zentrale Anschwemmfilteranlagen sind Teil der Gebäudeausrüstung und meist über 25 Jahre lang in Betrieb. Zudem sind deutlich mehr Anlagen vorhanden als jährlich neu errichtet werden. Daher bietet die energetische Optimierung bestehender Anlagen eine deutlich größere Gelegenheit zur Energieeinsparungen als die Optimierung neuer Anlagen. Aus diesem Grund soll das Verfahren an bestehenden Anlagen nachrüstbar sein.

Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt wurde, ist bei der Verwendung der bisherigen Pumpen weiterhin eine relativ hohe Drosselung erforderlich. Um einen Betrieb mit einer möglichst hohen Energieeffizienz zu erreichen, soll zusätzlich ein Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe erarbeitet werden, mit der ein Betrieb mit möglichst geringer Drosselung möglich ist.

Eine weitere Randbedingung in der Praxis ist die Wirtschaftlichkeit der Energieeffizienzmaßnahme. Daher soll zusätzlich das Energieeinsparpotenzial durch das Verfahren quantifiziert werden. Hier soll das Energieeinsparpotenzial durch den geregelten Betrieb mit den bestehenden Pumpen und mit neu ausgewählten Pumpen mit geringerer Drosse-

lung bewertet werden. Eine vollständige Investitionsrechnung wird in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

4.2 Lösungsansatz

Der Förderstrom durch die Filtereinheiten soll mit drehzahlverstellbaren Pumpen an den momentanen KSS-Bedarf in der Fertigung angepasst werden. Wie im vorangegangenen Kapitel dargestellt wurde, muss im geregelten Betrieb über eine geeignete Kenngröße eine erforderliche Filterregeneration erkannt und der Prozesszustand beurteilt werden können. Im Kühlschmierstoffbereich kann von inkompressiblem Verhalten des Filterkuchens ausgegangen werden. Daher wird der Ansatz verfolgt, bei reduziertem Förderstrom aus messbaren Größen, mit Hilfe eines Berechnungsmodells, kontinuierlich eine geeignete Kenngröße zu berechnen.

Bevor auf die gewählte Kenngröße eingegangen wird, wird zunächst die Kompressibilität des Filterkuchens betrachtet, da die Voraussetzung eines inkompressiblen Filterkuchens eine wichtige Randbedingung für die in dieser Arbeit entwickelte Lösung darstellt. Die Kompressibilität hängt von der Art des abgeschiedenen Feststoffs, des verwendeten Filterhilfsmittels sowie der Druckdifferenz am Filter ab [Hemming 2008]. Nach *Stieß* bilden allgemein starre und grobe Partikel mit relativ enger Größenverteilung auch bei höheren Druckdifferenzen fast inkompressible Filterkuchen [Stieß 2001]. Die abgeschiedenen Feststoffteilchen sind im Einsatzbereich von Anschwemmfiltern im Kühlschmierstoffbereich sehr fein und starr, wodurch von keinem kompressiblen Verhalten aufgrund der abgeschiedenen Feststoffteilchen ausgegangen wird. Die eingesetzten Filterhilfsmittel Kieselgur und Perlite führen zu annähernd inkompressiblem Filterkuchen. Der Einsatz von Zellulose als Filterhilfsmittel führt dagegen zu kompressiblem Filterkuchen [Stieß 2001]. So kommt es mit steigender Druckbelastung zu einem Ineinanderschieben und Verbiegen der Fasern und damit zu einer Verblockung. Die Filterhilfsmittel aus Zellulose werden nach Faserlänge und -breite kategorisiert und werden speziell für den Anwendungsfall ausgewählt. Das Kompressibilitätsverhalten steigt nach Aussagen eines Zelluloseherstellers mit zunehmender Faserlänge. Im Kühlschmierstoff-

bereich ist bislang keine veröffentlichte Untersuchung zum Kompressibilitätsverhalten des Filterkuchens beim Einsatz von Zellulose vorhanden. Auch im Rahmen dieser Arbeit wird das Verfahren an einer Pilotanlage erprobt, bei der Kieselgur als Filterhilfsmittel eingesetzt wird. Im Bereich der Bierbrauerei untersucht *Zeller* die Kompressibilität des Filterkuchens am Beispiel von Zellulose mit einer Faserbreite von $20\ \mu\text{m}$ und einer Faserlänge von $120\ \mu\text{m}$ [Zeller 2011]. Bei seinen Versuchen mit dem Fasertyp zeigt sich, dass bis zu einem Differenzdruck von 1,5 bar ein annähernd inkompressibles Verhalten vorliegt. Im Kühlschmierstoffbereich werden die Anschwemmfilter in der Regel unterhalb eines Differenzdrucks von 1,5 bar betrieben und es werden nach Aussagen von Zelluloselieferanten vorwiegend kürzere Fasern mit einem engeren Längen-Breiten-Verhältnis eingesetzt [Tornau 1999]. Daher wird im Kühlschmierstoffbereich auch beim Einsatz von Zellulose von annähernd inkompressiblen Verhalten des Filterkuchens ausgegangen.

Grundsätzlich können verschiedene Kenngrößen modellgestützt berechnet und zum Auslösen der Filterregeneration verwendet werden. Der durchsetzbare Förderstrom wird bei inkompressiblen Filterkuchen durch den momentanen Filterwiderstand begrenzt. Eine Ansatzmöglichkeit ist es daher, im geregelten Betrieb kontinuierlich den nicht direkt messbaren Filterwiderstand modellgestützt zu ermitteln. Bei einer Nachrüstung des Verfahrens ist zu beachten, dass der Filterwiderstand keine bekannte Kenngröße ist. Dadurch ist die Beurteilung des Prozesszustands über den Filterwiderstand für den Anlagenbediener erschwert. Zudem kann beim Eintreten eines Störfalls nicht erkannt werden, wann der Filterdruck einen kritischen Grenzwert erreicht (vgl. Bild 3-11). Daher soll anstatt des Filterwiderstands der Filterdruck, der sich beim unregelmäßigen Betrieb ergeben würde, modellgestützt rekonstruiert werden. Über diesen berechneten Wert, der im Folgenden als **Ersatzdruck** bezeichnet wird, kann die Notwendigkeit einer Filterregeneration erkannt werden und gleichzeitig der Anlagenbediener auf bekannte Weise den Prozesszustand beurteilen.

Bild 4-1 verdeutlicht den Lösungsansatz für einen energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen. Im Filterbetrieb wird der Förderstrom durch die Filter-

einheiten an den Kühlschmierstoffbedarf in der Fertigung mit drehzahlverstellbaren Pumpen angepasst, wodurch auch der Energieverbrauch bedarfsgerecht reduziert wird. Im geregelten Betrieb wird über ein Berechnungsmodell aus bekannten Größen der Ersatzdruck berechnet. Dieser entspricht dem Filterdruck, der sich im unregelmäßigen Betrieb einstellen würde, und kann zum Auslösen der Filterregeneration und zur Beurteilung des Prozesszustands verwendet werden. Entsprechend dem dargestellten Lösungsansatz ergeben sich zur Entwicklung des Verfahrens somit folgende zwei Teilaufgaben:

- Entwicklung eines Reglers zur Anpassung des Förderstroms durch die Filtereinheiten an den KSS-Bedarf in der Fertigung mit drehzahlverstellbaren Pumpen
- Entwicklung eines Berechnungsmodells zur Ermittlung des Ersatzdrucks im geregelten Betrieb.

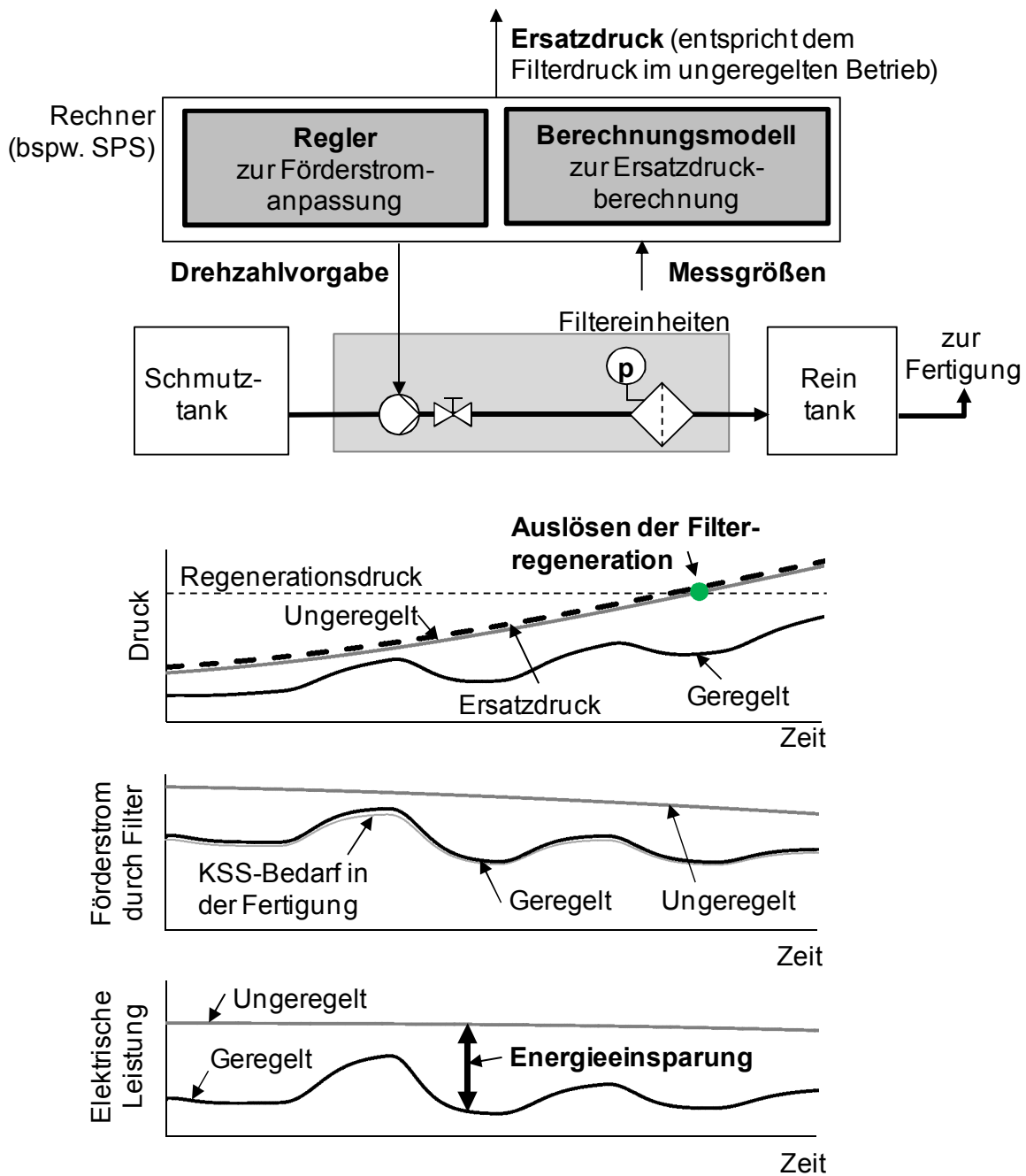


Bild 4-1: Lösungsansatz für einen energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen (vereinfachte Darstellung)

Bei der Lösungsentwicklung müssen verschiedene Anforderungen beachtet werden. Eine wesentliche Anforderung ist, dass durch das Verfahren der Reinheitsgrad und die

Versorgungssicherheit nicht beeinträchtigt werden darf. Hieraus ergeben sich zwei relevante Anforderungen:

- Damit der geforderte Reinheitsgrad erreicht wird, darf der Filtrationsprozess keinesfalls beeinträchtigt werden. Daher darf die Filtrationsgeschwindigkeit durch den Filterkuchen beziehungsweise der Förderstrom durch den Filter nur sehr langsam geändert werden.
- In der Anschwemmfilteranlage wird der Kühlschmierstoff über die Filtereinheiten in den Reintank gefördert und aus diesem zur Versorgung der Fertigung entnommen. Aus Gründen der Versorgungssicherheit darf der Reintankfüllstand einen definierten Mindestfüllstand nicht unterschreiten.

Diese beiden Anforderungen sind beim Entwurf des Reglers zu beachten. In vielen Anwendungsbereichen sind die typischen Anforderungen an eine Regelung eine hohe Dynamik und eine hohe Genauigkeit zu erreichen [Strohrmann 2002]. Beim Entwurf des Reglers zur Anpassung des Förderstroms in der Anschwemmfilteranlage ist dagegen eine möglichst geringe Dynamik gefordert, da der Förderstrom durch den Filter nur sehr langsam geändert werden darf. Durch diese Begrenzung ist es unvermeidlich, dass es bei einem schnell ansteigenden KSS-Bedarf zu einem kurzzeitigen Absinken des Reintankfüllstands kommt. Daher ist ein wesentliches Bewertungskriterium der Regelung, dass die Versorgungssicherheit im geregelten Betrieb gewährleistet ist.

Weiterhin wird zur Ersatzdruckberechnung auf dem Rechner ein Berechnungsmodell in Form von einfachen Algorithmen benötigt, welches eine leichte Identifikation im laufenden Fertigungsbetrieb ermöglicht. Trotz der Modellvereinfachung muss bei der Berechnung des Ersatzdrucks eine festgelegte Genauigkeit erreicht werden.

4.3 Vorgehensweise

Die Vorgehensweise in dieser Arbeit orientiert sich an dem typischen Vorgehen zur Lösung von Automatisierungsaufgaben und ist in Bild 4-2 vereinfacht dargestellt [Lauber 1999b]. Die Entwicklung des Verfahrens erfolgt modellgestützt auf Basis der Gestal-

tung einer realen Bestandsanlage, welche im Folgenden als **Pilotanlage** bezeichnet wird. Die technischen Daten der Pilotanlage sind im Anhang dargestellt.

Das Verhalten im geregelten Betrieb sowie die Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung hängen von der Anlagengestaltung und vielen weiteren Einflussfaktoren ab. Beispielsweise ist der Betriebspunkt abhängig vom momentanen Filterwiderstand, der sich nur sehr langsam mit der Zeit ändert. Es ist zu beachten, dass das Experimentieren an der Pilotanlage mit hohem Zeit- und Kostenaufwand verbunden ist und aus Gründen der Versorgungssicherheit kritisch zu bewerten ist. Aus diesem Grund ist eine Vorabbewertung der Eignung des Verfahrens in der Simulation zweckmäßig und wird in dieser Arbeit durchgeführt [Lauber 1999b]. Im Folgenden werden die Vorgehensweise und der weitere Aufbau der vorliegenden Arbeit näher erläutert.

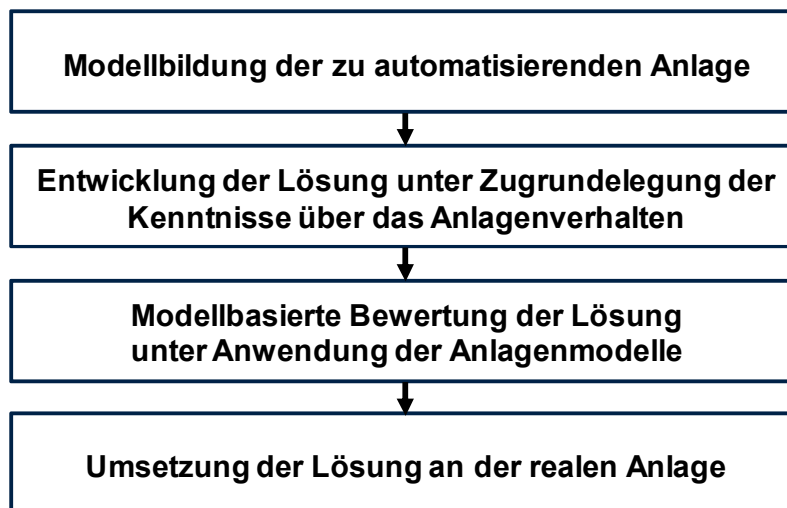


Bild 4-2: Vereinfachte Darstellung des modellgestützten Vorgehens zur Lösung der Automatisierungsaufgabe [angelehnt an Lauber 1999b]

Für den Entwurf des Reglers und des Berechnungsmodells muss das Verhalten der zentralen Anschwemmfilteranlage bekannt sein. Zur Analyse des Verhaltens werden daher in Kapitel 5 mathematische Verhaltensmodelle erarbeitet, welche die relevanten physikalischen Zusammenhänge in der Anschwemmfilteranlage in geeigneter Weise abbilden. Anschließend werden die erarbeiteten Modelle durch Messungen an der Pilotanla-

ge identifiziert und deren Gültigkeit, durch den Vergleich der identifizierten Modelle mit den Messungen, geprüft. Die Verhaltensmodelle dienen der Untersuchung des Anlagenverhaltens und der Bewertung des entwickelten Verfahrens in der Simulation.

Die Auswahl der Pumpe und der Drosselung hat einen bedeutenden Einfluss auf das Verhalten der Filteranlage und muss bei der Entwicklung des Verfahrens berücksichtigt werden. Daher wird in Kapitel 6 das Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe für eine möglichst geringe Drosselung vorgestellt und anhand des erarbeiteten Vorgehens für die Pilotanlage eine entsprechende Pumpe ausgewählt. Die Entwicklung des Verfahrens erfolgt anschließend unter Zugrundelegung der Kenntnisse über das Anlagenverhalten bei Verwendung einer Pumpe für einen Betrieb mit geringer Drosselung.

Die Entwicklung und die Bewertung des Verfahrens in der Simulation wird in Kapitel 7 dargestellt. Im ersten Teil des Kapitels wird der Entwurf des Reglers zur bedarfsgerechten Anpassung des Förderstroms durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen vorgestellt. Anschließend wird das Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung erarbeitet. Die Bewertung des Verhaltens im geregelten Betrieb sowie die Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung erfolgt anschließend in der Simulation unter Anwendung der Verhaltensmodelle aus Kapitel 5. Durch die Variation von Anlagenparametern wird die Allgemeingültigkeit des Verfahrens in der Simulation geprüft.

In Kapitel 8 werden die Ergebnisse aus der Umsetzung des Verfahrens an der ausgewählten Pilotanlage vorgestellt und das erreichbare Energieeinsparpotenzial in Messungen mit der bestehenden Pumpenauswahl untersucht. Die Bewertung des Energieeinsparpotenzials durch das Verfahren mit einem zusätzlichen Pumpentausch erfolgt modellgestützt. Danach folgt in Kapitel 9 die Zusammenfassung der Ergebnisse.

5 Modellbildung einer zentralen Anschwemmfilteranlage und Untersuchung des Anlagenverhaltens

Als Grundlage zur Entwicklung des Verfahrens werden in diesem Kapitel die relevanten Zusammenhänge in der Filteranlage untersucht und über Verhaltensmodelle abgebildet. Hierzu werden im ersten Schritt die Anforderungen an die Modellbildung und der gewählte Modellierungsansatz dargestellt. Danach wird die Modellbildung der Anschwemmfilteranlage gezeigt und anschließend das reale Verhalten an der Pilotanlage gemessen, um die Gültigkeit der Modelle zu überprüfen.

5.1 Anforderung an die Modellbildung und Modellierungsansatz

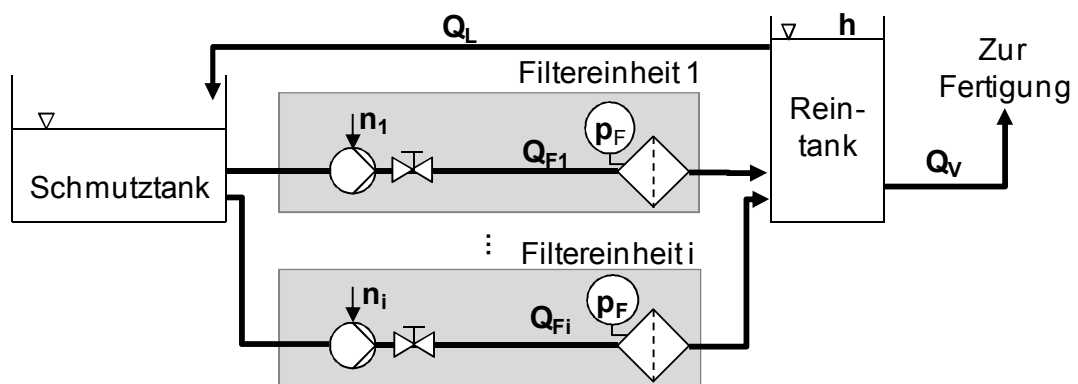
Im Folgenden werden die zu modellierenden Zusammenhänge erläutert. Dazu ist in Bild 5-1 ein vereinfachtes Fließschema einer zentralen Anschwemmfilteranlage mit mehreren Filtereinheiten gezeigt.

Zum Entwurf des Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung ist der Zusammenhang zwischen der Drehzahl, dem Förderstrom durch den Filter und dem Filterkammerdruck in Abhängigkeit vom Filterwiderstand von Interesse. Für den Entwurf der Regelung ist der Zusammenhang zwischen der Drehzahl und dem Förderstrom durch die Filtereinheiten sowie die Änderung des Reintankfüllstands in Abhängigkeit vom zu- und abfließenden Förderstrom relevant.

Wie im vorangegangenen Kapitel dargestellt wurde, muss im geregelten Betrieb die Änderung der Filtrationsgeschwindigkeit begrenzt werden. Da sich dadurch im geregelten Betrieb eine langsame zeitliche Änderung der Betriebsgrößen ergibt, wird von einem quasi-statischen Betriebsverhalten ausgegangen. Daher werden die statischen Zusammenhänge in Form von algebraischen Gleichungen abgebildet [Isermann 1999]. Hierzu

wird ein Modellierungsansatz gewählt, bei dem die Modellparameter mit den vorhandenen Messgrößen sowie den vom Pumpenhersteller gelieferten Kennlinien angepasst werden können.

Wie im vorangegangenen Kapitel dargestellt, soll im Rahmen dieser Arbeit auch das Energieeinsparpotenzial durch das Verfahren bewertet werden. Dazu werden in diesem Abschnitt zusätzlich die Gleichungen zur Berechnung der elektrischen Leistung der Pumpe in Abhängigkeit vom momentanen Betriebspunkt aufgestellt.



Q_L = Förderstrom in Überlaufleitung, Q_v = Förderstrom in die Fertigung, h = Reintankfüllstand
 Q_F = Förderstrom durch Filtereinheit, n = Drehzahl der Pumpe p_F = Filterkammerdruck

Bild 5-1 Vereinfachtes Fließschema einer zentralen Anschwemmfilteranlage

Im Folgenden werden die Gleichungen zur Abbildung der relevanten Zusammenhänge in der Filtereinheit und des Reintanks gezeigt. Anschließend werden die Identifikation der Modelle an der Pilotanlage und der Vergleich der gemessenen und berechneten Zusammenhänge dargestellt.

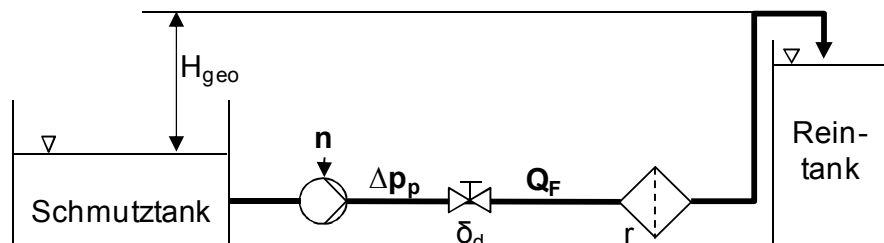
5.2 Modellbildung einer Filtereinheit

Entsprechend der dargestellten Modellierungsaufgabe sollen folgende statischen Zusammenhänge abgebildet werden:

- Förderstrom durch den Filter in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem momentanen Filterwiderstand
- Filterkammerdruck in Abhängigkeit vom Förderstrom durch den Filter und dem momentanen Filterwiderstand
- Aufgenommene elektrische Leistung der Pumpe in Abhängigkeit vom Betriebspunkt

Berechnung des Förderstroms durch den Filter

Der Förderstrom durch den Filter Q_F hängt von der Drehzahlvorgabe n , dem momentanen Filterwiderstand r und der hydraulischen Auslegung der Filtereinheit ab. Bild 5-2 zeigt die Größen zur Berechnung des Förderstroms durch den Filter.



Q_F = Förderstrom durch Filter, n = Drehzahl der Pumpe, Δp_p = Druckerhöhung der Pumpe
 r = Filterwiderstand, H_{geo} = geodätischer Höhenunterschied
 δ_d = einstellbarer Strömungswiderstand der handbetriebenen Absperrarmatur

Bild 5-2: Relevante Größen zur Berechnung des Förderstroms durch den Filter

Bei der graphischen Betrachtung ergibt sich der Förderstrom Q_F aus dem Schnittpunkt der Förderkennlinie bei der vorgegebenen Drehzahl mit der Anlagenkennlinie (vgl. Abschnitt 2.5). Die Abbildung der Anlagenkennlinie erfolgt auf Basis der dargestellten Gleichungen aus Abschnitt 2.5. Die erforderliche Druckerhöhung der Pumpe Δp_p zur

Erzeugung des Förderstroms Q_F durch den Filter wird über folgende Gleichung modelliert:

$$\Delta p_p(Q_F, r) = \Delta p_{geo} + r \cdot Q_F + \delta_{Ges} \cdot Q_F^2 \quad (5.1)$$

Der erste Term beschreibt die aufzubringende Druckdifferenz zur Überwindung des geodätischen Höhenunterschieds H_{geo} . Hierbei wird der Füllstand des Schmutztanks vereinfacht als konstant angenommen. Es sei angemerkt, dass bei der Pilotanlage die Zulaufleitungen in den Reintank nicht unterhalb des Behälterfüllstands reichen. Dadurch sind der geodätische Höhenunterschied und auch der gemessene Filterkammerdruck unabhängig vom Reintankfüllstand. Bei Anlagen bei denen die Zulaufleitung unterhalb des Reintankfüllstands reicht, ist der geodätischen Höhenunterschied dagegen abhängig vom Reintankfüllstand (vgl. Bild 2-8 auf Seite 13).

