

Untersuchungen zu neuartigen Infusionspumpen für die Medizintechnik

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Frank Wolter

aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr. rer. nat. H. Kück

Mitberichter: Prof. Dr. W. Osten

Tag der mündlichen Prüfung: 05.11.2013

Institut für Mikrointegration
der Universität Stuttgart

2013

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mikroaufbautechnik der Hahn-Schickard-Gesellschaft (HSG-IMAT) in Stuttgart. Für die gute Betreuung und fachliche Unterstützung möchte ich mich besonders bei dem Institutsleiter Prof. Dr. rer. nat. Heinz Kück bedanken.

Bei den Forschungsarbeiten bekam ich gute Unterstützung von meinen Kollegen, wobei ich hier namentlich die Herren K.-P. Fritz, T. Grözinger, V. Kible und B. Hengstler erwähnen möchte. Mein weiterer Dank gilt den Mitarbeitern aus der Institutswerkstatt, die wesentlich zum erfolgreichen Aufbau der Demonstratoren beitrugen.

Für die stetige Aufmunterung zur Fertigstellung dieser Arbeit möchte ich mich auch bei meinen Eltern und Eun-Ju Song bedanken.

Leonberg, den 3.5.2013

Frank Wolter

Abstract

In medical infusion technology there is a wide range of applications with each of them putting specific demands on the infusion pump, such as accuracy and range of delivery rates. While for parenteral feeding high delivery rates with lower demands on accuracy are needed, very low delivery rates and high demands on accuracy are required in intensive-care medicine. There are different types of pump systems in use to cover the whole range of applications in infusion therapy. Currently there is no solitary infusion pump which can cover all applications with its specific demands.

In this thesis is introduced a new pumping concept with disposable pump unit for usage in medical technology. The goal is to show its usability for high accuracy infusion pumps with a very large range of delivery rates.

The pump is based on the principle of a reciprocating piston with a ferromagnetic pump element which can be arranged as ball or piston. The disposable is able to work with 2 as well as only 1 valve, while in the 2-valve version one valve is integrated in the pump element and works as a piston valve. The actuation unit is based on magnetic reluctance and does not get into contact with the ferromagnetic pump element and the liquid to be delivered.

Based on the requirements on a medical infusion pump there were built up and investigated 5 versions of the disposable. Each version represents an optimization step to improve delivery characteristics, such as accuracy, coverage of flow rate, elimination of free flow and low energy consumption.

For fluidic dimensioning of the first 2 demonstrators with valveless pump element, in a theoretical part load and pump stroke of the pumping concept were investigated. There was a special focus on the influence of the annular gap between pump element and housing on the fluidic slip and the duration of load and pump stroke. It could be shown that there is a range of annular gap in which slip is below 10% and cycle time allows coverage of a wide range of delivery rates. Nevertheless, it also could be shown that there are very high demands on the manufacturing tolerances of the pump chamber.

Based on the theoretical findings there were built up and characterized 2 demonstrators with a 5 mm valveless pump element. Measurements showed, that an annular gap of 12 μm is needed for a ball and 22,5 μm for a piston as pump element, in order to achieve an accuracy of less than 10%. Furthermore it could be shown, that slip is not dependant on the viscosity of the liquid. For high viscosity liquids, the necessary switching on times of the actuation unit are in the range of 300 ms, which limits the maximum delivery rate in an unserviceable way.

In order to reduce energy consumption and free flow at negative delivery heights, there was developed and built up a third demonstrator version with an integrated piston valve. A rubber membrane was used as piston valve what allows to define a certain opening pressure by which free flow can be reduced. Measurements on the demonstrator showed, that a pre-tensed membrane valve on the piston can prevent free flow in a range of delivery heights from -1,36 m to +1,36m. Using of a piston valve also reduces energy consumption of the pump efficiently. This demonstrator version already covers most of requirements on a volumetric infusion pump. Nevertheless it can't replace a syringe pump for very low delivery rates because of its unacceptable long interrupt of flow during the pump cycles.

To build up the demonstrators it was necessary to design and characterize a suitable actuation unit. This was shown for a cylindrical pump element with a typical diameter of 16 mm. After identification of the most important requirements, several electromagnetic concepts for the actuation unit were worked out. FEM-calculations were made in order to compare the force to distances behaviour of different electromagnetic actuation units. According to the simulation results, a toroidal coil showed best performance and was chosen to be built up in order to perform force measurements. Measurements with different ferromagnetic materials of the pump element showed, that a toroidal coil can fulfill the requirements on force, energy consumption and weight. Furthermore the measurements showed that the stainless steels 1.4021 and 1.4542 could be suitable materials for the pump element. Beside electromagnetic drive concepts there was set up a drive unit based on a permanent magnet. Performed measurements showed that a small toroidal permanent magnet can generate a much higher force on the pump element than an electromagnetic coil with same dimensions and reasonable energy consumption. Essential disadvantages

of a concept based on permanent magnet are the high number of moved parts and a resulting lower robustness. Therefore, an actuation unit with permanent magnet should be used if very large strokes of the pump element are needed.

In the final part of this thesis a demonstrator pump was investigated which generates flow over the full required range of delivery rates by using a control valve at the outlet of the disposable. To minimize leakage at pump stroke a lip seal as piston valve instead of a rubber membrane was used. At second a sensor system was integrated in the actuation unit to detect the position of the piston and calculate its speed in order to adjust the dosing valve to set a defined flow rate. For this, a camera based sensor system was developed, which detects the piston position by using methods of image processing. It could be shown that the achieved resolution of distance is in sub- μm range and meets the requirements even for very small flow rates. With this demonstrator there were made measurements according to DIN-EN 60601-2-24. The achieved overall accuracy for a range of delivery rates from 1 to 1000 ml/h was better than 5%. In order to be able to characterize the system for even smaller flow rates, effects of evaporation have to be taken care of.

In this thesis, the suitability of the pumping concept for usage as infusion pump could be shown. The final version using the sensor controlled dosing valve is promising in order to replace available syringe and tube based pumps. Especially robustness of the disposable and an attractive price make this concept interesting as an alternative for current systems of infusion pumps.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	9
2	Stand der Technik	11
2.1	Spritzenkolbenpumpen	11
2.2	Peristaltische Pumpen	12
2.3	Membranpumpen	14
2.4	Zahnradpumpen	15
2.5	Vergleich der vorgestellten Pumptechnologien.....	17
2.6	Anforderungen an Infusionspumpen.....	19
3	Theoretische Grundlagen.....	24
3.1	Neues Pumpkonzept	24
3.2	Grundlagen der Fluidik	26
3.2.1	Dynamische Viskosität und Reynoldszahl	26
3.2.2	Gesetz von Hagen-Poiseuille	28
3.2.3	Fluidischer Widerstand.....	29
3.2.4	Fluidischer Widerstand eines Ringspalts.....	31
3.2.5	Fluidischer Widerstand des Kugelringspalts.....	33
3.3	Fluidisches Modell des Grundprinzips der Pumpe.....	34
3.3.1	Skalierbarkeit des Ratenbereiches	36
3.4	Untersuchte Ausführungsvarianten des Einwegteils.....	37
3.4.1	Einwegteil mit 2 Kugeln	37
3.4.2	Einwegteil mit Kolben und Kugel	38
3.4.3	Theoretische Betrachtungen zum Lade- und Pumphub	39
3.4.3.1	Berechnung des Ladehubes	40
3.4.3.2	Berechnungen des Pumphubes	43

3.4.3.3	Vergleich zwischen Kugel und Kolben als Pumpelement.....	50
3.4.3.4	Erkenntnisse aus den theoretischen Betrachtungen	59
3.4.4	Einwegteil mit 2 Membranventilen	61
3.4.5	Einwegteil mit Kolben mit Lippendichtung und kommerziellem Rückschlagventil.....	62
3.4.6	Geregelte Variante	64
4	Antrieb der Pumpen	65
4.1	Elektromagnetische Antriebskonzepte.....	65
4.1.1	Anforderungen.....	65
4.1.2	Antriebskonzepte.....	68
4.1.3	Simulation.....	71
4.1.3.1	Randbedingungen für alle Simulationen	72
4.1.3.2	Simulationsergebnisse	73
4.1.4	Bewertung und Auswahl.....	76
4.1.5	Demonstrator (Variante 3 mit Ringjoch)	76
4.1.6	Messergebnisse	77
4.2	Permanentmagnetischer Antrieb	81
4.2.1	Aufbau und Funktionsweise	82
4.2.2	Kraft-Weg-Messungen mit Dauermagnet	83
4.3	Bewertender Vergleich zwischen Permanentmagnet und Elektromagnet als Antriebskonzept	85
5	Untersuchte Pumpenvarianten	87
5.1	Pumpe mit ventillosem Pumpelement und Kugel als Rückschlagventilkörper.....	88
5.1.1	Auslegung des Pumpelementes	88
5.1.2	Gesamtaufbau der Demonstratoren	91
5.1.3	Messungen.....	92

5.1.4	Fazit.....	95
5.2	Pumpe mit Membranventil am Pumpelement und am Pumpeneingang	95
5.2.1	Optimierung der Ventile	96
5.2.1.1	Auswahl eines Ventiltyps	97
5.2.1.2	Untersuchte Membranventilvarianten am Pumpelement.....	100
5.2.1.3	Untersuchte Membranventilvarianten am Pumpeneingang.....	104
5.2.1.4	Gesamtaufbau des Demonstrators	105
5.2.2	Messungen.....	107
5.2.3	Zusammenfassung und Bewertung der Ergebnisse	112
6	Geregelte Pumpe	113
6.1	Zielsetzung	113
6.2	Funktionsprinzip	113
6.2.1	Funktionsweise.....	114
6.2.2	Vor- und Nachteile.....	116
6.3	Komponenten des Einwegteils	117
6.4	Fluidische Voruntersuchungen am Einwegteil	118
6.4.1	Untersuchungen zum Stick-Slip-Verhalten des Kolbens	118
6.4.2	Untersuchungen zur Druckdichtheit der verwendeten Lippendichtung..	122
6.5	Auslegung und Aufbau der Antriebseinheit.....	123
6.6	Auswahl und Charakterisierung einer Variante für das Dosierventil	124
6.6.1	Auswahl einer Dosierventil-Variante für den Demonstrator	124
6.6.2	Voruntersuchungen am verwendeten Piezo-Wanderwellenmotor	127
6.6.3	Durchflusskennlinie des Ventils mit medizinischem Standardschlauch .	129
6.7	Verfahren zur optischen Detektion der Kolbenposition	131
6.8	Regelkreis des Pumpsystems	133
6.9	Gesamtaufbau und Inbetriebnahme des geregelten Pumpendemonstrators	134

6.10	Messergebnisse im geregelten Betrieb.....	137
6.11	Bewertung der erzielten Ergebnisse.....	144
7	Zusammenfassung.....	145
8	Abkürzungsverzeichnis	149
9	Verzeichnis der Formelzeichen	149
10	Literatur.....	151

1 Einleitung

Insgesamt spielt die Infusionstherapie heute in der Medizin eine wichtige Rolle. Sie ist insbesondere aus Notfallmedizin, Intensivtherapie und der klinischen Anästhesie nicht mehr wegzudenken. Das Ziel der Infusionstherapie besteht dabei [1]

- im Ausgleich von Wasserverlusten,
- dem Herstellen und Erhalten der normalen intra- und extrazellulären Elektrolytkonzentration,
- in der Normalisierung des Säure-Basen-Haushaltes,
- in der Deckung des Energie- und Eiweißbedarfs,
- in der Zufuhr von Medikamenten, Vitaminen, Hormonen und Spurenelementen und
- in der Flüssigkeitszufuhr zur beschleunigten Ausscheidung von Giftstoffen durch die Niere (z. B. bei Schlafmittelvergiftungen).

Jedes der genannten Anwendungsgebiete weist einen typischen Ratenbereich und eine typische Dosiermenge für die Infusion auf. Je nach Anwendung erstreckt sich der Ratenbereich auf einen Bereich zwischen 0,1 – 1000 ml/h, was einem sehr großen Stellfaktor von 10.000 entspricht. In der Intensivmedizin werden Volumina typischerweise in Spritzenform verabreicht, in der Ernährungstherapie wird aus größeren Gebinden gefördert. Es gibt derzeit keine am Markt erhältlichen Geräte, die sowohl unbegrenztes Dosiervolumen verabreichen können als auch den genannten Ratenbereich mit der geforderten Genauigkeit abdecken. Um den Geräteaufwand zu minimieren, ist es deshalb eine wichtige Anforderung an eine neuartige Infusionspumpe, diese universell einsetzen zu können.

Das ist in dieser Arbeit vorgestellte neuartige Pumpprinzip mit ferromagnetischem Pumpelement stellt eine Verfeinerung des Hubkolbenprinzips dar und ist aufgrund seines einfachen und robusten Aufbaus für die Ausführung als Einwegteil in der Medizintechnik geeignet. Der zur Bewegung des Pumpelements nötige Antrieb kann ebenfalls sehr einfach und mit wenigen Bauteilen ausgeführt sein. Er kommt dabei nicht mit dem zu fördernden Fluid in Kontakt.

In dieser Arbeit wurden zur Untersuchung des Pumpkonzepts mehrere Demonstratoren aufgebaut. Aufbauend auf dem Grundkonzept wurde das Einwegteil immer weiter verbessert, wobei für die zielgerichtete Optimierung Anforderungen aus den Produktdatenblättern kommerzieller Infusionspumpen [2 , 3 ,4,6] erarbeitet wurden. Neben dem Erreichen der technischen Funktionsmerkmale wurde stets besonderes Augenmerk auf die Fertigungskosten gelegt. Mit dem letzten aufgebauten Demonstrator liegt ein neuartiges geregeltes Pumpsystem vor, dass einen hochgenauen und kontinuierlichen Fluss erzeugt. Dieses ist mithilfe des verwendeten optischen Wegmesssystems grundsätzlich auch in der Lage, Störungen im Betrieb zu erkennen und darauf zu reagieren.