Der zweite Term der Gleichung beschreibt den Druckverlust am Filter. Unter Annahme einer zähen Durchströmung des Filterkuchens sowie einem inkompressiblen Filterkuchen steigt dieser linear mit dem Förderstrom abhängig vom momentanen Filterwiderstand r . Der dritte Term berücksichtigt die quadratisch mit dem Förderstrom steigenden Druckverluste sowie den aufzubringenden dynamischen Druck, um den Kühlschmierstoff in den Reintank zu fördern. Die Konstante δ_{Ges} beschreibt den Strömungswiderstand der Rohrleitung, Formstücke und Armaturen sowie den dynamischen Druck, um den Kühlschmierstoff in den Reintank zu fördern.

Die Abbildung des Förderverhaltens der Kreiselpumpe beruht auf der vom Pumpenhersteller gelieferten Förderkennlinie, welche das experimentell ermittelte statische Verhalten der Pumpe bei einer Referenzdrehzahl beschreibt, sowie den Ähnlichkeitsgesetzen, um auf das Verhalten bei anderen Drehzahlen rückzuschließen. Der Schlupf des Asynchronmotors der Pumpe kann in guter Näherung als konstant angenommen werden.

Der theoretische Verlauf der Förderkennlinie verläuft parabelförmig [Menny 2006]. Daher wird der beim Betrieb der Pumpe mit der Referenzdrehzahl n_{ref} vom Hersteller

5.2 Modellbildung einer Filtereinheit

ermittelte Zusammenhang zwischen dem Pumpendruck Δp_{ref} und dem Förderstrom Q_{ref} über ein Polynom 2. Grades angenähert.

$$\Delta p_{ref}(Q_{ref}) = a_o + a_1 \cdot Q_{ref} + a_2 \cdot Q_{ref}^2 \quad (5.2)$$

Die Förderkennlinien einer Kreiselpumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen sind über die Ähnlichkeitsgesetze miteinander verbunden. Unter Annahme eines gleichbleibenden Pumpenwirkungsgrads gelten folgende Zusammenhänge [Wagner 2009; Sigloch 2013]:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (5.3)$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (5.4)$$

Diese Proportionalität stellt eine Parabel dar. Grafisch veranschaulicht ergibt sich aus den Ähnlichkeitsbeziehungen die Förderkennlinie der aktuellen Drehzahl, indem jeder Punkt der Förderkennlinie bei der Referenzdrehzahl auf einer Ursprungsparabel entsprechend der Drehzahländerung verschoben wird (vgl. Bild 5-3).

Über die Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze kann somit die Förderkennlinie für eine beliebige Drehzahl n aus der Approximation des Kennlinienverlaufs bei Referenzdrehzahl n_{ref} errechnet werden. Durch Einsetzen der Gleichungen (5.3) und (5.4) in die Gleichung (5.2) ergibt sich die Druckerhöhung der Filterpumpe Δp_p zu:

$$\Delta p_p(Q_F, n) = a_o \left(\frac{n}{n_{ref}} \right)^2 + a_1 Q_F \frac{n}{n_{ref}} + a_2 Q_F^2 \quad (5.5)$$

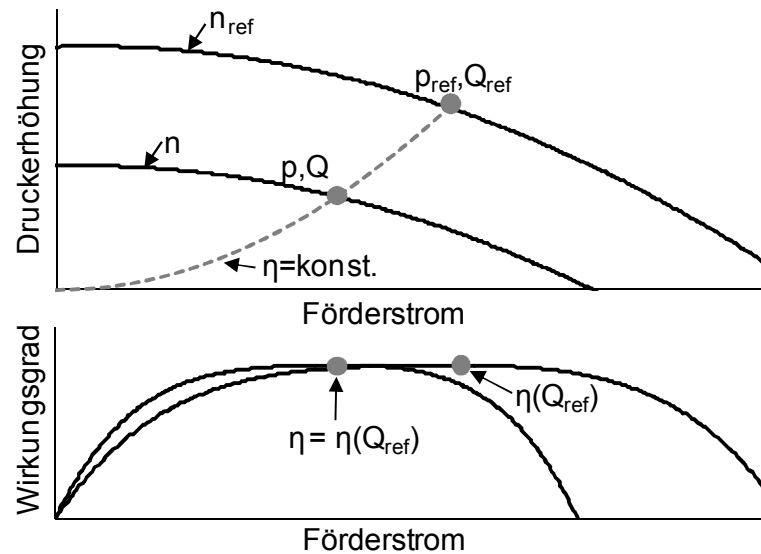


Bild 5-3: Darstellung der Ähnlichkeitsgesetze [angelehnt an Wagner 2009; Sigloch 2013]

Durch Gleichsetzen der Gleichung (5.5) und Gleichung (5.1) und dem Lösen des Nullstellenproblems kann der Förderstrom durch den Filter in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Filterwiderstand nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$Q_F(n, r) = -\frac{(a_1 \cdot \frac{n}{n_{ref}} - r)}{2 \cdot (a_2 - \delta_{Ges})} + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{(a_1 \cdot \frac{n}{n_{ref}} - r)}{(a_2 - \delta_{Ges})} \right)^2 - \frac{a_0 \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}} \right)^2 - p_{geo}}{(a_2 - \delta_{Ges})}} \quad (5.6)$$

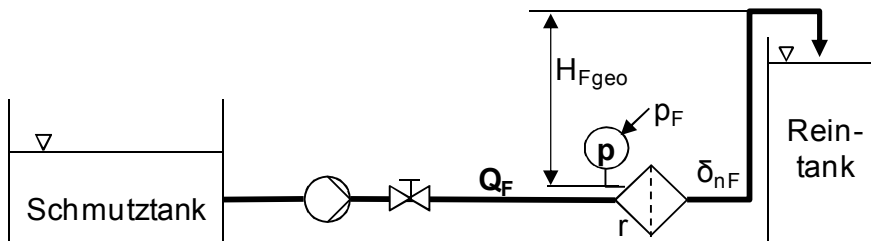
Berechnung des Filterkammerdrucks

Der Filterkammerdruck hängt vom Förderstrom durch den Filter und dem momentanen Filterwiderstand ab. Bild 5-4 stellt die relevanten Zusammenhänge dar. Der messbare Filterkammerdruck wird über folgende Gleichung abgebildet:

$$p_F(r, Q_F) = r \cdot Q_F + \delta_{nF} \cdot Q_F^2 + p_{Fgeo} \quad (5.7)$$

5.2 Modellbildung einer Filtereinheit

Der erste Term beschreibt den Druckverlust am Filter in Abhängigkeit vom Filterwiderstand r . Der zweite Term umfasst die gemessenen, förderstromabhängigen Druckverluste nach dem Filterkuchen sowie den dynamischen Druck, um den Kühlschmierstoff in den Reintank zu fördern. Der Parameter δ_{nF} hängt vom Strömungswiderstand nach dem Filter ab. Dieser setzt sich aus den Einzelwiderständen der Rohrleitung, der Formstücke und den Armaturen nach dem Filter zusammen. Der dritte Term beschreibt den gemessenen statischen Druckanteil $\Delta p_{F_{geo}}$ infolge des geodätischen Höhenunterschieds ausgehend vom Messort zum höchsten Punkt der Zulaufleitung in den Reintankfüllstand.



Q_F = Förderstrom durch Filter, p_F = gemessener Filterkammerdruck
 r = Filterwiderstand, $H_{F_{geo}}$ = geodätischer Höhenunterschied
 δ_{nF} = gesamter Strömungswiderstand nach dem Filterkuchen (Summe der Einzelwiderstände der Rohrleitung, Formstücke und Armaturen)

Bild 5-4: Relevante Größen zur Berechnung des Filterkammerdrucks

Berechnung der elektrischen Leistung der Pumpe

Die aufgenommene elektrische Leistung der Pumpe ergibt sich in Abhängigkeit von der Drehzahl und der erzeugten Förderleistung der Pumpe. Bild 5-5 stellt den Leistungsfluss der elektrischen Leistung zur Förderleistung dar.

Über die Druckerhöhung der Pumpe und den Förderstrom durch den Filter kann die erzeugte hydraulische Förderleistung berechnet werden. Die Berechnung der elektrischen Leistung der Pumpe erfolgt mit dem Wirkungsgrad der Pumpe η_P , des Motors η_M und des Frequenzumrichters η_{Fu} [Wagner 2009]:

$$P_{el} = \frac{\Delta p_P \cdot Q_F}{\eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{FU}} \quad (5.8)$$

Der Pumpenwirkungsgrad hängt deutlich vom Betriebspunkt ab und wird daher genauer abgebildet (vgl. Bild 5-3). Der Wirkungsgrad des Motors und des Frequenzumrichters werden vereinfacht als konstant angenommen.

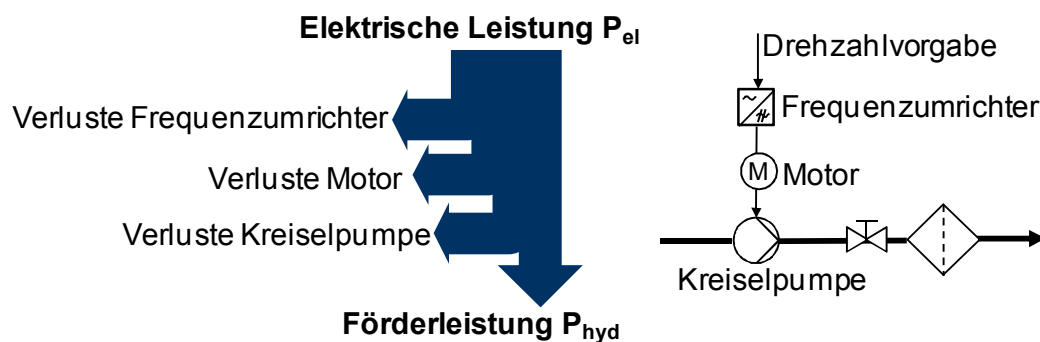


Bild 5-5: Leistungsfluss von elektrischer Leistung zur Förderleistung der Pumpe

Der vom Hersteller experimentell ermittelte Kennlinienverlauf des Pumpenwirkungsgrads bei der Referenzdrehzahl ist bekannt. Mit der Annahme eines konstanten Pumpenwirkungsgrads entlang der Ursprungsparabeln entspricht der Pumpenwirkungsgrad beim momentanen Betriebspunkt dem Pumpenwirkungsgrad beim äquivalenten Förderstrom Q_{ref} auf der Förderkennlinie bei Referenzdrehzahl. Somit kann der Wirkungsgrad der Pumpe am momentanen Betriebspunkt η_P über die Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze und der Approximation des Kennlinienverlaufs des Pumpenwirkungsgrads bei Referenzdrehzahl ermittelt werden. Mit der Ähnlichkeitsbeziehung für den Förderstrom ergibt sich der äquivalente Förderstrom Q_{ref} über den Förderstrom Q_F und der Drehzahl n des aktuellen Betriebspunkts:

$$Q_{ref} = \frac{n_{ref}}{n} \cdot Q_F \quad (5.9)$$

Der vom Hersteller experimentell ermittelte Kennlinienverlauf des Pumpenwirkungsgrads bei der Referenzdrehzahl wird über ein Polynom 4. Grades angenähert.

$$\eta_{ref}(Q_{ref}) = b_0 + b_1 \cdot Q_{ref} + b_2 \cdot Q_{ref}^2 + b_3 \cdot Q_{ref}^3 + b_4 \cdot Q_{ref}^4 \quad (5.10)$$

Durch Einsetzen des nach Gleichung (5.9) ermittelten Referenzförderstrom Q_{ref} in Gleichung (5.10) kann so der äquivalente Wirkungsgrad η_{ref} berechnet werden.

Die Annahme eines konstanten Wirkungsgrads entlang der Ursprungsparabel stellt nur bei kleinen Drehzahländerungen eine gute Näherung dar. Tatsächlich verringert sich der Wirkungsgrad mit abnehmender Drehzahl infolge von drehzahlabhängigen Verlusten [Sigloch 2013]. Um den Pumpenwirkungsgrad bei reduzierter Drehzahl exakter zu modellieren, werden deshalb von mehreren Autoren Aufwertungsformeln vorgeschlagen [Rudolph 2008; Münch 1999]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die von *Rudolph* vorgestellte Auswertungsformel verwendet [Rudolph 2008]:

$$\frac{1 - \eta_{ref}}{1 - \eta_p} \approx \left(\frac{n_{ref}}{n} \right)^{-0,1} \quad (5.11)$$

Durch Einsetzen des nach Gleichung (5.10) ermittelten äquivalenten Wirkungsgrads η_{ref} in Gleichung (5.11) ergibt sich der gesuchte Pumpenwirkungsgrad η beim aktuellen Betriebspunkt.

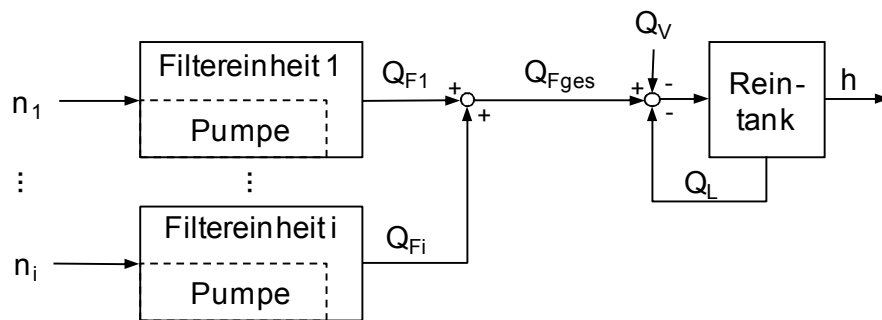
5.3 Modellbildung des Reintanks

Zum Entwurf der Regelung ist neben dem Förderverhalten der Filtereinheit zusätzlich der Reintank zu beachten. Bild 5-6 zeigt das Blockschaltbild einer zentralen Anschwemmfilteranlage mit mehreren Filtereinheiten, in denen die relevanten Zusammenhänge am Reintank dargestellt werden. Der Zulauf in den Reintank ergibt sich aus der Summe der Förderströme durch die Filtereinheiten, welche von der momentanen Drehzahl der Pumpe abhängen. Der Ablauf ergibt sich aus dem momentanen Förderstrom in die Fertigung Q_v . Bei einem Füllstand unterhalb der Überlaufleitung ändert

sich der Reintankfüllstand h in Abhängigkeit von der Differenz der zulaufenden Förderströme durch die Filtereinheiten Q_{Fges} und dem ablaufenden Förderstrom in die Fertigung Q_V :

$$h(t) = \frac{1}{T_{iR}} \int_0^t (Q_{Fges}(t) - Q_V(t)) dt \quad (5.12)$$

Somit besitzt der Reintank ein integrales Zeitverhalten. Die Integrierzeit des Reintanks T_{iR} ergibt sich aus der Gestaltung des Reintanks. Sobald der Reintankfüllstand die Höhe der Überlaufleitung erreicht hat, fließt der überschüssige Förderstrom durch die Überlaufleitung Q_L zurück in den Schmutztank ($Q_L = Q_{Fges} - Q_V$), wodurch ein weiterer Anstieg des Reintankfüllstands begrenzt wird.



Q_L = Förderstrom in Überlaufleitung, Q_V = Förderstrom in die Fertigung, h = Reintankfüllstand
 Q_F = Förderstrom durch Filtereinheit, n = Drehzahl der Pumpe
 Q_{Fges} = gesamter Förderstrom durch alle Filtereinheiten in den Reintank

Bild 5-6: Blockschaltbild der Anschwemmfilteranlage mit mehreren Filtereinheiten

5.4 Identifikation der Modelle und Untersuchung des Anlagenverhaltens an der Pilotanlage

Im Folgenden wird das Vorgehen zur Identifikation der Modelle vorgestellt und danach das Anlagenverhalten der Pilotanlage untersucht. Dafür werden nur die Zusammenhänge an einer Filtereinheit betrachtet. Weiterhin wird nur der Zusammenhang zwischen dem Filterdruck, dem Förderstrom und der Drehzahl untersucht, da diese relevant für

den Entwurf des Verfahrens sind. Die elektrische Leistung der Pumpe wird in diesem Abschnitt nicht betrachtet. Die Prüfung der Gültigkeit der Gleichungen des Verhaltensmodells der Filtereinheit erfolgt durch den Vergleich der gemessenen mit den berechneten Zusammenhängen des identifizierten Modells.

5.4.1 Vorgehen zur Identifikation des Verhaltensmodells der Filtereinheit

Zur Identifikation des Verhaltensmodells der Filtereinheit wurde an der Pilotanlage an einer Filtereinheit bei vier unterschiedlichen Filterverschmutzungszuständen die Drehzahl der Filterpumpe variiert und der Förderstrom durch den Filter und der Filterkammerdruck gemessen. Hierzu wurde an der Pilotanlage an einer Filterpumpe ein Frequenzumrichter nachgerüstet, um die Drehzahl der Pumpe variieren zu können.

Bei jedem Versuch wurde im Filterbetrieb in 5Hz-Schritten die Drehzahl zwischen 50 Hz und 30 Hz mehrfach reduziert und erhöht und bei jeder Drehzahlstufe die Drehzahl etwa eine Minute lang gehalten. Bild 5-7 zeigt beispielhaft die aufgenommenen Messgrößen bei einem durchgeführten Versuch. Die Änderungsrate der Drehzahl beim Anfahren einer neuen Drehzahlstufe betrug in etwa 1 Hz pro Sekunde.

Repräsentativ für den Filterverschmutzungszustand ist der Filterkammerdruck beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl, also bei der Drehzahlvorgabe von 50 Hz. Zu Beginn des Filterbetriebs beträgt der Filterkammerdruck beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl etwa 0,5 bar. Bei einem Filterkammerdruck von 1,4 bar wird bei der Pilotanlage die Filterregeneration ausgelöst. Um den relevanten Betriebsbereich abzudecken, wurden die Messungen daher ausgehend von einem Filterkammerdruck beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl von 0,5 bar, von 0,85 bar, von 1,2 bar und von 1,4 bar durchgeführt. Das dargestellte Ergebnis in Bild 5-7 zeigt beispielhaft den Versuch ausgehend von einem Filterkammerdruck von 0,85 bar.

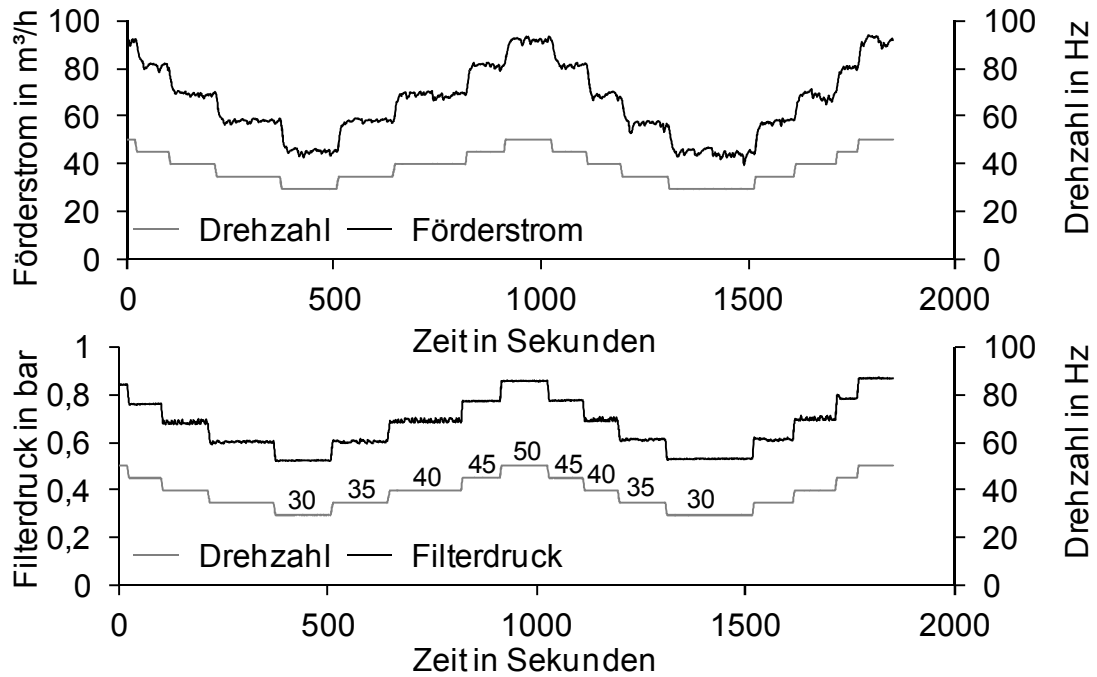


Bild 5-7: Beispiel einer durchgeführten Messung an der Pilotanlage

Die Koeffizienten der Polynome zur Annäherung der Pumpenkennlinien bei der Referenzdrehzahl wurden anhand der gelieferten Kennlinien des Pumpenherstellers angepasst. Die Anpassung der Anlagenparameter δ_{ges} , Δp_{geo} , Δp_{Fgeo} und δ_{nF} erfolgte anhand der aufgenommenen Messwerte. Dafür wurden für jeden untersuchten Filterverschmutzungszustand aus den Messwerten bei gleicher Drehzahlvorgabe Mittelwerte gebildet. Anschließend wurden die Modellparameter der Anlage sowie der Filterwiderstand für jeden Filterverschmutzungszustand angepasst, so dass die gemessenen Stützstellen bei allen untersuchten Filterverschmutzungszuständen möglichst gut mit den berechneten Größen bei gleicher Drehzahlvorgabe übereinstimmen.

5.4.2 Gemessenes und berechnetes statisches Verhalten

Im Folgenden werden der Vergleich der gemessenen und der berechneten statischen Zusammenhänge vorgestellt und die Zusammenhänge diskutiert. Bild 5-8 zeigt den gemessenen und berechneten statischen Zusammenhang zwischen dem Förderstrom durch den Filter und der Drehzahl bei vier unterschiedlichen Filterverschmutzungszuständen. Es

zeigt sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Werte. Zudem zeigt sich im relevanten Betriebsbereich ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen der Drehzahl und dem Förderstrom, der annähernd unabhängig vom momentanen Filterwiderstand ist.

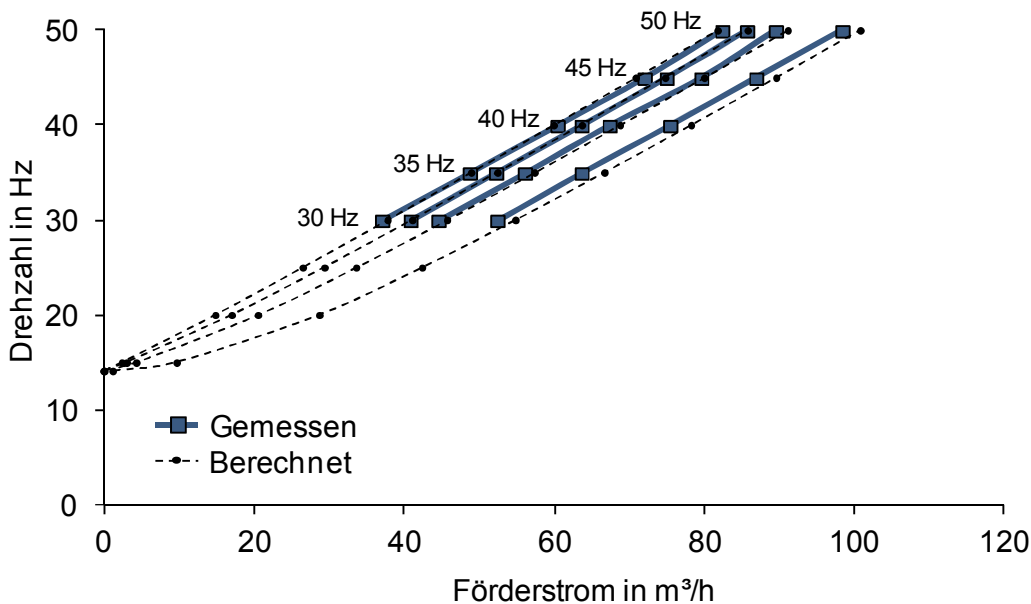


Bild 5-8: Statischer Zusammenhang zwischen dem Förderstrom und der Drehzahl in Abhängigkeit vom Filterwiderstand

Bild 5-9 zeigt den statischen Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom durch den Filter. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Werte. Bei geringem Filterverschmutzungsgrad bietet der Filterkuchen nur einen geringen hydrodynamischen Widerstand, so dass durch die quadratisch mit dem Förderstrom ansteigenden Druckverluste in der Rohrleitung und den Armaturen ein leicht parabelförmiger Kennlinienverlauf erkennbar ist. Mit zunehmender Filterverschmutzung gewinnt der linear mit dem Förderstrom ansteigende Druckverlust am Filter einen größeren Einfluss und es zeigt sich ein immer steilerer und annähernd linearer Kennlinienverlauf.

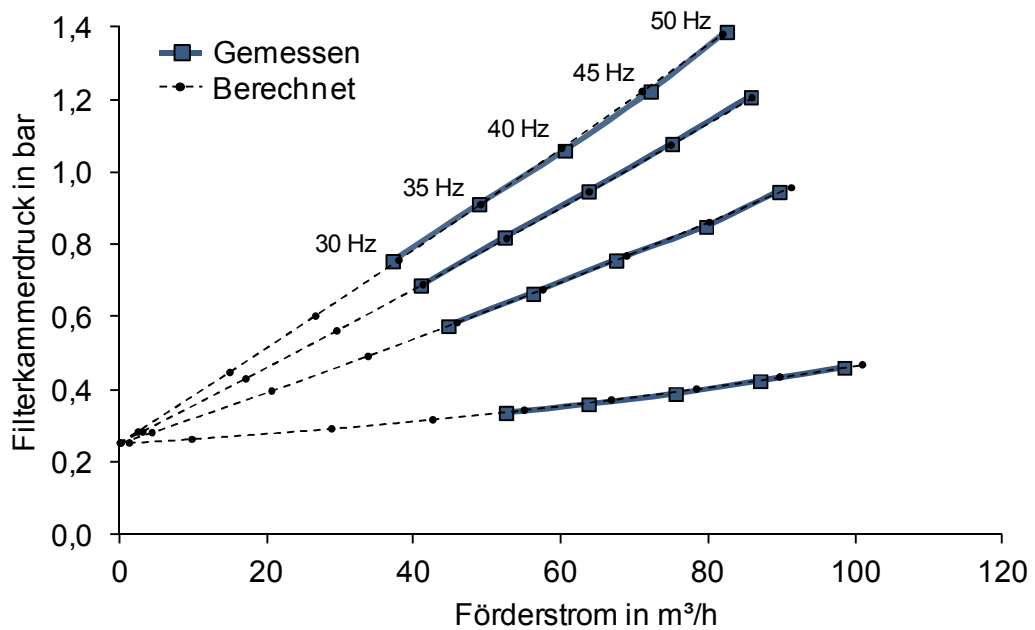


Bild 5-9: Statischer Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom in Abhängigkeit vom Filterwiderstand

5.4.3 Gemessenes und berechnetes dynamisches Verhalten

Bild 5-10 zeigt einen gemessenen und berechneten Verlauf des Förderstroms und des Filterkammerdrucks bei einer Drehzahländerung. Bei den Messungen an der Pilotanlage erfolgen die Drehzahlvorgabe an den Frequenzumrichter der Filterpumpe und die Messung der Betriebsgrößen mit einer Abtastrate von 100 ms. Zur Berechnung des zeitlichen Verlaufs des Förderstroms und des Filterkammerdrucks wurde für jeden Abtastschritt aus der Drehzahlvorgabe nach Gleichung (5.6) der Förderstrom und nach Gleichung (5.7) der Filterdruck berechnet und die zeitliche Änderung der Größen als Abfolge stationärer Betriebszustände angenähert. Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Werte und zeigt dadurch, dass die Annahme eines quasi-statischen Betriebsverhaltens gerechtfertigt ist.