2 Stand der Technik

In der Medizintechnik gibt es einen sehr breiten Anwendungsbereich für Dosierpumpen. In den folgenden Unterkapiteln werden die wichtigsten Vertreter der am Markt erhältlichen Pumpsysteme vorgestellt. Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt dabei auf Systemen, welche für Einmalbenutzung geeignet sind und Medientrennung zwischen dem geförderten Fluid und dem Antrieb aufweisen. Derartige Pumpen werden in großer Zahl im Infusionsbereich von Krankenhäusern eingesetzt. Jedoch nicht nur im Infusionsbereich können einwegbasierte Pumpen Verwendung finden, auch in Flüssigkeitsspendern für verschiedenste Medien ist ein solches Merkmal in medizinischen Umgebungen sehr attraktiv.

2.1 Spritzenkolbenpumpen

Wichtigster Vertreter der Kolbenpumpen im medizinischen Bereich sind die Spritzenkolbenpumpen (siehe Abbildung 2.1).

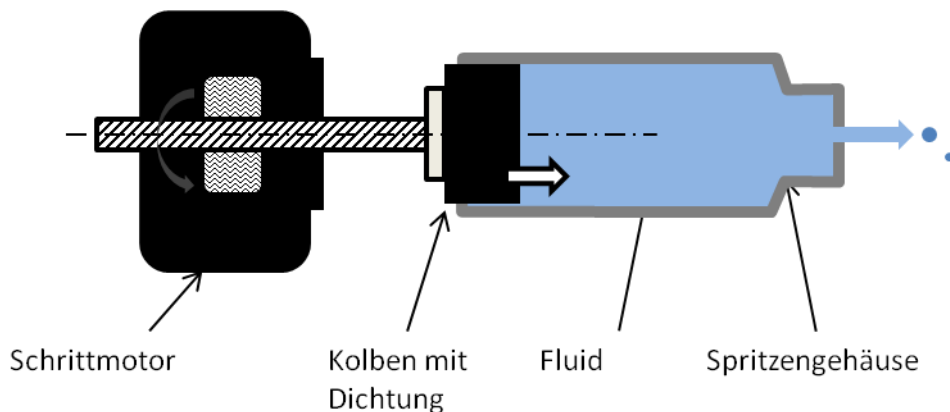


Abbildung 2.1: Spritzenkolbenpumpe, schematisch

Bei dieser Pumpenbauart wird eine mit Fluid befüllte Spritze kontrolliert entleert. Dazu wird der mit einer Dichtung versehene Spritzenkolben kontinuierlich zum Ausgang der Spritze bewegt. Der Antrieb des Spritzenkolbens erfolgt über einen Schrittmotor mit Gewindespindel, welche mit konstanter Schrittweite bewegt wird. Aufgrund ihrer sehr einfachen Bauweise und ausgereiften Technik sind derartige Pumpen sehr robust.



Abbildung 2.2: Perfusor Space der Firma B. Braun Melsungen AG [4]

In Abbildung 2.2 ist der Perfusor der Firma B. Braun Melsungen AG als ein wichtiger Vertreter der Spritzenpumpe zu sehen. Bauartbedingt ist das förderbare Volumen auf das Volumen der eingelegten Spritze beschränkt. Die größten geeigneten und am Markt erhältlichen Spritzen haben ein Volumen von 50 ml. Die Volumenbeschränkung engt die Auswahl verabreichbarer Fluide ein. Nährlösungen beispielsweise können nicht sinnvoll mit Dosierpumpen dieser Bauart verabreicht werden, da die typischen Dosiermengen ein Vielfaches des Spritzenvolumens sind. Besonders häufig werden Hypnotika, Schmerzmittel und Katecholamine (z.B. Adrenalin) dosiert. Der einstellbare Dosieratenbereich medizinischer Spritzenpumpen liegt zwischen 0,1 ml/h und 400 ml/h. Bei den meisten Modellen ist auch eine einmalige Injektion mit erhöhter Dosierate, die sogenannte Bolusgabe, möglich. Dann liegt die Rate bei typisch 1200 ml/h. Die erreichbare Genauigkeit wird mit +/-2% angegeben [4].

2.2 Peristaltische Pumpen

Peristaltische Pumpen werden in der Medizintechnik häufig als Schlauchpumpen ausgeführt. Den typischen Aufbau einer Schlauchpumpe zeigt die Abbildung 2.3. Bei diesem Pumpentyp wird der Fluss durch peristaltische Quetschbewegungen eines Schlauches erreicht. Der Antrieb besteht aus einem Rotor, welcher an den radialen Ausläufern Rollen aufweist. Diese Rollen haben Kontakt mit dem Schlauch und führen beim Abrollen auf dem Schlauch Quetschbewegungen aus. Pumpen dieses Typs sind normally closed. Das bedeutet, dass im Stillstand kein Rückfluss vom Patienten in die Pumpe bzw. kein Durchfluss vom Reservoir durch die Pumpe in den Patienten erfolgen kann. Das Reservoir ist in der Größe nicht limitiert, weshalb sich

diese Pumpe auch gut für die parenterale Nahrungszuführung eignet. Weitere Vorteile sind das Fehlen von Ventilen und die Fähigkeit, Medien mit größeren Festkörperpartikeln fördern zu können.

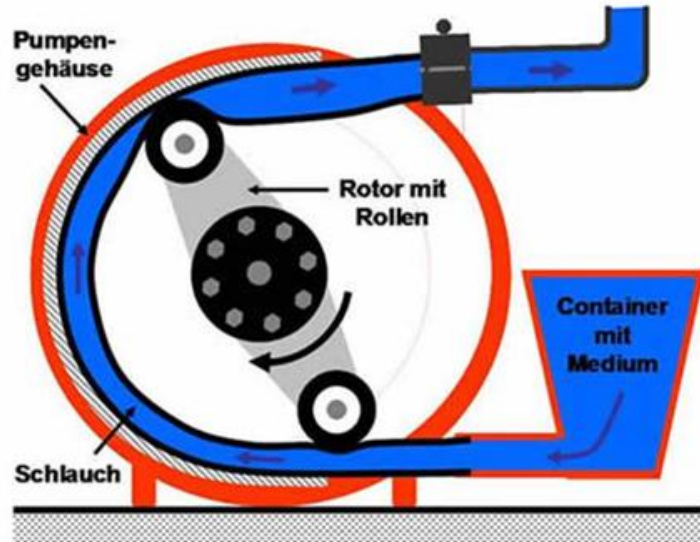


Abbildung 2.3: Aufbau einer Schlauchpumpe [5]

Nachteilig ist bei Schlauchpumpen die im Vergleich zu Spritzenpumpen geringere Genauigkeit und der durch die aufbrachte Walkarbeit des Schlauches erhöhte Energiebedarf. Die Genauigkeit von Schlauchpumpen ist im Wesentlichen durch die Fertigungstoleranzen der verwendeten Schläuche limitiert.