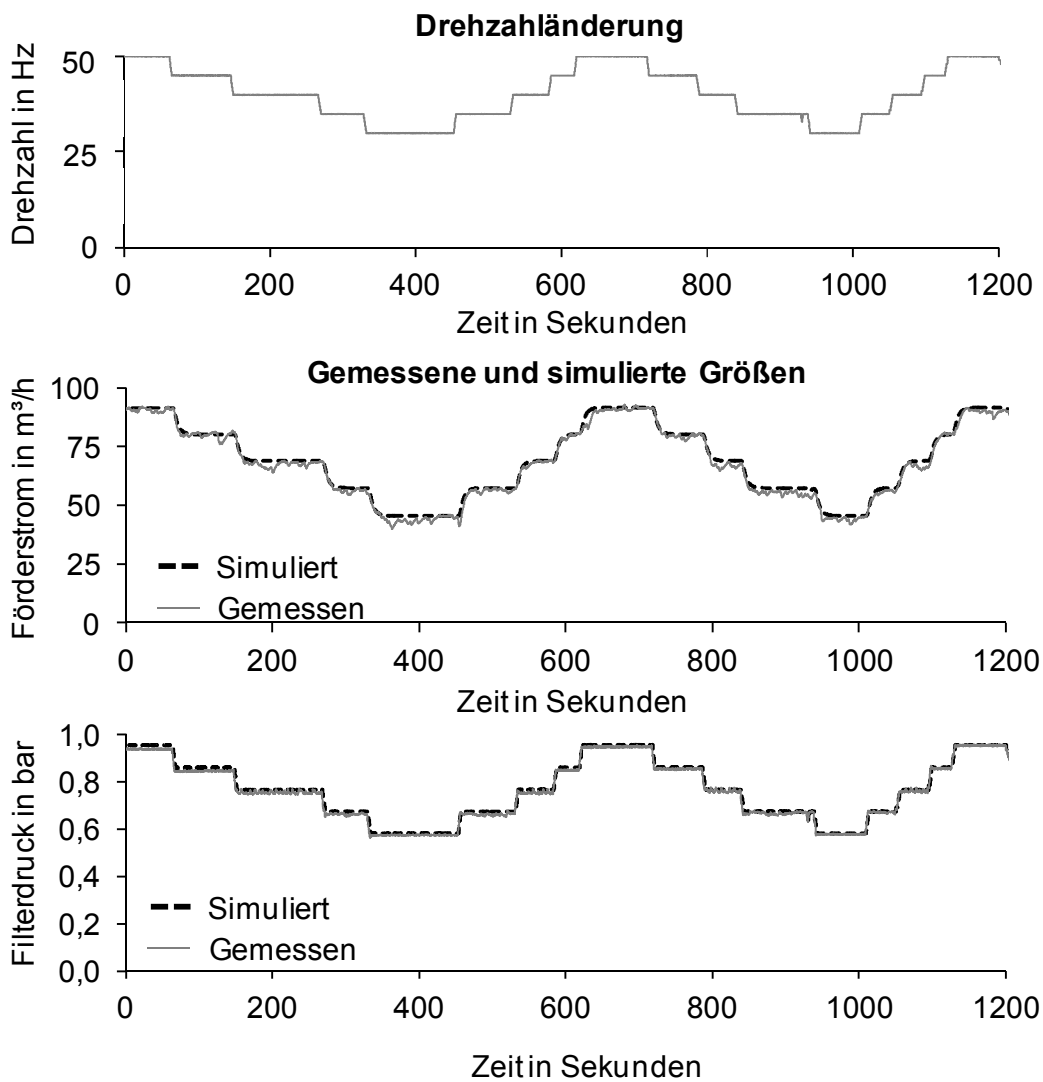


Bild 5-10: Gemessener und simulierter Verlauf des Förderstroms und des Filterdrucks bei einer Drehzahländerung

5.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde das Verhalten von Anschwemmfilteranlagen untersucht und geeignete Modelle zur Beschreibung des Verhaltens erarbeitet. Da die Filtrationsgeschwindigkeit nur langsam geändert werden darf, ergibt sich im geregelten Betrieb eine quasi-statische Änderung der Betriebsgrößen. Daher wurde ein Verhaltensmodell der Filtereinheit in Form von algebraischen Gleichungen erarbeitet, welches die statischen Zusammenhänge zwischen den relevanten Betriebsgrößen auf geeignete Weise abbildet.

Die Übereinstimmung des identifizierten Verhaltensmodells der Filtereinheit kann aus dem Vergleich der gemessenen und berechneten Werte ersehen werden. Im relevanten Betriebsbereich ergibt sich eine gute Übereinstimmung. Die erarbeiteten Verhaltensmodelle können somit zur Entwicklung des Verfahrens und zur Bewertung des Verfahrens in der Simulation verwendet werden.

6 Vorgehen zur Pumpenauswahl für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung

In diesem Kapitel wird das Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung vorgestellt. Hierzu werden im ersten Schritt die Anforderungen an die Pumpenauswahl dargestellt. Anschließend wird die Problemstellung bei der Pumpenauswahl erläutert und das erarbeitete Vorgehen vorgestellt. Danach wird am Fallbeispiel der Pilotanlage eine Pumpe für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung ausgewählt und mit der bisherigen Pumpenauswahl verglichen.

6.1 Anforderungen an die Pumpenauswahl

Beim Betrieb der Pumpe sind mehrere Grenzwerte zu beachten, welche bei der Pumpenauswahl berücksichtigt werden müssen. Die Pumpe muss immer im zulässigen Arbeitsbereich betrieben werden. Damit dies erfüllt ist, darf der zulässige Größtförderstrom Q_{\max} der Pumpe nicht überschritten werden (vgl. Abschnitt 2.5). Zudem muss bei einer Fertigungspause, bei der kein Förderstrom vom Reintank in die Fertigung gefördert wird, der gesamte Förderstrom durch die Filter über den Überlauf vom Reintank zurück in den Schmutztank abfließen können. Die Überlaufleitung ist nur für einen bestimmten Förderstrom ausgelegt. Daher darf pro Filtereinheit ein festgelegter Maximalförderstrom $Q_{F\max}$ nicht überschritten werden, da es sonst zu einem Überlaufen des Reintanks kommen kann. Je nach Anlagengestaltung ist der zulässige Größtförderstrom der Pumpe $Q_{P\max}$ oder der zulässige Maximalförderstrom $Q_{F\max}$ der begrenzende Wert.

Da bei zentralen KSS-Reinigungsanlagen eine sehr hohe Anlagenverfügbarkeit gefordert wird, muss der Filterbetrieb weiterhin im unregelmäßigen Betrieb möglich sein. Der

maximale Förderstrom durch den Filter ergibt sich somit im unregelmäßigen Betrieb am Anfang des Filterbetriebs und wird im Folgenden als Q_{FAnf} bezeichnet. Entsprechend den einzuhaltenden Grenzwerten müssen daher folgende zwei Bedingungen erfüllt sein:

- **Bedingung 1:** Damit die Filterpumpe im zulässigen Betriebsbereich arbeitet, muss $Q_{FAnf} \leq Q_{Pmax}$ erfüllt sein.
- **Bedingung 2:** Damit der zulässige Maximalförderstrom nicht überschritten wird, muss $Q_{FAnf} \leq Q_{Fmax}$ erfüllt sein.

Der bei Maximaldrehzahl beziehungsweise im unregelmäßigen Betrieb durchsetzbare Förderstrom durch den Filter am Ende des Filterbetriebs wird als Q_{Fend} bezeichnet. Hinsichtlich der Versorgungssicherheit ist zu beachten, dass dieser größer sein muss als der festgelegte Mindestförderstrom Q_{Fmind} (vgl. Abschnitt 2.5). Daraus folgt die dritte Bedingung:

- **Bedingung 3:** Damit die Fertigung immer mit genügend KSS versorgt werden kann, muss $Q_{Fend} \geq Q_{Fmind}$ erfüllt sein.

Somit muss eine geeignete Pumpe ausgewählt werden, mit der im unregelmäßigen Betrieb alle drei Bedingungen erfüllt werden.

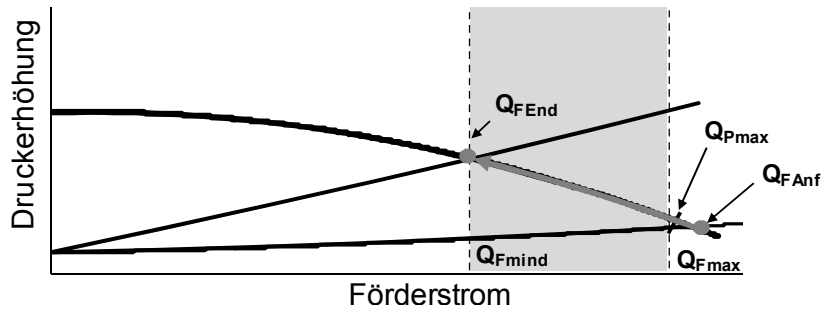
6.2 Vorgehen zur Pumpenauswahl

Im Folgenden wird die Problematik bei der Pumpenauswahl erläutert und danach das Vorgehen zur Pumpenauswahl dargestellt. Zur Pumpenauswahl wird vom Pumpenhersteller für jede Pumpenbaureihe ein Sammelkennfeld zur Verfügung gestellt, welches die Förderkennlinien bei Maximaldrehzahl für unterschiedliche Pumpengrößen der Baureihe darstellt. Aus diesem wird eine Pumpengröße ausgewählt, die am Auslegungspunkt bei möglichst hohem Wirkungsgrad arbeitet [KSB 1999; Wagner 2009]. Bei den meisten Anwendungsfällen kann die Pumpenauswahl für einen konstanten Anlagenwiderstand erfolgen. Bei der Auswahl der Filterpumpe ist dagegen zu beachten, dass die Anlagenkennlinie durch den variierenden Filterwiderstand nicht konstant ist. Zu Beginn

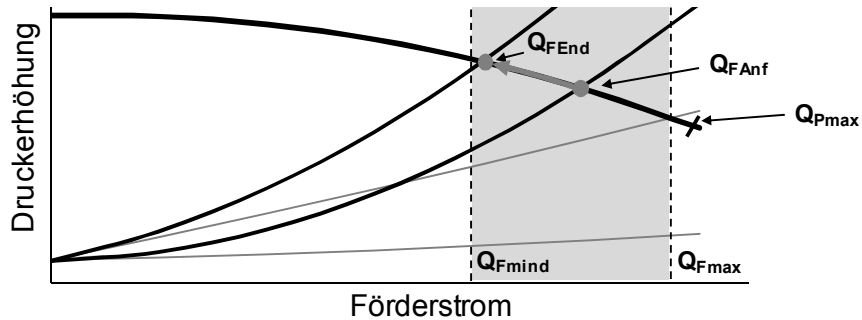
des Filterbetriebs verläuft die Anlagenkennlinie durch den geringen Filterwiderstand sehr flach und verläuft mit ansteigender Filterverschmutzung immer steiler. Dadurch ergibt sich im unregelmäßigen Betrieb der Pumpen ein stark variierender Förderstrom. Das obere Diagramm in Bild 6-1 zeigt beispielhaft den Förderstrombereich im unregelmäßigen Betrieb, der sich beim Betrieb mit einer relativ kleinen Pumpe mit offener Absperrarmatur, also ohne eine Drosselung, ergeben würde.

Es wird deutlich, dass diese Pumpenauswahl nicht zulässig ist, da der Förderstrom am Anfang des Filterbetriebs außerhalb der zulässigen Grenzen liegt. Wie in Abschnitt 3.2.3 dargestellt, kann der Förderstrombereich im unregelmäßigen Betrieb durch eine Drosselung der Pumpe reduziert werden. Durch den Drosselwiderstand wird der Einfluss des variierenden Filterwiderstands am gesamten Anlagenwiderstand verringert und dadurch im unregelmäßigen Betrieb der Pumpe eine reduzierte Förderstromschwankung erreicht. Das mittlere Diagramm in Bild 6-1 zeigt hierzu die bisherige Pumpenauswahl. Bisher werden Filterpumpen ausgewählt, die im zulässigen Förderstrombereich eine Druckerhöhung von etwa 2,5 bar erzeugen und damit erfahrungsgemäß eine sehr hohe Drosselung ermöglichen. Bei der Inbetriebnahme wird über die Drosselung der Anlagenwiderstand so stark erhöht, dass am Ende des Filterbetriebs der erforderliche Mindestförderstrom erreicht wird ($Q_{\text{Fend}} \approx Q_{\text{Fmind}}$). Dadurch kann auf einfache Weise die Auswahl der Filterpumpe erfolgen. Die Filterpumpe arbeitet jedoch gegen einen sehr hohen Drosselwiderstand. Daher soll eine Pumpengröße mit möglichst geringer Drosselung gefunden werden, mit der im unregelmäßigen Betrieb ein zulässiger Förderstrombereich erreicht wird. Das untere Diagramm in Bild 6-1 zeigt beispielhaft die Förderkennlinie einer geeigneten Pumpengröße und Drosselung.

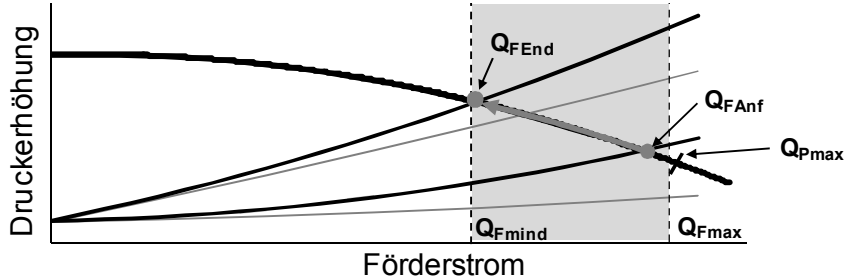
Pumpenauswahl ohne Drosselung (nicht zulässig da $Q_{FAnf} \geq Q_{Pmax}$ & Q_{Fmax})



Bisherige Pumpenauswahl mit hoher Drosselung



Pumpenauswahl mit möglichst geringer Drosselung



- Anlagenkennlinien mit Drossel am Anfang und Ende des Filterbetriebs
- Anlagenkennlinien ohne Drossel am Anfang und Ende des Filterbetriebs
- Förderkennlinie der Pumpe bei Maximaldrehzahl
- ← Förderstromverlauf im unregelmäßigen Betrieb der Pumpe
- Zulässiger Betriebsbereich im unregelmäßigen Betrieb der Pumpe

Q_{Fmin} = Mindestförderstrom, Q_{Fmax} = Maximalförderstrom, Q_{Pmax} = Größtförderstrom

Q_{FAnf} = Förderstrom am Anfang des Filterbetriebs, Q_{FEnd} = Förderstrom am Ende des Filterbetriebs

Bild 6-1: Förderstrombereich im unregelmäßigen Betrieb in Abhängigkeit von der Drosselung und der Pumpenauswahl

Im Folgenden wird das Vorgehen zur Auswahl einer Pumpe für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung vorgestellt. Zur Auswahl der Pumpe müssen zunächst verschiedene Anlagenkennlinien erhoben werden. Dies sind die Anlagenkennlinie am Anfang und Ende des Filterbetriebs ohne Drosselung, der erforderliche Mindestförderstrom pro

Filtereinheit $Q_{F\text{mind}}$ und der zulässige Maximalförderstrom $Q_{F\text{max}}$. Zur Ermittlung der Anlagenkennlinie ohne Drosselung, also mit voll geöffneter Absperrarmatur, müssen der geodätische Höhenunterschied der Anlage vermessen und der Anlagenwiderstand aus der Summe der Einzelwiderstände der Rohrstücke, Formstücke und Armaturen ermittelt werden, welche der Fachliteratur entnommen werden können. Der Filterwiderstand am Anfang und Ende des Filterbetriebs kann aus dem gemessenen Förderstrom durch den Filter und dem eingestellten Regenerationsdruck berechnet werden.

Auf Basis der ermittelten Anlagendaten wird im ersten Schritt aus einem Sammelkennfeld eine Pumpe ausgewählt, bei der mit möglichst geringer Drosselung die Bedingung 1 und die Bedingung 2 erfüllt werden. Im zweiten Schritt ist für die ausgewählte Pumpe und Drosselung zu prüfen, ob am Ende des Filterbetriebs der Mindestförderstrom bei Maximaldrehzahl noch erreicht wird und somit auch die dritte Bedingung erfüllt ist. Ist dies nicht der Fall, muss schrittweise eine größere Pumpe ausgewählt und die Drosselung erhöht werden, bis eine geeignete Pumpengröße und Drosselung gefunden ist, mit der alle drei Bedingungen erfüllt werden.

Bild 6-2 verdeutlicht das geschilderte Vorgehen zur Pumpenauswahl an einem Beispiel. Bei der Pumpenauswahl und Drosselung im oberen Diagramm sind die ersten beiden Bedingungen erfüllt. Die Prüfung der dritten Bedingung zeigt jedoch, dass diese noch nicht erfüllt ist. Das untere Diagramm zeigt die Förderkennlinie einer größeren Pumpe, die eine etwas höhere Druckerhöhung erzeugt und somit eine höhere Drosselung ermöglicht. Durch die Erhöhung der Drosselung ergibt sich im unregelmäßigen Betrieb ein reduzierter Förderstrombereich, so dass mit der ausgewählten Pumpe alle Bedingungen erfüllt werden.

6 Vorgehen zur Pumpenauswahl für einen Betrieb mit möglichst geringer Drosselung

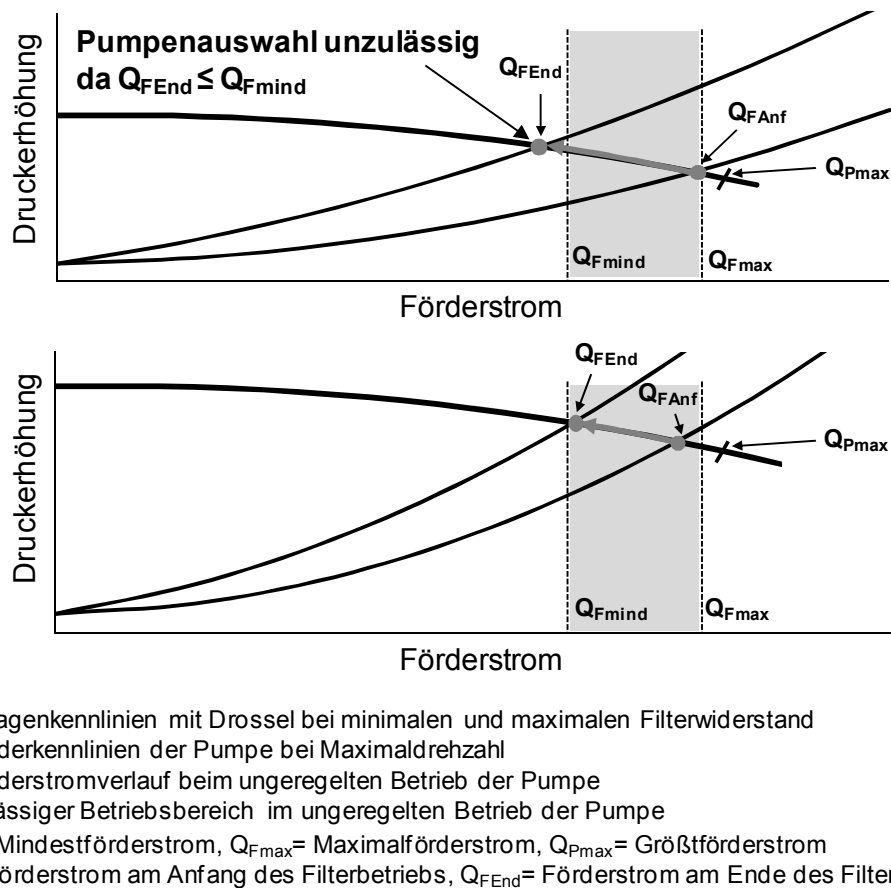


Bild 6-2: Vergleich der Eignung von zwei unterschiedlichen Pumpen und Drosselein-
stellungen

6.3 Anwendung des Vorgehens an der Pilotanlage

Im Folgenden wird die Anwendung des Vorgehens an der Pilotanlage gezeigt. Bei dieser betragen der geforderte Mindestförderstrom pro Filtereinheit Q_{Fmind} 80 m³/h und der zulässige Maximalförderstrom Q_{Fmax} 130 m³/h. Durch eine Anlagenbegehung wurden die benötigten Daten zur Berechnung der Anlagenkennlinie ohne Drosselung am Anfang und Ende des Filterbetriebs erfasst.

Bild 6-3 zeigt im oberen Diagramm die gedrosselten Anlagenkennlinien und das Kennfeld der bestehenden Filterpumpe, welche hinsichtlich einer möglichst geringen Förderstromschwankung im unregulierten Betrieb ausgewählt wurde. Die bestehende

Pumpe wird im Folgenden als Pumpenauswahl 1 bezeichnet. Charakteristisch für diese Pumpenauswahl ist, dass mit dieser eine Drosselung möglich ist, mit der eine Förderstromvariation im unregulierten Betrieb $< 20\%$ erreicht wird. Im Diagramm darunter sind die Anlagenkennlinien und das Kennfeld der neu ausgewählten Pumpe dargestellt, mit der eine möglichst geringe Drosselung möglich ist. Die neu ausgewählte Pumpe wird im Folgenden als Pumpenauswahl 2 bezeichnet. In grau ist der Betriebsbereich im geregelten Betrieb dargestellt. Durch die geringere Drosselung arbeitet die neu ausgewählte Pumpe bei deutlich geringerem Pumpenarbeitsdruck. Aufgrund der geringeren Drosselung hat der Filterwiderstand einen höheren Einfluss am Anlagenwiderstand und es ergibt sich ein relativ großer Betriebsbereich.

Die neu ausgewählte Filterpumpe bietet gegenüber der bisherigen Pumpenauswahl einen Betrieb mit erhöhter Energieeffizienz. Die Pumpenauswahl besitzt jedoch auch Nachteile: Bei der neu ausgewählten Filterpumpe besitzt der Filterwiderstand durch die reduzierte Drosselung einen relativ hohen Einfluss am Anlagenwiderstand. Bei einem Störfall sinkt der mit der Pumpe durchsetzbare Förderstrom daher schneller als beim Einsatz der bisherigen Filterpumpen. Dadurch kann es im Störfall auch schneller zu einem versorgungskritischen Betriebszustand kommen. Diese Nachteile sollten bei der Auswahl der Pumpe berücksichtigt werden.

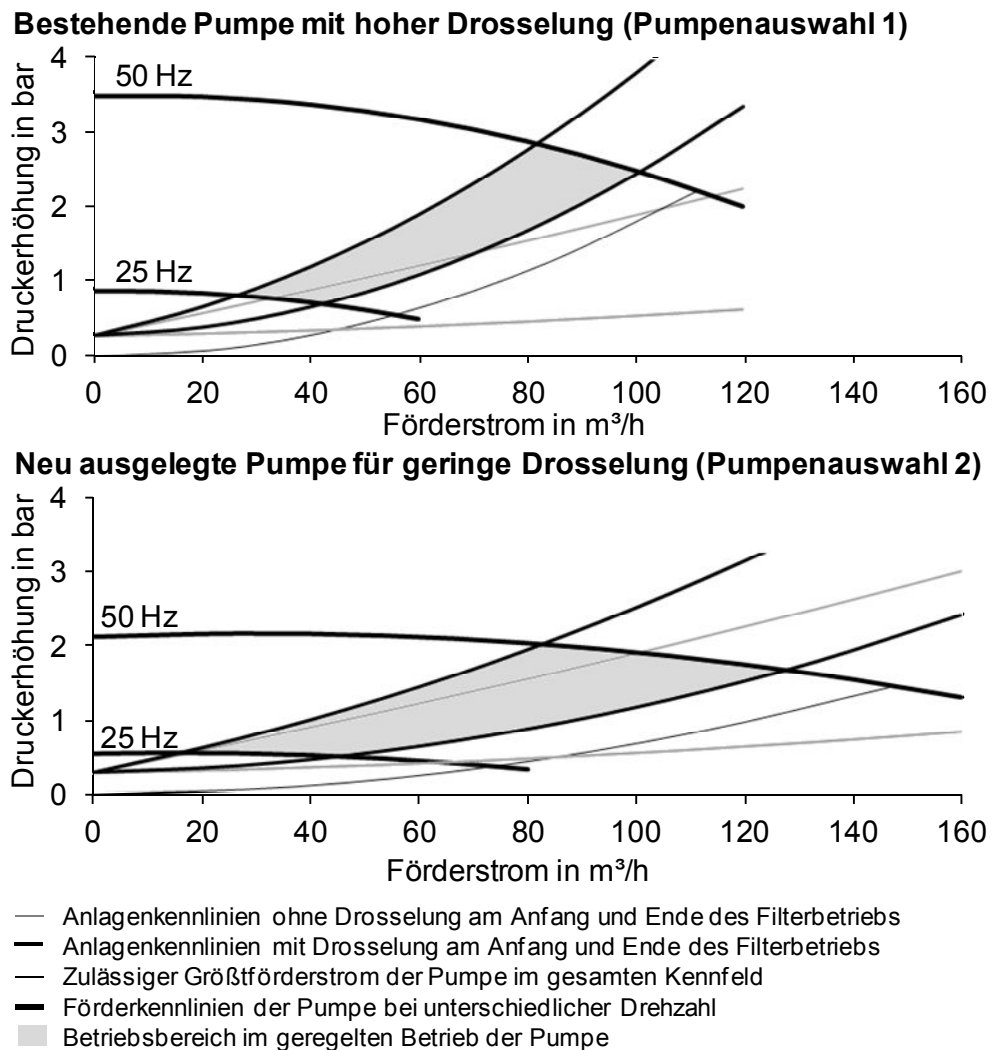


Bild 6-3: Kennfeld der bestehenden und neu ausgewählten Pumpe

Bild 6-4 zeigt die berechneten statischen Zusammenhänge in Abhängigkeit von der Pumpenauswahl. Es wird deutlich, dass die Pumpenauswahl einen bedeutenden Einfluss hat. Für die Entwicklung des Verfahrens in Kapitel 7 werden daher die bisherige Pumpenauswahl sowie die neue Pumpenauswahl berücksichtigt. Der Vergleich des Energieeinsparpotenzials durch das Verfahren beim Einsatz der bestehenden Pumpen gegenüber der Verwendung der neu ausgewählten Pumpe erfolgt in Kapitel 8.