Abbildung 2.4: Beispiele von Schlauchpumpen [6]

In Abbildung 2.4 ist links die Infusionspumpe „Infusomat P“ der Firma B. Braun Melsungen AG zu sehen und rechts daneben ein geöffneter Seifenspender der Marke Tchibo. Beide arbeiten nach dem Prinzip der Schlauchpumpe.

2.3 Membranpumpen

Die Förderung des Mediums erfolgt bei Membranpumpen in zwei Schritten, in einem Saughub und einem Pumphub. Beim Saughub wird die Membran so ausgelenkt, dass in der Pumpkammer ein Unterdruck entsteht und Fluid aus dem Reservoir am Pumpeneingang in die Pumpkammer gesaugt wird (siehe Abbildung 2.5). Beim anschließenden Pumphub wird die Membran wieder in die Ausgangslage zurückbewegt und damit ein Druck in der Pumpkammer erzeugt, wodurch das Fluid am Ausgang ausgestoßen wird. Die Förderrichtung des Fluids wird durch zwei Rückschlagventile jeweils am Eingang und Ausgang der Pumpkammer definiert. Durch Verwendung aktiver, geschalteter Rückschlagventile lässt sich die Pumpe auch bidirektional betreiben.

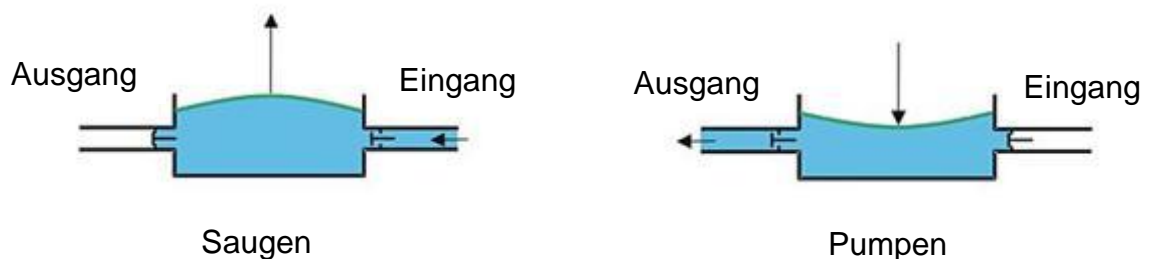


Abbildung 2.5: Funktionsprinzip einer Membranpumpe [7]



Abbildung 2.6: Membranpumpe MCP50, Brandt Medizintechnik [7]

Man unterscheidet zwei Grundvarianten der Membranpumpen. Bei der ersten Variante findet die Kraftübertragung zwischen Antrieb und Membran über einen direkten mechanischen Kontakt, meist Punktkontakt, statt. Dies kann beispielsweise eine Pleuelstange mit Exzenter sein, welche über einen Elektromotor angetrieben wird. Bei der zweiten Variante, welche auch Kolbenmembranpumpe genannt wird, befindet sich zwischen Antriebskolben und der Membran ein Arbeitsmedium. Als Arbeitsmedium wird oft Wasser oder Hydrauliköl verwendet. Ein Vorteil zur ersten Variante ist die vollflächige Belastung der Membran über das Arbeitsmedium anstatt eines Punktkontakts. Dies erlaubt sehr genau definierte Auslenkungen bzw. Volumenverdrängungen über die Membran bei gleichzeitig erheblich geringerer Materialbeanspruchung, was die Dosiergenauigkeit und Lebensdauer der Membranpumpe erhöht.

Das Medium ist bei Membranpumpen über die Membran vollständig vom Antrieb getrennt. In Abbildung 2.6 ist die Membranpumpe MCP50 der Firma Brandt Medizintechnik zu sehen, welche für kleine Dosiermengen ausgelegt ist. Die kleinste Fördermenge pro Hub beträgt hier 50 µl bei einer maximalen Motorfrequenz von 4 Hz [8].

Membranpumpen sind aufgrund der Elastizität der Membran nicht so robust gegenüber Änderungen der Arbeitsbedingungen, wie z.B. Änderungen des Gegendrucks oder der Viskosität des Mediums. Hier sind Spritzenpumpen und Schlauchpumpen im Vorteil, weshalb die Genauigkeit dieser Pumpen deutlich höher ist als bei den Membranpumpen.

2.4 Zahnradpumpen

Unter den Verdrängerpumpen ist die Zahnradpumpe die am meisten vertretene Bauart. In der Medizintechnik werden Zahnradpumpen für Dosieraufgaben eingesetzt, bei denen Pulsationsfreiheit von besonderer Wichtigkeit ist. Einsatzgebiete sind beispielsweise in der Dialysatförderung- und Entgasung sowie die Feindosierung von Silikonölen und Dublieranwendungen in der Zahnmedizin [9]. Das Funktionsprinzip von Zahnradpumpen basiert auf zwei sich im Eingriff befindlichen Zahnrädern. In Abbildung 2.7 ist das Funktionsprinzip einer Außenzahnradpumpe schematisch dargestellt, wobei der saugseitige Bereich blau und der druckseitige Bereich rot

eingefärbt sind. Die Zahnräder sind vorzugsweise auf jeweils einer Welle fixiert, die wiederum in dem Deckel des die Zahnräder umschließenden Gehäuses gelagert ist. Eine der beiden Wellen fungiert als Antriebswelle und überträgt ein Drehmoment über das antreibende Zahnrad auf das getriebene Zahnrad. Im Zahneingriffsbereich entstehen durch Auswälzen der jeweiligen Zähne aus den Zahnlücken sich vergrößernde Volumina, die einen Unterdruck erzeugen, der das Einströmen (Ansaugen) von Medium über den saugseitigen Anschluss in die Zahnlücken bewirkt. Die mit Medium gefüllten Zahnlücken transportieren dieses vom saugseitigen Einlass zum druckseitigen Auslass der Pumpe [9]. Die Umkehr der Drehrichtung kehrt auch die Förderrichtung um, womit die Zahnradpumpe einfach bidirektional betreibbar ist.

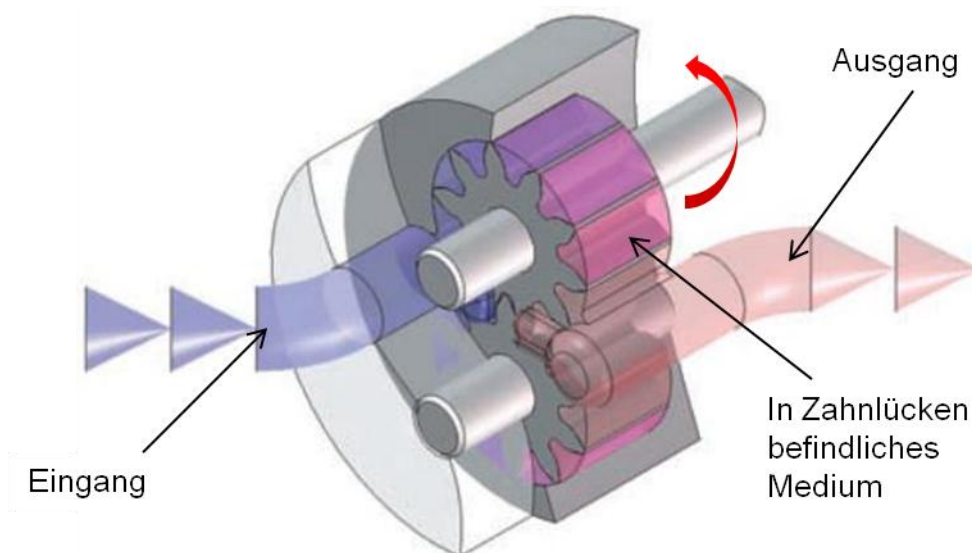


Abbildung 2.7: Funktionsprinzip einer Zahnradpumpe (innenverzahnt) [9]