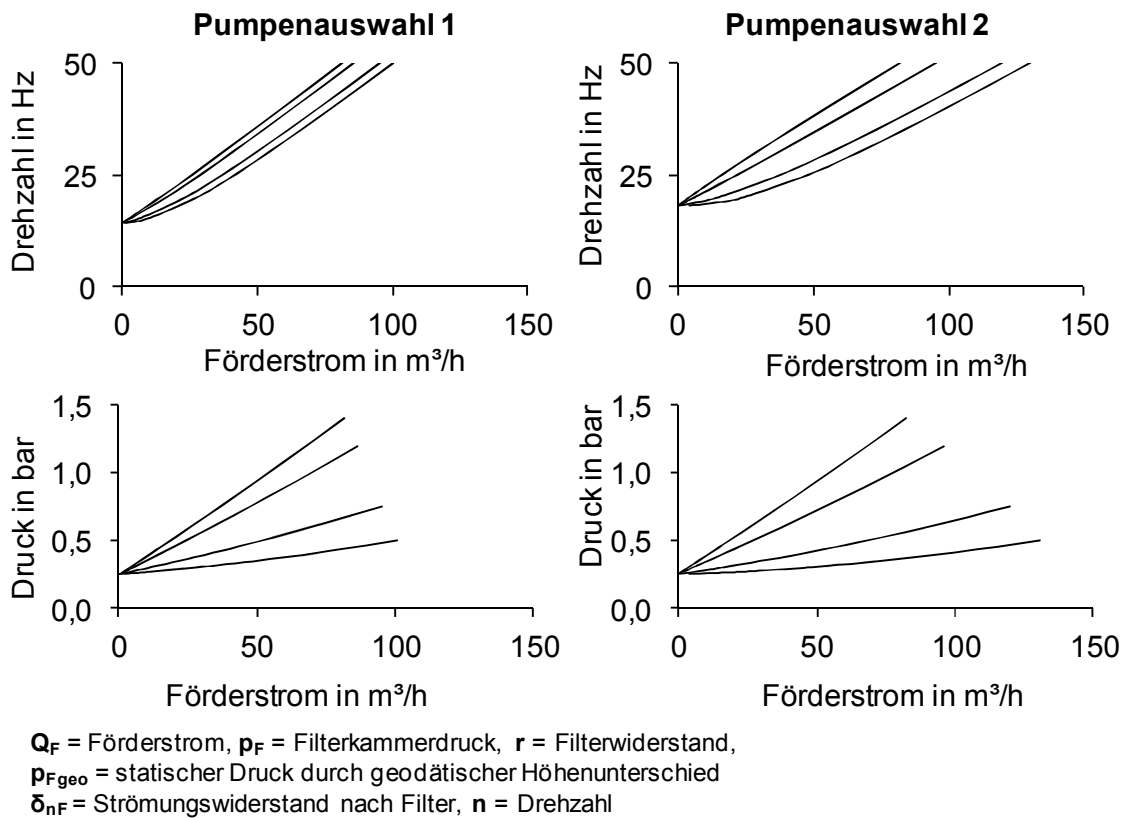


Bild 6-4: Berechnete Zusammenhänge bei einer Variation der Drehzahl bei vier unterschiedlichen Filterwiderständen in Abhängigkeit der Pumpenauswahl

7 Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen

In diesem Kapitel wird das Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen vorgestellt. Hierzu wird im ersten Schritt der entwickelte Regler zur bedarfsgerechten Anpassung des Förderstroms durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen gezeigt. Anschließend wird das erarbeitete Berechnungsmodell zur Ermittlung des Ersatzdrucks dargestellt. Danach erfolgt die Bewertung der Regelung und des Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung in der Simulation mit den in Kapitel 5 dargestellten Modellen.

7.1 Regler zur bedarfsgerechten Anpassung des Förderstroms durch die Filter mit drehzahlverstellbaren Pumpen

7.1.1 Anforderungen an die Regelung

Bild 7-1 zeigt ein vereinfachtes Blockschaltbild der Anschwemmfilteranlage mit dem Regler zur Förderstromanpassung. Aufgabe des Reglers ist es, den gesamten Förderstrom durch die Filter an den Bedarf in der Fertigung kontinuierlich anzupassen. Als Stellgrößen dienen die jeweiligen Drehzahlen der Filterpumpen, die über die Frequenzumrichter angepasst werden.

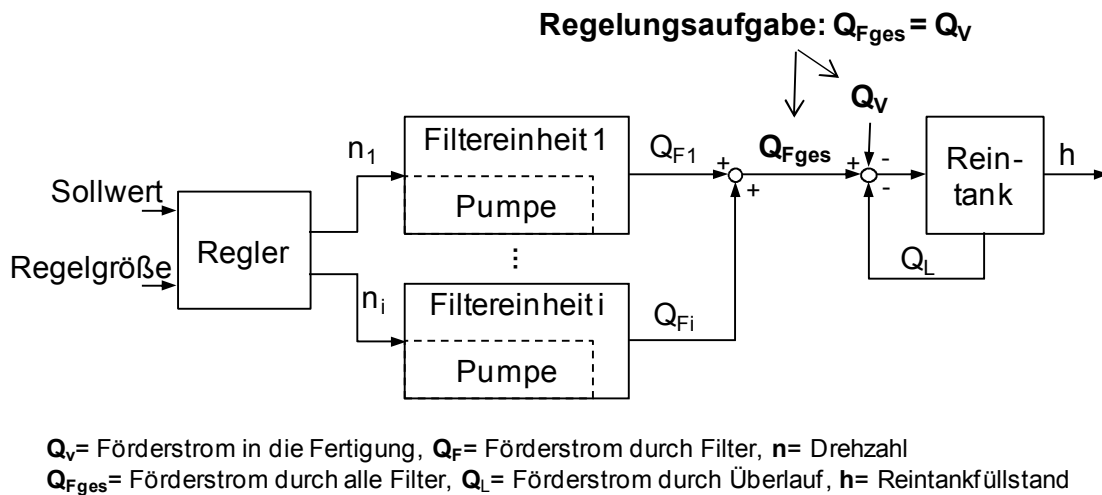


Bild 7-1: Blockschaltbild der Anschwemmfilteranlage mit dem Regler zur Anpassung des Förderstroms durch die Filter

Beim Entwurf des Reglers sind verschiedene Anforderungen zu beachten:

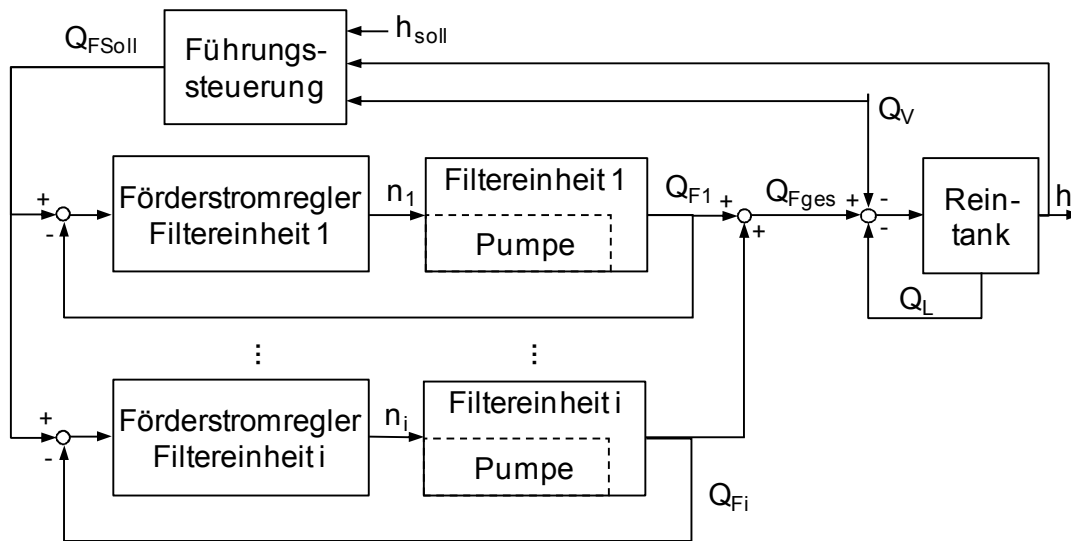
- Damit es zu keiner Beeinträchtigung des Filtrationsprozesses kommt, darf eine festgelegte maximal zulässige Änderungsrate des Förderstroms durch die Filter ΔQ_{Fmax} nicht überschritten werden. Diese hat die Dimension m^3/h pro Sekunde.
- Der Filterkuchen wird durch den Differenzdruck infolge der Strömung auf den senkrechten Filterkerzen gehalten. Damit der Filterkuchen nicht abfällt und sich Schmutz am Kuchen absetzt, darf ein festgelegter Minimalförderstrom durch den Filter Q_{Fmin} nicht unterschritten werden.
- Die Drehzahl darf eine maximal zulässige Drehzahl n_{max} und eine minimale zulässige Drehzahl n_{min} nicht über- und unterschreiten.
- Aus Gründen der Versorgungssicherheit darf ein festgelegter Mindestreintankfüllstand h_{min} nicht unterschritten werden.
- Um einen korrekten Umschaltvorgang vom Anschwemmen in den Filterbetrieb zu realisieren, darf die Regelung erst eingeschaltet werden, wenn der Filter in den Filterbetrieb gewechselt ist. Daher muss die Regelung jeder Filtereinheit unabhängig voneinander ein- und ausgeschaltet werden können.

- Bei einer Änderung des Kühlschmierstoffbedarfs in der Fertigung sollte die Regelung den Förderstrom durch die Filter in den zulässigen Grenzen möglichst schnell nachführen, damit es zu einem möglichst geringen Absinken des Reintankfüllstands kommt.
- Die Regelung sollte möglichst robust gegenüber Messabweichungen sein, so dass sich im eingeschwungenen Zustand ein möglichst konstanter Förderstrom durch die Filter ergibt.
- Für eine einfache Inbetriebnahme an Bestandsanlagen sollten zudem die Regelparameter möglichst leicht einstellbar sein.

7.1.2 Auswahl eines Regelungskonzepts

Zur Förderstromanpassung sind grundsätzlich verschiedene Regelungskonzepte verwendbar. Eine Möglichkeit ist es, den Förderstrom durch jeden Filter zu regeln und diesen einem Sollförderstrom nachzuführen, welcher über den gemessenen Förderstrom in die Fertigung berechnet wird. Diese Regelung wird nach Art des Sollwerts als Folgeregelung bezeichnet [Müller 2002]. Das erarbeitete Konzept der Folgeregelung ist in Bild 7-2 dargestellt. Die Regelung besteht aus einer Führungssteuerung zur Berechnung des Sollförderstroms und jeweils einem Förderstromregler für jede Filtereinheit. Zusätzlich wird über die Führungssteuerung der Reintankfüllstand geregelt, um diesen über die Anpassung des Sollförderstroms durch die Filter bei einem Absinken wieder zu erhöhen.

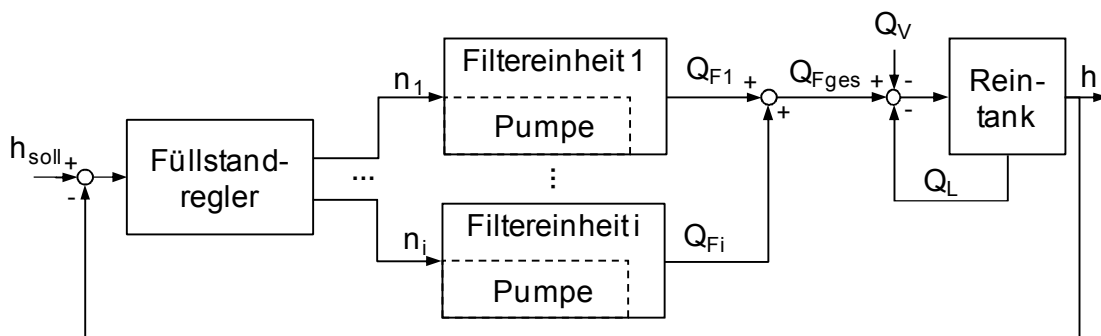
7.1 Regler zur bedarfsgerechten Anpassung des Förderstroms...



Q_V = Förderstrom in die Fertigung, Q_F = Förderstrom durch Filter, n = Drehzahl der Pumpe
 Q_{Fges} = Förderstrom durch alle Filter, Q_L = Förderstrom durch Überlauf
 h = Reintankfüllstand, Q_{FSoll} = Sollförderstrom pro Filtereinheit, h_{soll} = Reintanksollfüllstand

Bild 7-2: Konzept der Folgeregelung

Das zweite Regelungskonzept ist die Füllstandregelung. Bei konstantem Füllstand des Reintanks unterhalb der Überlaufleitung entspricht der Zulaufstrom durch die Filtereinheiten dem Ablaufstrom in die Fertigung. Daher kann der Förderstrom durch die Filter auch über eine Regelung des Reintankfüllstands auf einen konstanten Sollwert angepasst werden. Das Konzept der Füllstandregelung ist in Bild 7-3 dargestellt.



Q_V = Förderstrom in die Fertigung, Q_F = Förderstrom durch Filter, n = Drehzahl der Pumpe
 Q_{Fges} = Förderstrom durch alle Filter, Q_L = Förderstrom durch Überlauf
 h = Reintankfüllstand, h_{soll} = Reintanksollfüllstand

Bild 7-3: Konzept der Füllstandregelung

Im Vergleich zur Füllstandregelung ist der Vorteil der Folgeregelung, dass der Förderstrom durch die Filter anhand des Förderstroms in die Fertigung angepasst wird. Die Füllstandregelung reagiert gegenüber der Folgeregelung dagegen langsamer bei einer Änderung des Kühlschmierstoffbedarfs, da als Regelgröße der Reintankfüllstand verwendet wird. Daher wird das Konzept der Folgeregelung weiter verfolgt.

7.1.3 Struktur des Folgereglers

Bild 7-4 zeigt das Blockschaltbild des erarbeiteten Folgereglers. Im Folgenden wird der ausgearbeitete Folgeregler im Detail erläutert.

Führungssteuerung

In der Führungssteuerung wird anhand des gemessenen Förderstroms in die Fertigung Q_V der Sollförderstrom $Q_{F\text{soll}}$ für jede Filtereinheit berechnet. Der Sollförderstrom ergibt sich über den Förderstrom in die Fertigung dividiert durch die Anzahl der aktiven Filter im Filterbetrieb x_F . Zusätzlich wird das gemessene Förderstromsignals Q_V mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung geglättet, um eine Schwankung des Sollförderstroms durch die Messabweichungen reduzieren zu können.

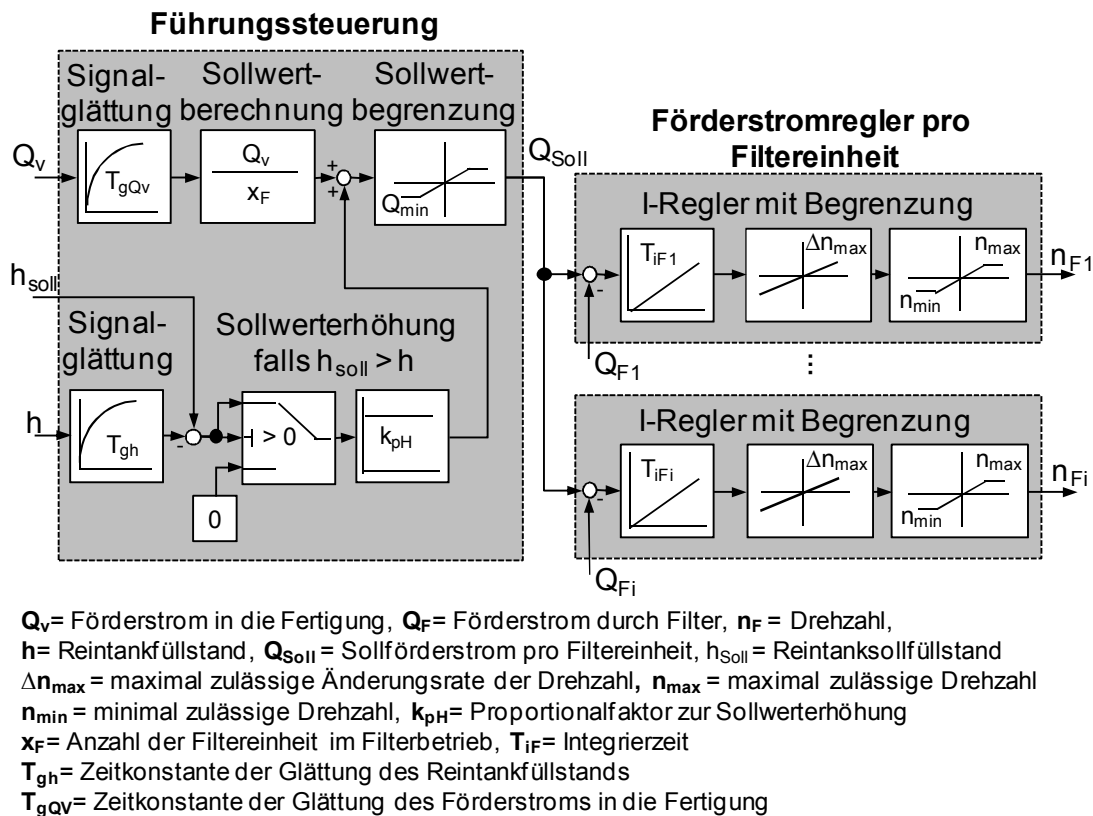


Bild 7-4: Blockschaltbild des Folgereglers

Bei einer negativen Abweichung des Reintankfüllstands vom festgelegten Sollfüllstand wird über ein Proportionalglied der Sollförderstrom erhöht, um den Reintank aufzufüllen bis der Sollfüllstand wieder erreicht ist. Da der Reintank integrales Zeitverhalten besitzt, ist ein Proportionalglied ausreichend. Der errechnete Sollförderstrom wird entsprechend den Anforderungen begrenzt, sofern dieser kleiner als der festgelegte Minimalförderstrom Q_{Fmin} ist.

Förderstromregler pro Filtereinheit

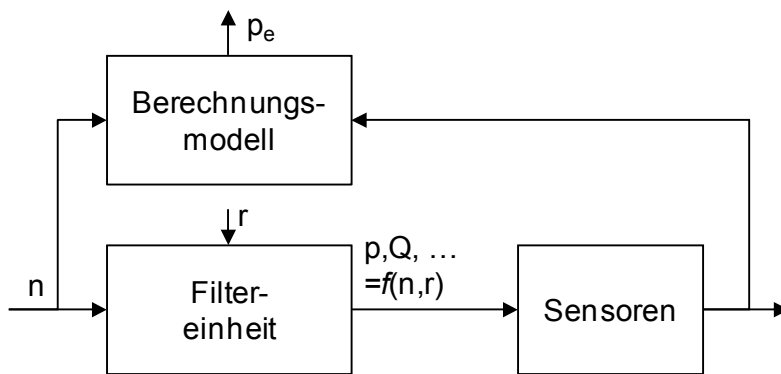
Der Förderstrom durch den Filter wird über einen Förderstromregler an den errechneten Sollförderstrom angepasst. Die Regelstrecke des Förderstromreglers ist die Filtereinheit, welche ein annähernd proportionales Übertragungsverhalten besitzt (vgl. Abschnitt 5.4.2). Um eine bleibende Regelabweichung zu verhindern, muss daher der Reg-

ler einen I-Anteil aufweisen [Lunze 2006]. Weiterhin ist zu beachten, dass die Durchströmungsgeschwindigkeit durch den Filter nur sehr langsam und nicht sprungartig geändert werden darf. Aufgrund der geforderten geringen Dynamik wird daher als Förderstromregler ein I-Regler ausgewählt. Eine Beschleunigung des Übergangsverhaltens des Regelkreises mit einem zusätzlichen P- oder D-Anteil ist bei der betrachteten Regelungsaufgabe nicht zweckmäßig.

Aufgrund des annähernd proportionalen Zusammenhangs zwischen der Drehzahl und dem Förderstrom wird zur Begrenzung der Änderung der Durchströmungsgeschwindigkeit des Filters die Änderungsrate der Drehzahl begrenzt. Dies kann grundsätzlich durch eine entsprechend hoch eingestellte Integrierzeit des Reglers erreicht werden, so dass bei maximaler Regelabweichung der Grenzwert nicht überschritten wird. Dies würde jedoch zu einem sehr langsamen Übergangsverhalten der Regelung führen. Daher wird die Änderungsrate des I-Anteils aktiv begrenzt, sobald diese die maximal zulässige Änderungsrate Δn_{\max} erreicht hat. Dadurch kann die Integrierzeit des Reglers unabhängig vom geforderten Grenzwert eingestellt werden, wodurch auch ein unzulässiges Betriebsverhalten bei der Inbetriebnahme verhindert wird. Zusätzlich wird dadurch ein Wind-Up-Effekt verhindert. Neben der Begrenzung der Änderungsrate der Drehzahl wird entsprechend den Anforderungen zusätzlich der I-Anteil begrenzt, sobald der festgelegte zulässige Minimal- und Maximalwert der Drehzahl erreicht wird.

7.2 Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung im geregelten Betrieb

Wie in Kapitel 4.2 dargestellt, soll im geregelten Betrieb zusätzlich über ein Berechnungsmodell der Filterdruck, der sich im ungeregelten Betrieb beziehungsweise beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl ergeben würde, rekonstruiert werden. Die berechnete Kenngröße wird als Ersatzdruck bezeichnet und dient zur Erkennung einer erforderlichen Filterregeneration und zur Beurteilung des Prozesszustands. Bild 7-5 verdeutlicht die Ersatzdruckberechnung.



n = Drehzahl, p = Filterdruck, Q = Förderstrom, r = Filterwiderstand p_e = Ersatzdruck

Bild 7-5: Schematische Darstellung der Ersatzdruckberechnung

Durch die langsame Änderungsrate des Förderstroms ergibt sich im geregelten Betrieb ein quasi-statisches Betriebsverhalten. Die Zusammenhänge zwischen den bekannten Größen sind nichtlinear und hängen von der Gestaltung der Anlage sowie dem nicht direkt messbaren Filterwiderstand ab (vgl. Abschnitt 5.4). Daher kann der Ersatzdruck über zwei Größen mithilfe eines Berechnungsmodells berechnet werden, welches den statischen nichtlinearen Zusammenhang zwischen den zur Berechnung verwendeten Größen zum gesuchten Ersatzdruck auf geeignete Weise abbildet. Hierzu sind unterschiedliche Größen zur Ersatzdruckberechnung verwendbar. Bild 7-6 zeigt beispielhaft den Zusammenhang des Ersatzdrucks in Abhängigkeit vom Filterkammerdruck und der Drehzahl in einem dreidimensionalen Kennfeld.

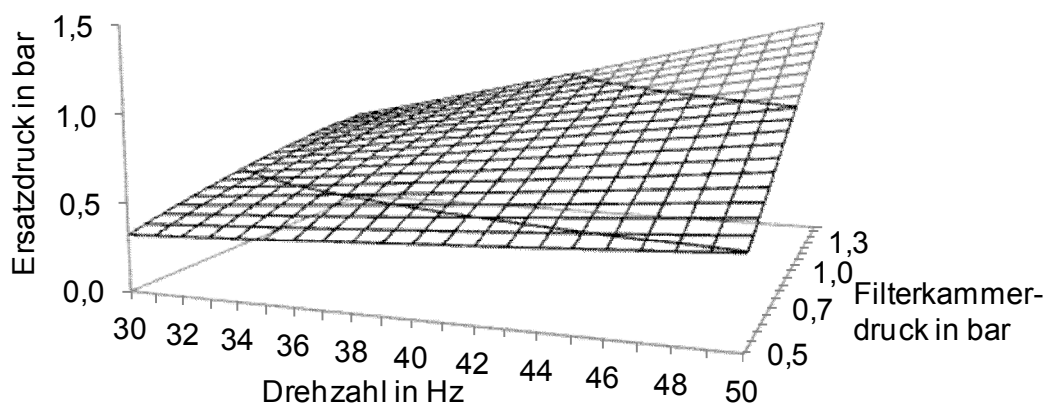


Bild 7-6: Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und der Drehzahl zum Ersatzdruck (mit Verhaltensmodell simuliert)

Da der Zusammenhang von vielen unbekanntem Einflussfaktoren abhängt, muss das Berechnungsmodell experimentell identifiziert werden. Dafür muss der statische Zusammenhang in Form von Stützstellen, also Wertepaaren der verwendeten Eingangsgrößen bei bestimmten Drehzahlen und bestimmten Filterverschmutzungszuständen, ermittelt werden.