Die Genauigkeit von Zahnradpumpen hängt im Wesentlichen von der Präzision der Rotorelemente ab. Für Anwendungen, in denen keine hohen Anforderungen an die Genauigkeit gestellt werden, lassen sich Zahnradpumpelemente sehr kostengünstig herstellen. Wird eine hohe Genauigkeit gefordert, müssen präzisionsgefertigte Zahnräder eingesetzt werden, um den Schlupf zu reduzieren. Die wesentlichen Vorteile von Zahnradpumpen gegenüber den Kolbenpumpen und Membranpumpen sind die nahezu vollständige Unabhängigkeit der Fördermenge von der Viskosität und pulsationsfreies Förderverhalten [9]. Auch das Fehlen von Ventilen prädestiniert die Zahnradpumpe für manche Anwendungen, beispielsweise in Mikrodosiersystemen in der Analysetechnik.

Hauptanwendungsgebiet der Zahnradpumpe ist die Öldruckpumpe im Automobilbereich und die Förderung hochviskoser Schmelzen, welche bei hohen Temperaturen und Drücken gefördert werden müssen.

2.5 Vergleich der vorgestellten Pumpentechnologien

In Tabelle 1 werden für Dosierpumpen im medizinischen Bereich besonders wichtige Anforderungen zusammengestellt und für die vorgestellten Dosierpumpentypen bewertet. Jedes einzelne Merkmal kann für den jeweiligen Pumpentyp ein Ausschlusskriterium für eine medizinische Anwendung sein. So ist eine Pumpe mit hoher Genauigkeit in der Förderrate z.B. nicht für medizinische Applikationen im mobilen Bereich verwendbar, wenn sie einen sehr hohen Energieverbrauch hat.

Tabelle 1: Vergleich von Kenngrößen medizinischer Dosierpumpen

Merkmal	Pumpentyp			
	Spritzenpumpe	Schlauchpumpe	Membranpumpe	Zahnradpumpe
Genauigkeit	++	+	o	o
Einfluss von Gegendruck	++	++	-	-
Einfluss Viskosität	++	++	-	++
Kleine Förderraten	+	+	o	++
Stellfaktorbereich	++	++	o	o
Pulsation	+	++	-	++
Max. Dosiermenge	--	++	++	++
Selbstansaugung	stets befüllt	++	++	++
Gewicht	o	o	o	o
Energieverbrauch	o	-	o	+
Normally closed	++	-	--	o
Flussregelung ¹	--	--	--	--
Ventile nötig	nein	nein	ja	nein
Eignung als Einweg-Pumpe	++	++	++	-

Legende: ++ ... sehr gut, + ... gut, o ... neutral, - ... mäßig, -- ... schlecht

Unter „Einfluss von Gegendruck“ ist in Tabelle 1 die Abhängigkeit der tatsächlich geförderten Menge vom Gegendruck zu verstehen, der auf den Ausgang der Pumpe wirkt. Im Idealfall gibt es keinen Einfluss, was in der Tabelle mit „++“ bewertet werden

¹ Bezieht sich auf am Markt erhältliche Modelle für medizinische Anwendungen

wird. Das Merkmal „Stellfaktorbereich“ bezeichnet das Verhältnis zwischen der jeweils größten und kleinsten bei einer Pumpe einstellbaren Förderrate. Ein Förderratenbereich von 0,1 – 400 ml/h hat somit einen Stellfaktor von 4000. Ein solch hoher Stellfaktor ist typisch für Infusionspumpen. Unter „Pulsation“ wird die zeitliche Schwankung der Förderrate verstanden. Für Infusionspumpen ist insbesondere im intensivmedizinischen Bereich eine geringe Pulsation der Förderrate gewünscht. Je geringer die Pulsation ist, desto höher ist die Wirksamkeit des Medikaments. Unter „Max. Dosiermenge“ ist das maximal förderbare Volumen gemeint, ohne die Pumpeinheit oder das Reservoir tauschen zu müssen. Die Fähigkeit einer noch nicht mit Fluid befüllten Pumpe sich selbständig durch Ansaugen aus einem Reservoir mit Fluid zu befüllen, wird „Selbstansaugung“ genannt und ist Grundvoraussetzung in fast allen medizinischen Anwendungsbereichen. Auf die Selbstansaugung haben insbesondere Toträume in der Pumpkammer einen Einfluss. Dieser Punkt wird in späteren Kapiteln noch genauer behandelt. Der Bewertungspunkt „Normally closed“ bedeutet, dass die Pumpe den Durchfluss sperrt, wenn sie nicht aktiviert ist. Dieses Merkmal ist im medizinischen Bereich von großer Bedeutung. Durch unsachgemäßen Betrieb der Pumpe, z.B. durch unbeabsichtigte Druck-Beaufschlagung des Schlauchsystems von außen, ist es bei Pumpen, welche nicht „normally closed“ sind, möglich, dass ein unkontrollierter Durchfluss in den Patienten entsteht. Pumpen ohne das Merkmal „normally closed“ sind somit nicht für Infusionspumpen geeignet. Alle bisher am Markt befindlichen Infusionspumpen sind unregelt, d.h. es findet keine Überwachung des tatsächlich abgegebenen Flusses statt. Aufgrund der robusten Bauweise dieser Pumpen kann oftmals auf eine Regelung verzichtet werden, jedoch kommt es immer wieder zu Fehlerfällen, bei denen eine Regelung bzw. Flussüberwachung von Vorteil wäre, um die Störsicherheit des Systems zu erhöhen. Der letzte Punkt in Tabelle 1 „Eignung für Einweg-Pumpe“ ist auch eine Grundvoraussetzung für die Verwendbarkeit der Pumpe im Infusionsbereich, weshalb im Rahmen dieser Arbeit nur einwegfähige Pumpen betrachtet werden, die wirtschaftlich und ressourcenschonend mit Einwegteilen betrieben werden können.

2.6 Anforderungen an Infusionspumpen

Im Kapitel 2 wurden die Pumpentypen vorgestellt, welche sich prinzipiell für Infusionspumpen eignen bzw. schon als solche auf dem Markt sind. Die in der Infusionstechnik mit großem Abstand am häufigsten eingesetzten Varianten sind Spritzenpumpen und Schlauchpumpen.

Tabelle 2: Kenndaten von Infusionspumpen z.B. der Firma B. Braun Melsungen [4]

Merkmal	Perfusor Space	Infusomat Space
Ratenbereiche²	0,01 – 99 ml/h 100 – 999 ml/h	0,1 – 99 ml/h 100 – 999 ml/h
Genauigkeit	± 2 %	± 5 %
Viskositätsabhängig	Nein	Nein
Gegendruckabhängig	Nein	Nein
Free-Flow sicher	Ja	Nein
Batterielaufzeit	8 h bei 25 ml/h	4 h bei 100 ml/h
Max. Dosiermenge	50 ml	unbegrenzt
Messung des Flusses	nein	Nein

Die in Tabelle 2 aufgeführten Leistungsdaten von Infusionspumpen können als Mindest-Anforderungen für die Entwicklung einer neuartigen Infusionspumpentechnik verstanden werden. Beide Pumpentypen verwenden Einwegpumpelemente, welche vollständige Medientrennung gewährleisten. Im Fall einer Spritzenpumpe ist es eine mit dem zu verabreichenden Fluid befüllte Spritze. Bei einer Schlauchpumpe dient der Schlauch selbst als Pumpelement, welcher nach abgeschlossener Dosierung entsorgt wird. Für die Verabreichung von hochwirksamen Medikamenten werden Spritzenpumpen bevorzugt eingesetzt, da entweder sehr kleine Dosiervolumina bzw. Förderraten sehr genau verabreicht werden müssen oder die Fluide nur in Spritzenform erhältlich sind. In der Notfallmedizin beispielsweise sind Perfusoren besonders häufig anzutreffen. Geht es um die Verabreichung von Medikamenten oder anderen Fluiden mit höheren Volumina oder Förderraten, kommt meist der Infusomat zum Einsatz, da er keine Beschränkung des Dosiervolumens aufweist. In

² Einstellbar in Schritten von 0,01 ml/h bzw. 0,1 ml/h, je nach gewähltem Ratenbereich

Tabelle 2 markieren die roten Felder diejenigen Kennwerte, welche wegen Beschränkungen dieses Pumpentyps nachteilig sind. Grüne Felder markieren vorteilhafte Eigenschaften.

Das schraffierte Feld „Messung des Flusses“ sagt aus, dass beide Pumpentypen über keine Messeinrichtung zur direkten Bestimmung des momentan abgegebenen Flusses verfügen. Es wird lediglich über externe Drucksensoren der Druck in der ausgangsseitigen Schlauchleitung überwacht. Im Falle einer Störung, beispielsweise einer Druckerhöhung aufgrund einer Okklusion, kann ein Infusomat nicht erkennen, ob noch der eingestellte Sollfluss abgegeben wird oder ob tatsächlich keine oder eine reduzierte Förderung stattfindet und Alarm gegeben werden muss. Bei bloßer Überwachung des Drucks über externe Drucksensoren sind somit Fehlalarme möglich.

Auch das Anlaufverhalten solcher Systeme bei sehr niedrigen Raten, wie sie vor allem im Neonatenbereich typisch sind, ist problematisch. Ein eingestellter kleiner Fluss wird unter ungünstigen äußeren Bedingungen oft erst sehr verzögert, möglicherweise Stunden verspätet, in Gang gebracht. Dies liegt daran, dass häufig mehrere Infusionspumpen in einem Netzwerk verschaltet sind, sodass, je nach eingestellten Förderraten, unterschiedliche Drücke im Versorgungsschlauch zum Patienten anliegen können. Fördert eine Pumpe eines solchen Pumpennetzwerks beispielsweise mit einer hohen Rate, so entsteht im ausgangsseitigen Schlauch zum Patienten ein höherer dynamischer Druck als dies bei einer niedrigen Förderrate der Fall wäre. Versucht nun eine weitere Pumpe mit einer sehr kleinen Rate in denselben Schlauch zu fördern in den bereits mit einer hohen Rate gefördert wird, so muss diese Pumpe den anliegenden dynamischen Druck überwinden, um einen Nettofluss erzeugen zu können. Im gesamten Antriebsstrang einer Spritzenpumpe sind mechanische Teile verbaut, welche eine nicht zu vernachlässigende Elastizität aufweisen. Diese Elastizitäten müssen überwunden werden und führen zu Totzeiten, in denen kein effektiver Fluss herrscht. Diese Totzeiten sind umso größer, je langsamer sich der Spritzenkolben bewegt und je höher der patientenseitige Gegendruck ist. Diesem Problem kann der Arzt in der Praxis derzeit nur durch manuelles Vorspritzen begegnen, was einen spürbaren Mehraufwand und damit

höhere Behandlungskosten bedeutet. Eine Flussregelung, die die tatsächliche Fördermenge der Pumpe überwacht, kann ebenfalls Abhilfe schaffen.

Für die Ernährungstherapie werden Pumpen benötigt, welche nicht in der Fördermenge begrenzt sind, da hier Volumina infundiert werden, die ein Spritzenvolumen um Größenordnungen übersteigen können. Die geforderte Genauigkeit ist für die Ernährungstherapie nicht so kritisch wie bei der Anwendung hochwirksamer Medikamente. Ähnliches gilt auch für die Glukosetherapie, da hier eine Dosiergenauigkeit von $\pm 5\%$ ausreichend ist. Deshalb wird für solche Aufgaben fast ausschließlich der Infusomat als Vertreter der Schlauchpumpen eingesetzt.

Er lässt sich also feststellen, dass es derzeit keine Infusionspumpe mit Einweg-Pumpelement am Markt gibt, welche in der Lage ist, die Aufgaben von Perfusor und Infusomat mit einer Pumpe gleichzeitig zu erfüllen. Auch die Kombination der in Kapitel 2 vorgestellten Pumpprinzipien bietet derzeit keine praktikable Lösung dieses Problems. Eine neuartige Dosierpumpe mit Einweg-Pumpelement, welche beide Eigenschaften miteinander verbindet und zusätzlich die berührungslose Online-Messung des aktuellen Flusses ermöglicht, könnte völlig neue Möglichkeiten für Infusionspumpen eröffnen und soll deshalb in dieser Arbeit genauer untersucht werden.

Die quantitativen Anforderungen an das neue Dosierpumpenkonzept sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Beim Förderverhalten ist neben dem geforderten Ratenbereich und der Fördergenauigkeit noch die Pulsation des Flusses von Bedeutung. In der Intensivmedizin sind sehr kleine Förderraten von typ. $0,1 \text{ ml/h} - 10 \text{ ml/h}$ üblich, weshalb hier auf die sogenannte „Halbwertszeit“ dieser Medikamente geachtet werden muss, nach der sich die Wirkung halbiert hat. Für hochwirksame Medikamente gilt allgemein eine Halbwertszeit von typ. 10 s . Eine intensivmedizinische Infusionspumpe sollte demnach eine sehr geringe Pulsation des Fluidstroms aufweisen, ideal wäre ein kontinuierlicher Fluidstrom ohne Unterbrechungen. Bei getakteten Infusionspumpen ist dies per Definition nicht der Fall, denn bei jedem Takt wird für kurze Zeit ein stoßartiger Fluidstrom abgegeben, der nach Beendigung des Pumphubes zum Stillstand kommt. Für gepulste bzw. getaktete Infusionspumpen liegt die maximal zulässige Zeit zwischen zwei

Taktzyklen bei etwa 10 s und kann für besonders kritische Wirkstoffe sogar noch darunter liegen.