Zur Abbildung des statischen nichtlinearen Zusammenhangs können grundsätzlich verschiedene Modelle angewendet werden, die im Verlauf des Kapitels näher diskutiert werden. Hinsichtlich des Modelltyps werden die Modelle allgemein in parametrische und nichtparametrische Modelle unterschieden. Nichtparameterische Modelle sind Funktionen in Form von gemessenen Wertetafeln, Kurvenverläufe oder Kennfeldern. Bei einem parametrischen Modell enthält das Modell frei einstellbare Parameter, die an das gemessene Verhalten angepasst werden müssen. Hierzu müssen über eine geeignete Identifikationsmethode aus den gemessenen Stützstellen die Parameter des Modells gewonnen werden [Isermann 1999; Lauber 1999b].

Im Folgenden werden die Anforderungen an die Ersatzdruckberechnung dargestellt und relevante Randbedingungen beim Modellentwurf festgelegt. Anschließend wird die Anwendbarkeit verschiedener Modellansätze diskutiert und danach das erarbeitete Berechnungsmodell vorgestellt.

7.2.1 Anforderungen an die Ersatzdruckberechnung

Der Ersatzdruck muss kontinuierlich über das Berechnungsmodell auf dem Rechner ermittelt werden. Für eine einfache und kostengünstige Inbetriebnahme ohne erforderliches Expertenwissen muss die gesamte Modellidentifikation online auf dem Rechner ablaufen können. Daher wird ein möglichst geringer Aufwand zur Anpassung der Modellparameter gefordert. Zur Informationsverarbeitung auf dem Rechner und zur einfachen Inbetriebnahme wird somit ein Berechnungsmodell in Form von einfach ausführbaren Algorithmen benötigt.

Bei einer Nachrüstung des Verfahrens an einer bestehenden Anlage muss die Vermessung der Stützstellen zur experimentellen Modellidentifikation während dem Fertigungsbetrieb erfolgen, da ein Fertigungsstopp hohe Verluste verursacht. Daher soll ein Berechnungsmodell erarbeitet werden, mit dem eine möglichst geringe Anzahl an zu vermessenden Stützstellen erforderlich ist. Insbesondere sollte die Anzahl der zu vermessenden Stützstellen bei reduzierter Drehzahl beziehungsweise reduziertem Förderstrom möglichst gering sein, da dies zu einer Unterversorgung führen kann.

Der berechnete Ersatzdruck ist durch Modellvereinfachungen und Messabweichungen grundsätzlich fehlerbehaftet. Als Ersatzdruckfehler Δp_e wird die Abweichung vom berechneten Ersatzdruck p_e zum richtigen Filterdruck im unregelmäßigen Betrieb p_{Fn} definiert.

$$p_e = p_{Fn} + \Delta p_e = p_{Fn} + \Delta p_{em} + \Delta p_{es} \quad (7.1)$$

Der Modellfehler Δp_{em} ist die Abweichung zwischen dem berechneten Ersatzdruck und dem richtigen Filterdruck im unregelmäßigen Betrieb aufgrund der Modellvereinfachung. Der Anteil Δp_{es} ist die schwankende Ersatzdruckabweichung infolge der Messabweichungen der verwendeten Messgrößen.

Der Filterdruck ist im unregelmäßigen Betrieb ein Maß für den Verschmutzungsgrad des Filters und steigt im Filterbetrieb mit dem steigenden Filterwiderstand an. Damit eine geeignete Beurteilung des Prozesszustands über den Ersatzdruck möglich ist, wird als Genauigkeitsanforderung festgelegt, dass im gesamten Betriebsbereich der absolute Ersatzdruckfehler und damit auch der absolute Modellfehler kleiner 0,05 bar sein muss.

Der Modellfehler ist abhängig von der Gestaltung der Filtereinheit und dem Betriebsbereich. Damit die Filterregeneration zum korrekten Zeitpunkt ausgelöst wird, sollte der Modellfehler vor allem bei einem hohen Filterwiderstand möglichst gering sein.

Die Messabweichungen und damit auch die schwankende Ersatzdruckabweichung Δp_{es} können durch eine Glättung der Eingangssignale reduziert werden. Hierbei ist zu beach-

ten, dass durch die Signalglättung eine Zeitverzögerung zwischen dem berechneten Ersatzdruck und dem richtigen Filterdruck im unregulierten Betrieb entsteht. Daher sollte die Signalglättung nicht zu hoch gewählt werden. Für eine Glättung mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung wird daher eine maximal zulässige Zeitkonstante von 25 Sekunden festgelegt.

Der Entwurf des Berechnungsmodells erfolgt auf Basis der Pilotanlage, welche eine typische Anlagengestaltung darstellt. Bei dieser wird als Filterdruck der Filterkammerdruck gemessen. Daher soll die Ersatzdruckberechnung über den gemessenen Filterkammerdruck möglich sein. Als Betriebsbereich, in dem das Berechnungsmodell die festgelegte Genauigkeitsanforderung erfüllen soll, werden eine Drehzahl von 30 Hz bis 50 Hz und ein Filterkammerdruck im unregulierten Betrieb der Pumpe von 0,5 bar bis 1,4 bar festgelegt. Bild 7-7 verdeutlicht den festgelegten Betriebsbereich.

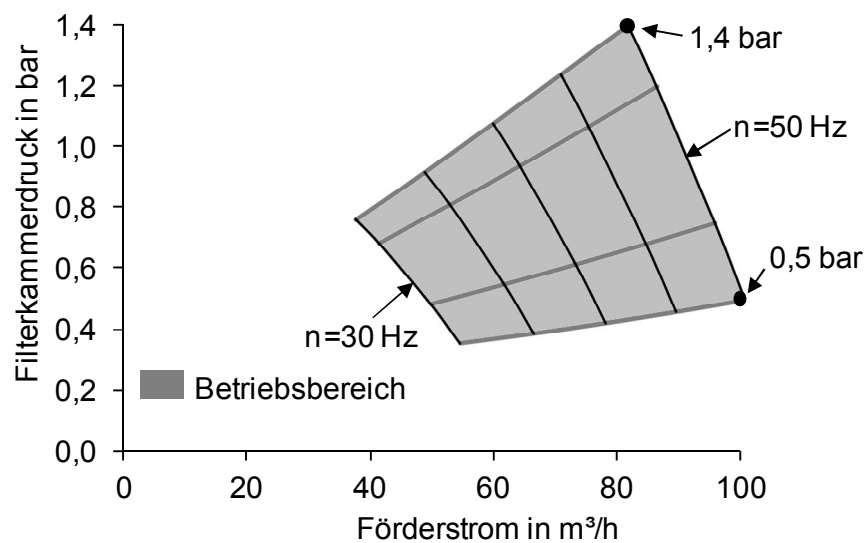


Bild 7-7: Betriebsbereich in dem das Berechnungsmodell die Genauigkeitsanforderung erfüllen muss (Darstellung mit der Pumpenauswahl 1 an der Pilotanlage)

7.2.2 Auswahl eines Modellierungskonzepts

Zur Abbildung eines nichtlinearen statischen Verhaltens in einem Kennfeld werden in der Literatur verschiedene nichtparameterische und parameterische Berechnungsmodelle beschrieben, welche ohne wesentliche Apriori-Kenntnisse experimentell identifiziert werden können. Ein häufig angewendetes nichtparameterisches Modell ist ein Rasterkennfeldmodell. Dieses besteht aus einem Satz an Stützstellen, die in einem mehrdimensionalen Gitter positioniert sind und den statischen Zusammenhang der Eingangsgrößen zur Ausgangsgröße abbilden. Aus den bekannten Größen am Betriebspunkt kann über die umliegenden Stützstellen des Rasterkennfelds die gesuchte Ausgangsgröße, beispielsweise über ein Flächeninterpolationsverfahren, approximiert werden. Bei entsprechend hoher Anzahl an Stützstellen kann eine hohe Genauigkeit erreicht werden. Daneben können mehrdimensionale Kennfelder auch als parameterische Modelle, beispielsweise in Form von Polynommodellen, neuronalen Netzwerken oder Fuzzymodellen dargestellt werden. Eine weitere Möglichkeit bietet die Ersatzdruckberechnung auf Basis der physikalischen Zusammenhänge über analytische Funktionen. Hierzu können beispielsweise die in Kapitel 5 hergeleiteten nichtlinearen Gleichungen des Verhaltensmodells der Filtereinheit verwendet werden [Isermann 1999; Janschek 2010].

Die beschriebenen Modelle bieten die Möglichkeit das nichtlineare statische Verhalten mit hoher Genauigkeit abzubilden. Für die Modellidentifikation ist jedoch eine relativ hohe Anzahl an Stützstellen bei reduzierter Drehzahl erforderlich. Zudem ergeben sich bei den aufgeführten parameterischen Modellen ein relativ hoher Rechenaufwand sowie ein relativ hoher Aufwand zur Anpassung der Modellparameter. Daher sind die aufgeführten Modelle zur Abbildung des nichtlinearen Verhaltens für den betrachteten Anwendungsfall nicht zweckmäßig.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit der Ansatz verfolgt, die physikalischen Zusammenhänge über möglichst einfache Näherungsfunktionen abzubilden und darüber den Ersatzdruck zu berechnen. Der Vorteil liegt an der reduzierten Anzahl an Modellpa-

rametern und damit der reduzierten erforderlichen Anzahl an Stützstellen zur Modellidentifikation. Durch die Modellvereinfachung entsteht jedoch ein Modellfehler, der zu beachten ist.

Im Folgenden wird das in dieser Arbeit erarbeitete Berechnungsmodell vorgestellt, welches die Genauigkeitsanforderungen erfüllt und für dessen Identifikation die Vermessung von nur einer Stützstelle bei reduzierter Drehzahl erforderlich ist. Dies ermöglicht eine einfache Modellidentifikation im laufenden Betrieb der Anschwemmfilteranlage. Anschließend wird das Vorgehen zur experimentellen Identifikation der Modellparameter aufgezeigt.

7.2.3 Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung

Bild 7-8 verdeutlicht beispielhaft die Berechnung des Ersatzdrucks mit dem erarbeiteten Berechnungsmodell für zwei Betriebspunkte. Wie in Abschnitt 5.4.2 dargestellt, ergibt sich bei der typischen Anlagengestaltung im relevanten Betriebsbereich ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom. Daher wird der nichtlineare Zusammenhang zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom in Abhängigkeit vom Filterwiderstand über folgende Gleichung approximiert:

$$p_F(r', Q_F) = r' Q_F + p_0 \quad (7.2)$$

Der Parameter p_0 hat die Dimension bar und entspricht näherungsweise dem gemessenen statischen Druck (vgl. Gleichung (5.6) auf Seite 59). Auf Basis dieser Gleichung wird mit dem Filterkammerdruck p_F und dem Förderstrom Q_F die Steigung r' berechnet. Diese hat die Dimension bar pro m^3/h . Die Steigung entspricht näherungsweise dem Filterwiderstand und wird im Folgenden als Ersatzwiderstand bezeichnet.

Der Zusammenhang zwischen dem Ersatzwiderstand r' und dem Ersatzdruck verläuft annähernd parabelförmig und kann mit guter Näherung über ein Polynom 2. Grades mit den Koeffizienten c_0 , c_1 und c_2 angenähert werden.

$$p_e(r') = c_2 \cdot r'^2 + c_1 \cdot r' + c_0 \quad (7.3)$$

Über dieses Polynom wird der Ersatzdruck über den ermittelten Ersatzwiderstand berechnet.

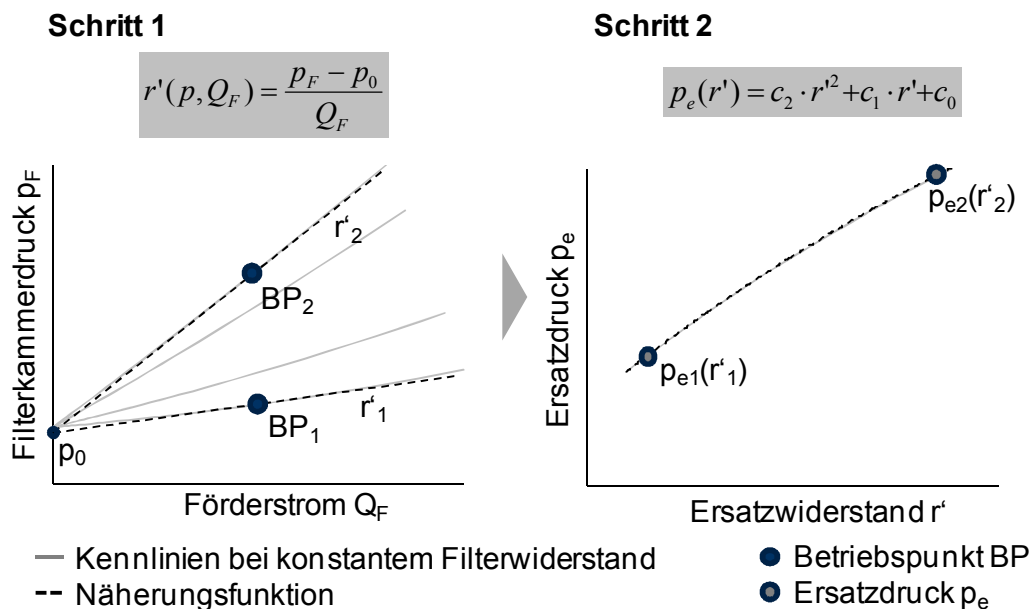


Bild 7-8: Rechenvorschrift zur Ersatzdruckberechnung

Es sei angemerkt, dass bei einer Differenzdruckmessung der Filterwiderstand auf einfache Weise über die Gleichung (2.1) näherungsweise bestimmt werden kann. Entsprechend den gestellten Anforderungen ist jedoch das Ziel, das Verfahren ohne einen Umbau der Druckmessung an bestehenden Anlagen nachrüsten zu können. Bei der Anwendung des Berechnungsmodells bei neuen Anlagen sollte dagegen die Messung des Differenzdrucks gegenüber dem Filterkammerdruck bevorzugt werden.

7.2.4 Identifikation des Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung

Das Vorgehen zur Identifikation der Gleichungsparameter besteht aus den Schritten:

1. Vermessung der Zusammenhänge in Form von Stützstellen
2. Anpassung der Parameter mit den gemessenen Werten der Stützstellen

Identifikation des Parameter p_0 der Gleichung (7.2)

Bild 7-9 zeigt das Vorgehen zur Ermittlung des Parameters p_0 der Gleichung (7.2). Zur Identifikation werden bei einer definierten Filterverschmutzung der Filterkammerdruck und der Förderstrom beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl und direkt danach beim Betrieb der Pumpe mit der festgelegten zulässigen Minimaldrehzahl ermittelt. Anschließend wird der gesuchte Parameter p_0 über die dargestellte Gleichung berechnet.

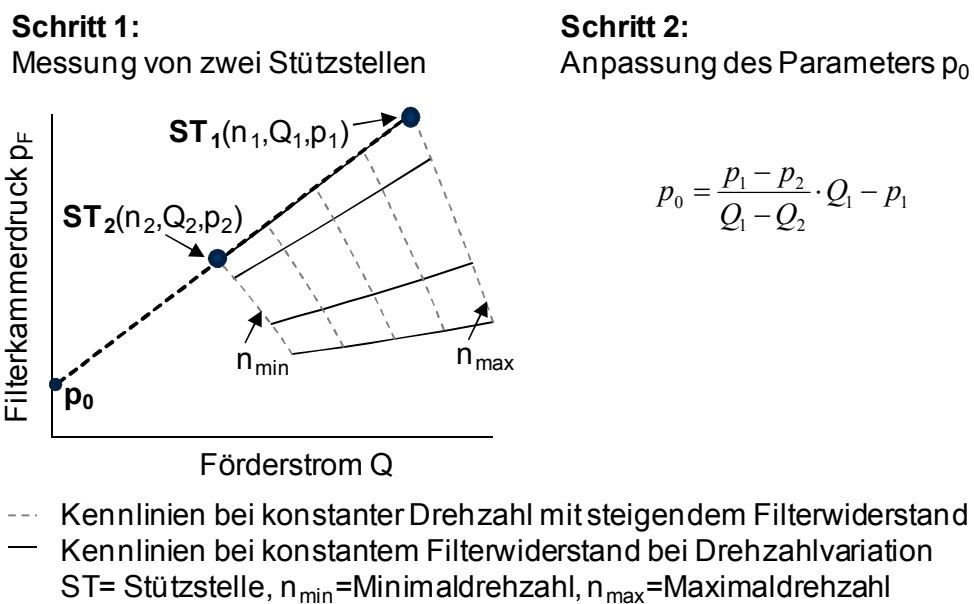


Bild 7-9: Ermittlung des Parameters p_0 der Gleichung (7.2)

Einen wichtigen Einfluss auf die Genauigkeit des Berechnungsmodells hat der Filterverschmutzungszustand, bei dem die beiden Stützstellen ermittelt werden. Für einen möglichst geringen Modellfehler bei hoher Filterverschmutzung muss die Vermessung der Stützstellen bei möglichst hoher Filterverschmutzung erfolgen.

Bei der Ermittlung der Wertepaare der Stützstellen ist der Einfluss von Messabweichungen zu beachten. Dieser kann durch eine entsprechend hohe Messdauer und Mittelung der Messwerte reduziert werden.

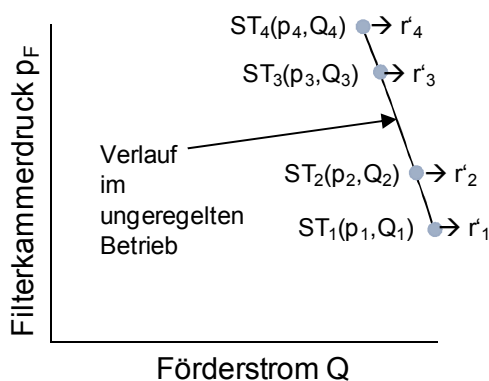
Weiterhin muss beachtet werden, dass bei der Vermessung der Stützstellen während dem Fertigungsbetrieb der Filterwiderstand kontinuierlich steigt. Um den steigenden Filterwiderstand während der Messung der Stützstellen zu kompensieren, muss daher die Stützstelle 1 nach der Vermessung der Stützstelle 2 erneut vermessen und die gemessenen Werte müssen gemittelt werden.

Identifikation der Parameter c_0 , c_1 und c_2 der Gleichung (7.3)

Bild 7-10 verdeutlicht das Vorgehen zur Identifikation der Parameter. Im ersten Schritt werden im unregelmäßigen Betrieb bei mehreren Filterverschmutzungszuständen der Förderstrom und Filterkammerdruck gemessen und nach Gleichung (7.2) aus den beiden Größen der zugehörige Ersatzwiderstand berechnet.

Anschließend werden über die ermittelten Wertepaare des Zusammenhangs zwischen dem Ersatzwiderstand und dem Filterkammerdruck im unregelmäßigen Betrieb die Koeffizienten c_0 , c_1 und c_2 angepasst, beispielsweise über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

Schritt 1:
Messung von mindestens drei Stützstellen im unregelmäßigen Betrieb und Berechnung des Ersatzwiderstands



ST= Stützstelle

Schritt 2:
Anpassung der Parameter c_0 , c_1 und c_2 über eine Ausgleichsrechnung

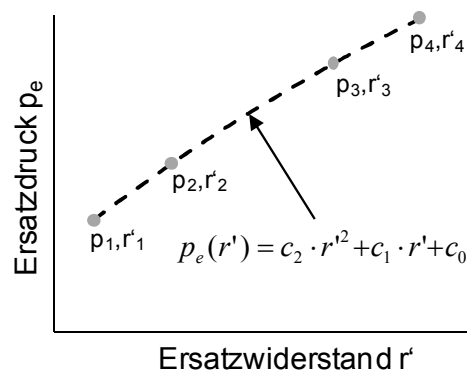


Bild 7-10: Ermittlung der Koeffizienten c_0 , c_1 und c_2 der Gleichung (7.3)

7.3 Bewertung des Verfahrens

Im Folgenden wird das entwickelte Verfahren bewertet. Hierzu werden im ersten Schritt am Beispiel der Pilotanlage die Messabweichungen und die Messwerterfassung der relevanten Größen untersucht, da diese einen bedeutenden Einfluss auf das Regelverhalten und auf die Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung haben. Danach wird die Anwendung der Verhaltensmodelle zur Simulation erläutert, welche in Kapitel 5 erarbeitet wurden. Anschließend werden das Verhalten im geregelten Betrieb und die Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung mit dem erarbeiteten Berechnungsmodell bewertet.

7.3.1 Bewertung der Messwerterfassung und der Messabweichungen am Beispiel der Pilotanlage

An der Pilotanlage werden der Förderstrom durch die Filter und der Förderstrom in die Fertigung mit Wirbeldurchflussmessgeräten erfasst. Die Messgeräte besitzen eine Reaktionszeit von 300 ms. Weiterhin wird das Messsignal in den Wirbeldurchflussmessgeräten mit einem digitalen Tiefpassfilter 1. Ordnung mit einer voreingestellten Zeitkonstante von 5 Sekunden geglättet. Der Reintankfüllstand wird über eine Bodendruckmessung erfasst. Bei den eingebauten Druckmessgeräten zur Messung des Filterkammerdrucks und des Reintankfüllstands sind die Reaktionszeiten vernachlässigbar klein und es ist keine Signalgättung im Messgerät vorhanden.

Zur Bewertung der Messabweichungen wurden an der Pilotanlage über eine Dauer von 300 Sekunden mehrere Messgrößen aufgenommen und die relative Abweichung der Messwerte zum Mittelwert beurteilt.

Bild 7-11 zeigt die ermittelte relative Abweichung der Förderstrommessung durch den Filter an einer Filtereinheit mit zwei unterschiedlichen Durchflussmessgeräten. Die Abweichung mit dem bereits eingebauten Wirbeldurchflussmessgerät ist relativ hoch. Grundsätzlich ist mit Wirbeldurchflussmessgeräten eine sehr hohe Messgenauigkeit erreichbar. Bei der Durchflussmessung besitzen die Strömungsverhältnisse an der Messstelle jedoch einen bedeutenden Einfluss auf die Messgenauigkeit. Die Wirbeldurch-

flussmessgeräte wurden an der Pilotanlage zum Zweck der Prozessüberwachung etwa zwei Meter nach der Absperrarmatur der Filterpumpe in die Rohrleitung eingebaut. Da die Absperrarmatur zur Drosselung der Filterpumpen relativ weit geschlossen ist, kommt es zu einer stark verwirbelten Strömung an der Messstelle und infolgedessen zu relativ hohen Messwertschwankungen.

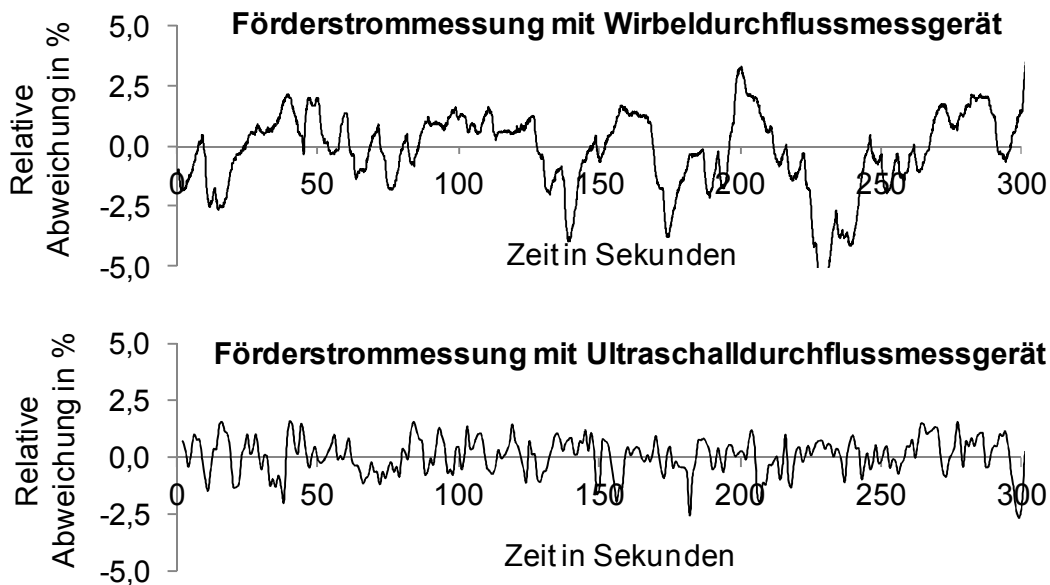


Bild 7-11: Relative Abweichung der Messwerte vom Mittelwert bei einer Förderstrommessung an einer Filtereinheit

Das untere Diagramm im Bild 7-11 zeigt die in einer Testmessung ermittelten Förderstrommessabweichungen mit einem mobilen Ultraschalldurchflussmessgerät, das von außen an die Rohrleitung angebracht werden kann. Hierfür wurde eine Messstelle auf der Schmutzseite an einem Rohrstück kurz vor dem Anschwemmfilter gewählt. Aufgrund der Wahl der Messstelle kann in diesem Fall mit dem Ultraschalldurchflussmessgerät eine höhere Messgenauigkeit gegenüber den Wirbeldurchflussmessgeräten erreicht werden.

Bild 7-12 zeigt die ermittelten Messabweichungen bei der Messung des Filterkammerdrucks und des Reintankfüllstands, der über eine Bodendruckmessung erfasst wird. Bei der Filterdruckmessung ergeben sich relativ geringe Messabweichungen. Durch die

Umrechnung der Bodendruckmessung in einen prozentualen Reintankfüllstand sind die Messabweichungen des Reintankfüllstands dagegen größer als bei der Filterkammerdruckmessung.