Tabelle 3: Anforderungsliste an neues Dosierpumpenkonzept

Merkmal	Anforderung	Wichtigkeit	Bemerkungen
<i>Allgemeine Anforderungen</i>			
Fluide	Ernährungslösungen, Elektrolyte, Fette, Glukose 50%	M	
Gebrauchslagen	Alle Raumlagen. Lageunabhängiges Pumpverhalten im Bereich +1,50 m bis -1,0 m zum Vorratsgefäß	M	
Gegendruck	0,15 bar bis -0,1 bar	M	
Druckaufbau	Max. 1,2 bar	M	
Temperatur	10°C - 40°C	M	
Max. Partikelgröße	15 µm	M	
Gastoleranz	Kein Einlagern von Gasblasen in den Pumpraum. Selbstentlüftend.	M	
Dichtheit	0 ml/h	M	Im Stillstand darf kein Fluss möglich sein.
Sterilität	Der Pumpraum muss für die Dauer des Gebrauchs steril bleiben.	M	Vollständige Medientrennung
Desinfektion	Sprüh- und Wischdesinfektion mit alkoholhaltigem Desinfektionsmittel	M	
<i>Förderverhalten</i>			
Förderraten	Hochwirksame Medikamente, mobiler Einsatz: 0,01 – 10 ml/h	M	
	Hochwirksame Medikamente, stationärer Einsatz: 0,1 – 400 ml/h	M	
	Volumetrische Applikationen, stationärer Einsatz: 1 – 1000 ml/h	M	
	Ernährung, mobiler Einsatz: 1 – 400 ml/h	M	

Merkmal	Anforderung	Wichtigkeit	Bemerkungen
Genauigkeit	Volumetrische Applikationen: Typ. $\pm 5\%$ @ Rate >1ml/h Typ. $\pm 10\%$ @ Rate >1ml/h	M	
	Ernährung: Typ. $\pm 10\%$ @ Rate >1ml/h	M	
Pulsation	Flussunterbrechung < 10s	M	Vom Medikament abhängig.
<i>Antrieb</i>			
Leistungsbedarf	1 W	M	Mobile Anwend.
Betriebsspannung	3 V	W	
Geräuscentw.	< 35 dBA in 1 m Abstand	M	

Legende: „M“ = Muss, „W“ = Wunsch

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Neues Pumpkonzept

Leitgedanke bei der Erarbeitung des neuen Dosierpumpenkonzeptes war zunächst dessen Tauglichkeit zum Einwegartikel. Es sollte ein Pumpkonzept gefunden werden, welches mit nur sehr wenigen und kostengünstigen Bauteilen auskommt und gleichzeitig die Kriterien der Medientrennung und des unbegrenzten Fördervolumens erfüllt. Die Genauigkeit sollte zumindest so hoch sein, dass eine unregelmäßige Pumpe als volumetrische Infusionspumpe Verwendung finden könnte und damit bei 5% oder besser liegt. Sinnvollerweise sollten dazu Bauelemente dienen, welche bereits in hohen Stückzahlen in der Industrie gefertigt werden, wie z.B. Kugellagerkugeln. Speziell Kugellagerkugeln sind genau spezifiziert und bei hoher geometrischer Genauigkeit sehr kostengünstig.

Das Prinzip basiert auf einem Einwegteil und einer wiederverwendeten Antriebseinheit, die in Kapitel 4 beschrieben wird. Das Einwegteil besteht im einfachsten Fall aus den folgenden wenigen Komponenten:

1. Pumpelement
2. Feder
3. Rückschlagventil
4. Pumpkammergehäuse

Das Pumpelement besteht zumindest zum Teil aus einem ferromagnetischen Material. Im einfachsten Fall kann es eine Kugellagerkugel aus Stahl sein. Wenn der außenliegende Elektromagnet eingeschaltet wird, entsteht nach dem Reluktanzprinzip [22] eine Kraft auf das Pumpelement, welche dieses in die energetisch günstigste Position in Richtung der Polschuhe zieht. Im Falle einer Kugel als Pumpelement ist diese im Bereich zwischen den Polschuhen. Während der Bewegung des Pumpelements in Richtung auf die Polschuhe bzw. auf das Rückschlagventil zu, was im Folgenden als Ladehub bezeichnet wird, wird das Pumpelement vom Fluid umströmt, welches sich in der Pumpkammer zwischen Pumpelement und Rückschlagventil befindet, weil das Rückschlagventil während des Ladehubes schließt.