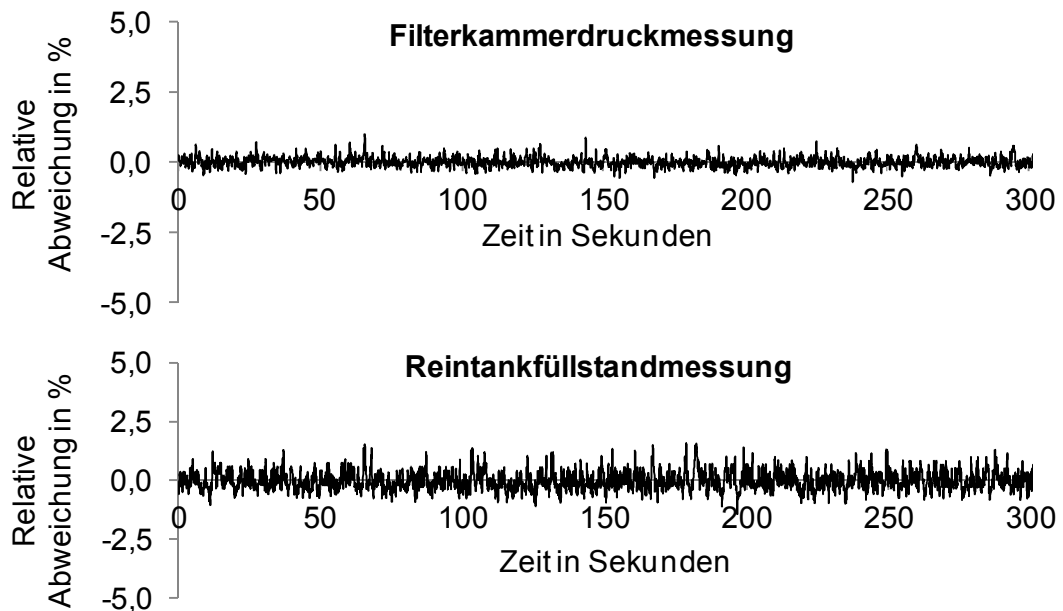


Bild 7-12: Relative Abweichung der Messwerte vom Mittelwert bei der Messung des Filterkammerdrucks und des Reintankfüllstands

7.3.2 Anwendung der Verhaltensmodelle zur Simulation

Die Bewertung des Verfahrens in der Simulation erfolgt durch die Kopplung der Verhaltensmodelle der Anschwemmfilteranlage mit dem Regler aus Kapitel 7.1 und dem in Kapitel 7.2 erarbeiteten Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung. Die Bewertung des Reglers und des Berechnungsmodells in der Simulation kann unabhängig voneinander erfolgen. Bild 7-13 zeigt vereinfacht die Anwendung der Modelle zur Simulation.

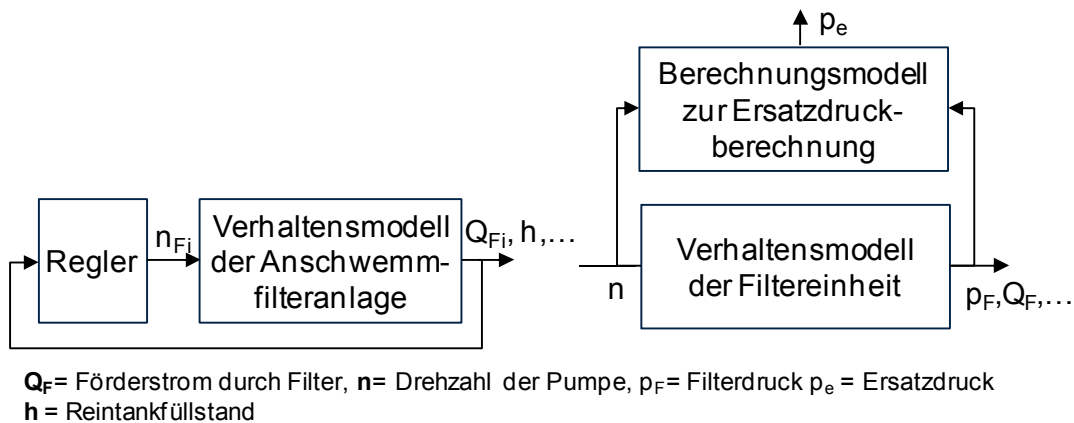


Bild 7-13: Anwendung der Verhaltensmodelle zur Bewertung des Reglers und des Berechnungsmodells in der Simulation

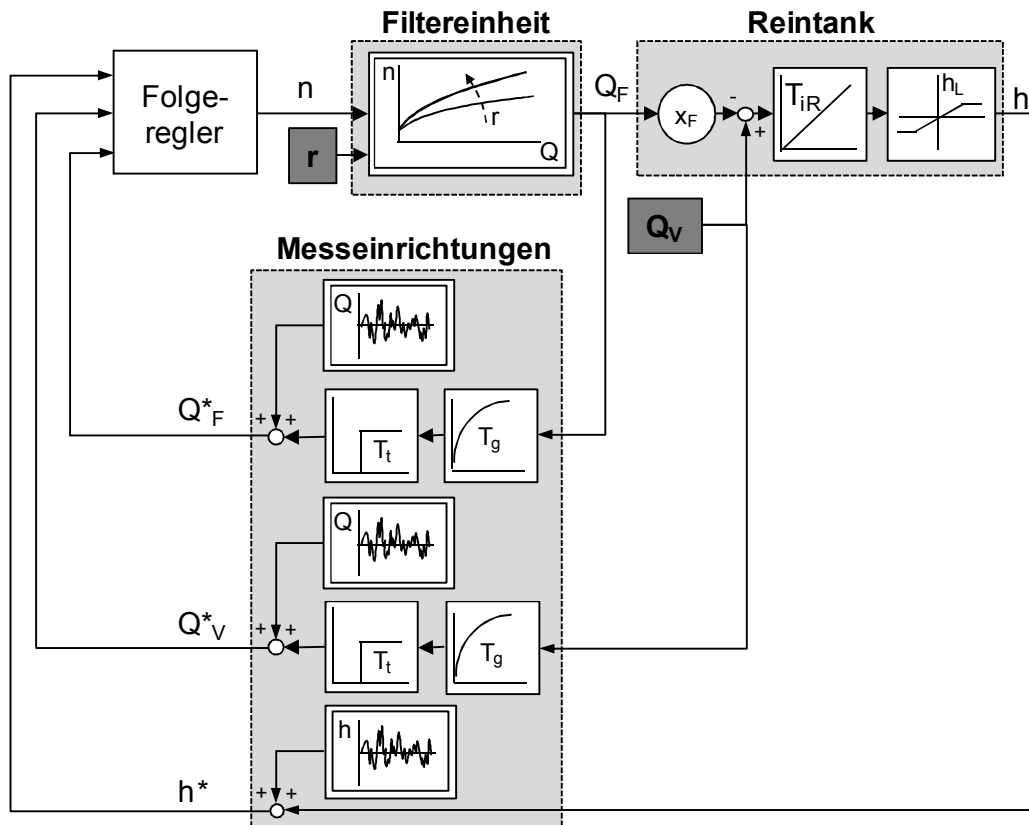
Durch das quasi-statische Betriebsverhalten ist zur Bewertung der Ersatzdruckberechnung eine statische Betrachtung mit dem Verhaltensmodell der Filtereinheit ausreichend. Hierzu können die relevanten Eingangsgrößen in der Simulation variiert und mit den erarbeiteten Modellgleichungen der Filtereinheit die Ausgangsgrößen simuliert werden. Aus den simulierten Größen kann mit dem entwickelten Berechnungsmodell der Ersatzdruck berechnet und die Genauigkeit des Berechnungsmodells bewertet werden.

Zur Simulation des Verhaltens im geregelten Betrieb ist das rückgekoppelte Zusammenwirken zwischen dem Regler und der Regelstrecke zu beachten. Um Verhaltensvoraussagen treffen zu können, muss daher die zeitliche Änderung der Betriebsgrößen simuliert werden. Durch das quasi-statische Verhalten kann hierzu die zeitliche Änderung der relevanten Betriebsgrößen durch eine Abfolge von stationären Betriebszuständen angenähert werden.

Bild 7-14 zeigt das Verhaltensmodell der gesamten Anschwemmfilteranlage, welches zur Simulation des Anlagenverhaltens im geregelten Betrieb dient. In dem Verhaltensmodell wird vereinfacht nur eine Filtereinheit modelliert. Zur Simulation des zeitlichen Verhaltens im geregelten Betrieb wird für jeden Zeitschritt über die vorgegebene Drehzahl n der Förderstrom durch den Filter Q_F über die Gleichung (5.6) in Abhängigkeit

vom vorgegeben Filterwiderstand r berechnet. Der gesamte Förderstrom durch die Filtereinheiten Q_{Fges} in den Reintank ergibt sich über den berechneten Förderstrom Q_F multipliziert mit der Anzahl der Filtereinheiten im Filterbetrieb x_F . Zur Simulation wird der Förderstrom in die Fertigung Q_V vorgegeben. Da der Reintankfüllstand durch die Überlaufleitung ab einem bestimmten Füllstand nicht weiter ansteigen kann, wird bei Erreichen eines festgelegten Füllstands h_L der Reintankfüllstand begrenzt.

Für belastbare Verhaltensvoraussagen sind die Messabweichungen von hoher Bedeutung. Daher werden zusätzlich die Messabweichungen berücksichtigt. Hierzu werden die in Messungen ermittelten absoluten Abweichungen den berechneten Werten aufaddiert. Bei den Förderstrommessgeräten wird in vielen Fällen das gemessene Signal bereits geglättet. Zusätzlich werden die Reaktionszeiten der Durchflussmessgeräte sowie die Glättung in den Messgeräten berücksichtigt, da durch die entstehenden Zeitverzögerungen in den Messgeräten die Stabilität der Regelung beeinflusst werden kann.



n = Drehzahl, r = Filterwiderstand, Q_V =Förderstrom in die Fertigung, h = Reintankfüllstand
 T_{iR} =Integrationszeit des Reintanks, h_L = Füllstandgrenze, ab dem Überlaufleitung erreicht ist
 T_t =Totzeit Durchflusssensor, T_g = Zeitkonstante exponentielle Glättung Durchflusssensor
 Q_V^* , Q_F^* , h^* = simulierte Größen mit Messabweichung und Zeitverzögerung

Bild 7-14: Blockschaltbild des Verhaltensmodells der Anschwemmfilteranlage zur Simulation des geregelten Betriebs

7.3.3 Diskussion der Stabilität der Regelung

Im Folgenden wird die Stabilität der Folgeregelung auf Basis des in Kapitel 5 ermittelten Anlagenverhaltens diskutiert. Die Folgeregelung besteht aus zwei Regelkreisen: den Förderstromreglern zur Anpassung des Förderstroms durch die Filter und dem überlagerten Regelkreis zur Anpassung des Reintankfüllstands über die Führungssteuerung.

Ohne Berücksichtigung des Förderstrommessgeräts weist die Regelstrecke des Förderstromreglers durch die langsame Änderungsrate des Förderstroms ein annähernd proportionales Verhalten auf. Dadurch kann es mit dem I-Regler zu keinem instabilen Ver-

halten der Förderstromregelung kommen. Bei einer Glättung des Förderstromsignals im Messgerät kann es dagegen bei einer geringen Integrierzeit durch die entstehende Zeitverzögerung zu einem grenzstabilen Schwingungsverhalten kommen. Dieses wird durch die vorhandene Stellgrößenbegrenzung begrenzt und kann durch eine Erhöhung der Integrierzeit vermieden werden.

Zur Regelung des Füllstands wird nur bei einer negativen Regelabweichung des Füllstands der Sollförderstrom erhöht. Dadurch kann es zu keinem instabilen Verhalten kommen, unabhängig von der Glättung des Füllstandsignals.

7.3.4 Bewertung der Regelung in der Simulation

Entsprechend den Anforderungen an die Regelung ist zu untersuchen, ob der Reintankfüllstand auch bei einem sprunghaft, maximalen Anstieg des Kühlschmierstoffbedarfs in der Fertigung den festgelegten Grenzwert h_{\min} nicht unterschreitet und somit die Anforderung an die Versorgungssicherheit erfüllt ist. Daneben sollen das Übergangsverhalten beim Einschalten der Regelung nach dem Wechsel in den Filterbetrieb und das Verhalten im eingeschwungenen Zustand bewertet werden.

Die Pumpenauswahl hat einen bedeutenden Einfluss auf das Regelverhalten [KSB 1999]. Da im Filterbetrieb der Filterwiderstand und damit der Anlagenwiderstand variiert, soll daher für die bisherige und die neue Pumpenauswahl untersucht werden, ob die Regelung im gesamten Betriebsbereich mit einem Parametersatz möglich ist.

Die Simulation erfolgt auf Basis der Pilotanlage. In Tabelle 7-1 sind festgelegte Parameter für die Simulation aufgeführt. Es wird eine maximal zulässige Änderungsrate des Förderstroms durch den Filter von 0,04 m³/h pro Sekunde festgelegt. Daher wird die Begrenzung der Änderungsrate der Filterpumpendrehzahl auf 0,2 Hz/s festgelegt.

Tabelle 7-1: Festgelegte Parameter für die Simulation

Parameter	Wert
maximal zulässige Änderungsrate der Drehzahl Δn_{\max}	0,2 Hz/s
zulässiger Minimalförderstrom $Q_{F\min}$	40 m ³ /h
maximal zulässige Drehzahl n_{\max}	50 Hz
minimal zulässige Drehzahl n_{\min}	25 Hz
Mindestreintankfüllstand h_{\min}	85 %
maximaler Förderstrombedarf in der Fertigung	160 m ³ /h
Zeitkonstante der Glättung im Förderstrommessgerät (Tiefpassfilter 1. Ordnung)	5 s
Reintankvolumen	9 m ³
Reintankhöhe (Zylinderförmiger Reintank)	3 m

Die Simulation der Regelung zeigt, dass mit einem Parametersatz im gesamten Betriebsbereich ein vergleichbares Verhalten erreicht wird. Somit ist die Folgeregelung mit einem Parametersatz realisierbar. Bild 7-15 zeigt beispielhaft ein Simulationsergebnis der Folgeregelung. In den ersten 50 Sekunden sind die Filterpumpen im unregelmäßigen Betrieb und liefern etwa 180 m³/h. Als Förderstrom in die Fertigung wird 100 m³/h vorgegeben, wodurch sich ein Förderstrom durch die Überlaufleitung von 80 m³/h ergibt. Nach Ablauf der ersten 50 Sekunden wird die Folgeregelung eingeschaltet. Danach wird über den Förderstromregler die Drehzahl der Filterpumpe reduziert, um den Förderstrom durch die beiden Filtereinheiten auf 100 m³/h zu reduzieren. In der Simulation zeigt sich, dass mit der gewählten Integrierzeit die Drehzahl bis kurz vor Erreichen des Sollförderstroms mit der maximal zulässigen Änderungsrate reduziert wird und der Förderstrom ohne ein Überschwingen an den Sollförderstrom angepasst wird. Somit ergibt sich mit der Folgeregelung ein sehr gutes Übergangsverhalten. Im eingeschwungenen Zustand bleibt die Drehzahl und damit der Förderstrom durch die Filter nahezu konstant, trotz der relativen hohen simulierten Messabweichungen des Förderstroms durch den Filter.

Nach 400 Sekunden wird ein sprungartiger Anstieg des Förderstroms in die Fertigung von 100 m³/h auf den Maximalbedarf von 160 m³/h simuliert. Durch die erforderliche Begrenzung der Änderungsrate der Drehzahl der Filterpumpe ergibt sich eine kurzzeitige Unterversorgung und infolgedessen ein Absinken des Reintankfüllstands. Die Führungssteuerung erhöht daraufhin den Sollförderstrom, um dem Absinken des Reintankfüllstand entgegenzuwirken und diesen wieder zu erhöhen. Der Reintankfüllstand sinkt kurzzeitig bis auf 94 % ab. Dieser Wert liegt deutlich oberhalb des festgelegten Grenzwerts von 85 %. Somit ist die Anforderung an die Versorgungssicherheit erfüllt.

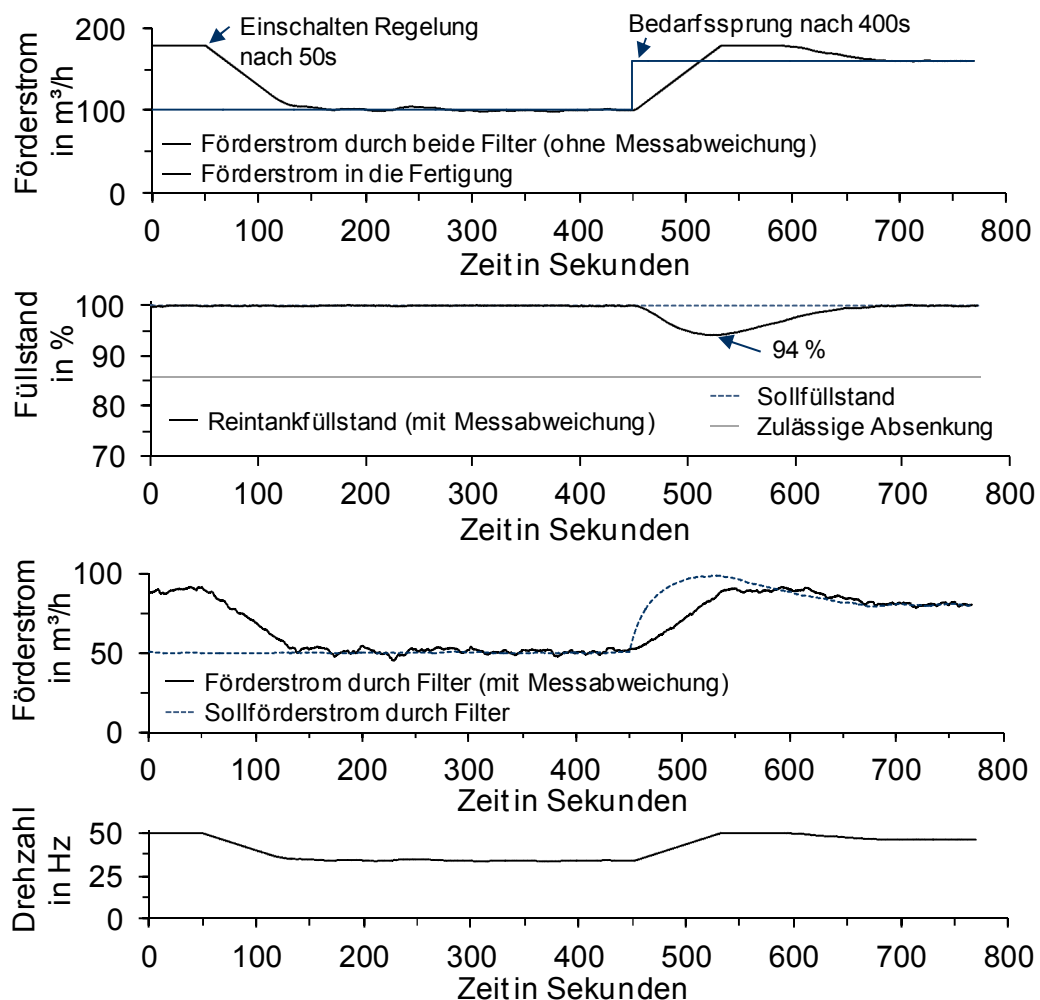


Bild 7-15: Simulation der Folgeregelung an der Pilotanlage

7.3.5 Vorgehen zur Inbetriebnahme der Regelung

Im Folgenden wird auf Basis der Ergebnisse der Simulation ein Vorgehen zur Inbetriebnahme der Regelung vorgeschlagen. Die Zeitkonstanten der Glättung des Signals des Reintankfüllstands und des Förderstroms in die Fertigung sollten so hoch eingestellt werden, dass sich ein konstanter Sollförderstrom ergibt. Der Proportionalfaktor zur Sollwerterhöhung kann frei gewählt werden. Die Einstellung der Förderstromregler kann unabhängig vom momentanen Filterwiderstand erfolgen. Zur Einstellung der Integrierzeiten bietet es sich an, diese ausgehend von einer sehr geringen Integrierzeit zu erhöhen, bis sich im eingeschwungenen Zustand eine konstante Drehzahl der Filterpumpe ergibt. Durch Sollwertsprünge sollte anschließend bei der festgelegten Integrierzeit die Dynamik der Regelung geprüft und die Versorgungssicherheit beurteilt werden. Da die Förderstromregler unabhängig voneinander eingestellt werden können und als Parameter nur die Integrierzeit eingestellt werden muss, ist somit eine einfache Inbetriebnahme möglich.

7.3.6 Bewertung der Ersatzdruckberechnung in der Simulation

Bei der Ersatzdruckberechnung ist die Genauigkeit des Berechnungsmodells zu untersuchen. Es ist zu beachten, dass der Ersatzdruckfehler sich aus der Überlagerung des Modellfehlers und der zusätzlichen schwankenden Abweichung infolge von Messabweichungen ergibt. Daher werden der Modellfehler in Abhängigkeit von der Anlagengestaltung und die schwankenden Ersatzdruckabweichungen infolge von Messabweichungen in der Simulation separat untersucht.

In Bild 7-16 ist das Vorgehen zur Bewertung des Modellfehlers dargestellt. Zur Bewertung werden mit dem an der Pilotanlage identifizierten Verhaltensmodell der Filtereinheit im relevanten Betriebsbereich bei fünf verschiedenen Filterwiderständen und jeweils fünf Drehzahlstufen der Filterkammerdruck und der Förderstrom berechnet. Für jeden Betriebspunkt wird mit den berechneten Größen über das Berechnungsmodell der Ersatzdruck berechnet und mit dem simulierten Filterdruck verglichen, der sich bei glei-

chem Filterwiderstand mit dem Verhaltensmodell bei Maximaldrehzahl ergibt. Durch die Variation relevanter Anlagenparameter wird die allgemeine Verwendbarkeit des Berechnungsmodells geprüft.

Bei der Bewertung des Einflusses von Messabweichungen auf den berechneten Ersatzdruck wird nur die Förderstrommessabweichung untersucht, da diese erfahrungsgemäß am größten ist. Hierzu wird in der Simulation eine statische Abweichung auf den berechneten Förderstrom aufaddiert und der zusätzlich entstehende Ersatzdruckfehler infolge der Förderstrommessabweichungen beurteilt.

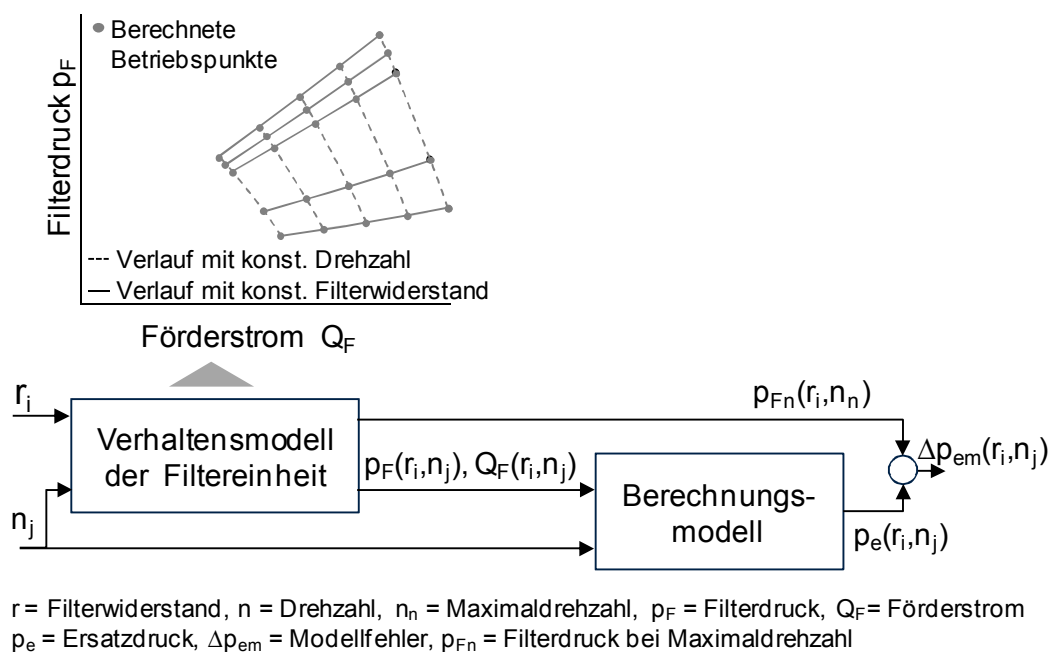


Bild 7-16: Vorgehen zur Bewertung des Modellfehlers in der Simulation

Simulation zur Prüfung des Modellfehlers in Abhängigkeit von der Anlagengestaltung

Aufgrund der linearen Annäherung des Zusammenhangs zwischen dem Filterdruck und dem Förderstrom ergibt sich ein Modellfehler. Dieser hängt von dem quadratisch mit dem Förderstrom steigenden Druckverlust infolge des Strömungswiderstands hinter dem Filter ab, welcher bei der Messung des Filterkammerdrucks mit erfasst wird. Der

Strömungswiderstand hinter dem Filter wird über den Widerstandswert δ_{nF} beschrieben (vgl. Bild 6-4 auf Seite 78). Daneben hat die Pumpenauswahl zusammen mit der Drosselung einen bedeutenden Einfluss auf den Förderstrom, der sich in Abhängigkeit der Drehzahlvorgabe und dem momentanen Filterwiderstand ergibt. Daher werden bei der Bewertung des Modellfehlers neben der bestehenden Pumpe und Drosselung (Pumpenauswahl 1) auch die in Abschnitt 6.3 neu ausgewählte Pumpe (Pumpenauswahl 2) berücksichtigt.

Bild 7-17 zeigt den in der Simulation ermittelten absoluten Modellfehler im gesamten Betriebsbereich in Abhängigkeit des Widerstandswerts δ_{nF} und der Pumpenauswahl. Es wird deutlich, dass der Modellfehler im Wesentlichen durch die lineare Annäherung des Zusammenhangs zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom nach Gleichung (7.2) entsteht. Der durch die Umrechnung des Ersatzwiderstands in den Ersatzdruck über die Gleichung (7.3) entstandene Modellfehler ist dagegen vernachlässigbar klein. Dies wird dadurch deutlich, dass der Modellfehler mit geringerem Widerstandswert δ_{nF} gegen null geht.

Bei der Pumpenauswahl 2 ergibt sich gegenüber der Pumpenauswahl 1 bei einer Drehzahlvariation ein breiterer Förderstrombereich, wodurch auch die Druckverluste hinter dem Filter stärker variieren. Dadurch ergibt sich bei der Verwendung der Pumpenauswahl 2 mit steigendem Widerstandswert δ_{nF} ein höherer Modellfehler als bei der Pumpenauswahl 1.

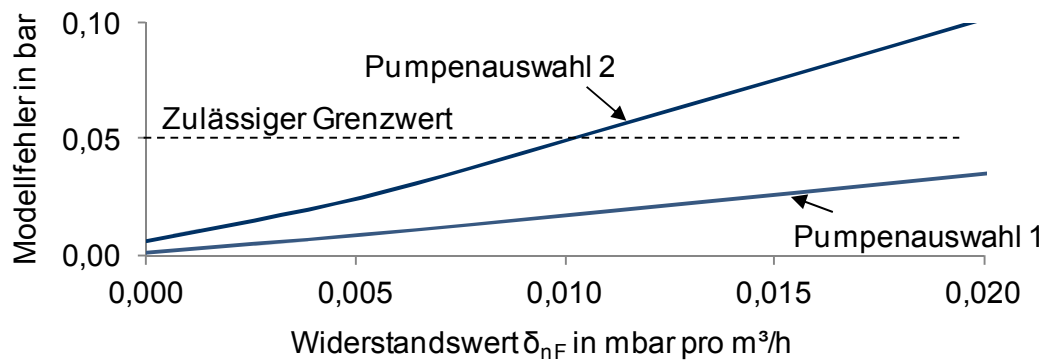


Bild 7-17: Einfluss des Strömungswiderstands hinter dem Filter und der Pumpenauswahl auf den Modellfehler

Der an der Pilotanlage identifizierte Widerstandswert δ_{nF} liegt bei 0,008 mbar pro m³/h. Nach Aussagen von Fachexperten ist dies ein repräsentativer Wert. Bei diesem Widerstandswert ergibt sich bei der Pumpenauswahl 1 ein maximaler Modellfehler von 0,018 bar und bei der Pumpenauswahl 2 von 0,041 bar. Somit liegt der Modellfehler innerhalb der in Kapitel 7.2.1 festgelegten Grenze von 0,05 bar.

Bild 7-18 zeigt qualitativ den Modellfehler des Berechnungsmodells bei der Pilotanlage im festgelegten Betriebsbereich in Abhängigkeit vom Betriebspunkt für fünf Filterverschmutzungszustände. Der Modellfehler kann aus der Differenz des simulierten richtigen Filterkammerdrucks bei Maximaldrehzahl und dem aus den Betriebsgrößen bei der Drehzahl berechneten Ersatzdruck gesehen werden. Der Modellfehler ist beim Betrieb der Pumpe mit Maximaldrehzahl null und steigt mit der Reduzierung der Drehzahl an. Wie in Kapitel 7.2.1 gefordert, wird somit bei hoher Filterverschmutzung, unabhängig von der Pumpenauswahl, eine hohe Modellgenauigkeit erreicht.

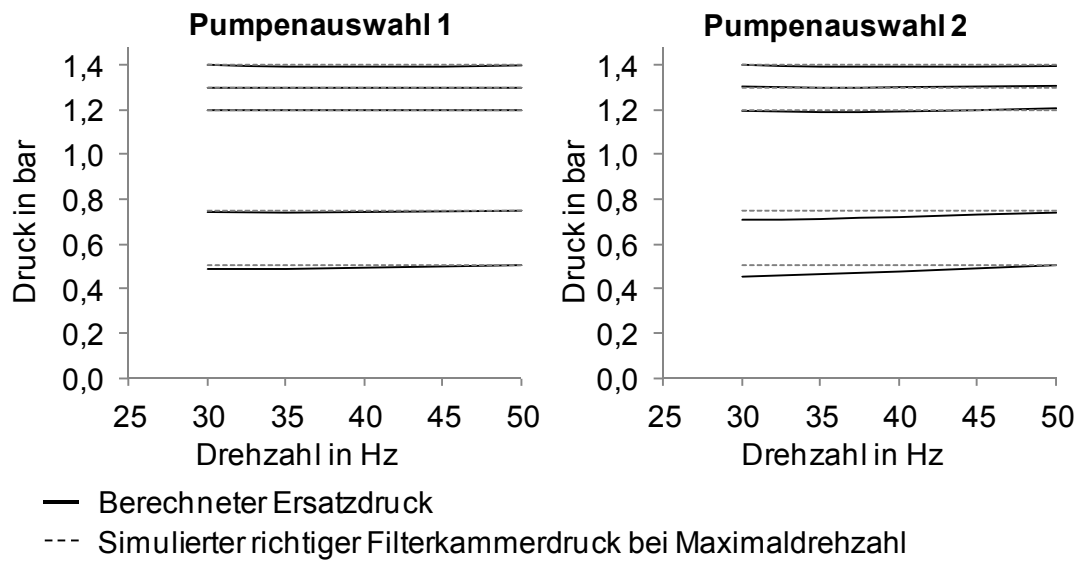
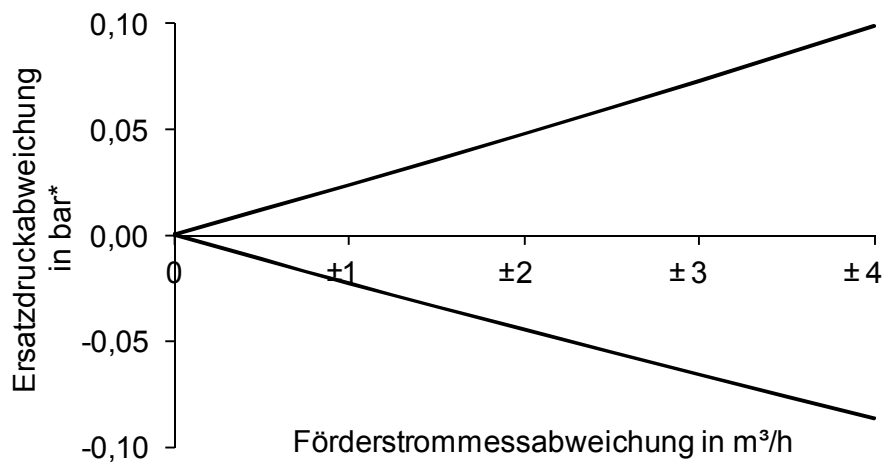


Bild 7-18: Modellfehler im gesamten Betriebsbereich in Abhängigkeit vom Betriebspunkt

Simulation zur Prüfung des Einflusses der Förderstrommessabweichungen auf den Ersatzdruckfehler

Bild 7-19 zeigt die in der Simulation ermittelte Ersatzdruckschwankung infolge der Förderstrommessabweichung. Es wird deutlich, dass es durch die Förderstrommessabweichung zu relativ hohen Schwankungen des Ersatzdrucks kommen kann. Daher ist bei der Umsetzung des Verfahrens an einer Anlage eine möglichst störunempfindliche Ausführung der Förderstrommessung von besonderer Bedeutung. Für die Anwendung des Berechnungsmodells sollte eine Förderstrommessabweichung $< \pm 1 \text{ m}^3/\text{h}$ erreicht werden. Dazu können zur Reduzierung der Messabweichungen die verwendeten Eingangsgrößen entsprechend geglättet werden.



* Abweichender Ersatzdruck durch die Förderstrommessabweichung, exemplarisch bei hoher Filterverschmutzung ermittelt.

Bild 7-19: Bewertung des Einflusses der Förderstrommessabweichung auf den berechneten Ersatzdruck in der Simulation

7.3.7 Bewertung der Ersatzdruckberechnung in Testversuchen

Im Folgenden wird die erreichbare Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung in Testversuchen an der Pilotanlage dargestellt. Bei jedem Testversuch wurde die Drehzahl in 5Hz-Schritten von 50 Hz auf 30 Hz reduziert und wieder erhöht. Die Ersatzdruckberechnung erfolgte offline anhand der aufgenommenen Messdaten mit dem Berechnungsmodell. Bild 7-20 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der gemessenen Größen und des berechneten Ersatzdrucks mit dem Berechnungsmodell bei einem Testversuch.

Wie in Abschnitt 7.3.1 dargestellt, sind bei der Pilotanlage die Messabweichungen der eingebauten Förderstrommessgeräte relativ hoch. Daher werden zur Ersatzdruckberechnung die Eingangsgrößen mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung mit einer Zeitkonstante von 25 Sekunden geglättet, um den Ersatzdruckfehler infolge der Messabweichungen zu reduzieren. Das untere Diagramm zeigt den ermittelten Ersatzdruckfehler. Es wird deutlich, dass der Ersatzdruckfehler innerhalb der festgelegten Toleranz von $\pm 0,05$ bar liegt.

7.3 Bewertung des Verfahrens

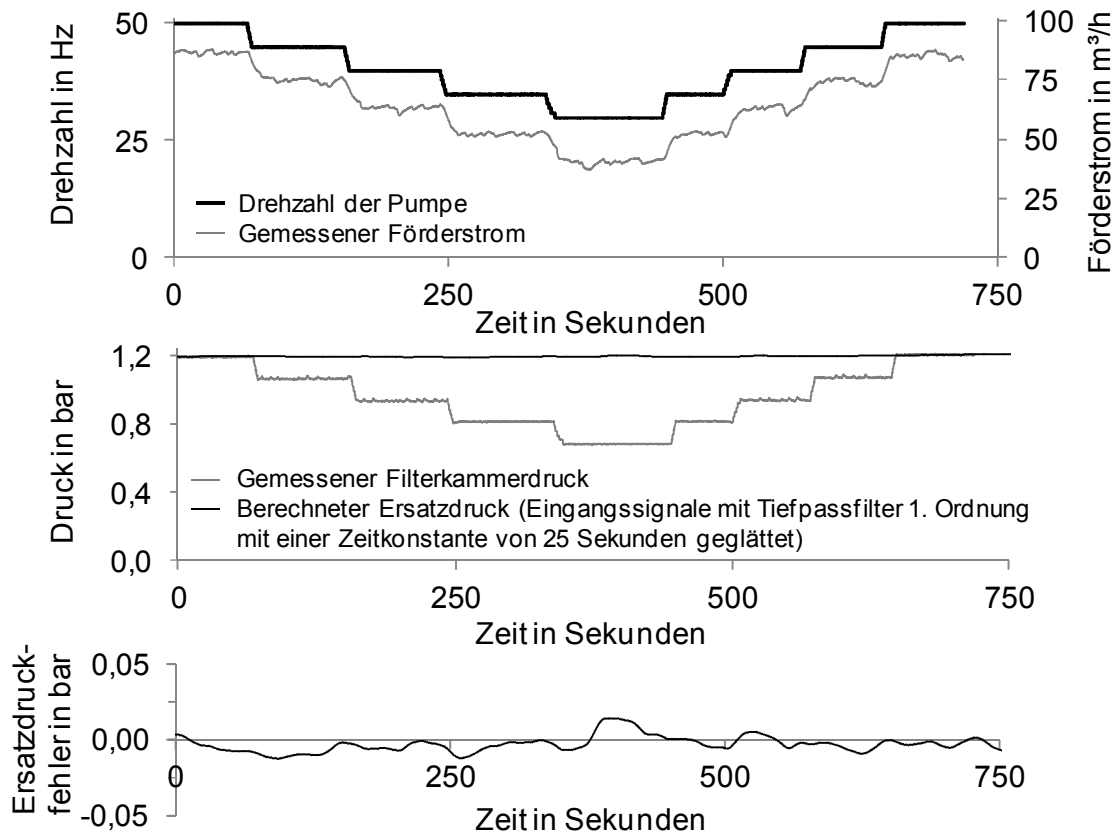


Bild 7-20: Ersatzdruckberechnung mit dem Berechnungsmodell in einem Testversuch an der Pilotanlage [Rahäuser 2013a]

Bild 7-21 zeigt den berechneten Ersatzdruck in vier Testversuchen bei unterschiedlichen Filterverschmutzungszuständen. Der Ersatzdruckfehler kann qualitativ aus dem Vergleich des Ersatzdrucks mit dem richtigen Filterkammerdruck bei Maximaldrehzahl gesehen werden, welcher sich ohne eine Reduzierung der Drehzahl ergeben hätte. Es wird deutlich, dass der Ersatzdruck kaum schwankt und dadurch zur Beurteilung des Prozesszustands verwendet werden kann. An der Pilotanlage ergibt sich bei den vier durchgeführten Testversuchen unter der Verwendung der geglätteten Signale ein maximaler Ersatzdruckfehler von 0,035 bar, welcher somit innerhalb der festgelegten Toleranz von 0,05 bar liegt. Dadurch wird die Eignung des erarbeiteten Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung deutlich.

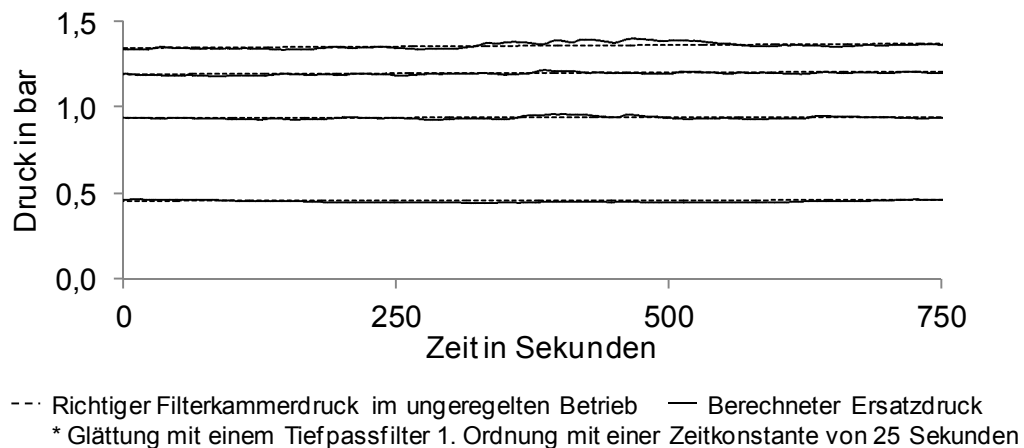


Bild 7-21: Qualitative Darstellung des Ersatzdruckfehlers in vier Testversuchen

7.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde das Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen vorgestellt. Zur bedarfsgerechten Förderstromanpassung wurde eine Folgeregelung speziell für zentrale Anschwemmfilteranlagen entwickelt. Bei dieser wird in der Führungssteuerung auf Basis des KSS-Bedarfs in der Fertigung der Sollförderstrom berechnet und in jeder Filtereinheit der Förderstrom über einen I-Regler dem Sollförderstrom nachgeführt. Bei einer Reduzierung des Reintankfüllstands wird über die Führungssteuerung der Sollförderstrom erhöht, um den Füllstand wieder zu erhöhen.

Im geregelten Betrieb wird zur Erkennung einer erforderlichen Filterregeneration eine Ersatzdruckberechnung benötigt. Zur Ersatzdruckberechnung muss der statische nichtlineare Zusammenhang zwischen zwei bekannten Größen zum gesuchten Ersatzdruck über ein Berechnungsmodell abgebildet werden. Zur Berechnung des Ersatzdrucks wurde ein Berechnungsmodell entworfen, das mit geringem Aufwand identifiziert werden kann. Bei diesem wird über eine lineare Näherungsfunktion aus dem Filterkammerdruck und Förderstrom näherungsweise der Filterwiderstand berechnet und dieser über eine quadratische Funktion in einen Ersatzdruck umgerechnet. Der Vorteil dieses Berech-

nungsmodells ist, dass zur Identifikation der Modellparameter nur eine Stützstelle bei reduzierter Drehzahl vermessen werden muss.

Die Bewertung der Ersatzdruckberechnung in der Simulation erfolgte mithilfe des Verhaltensmodells der Filtereinheit. Zur Simulation des geregelten Betriebs wurde ein Verhaltensmodell der gesamten Anschwemmfilteranlage verwendet, bei dem zusätzlich der Reintankfüllstand, die Messabweichungen und die Zeitverzögerung in den Messgeräten abgebildet werden. Dadurch ist eine Verhaltensvorhersage des geregelten Betriebs unter repräsentativen Bedingungen möglich. Durch das quasi-statische Betriebsverhalten kann das zeitliche Verhalten im geregelten Betrieb durch eine Abfolge von stationären Betriebszuständen angenähert werden.

Das Verhalten im geregelten Betrieb wurde in der Simulation am Beispiel der Pilotanlage bewertet. In der Simulation wurde der festgelegte Mindestreintankfüllstand zu keinem Zeitpunkt unterschritten, womit die Anforderung an die Versorgungssicherheit erfüllt wird. Zudem ergibt sich ein schnelles Übergangsverhalten ohne Überschwingen und im eingeschwungenen Zustand trotz hohen Förderstrommessabweichungen ein konstanterer Förderstrom durch die Filter.

Weiterhin ist die Einstellung der Regelparameter der Folgeregelung mit geringem Aufwand an der Anlage umsetzbar. Somit werden die gestellten Anforderungen an die Regelung mit dem entwickelten Folgeregler sehr gut erfüllt.

Beim Berechnungsmodell zur Ersatzdruckberechnung entsteht durch die lineare Annäherung des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen dem Filterkammerdruck und dem Förderstrom ein Modellfehler, der von der Anlagengestaltung abhängt. Die Beurteilung des Modellfehlers in der Simulation und in Testversuchen an der Pilotanlage verdeutlicht, dass dieser innerhalb der festgelegten Toleranz liegt. Mit dem erarbeiteten Berechnungsmodell steht somit eine anwendbare Lösung zur Ersatzdruckberechnung zur Verfügung.

8 Umsetzung des Verfahrens an der Pilotanlage und Bewertung des Energieeinsparpotenzials

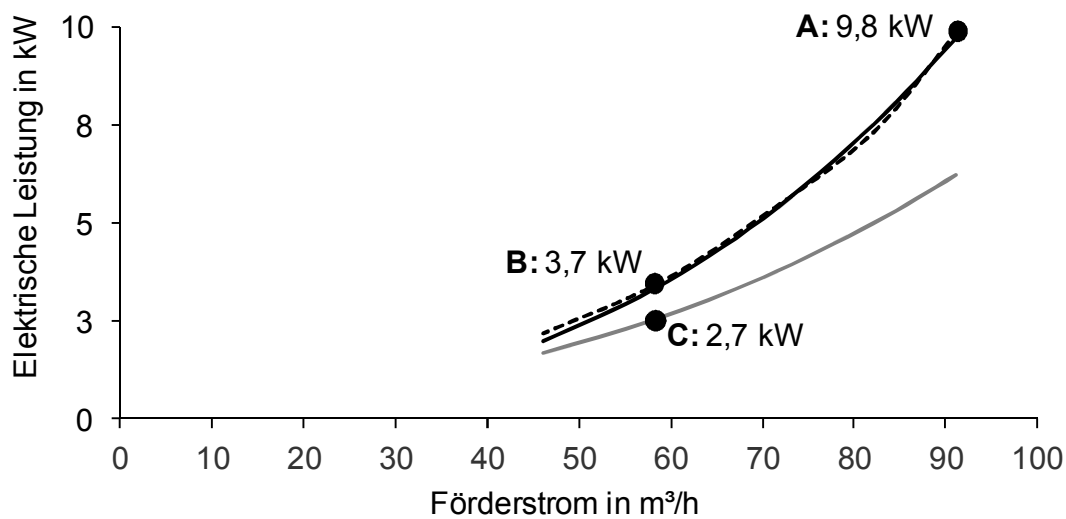
Das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von zentralen Anschwemmfilteranlagen wurde im Rahmen eines Energieeffizienzprojekts an der Pilotanlage erfolgreich umgesetzt. Dazu wurden zur Förderstromanpassung die bereits bestehenden Pumpen verwendet. Anhand von Messungen im Probetrieb der umgebauten Anlage werden im Folgenden das Energieeinsparpotenzial und die Eignung des Verfahrens gezeigt.

8.1 Bewertung des Energie- und Kosteneinsparpotenzials

Da bei einer Nachrüstung ein Pumpentausch mit zusätzlichen Kosten verbunden ist, wird das Energieeinsparpotenzial durch den geregelten Betrieb mit der bestehenden und der in Kapitel 6 neu ausgewählten Pumpe bewertet. Bild 8-1 zeigt hierzu den bei mittlerem Filterwiderstand durch die Variation der Drehzahl gemessenen und den mit dem Verhaltensmodell berechneten Zusammenhang zwischen der elektrischen Leistung der Pumpen und dem Förderstrom mit der bestehenden Pumpe (Pumpenauswahl 1). Im unregulierten Betrieb mit der bestehenden Pumpe ergibt sich bei mittlerer Filterverschmutzung ein Förderstrom von etwa 90 m³/h und eine elektrische Leistung der Pumpe von 9,8 kW (Punkt A). Der Förderstrom in die Fertigung wurde über einen Monat lang gemessen und daraus ein mittlerer Filtrationsbedarf pro Filtereinheit von 58 m³/h ermittelt. Punkt B zeigt den Betriebspunkt im geregelten Betrieb beim mittleren Filtrationsbedarf mit der bestehenden Pumpe. Bei diesem ergibt sich gegenüber dem unregulierten Betrieb eine Reduzierung der elektrischen Leistung auf 3,7 kW. Es ist zu beachten, dass das erreichbare Energieeinsparpotenzial zum Großteil vom Unterschied zwischen dem mittleren Filtrationsbedarf und dem im unregulierten Betrieb durchgehend gelieferten

8.1 Bewertung des Energie- und Kosteneinsparpotenzials

Mindestförderstrom abhängt. Im betrachteten Fallbeispiel liegen der Mindestförderstrom pro Filtereinheit bei 80 m³/h und der mittlere Filtrationsbedarf bei 58 m³/h, was einem Unterschied von 28 % entspricht. Da mit der bedarfsgerechten Reduzierung des Förderstroms im geregelten Betrieb auch die Druckverluste der Drossel quadratisch sinken, bietet der geregelte Betrieb mit den bestehenden Pumpen trotz hoher Drosselung bereits ein Energieeinsparpotenzial von 62 % [Rahäuser 2013b].



Pumpenauswahl 1 (bestehende Pumpe)

— Gemessen -- Simuliert

Pumpenauswahl 2

— Simuliert

Bild 8-1: Bei mittlerem Filterwiderstand durch die Variation der Drehzahl gemessener und berechneter Zusammenhang zwischen der elektrischen Leistung und dem Förderstrom an der Pilotanlage [Rahäuser 2013b]

Zusätzlich ist der simulierte Kennlinienverlauf bei mittlerem Filterwiderstand mit der neu ausgewählten Pumpe dargestellt (Pumpenauswahl 2). Die mit dem Verhaltensmodell simulierte mittlere elektrische Leistung im geregelten Betrieb mit der Pumpenauswahl 2 liegt bei 2,7 kW (Punkt C). Durch den zusätzlichen Pumpentausch würde sich somit ein Energieeinsparpotenzial gegenüber dem bisherigen unregelmäßigen Betrieb mit der bisherigen Pumpenauswahl von 73 % ergeben.

Für die Investitionsrechnung sind die erreichbaren Jahresenergiekosteneinsparungen durch das Verfahren von Interesse. Hierfür ist es ausreichend die mittleren Jahresenergiekosten im unregelmäßigen Betrieb mit denen im regulären Betrieb zu vergleichen.

Es ist zu beachten, dass durch die Pumpen ein hoher Wärmeeintrag in den Kühlschmierstoff entsteht. Bei einer aktiven Kühlung führt daher eine Reduzierung der Pumpenleistung zu einer erheblichen Reduzierung der elektrischen Leistung des Kühlsystems und sollte daher bei der Bewertung des Energieeinsparpotenzials beachtet werden [Rahäuser 2012b]. Die erforderliche elektrische Leistung des Kühlsystems infolge des Wärmeeintrags der Filterpumpe P_{elK} wird daher über folgende Gleichung berücksichtigt:

$$P_{elK} = \varepsilon_k \cdot x_k \cdot P_{mech} \quad (8.1)$$

Dabei ist P_{mech} die mechanische Pumpenleistung und der Faktor x_k der prozentuale Anteil der mechanischen Pumpenleistung, der als Wärme in den Kühlschmierstoff übergeht. Die zur Bereitstellung der Kälte erforderliche elektrische Leistung des Kühlsystems wird über die Kälteleistungszahl ε_k ausgedrückt [Rudolph 2008]. Diese gibt das Verhältnis der erzeugten Kälteleistung zur eingesetzten elektrischen Leistung des Kühlsystems an. Die Jahresenergiekosten K_a ergeben sich somit aus der berechneten elektrischen Leistung der Filterpumpe P_{el} , der elektrischen Leistung des Kühlsystems durch den Wärmeeintrag der Filterpumpe P_{elK} , den Jahresbetriebsstunden b_a , den Stromkosten k_{St} und der Anzahl der Filtereinheiten im Filterbetrieb x_F zu:

$$K_a = (P_{el} + P_{elK}) \cdot b_a \cdot k_{St} \cdot x_F \quad (8.2)$$

Tabelle 8-1 zeigt die kalkultierten Jahresenergiekosteneinsparung durch den Einsatz des entwickelten Verfahrens an der Pilotanlage. Bei dieser sind zwei Filtereinheiten parallel im Betrieb. Als Stromkosten wurden 0,14 €/kWh zu Grunde gelegt. Im betrachteten Fall werden zur Kühlung Kältemaschinen mit einer angenommenen Kälteleistungszahl von drei eingesetzt. Die Jahresenergiekosteneinsparung beim Einsatz der bestehenden Filterpumpen werden auf 18.952 €/Jahr kalkuliert. Durch einen zusätzlichen Tausch der Filterpumpe mit der neu ausgewählten Pumpe kann durch die reduzierte Drosselung ei-

8.1 Bewertung des Energie- und Kosteneinsparpotenzials

ne Jahresenergiekosteneinsparung von 22.058 €/Jahr erreicht werden. Die kalkulierten Energiekosteneinsparungen verdeutlichen das hohe wirtschaftliche Potenzial des Verfahrens. Der wesentliche Hebel zur Energieeinsparung ergibt sich bereits durch den Einsatz des Verfahrens mit den bestehenden Filterpumpen. Da die Druckverluste der Drossel im geregelten Betrieb deutlich reduziert werden, bietet ein zusätzlicher Pumpentausch zur Reduzierung der Drosselung nur eine geringe zusätzliche Kosteneinsparung im Vergleich zu den zusätzlichen Kosten für den Pumpentausch.

Aufgrund der aufgeführten Nachteile der Pumpenauswahl 2 in Abschnitt 6.3 sowie der relativ hohen zusätzlichen Kosten für den Pumpentausch ist somit die Verwendung der bestehenden Pumpen mit einer hohen Drosselung bei einer Nachrüstung des Verfahrens zu bevorzugen.

Tabelle 8-1: Kalkulierte Energiekosteneinsparung durch den Einsatz des Verfahrens in Abhängigkeit der Pumpenauswahl an der Pilotanlage

	Ungeregelt Pumpentyp 1	Geregelt Pumpentyp 1	Geregelt Pumpentyp 2
Mittlere el. Leistung der beiden Filterpumpen*	2 x 9,8 kW	2 x 3,7 kW	2 x 2,7 kW
Energieeinsatz Filtern	171696 kWh/a	64824 kWh/a	47304 kWh/a
Energieeinsatz Kühlen	45786 kWh/a	17286 kWh/a	12614 kWh/a
Jahresenergiekosten	30447 €/a	11495 €/a	8389 €/Jahr
Jahresenergiekosteneinsparung		18952 €/a	22058 €/a

* zwei Filtereinheiten parallel im Filterbetrieb

Verwendete Werte:

Jahresbetriebsstunden b_a : 8760 h, Kälteleistungszahl ϵ_K : 3 kWh/kWh, Stromkosten k_{st} : 0,14 €/kWh, Anteil der Pumpenleistung, der als Wärme in den KSS übergeht x_k : 0,8

8.2 Ergebnisse aus der Inbetriebnahme des Verfahrens

Bei der Inbetriebnahme zeigte sich, dass das vorab simulierte Verhalten im geregelten Betrieb, die Genauigkeit der Ersatzdruckberechnung sowie die kalkulierte Energieeinsparung richtig waren. Die Identifikation des Berechnungsmodells zur Ersatzdruckberechnung erfolgte entsprechend dem dargestellten Vorgehen in Abschnitt 7.2.4. Die in der Simulation ermittelten Regelparameter konnten direkt übernommen werden, wodurch die Inbetriebnahme in kurzer Zeit abgeschlossen werden konnte. Bild 8-2 zeigt beispielhaft den gemessenen Verlauf verschiedener Größen einer Filtereinheit über 10 Minuten. Zu Beginn ist die Filtereinheit im geregelten Betrieb. Der momentane Sollförderstrom pro Filtereinheit liegt bei etwa 58 m³/h. Bei dem momentanen Filterwiderstand und Sollförderstrom arbeitet die Pumpe mit einer Drehzahl von 36 Hz und benötigt eine elektrische Leistung von etwa 3,7 kW. Danach wird für eine kurze Zeit in den ungeregelten Betrieb geschaltet, wodurch die Drehzahl der Pumpe auf 50 Hz erhöht wird und die Leistungsaufnahme der Pumpe auf 10 kW steigt. Die hohe Energieeinsparung durch den geregelten Betrieb wird hier deutlich.

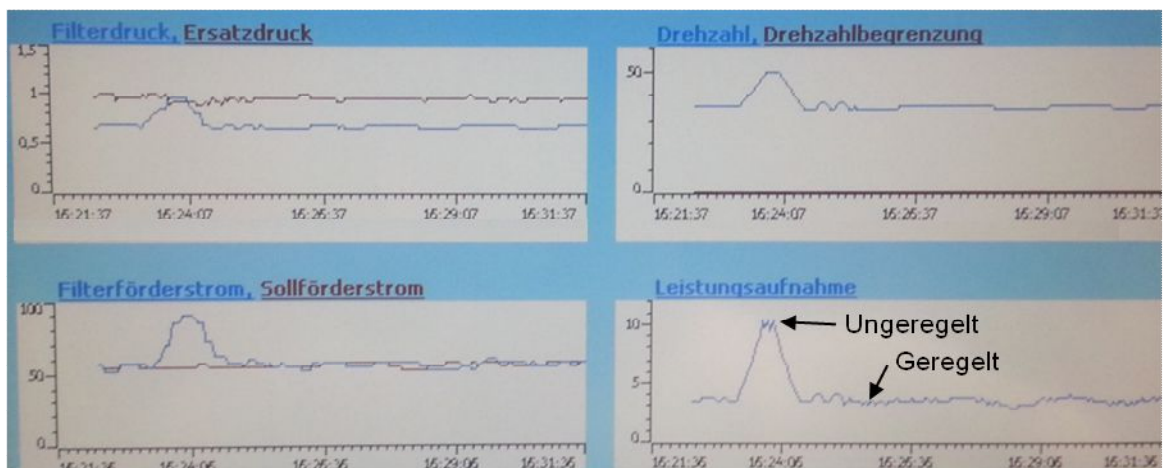


Bild 8-2: Darstellung des zeitlichen Verlaufs verschiedener Größen einer Filtereinheit im geregelten und ungeregelten Betrieb (Foto der Bedienanzeige)

Zusätzlich wurden während der Inbetriebnahme an zwei Filtern Partikelmessungen durchgeführt, um den Reinheitsgrad im ungeregelten und geregelten Betrieb zu verglei-

8.2 Ergebnisse aus der Inbetriebnahme des Verfahrens

chen. Hierzu wurden im geregelten Betrieb und im unregulierten Betrieb über einen Zeitraum von jeweils zwei Stunden 10 Proben auf der Reinseite des Filters entnommen und die Partikelanzahl und Partikelgröße vermessen. Tabelle 8-2 stellt das Ergebnis dar. Es wird deutlich, dass im geregelten Betrieb sogar ein höherer Reinheitsgrad als im unregulierten Betrieb erreicht wird. Dies könnte an der reduzierten Filtrationsgeschwindigkeit im geregelten Betrieb liegen.

Tabelle 8-2: Vergleich des Reinheitsgrades im unregulierten und geregelten Betrieb

Filter-einheit	Betrieb	Partikelanzahl von verschiedenen Partikelgrößen auf der Reinseite*	
		2 µm – 5 µm	5 µm -15 µm
Filter 1	Unreguliert	37	10
	Geregelt	26	5
Filter 2	Unreguliert	139	19
	Geregelt	17	4

* Mittelwert aus 10 Messungen

Nach Aussagen des Bedienpersonals zeigt sich als weiterer positiver Effekt eine Verlängerung der Filterstandzeit und infolgedessen eine Einsparung an Filterhilfsmittel. Diese Aussage muss jedoch im Langzeitversuch bestätigt werden. Die verlängerte Filterstandzeit könnte an der reduzierten Filtrationsgeschwindigkeit liegen. Vermutlich werden dadurch mehr Partikel bereits an der Oberfläche der Filterschicht abgeschieden und bilden eine durchlässige und größer werdende Filterschicht. Dadurch erhöht sich der Filterwiderstand langsamer als mit höheren Filtrationsgeschwindigkeiten, bei der sich vergleichsweise mehr Partikel erst in der Filterschicht absetzen und die Poren der Schicht verstopfen.

9 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die Erhöhung der Energieeffizienz der Kühlschmierstoffversorgung in der spanenden Fertigung. Zur Kühlschmierstoffversorgung werden bevorzugt zentrale Reinigungsanlagen eingesetzt, in denen der Kühlschmierstoff (KSS) über einen ausgewählten Filter gereinigt wird. Bisher werden die Anlagen mit Anschwemmfiltern noch nicht energieeffizient betrieben und es besteht ein hohes Energieeinsparpotenzial.

In der Anschwemmfilteranlage wird der verschmutzte KSS von einem Schmutztank durch die Filter in einen Reintank gefördert und aus dem Reintank der gereinigte KSS zur Versorgung der Fertigung entnommen. Bisher werden die Pumpen nicht geregelt, da dadurch die Filterregeneration auf einfache Weise ausgelöst werden kann, sobald der am Filter messbare Filterdruck einen festgelegten Regenerationsdruck erreicht hat. Dadurch wird durchgehend die maximale Menge an KSS durch die Filter in den Reintank gefördert und überschüssiges Medium über eine Überlaufleitung ungenutzt zurück in den Schmutztank geleitet. Zudem werden die Pumpen auf Basis von Erfahrungswerten überdimensioniert ausgewählt und gedrosselt, um trotz des variierenden Filterwiderstands im unregelmäßigen Betrieb einen möglichst konstanten Förderstrom zu erreichen. Dadurch werden die Anlagen bisher unabhängig vom KSS-Bedarf in der Fertigung durchgehend mit überhöhtem Energieverbrauch betrieben.

Für einen energieeffizienten Betrieb muss der Förderstrom durch die Filter in der Anschwemmfilteranlage mit drehzahlverstellbaren Pumpen an den KSS-Bedarf in der Fertigung angepasst werden, da dadurch der Energieverbrauch bei geringerem KSS-Bedarf reduziert wird. Durch die Förderstromanpassung variiert jedoch auch der messbare Filterdruck, wodurch dieser nicht mehr zum Auslösen der Filterregeneration verwendet werden kann. Kern dieser Arbeit war daher die Entwicklung eines Verfahrens,

welches einen energieeffizienten Betrieb mit drehzahlverstellbaren Pumpen bei zentralen Anschwemmfilteranlagen ermöglicht. Zusätzlich wurde ein Vorgehen für die Auswahl einer Pumpe erarbeitet, mit der ein Betrieb mit einer möglichst geringen Drosselung erreichbar ist. Bei dem entwickelten Verfahren wird der Förderstrom in der Anschwemmfilteranlage bedarfsgerecht über eine Folgeregelung anhand des KSS-Bedarfs in der Fertigung angepasst. Zusätzlich wird über ein Berechnungsmodell der Filterdruck rekonstruiert, der sich beim unregelmäßigen Betrieb der Pumpe ergeben würde. Über diesen Druckwert kann im geregelten Betrieb der Zeitpunkt für die Notwendigkeit einer Filterregeneration erkannt und zusätzlich auf bekannte Weise der Prozesszustand beurteilt werden.

Das entwickelte Verfahren wurde erfolgreich an einer bestehenden zentralen Anschwemmfilteranlage umgesetzt und die Eignung des Verfahrens nachgewiesen. Da mit der bedarfsgerechten Reduzierung des Förderstroms durch den Filter auch der Druckverlust der Drossel sinkt, ist trotz der hohen Drosselung mit der bisherigen Pumpenauswahl eine erhebliche Energieeinsparung erreichbar. An der betrachteten Anlage kann im geregelten Betrieb der Förderstrom im Mittel um 28 % reduziert werden. Bei der Verwendung der bestehenden Pumpen ergibt sich dadurch bereits eine Energieeinsparung von 62 %. Der Einsatz des Verfahrens mit einer Pumpenauswahl, welche zusätzlich einen Betrieb mit geringer Drosselung ermöglicht, ergibt ein Energieeinsparpotenzial von 73 % gegenüber dem unregelmäßigen Betrieb mit den bestehenden Pumpen. Dies zeigt, dass mit dem entwickelten Verfahren eine erhebliche Erhöhung der Energieeffizienz der Kühlschmierstoffversorgung in der spanenden Fertigung möglich ist.

10 Anhang – technische Daten der Pilotanlage

Bild 10-1 zeigt zwei Fotos der ausgewählten Pilotanlage. Das linke Foto zeigt die Filterbehälter der Anlage. Im rechten Bild sind die Filterpumpen mit der handbetätigten Absperrarmatur zur Drosselung der Pumpen dargestellt.

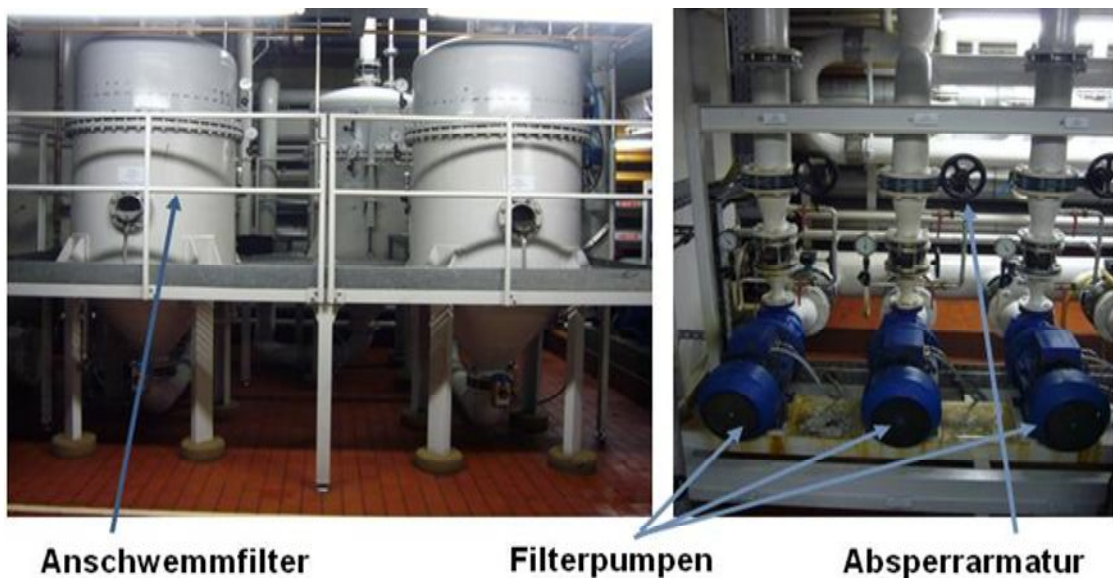


Bild 10-1: Fotos der ausgewählten Pilotanlage

Die Pilotanlage besteht aus insgesamt drei Filtereinheiten, von denen im Normalbetrieb zwei parallel im Filterbetrieb und die dritte Filtereinheit im Standby-Zustand ist. Bei zwei Filtern im Filterbetrieb besitzt die Anlage eine Versorgungskapazität von $160 \text{ m}^3/\text{h}$. In der Anlage werden der Förderstrom durch jeden Filter sowie der Förderstrom in die Fertigung mit Wirbeldurchflussmessgeräten erfasst. Zur Filterregeneration wird der Filterkammerdruck gemessen.

Tabelle 10-1 zeigt eine Übersicht von technischen Daten der Pilotanlage.

Tabelle 10-1: Technische Daten der Pilotanlage

Reintank	Beschreibung
Reintank Volumen	9 m ³
Füllstandmessung am Reintank	Bodendruckmessung
Filterkreislauf	Beschreibung
Anzahl der Filtereinheiten	3 (davon 2 parallel im Filterbetrieb)
Filterfläche pro Filter	28 m ²
Eingesetztes Filterhilfsmittel	Kieselgur
Dauer eines gesamten Filterwechsels	ca. 20 Minuten
Eingestellter Regenerationsdruck	1,4 bar
Druckmessung am Filter	Filterkammerdruck
Filterpumpen	Einstufige Kreiselpumpen mit radialem Laufrad (Fa. KSB AG)
Vorhandene Förderstrommessung	Beschreibung
Förderstrom durch Filter	Wirbeldurchflussmessgerät
Förderstrom in die Fertigung	Wirbeldurchflussmessgerät

Literaturverzeichnis

- Brecher 2011 Brecher, Christian, Bäumlner Stephan und Johannes Trieb. 2011. *Energieverbrauch von Kühlschmierstoffanlagen senken*. 25.05.2011. Verfügbar: <http://www.maschinenmarkt.vogel.de/themenkanale/produktion/zerspanungstechnik/articles/317304/> . Zugriff: 9. Januar 2014.
- DENA 2015 DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH. 2015. *Ratgeber „Pumpen und Pumpensysteme für Industrie und Gewerbe“*. Verfügbar: <http://industrie-energieeffizienz.de/energiekosten-senken/energieeffiziente-technologien/pumpensysteme/ratgeber/>. Zugriff: 28.2.2016.
- DIN 1319-1 DIN 1319-1 1995-01. *Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe*.
- DIN IEC 60050-351 DIN IEC 60050-351 2014-09. *Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch, Teil 351: Leittechnik*.
- Dürr AG 2011 DÜRR AG. 2011. *Zwischenbericht 1. Januar bis 30. September 2011*. Bietigheim-Bissingen: Dürr AG. 03.11.2011, Verfügbar: http://www.durr.com/fileadmin/user_upload/duerr/de/pdf/zwischenberichte/ZwischenberichtQ32011_.pdf. Zugriff: 28.2.2016.

- Gülich 2010 Gülich, Johann. 2010. *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. 3., korr. und erg. Aufl. Berlin u.a.: Springer. ISBN 978-3-642-05478-5.
- Hebmüller 2003 Hebmüller, Frank. 2003. *Einflussfaktoren auf die Kieselgurfiltration von Bier*. Freiberg, TU Bergakademie Freiberg, Diss. Verfügbar unter: urn:nbn:de:swb:105-92224
- Hemming 2008 Hemming, Werner und Walter Wagner. 2011. *Verfahrenstechnik*. 11., korrigierte Aufl. Würzburg: Vogel. Vogel Fachbuch. Kamprath-Reihe. ISBN 978-3834332431.
- Isermann 1999 Isermann, Rolf. 1999. *Mechatronische Systeme*. Berlin: Springer. ISBN 9783540647256.
- Janschek 2010 Janschek, Klaus. 2010. *Systementwurf mechatronischer Systeme: Methoden - Modelle - Konzepte*. Berlin u.a: Springer. ISBN 978-3-540-78876-8.
- Kircher 2010 Kircher, Christian et al. 2010. Maßnahmen zur Gestaltung energieeffizienter spanender Werkzeugmaschinen. In: *Fertigungstechnisches Kolloquium Stuttgart*. 29. und 30. September 2010. Stuttgart, S. 245-279.
- KSB 1999 KSB AG. 1999. *Auslegung von Kreiselpumpen*. 4., überarb. und erw. Aufl.. Frankenthal: KSB, CK. ISBN 3-00-004734-4.

- KSB 2010 KSB AG. 2010. *Pumpenregelung / Anlagenautomation*. Frankenthal: KSB AG. Verfügbar: <http://www.ksb.de/linkableblob/ksb-de/7308-7591/data/Planungshinweise-data.pdf>. Zugriff: 19. Februar 2014.
- Kulok 2006 Kulok, Michael und Benjamin Kuhrke. 2006. Dauerläufer oder Auslaufmodell? *WB Werkstatt und Betrieb*. **139**(12), S. 58-64.
- Lauber 1999a Lauber, Rudolf und Peter Göhner. 1999. *Prozessautomatisierung 1*. 3., völlig Neubearb. Aufl. Berlin u.a.: Springer. Prozessautomatisierung. ISBN 978-3540653189.
- Lauber 1999b Lauber, Rudolf und Peter Göhner. 1999. *Prozessautomatisierung 2*. Berlin u.a.: Springer. ISBN 9783540653196.
- Luckert 2004 Luckert, Klaus. 2004. *Handbuch der mechanischen Fest-Flüssig-Trennung*. Essen: Vulkan-Verlag. ISBN 978-3802721960.
- Lunze 2006 Lunze, Jan. 2006. *Regelungstechnik*. 5., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin u.a.: Springer. Springer-Lehrbuch. ISBN 978-3-540-29336-1.
- Menny 2006 Menny, Klaus. 2006. *Strömungsmaschinen*. 5., überarb. Aufl. Wiesbaden: Teubner. ISBN 978-3519463177.
- Müller 2002 Müller, Jürgen. 2002. *Regeln mit SIMATIC*. 2. Aufl. Erlangen: Publicis Corporate Publ. ISBN 978-3895781957.

- Müller 2009 Müller, Egon, Engelmann Jörg, Jörg Strauch und Thomas Löffler. 2009. *Energieeffiziente Fabriken planen und betreiben*. Berlin u.a.: Springer. ISBN 978-3-540-89644-9.
- Münch 1999 Münch, Andrea. 1999. *Untersuchungen zum Wirkungsgradpotential von Kreiselpumpen*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Diss.
- Nottbohm 2010 Nottbohm, Heinrich. 2010. Energieeffiziente Fabrikplanung und Fabrikbetrieb. In: *Fabrikplanung*. 9. Deutscher Fachkongress, 27. und 28. April. Ludwigsburg.
- Pritschow 2006 Pritschow, Günter. 2006. *Einführung in die Steuerungstechnik*. München u.a.: Hanser. ISBN 9783446214224.
- Rahäuser 2011 Rahäuser, Raphael, Pflüger, Thorsten und Max Regenfelder. 2011. Economic potentials of improvements of energy efficiency in the supply of cooling lubricants for metal cutting machine tools. In: *Management of Technology – Step to Sustainable Production (MOTSP)*. 3rd International Conference. Brac, Croatia, 8.- 10. Juni 2011.
- Rahäuser 2012a Rahäuser, Raphael, Meier, Matthias und Peter Klemm. 2012. Offene Potentiale im Kühlschmierstoffkreislauf. *wt Werkstattstechnik online*. **102**(5), S. 299-305.
- Rahäuser 2012b Rahäuser, Raphael et al. 2012. Total energy saving analysis method for coolant supply systems. In: G. Seliger und S.E. Kiliç, Hg. *Towards implementing sustainable manufacturing*. Proceedings. Paris: CIRP. ISBN 9786056346316.

- Rahäuser 2013a Rahäuser, Raphael. 2013. Energieeffizienzsteigerung der Kühlschmierstoffversorgung in der spanenden Fertigung. In: *GSaME Jahrestagung*. 27. März 2013. Stuttgart.
- Rahäuser 2013b Rahäuser, Raphael, Klemm, Peter und Christian Kircher. 2013. Increasing the energy efficiency in metal cutting manufacturing through a demand based coolant filtration. In: Nee, A. Y. C, B. Song und S.-K. Ong, Hg. *Re-engineering manufacturing for sustainability*. Proceedings of the 20th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering, Singapore 17-19 April, 2013. Singapore: Springer, S. 233-239. ISBN 978-981-4451-47-5.
- Rothenbücher 2010 Rothenbücher, Stefan und Benjamin Kuhrke. 2010. Energiebündel auf dem Prüfstand. *WB Werkstatt und Betrieb*. **139**(9), S. 130-137.
- Rudolph 2008 Rudolph, Manfred und Ulrich Wagner. 2008. *Energieanwendungstechnik*. Berlin: Springer. VDI-Buch. ISBN 978-3-540-79022-8.
- Schwister 2013 Schwister, Karl und Volker Leven. 2012. *Verfahrenstechnik für Ingenieure*. München: Hanser. ISBN 978-3446430709.
- Sigloch 2013 Sigloch, Herbert. 2013. *Strömungsmaschinen*. 5., aktualisierte Aufl. München: Hanser. ISBN 978-3-446-43658-9.
- Stern 2011 Stern, Heiko. 2011. Ressourceneffiziente Pumpen- und Filtertechnik. In: *Energieeffiziente Fabrik in der Automobil-Produktion*. 4. Fachtagung, 8. und 9. Februar 2011, München.

- Stieß 2001 Stieß, Matthias. 2001. *Mechanische Verfahrenstechnik 2*. Berlin: Springer. ISBN 978-3540558521.
- Strohrmann 2002 Strohrmann, Günther. 2002. *Automatisierung verfahrenstechnischer Prozesse*. München: Oldenbourg. ISBN 978-3835670273.
- Tornau 1999 Tornau, Dieter. 1999. *Kühlschmierstoffe und Anlagen*. Renningen-Malmsheim: Expert-Verl. Kontakt & Studium. Bd. 579. ISBN 978-3816911609.
- Triesch 2010 Triesch, Josef. 2010. *Reinigung von Kühlschmierstoffen*. Renningen: expert-Verl. ISBN 978-3816929550.
- Umwelt-bw 2015 Ministerium für Umwelt, Klima und Energiewirtschaft Baden-Württemberg. 2015. *Betrieblicher Umweltschutz in Baden-Württemberg*. 01.01.2015 Verfügbar: <http://www.bubw.de> . Zugriff: 19. März 2015.
- VDI 3035 VDI 3035 2008-05. *Gestaltung von Werkzeugmaschinen, Fertigungsanlagen und peripheren Einrichtungen für den Einsatz von Kühlschmierstoffen*.
- VDI 3397/1 VDI 3997 BL.1 2007-05. *Kühlschmierstoffe für spanende und umformende Fertigungsverfahren*.
- VDI3397/2 VDI 3997 BL. 2 2005-09. *Pflege von Kühlschmierstoffen für die Metallbe- und -verarbeitung - Maßnahmen zur Qualitätserhaltung, Abfall- und Abwasserverminderung*.

- VOMAT 2014 VOMAT GMBH. *VOMAT Filteranlagen und Komponenten für Kuehlschmierstoffe*. Verfügbar: <http://www.vomat.de/produkte.htm>. Zugriff: 18. März 2014.
- Wagner 2009 Wagner, Walter. 2009. *Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen*. 3., überarb. und erw. Aufl. Würzburg: Vogel. Kamprath-Reihe. ISBN 978-3834331687.
- Wagner 2012 Wagner, Walter. 2012. *Rohrleitungstechnik*. 11., überarb. und erw. Aufl. Würzburg: Vogel. Kamprath-Reihe. ISBN 978-3834332837.
- Westphal 2011 Westphal, Frank, Behnke, Steffen und Raphael Rahäuser. 2011. Energieeffizienz in der Produktion. In: *GSaME Jahrestagung*. 18. Februar 2011. Stuttgart.
- Zeller 2011 Zeller, Andreas. 2011. *Substitution der Kieselgur durch regenerierbare Zellulosefasern auf einem neuartigen Filtrationssystem für Brauereien*. Freiberg, TU Bergakademie Freiberg, Diss. Verfügbar: urn:nbn:de:bsz:105-qucosa-77074

In dieser Arbeit wird ein Verfahren zum energieeffizienten Betrieb von Kühlschmierstoff-Reinigungsanlagen mit Anschwemmfiltern vorgestellt. Mit diesem wird der Förderstrom durch die Filter über eine Regelung bedarfsgerecht angepasst, wodurch der Energieeinsatz bei geringerem Bedarf reduziert wird. Zusätzlich wird über ein Berechnungsmodell der Druck in der Filterkammer rekonstruiert, der sich im unregelmäßigen Betrieb ergeben würde. Mithilfe des berechneten Wertes kann der Zeitpunkt einer erforderlichen Filterregeneration erkannt werden. Das Verfahren wurde an einer Anlage erfolgreich nachgerüstet und führte zu einer Energieeinsparung von 62 %.

ISBN 978-3-8396-1016-9



FRAUNHOFER VERLAG