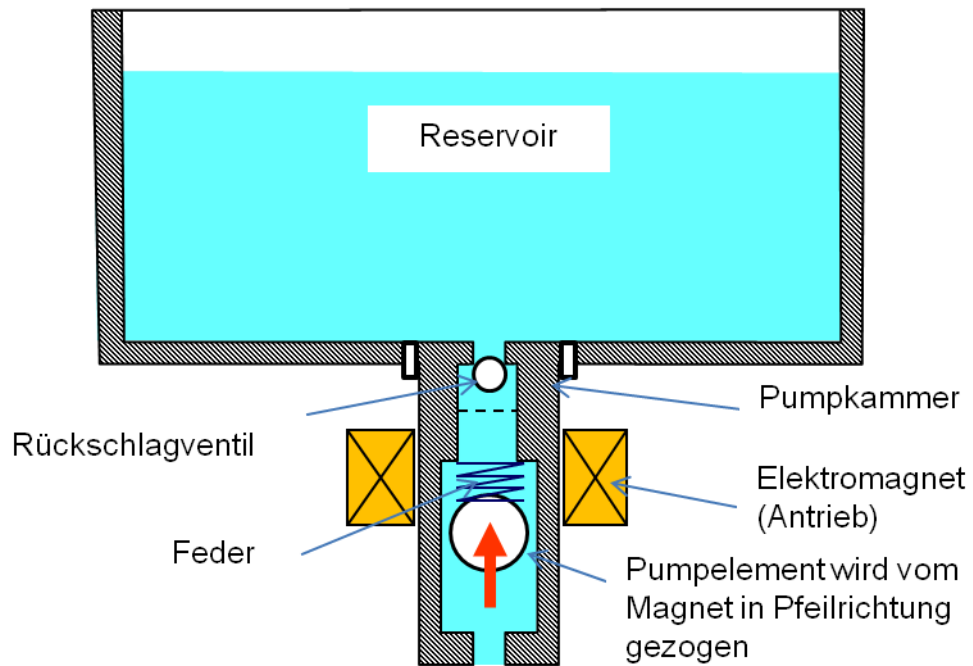


Abbildung 3.1: Grundprinzip der Dosierpumpe: Darstellung des Ladehubs

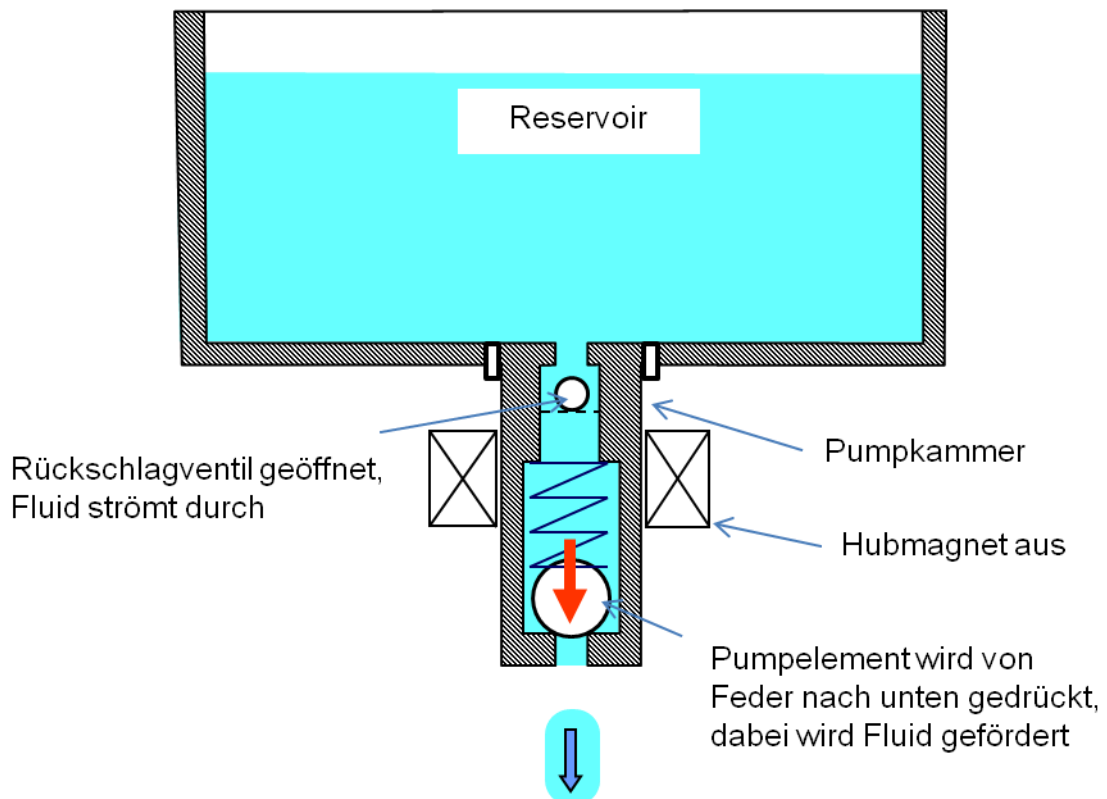


Abbildung 3.2: Grundprinzip der Dosierpumpe: Darstellung des Pumphubs

Je nach Schließverhalten des Rückschlagventils kann Fluid in das Reservoir zurückströmen und zu einem Schlupf führen. Sämtliches durch das Pumpelement während des Ladehubes verdrängte Fluid befindet sich am Ende des Hubes zwischen Pumpelement und Auslass. Während des Ladehubes wird die sich auf dem Pumpelement abstützende Feder gespannt (siehe Abbildung 3.1). Sobald der Elektromagnet ausgeschaltet wird, beginnt sich das Pumpelement angetrieben durch die vorgespannte Feder in Richtung auf den Ausgang zu bewegen, was im Folgenden als Pumphub bezeichnet wird. Dabei wird das vom Pumpelement verdrängte Fluid ausgestoßen und gleichzeitig entsprechendes Fluid vom Reservoir in die Pumpe nachgesaugt (siehe Abbildung 3.2). Das Rückschlagventil ist während des Pumphubes geöffnet. Besteht das Pumpelement nur aus einer Kugel, so wird während des Pumphubes ein gewisser Rückstrom um die Kugel stattfinden, der ebenfalls zum Schlupf beiträgt. Der Schlupf ist abhängig von dem Verhältnis der Strömungswiderstände im fluidischen Kreis und den Drücken am Ausgang bzw. im Reservoir. Auf den Schlupf wird in Kapitel 3.4.3 ausführlich eingegangen.

Es muss schon sehr früh bei der Auswahl und Gestaltung des Einwegteils besonderes Augenmerk auf das Pumpelement gelegt werden, da der Weg, den das Pumpelement während der Hübe zurücklegt, und der Schlupf die Genauigkeit des Fördervolumens wesentlich beeinflussen. Für den Einsatz in einer hochgenauen Dosierpumpe in der Intensivmedizin kommt ein Pumpelement ohne zusätzliches Dichtelement nicht in Frage. Die einfache Ausführung mit Kugel kann jedoch für volumetrische Infusionspumpen geeignet sein, bei denen die Genauigkeitsanforderungen niedriger sind [10, 11, 12, 13].

3.2 Grundlagen der Fluidik

Hier werden die wichtigsten Gesetze der Fluidik diskutiert, die zur Auslegung der Pumpe benötigt werden.

3.2.1 Dynamische Viskosität und Reynoldszahl

Gase und Flüssigkeiten können Scherkräften nicht standhalten und verlieren unter Scherbeanspruchung ihre ursprüngliche Form. Die Reibkraft, die zur Scherung des Fluids überwunden werden muss, ist abhängig von dessen Viskosität.

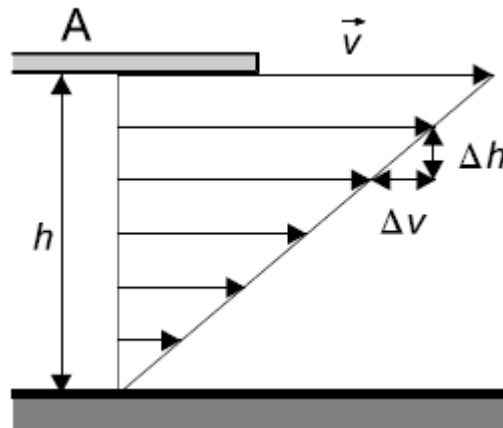


Abbildung 3.3: Innere Reibung eines Fluids unter Scherbeanspruchung [14]

Bewegt man eine ebene Platte der Fläche A im Abstand h an einer ruhenden Wand mit der konstanten Geschwindigkeit v tangential vorbei (Abbildung 3.3), so nimmt die bewegte Platte die an ihr haftende Flüssigkeitsschicht mit, die nun ihrerseits die benachbarte Flüssigkeitsschicht zu einer gleichgerichteten Bewegung mit einer um Δv kleineren Geschwindigkeit veranlasst. Die an der ruhenden Wand haftende Flüssigkeitsschicht befindet sich in Ruhe. Auf diese Weise entsteht in der Flüssigkeit ein Geschwindigkeitsgefälle $\frac{\Delta v}{\Delta h}$ (Scherrate), das nicht linear sein muss und deshalb allgemeiner mit dem Differentialquotienten $\frac{dv}{dh}$ beschrieben wird. Die Kraft F_R , die für die Bewegung der Fläche A benötigt wird, ist proportional zum Geschwindigkeitsgefälle $\frac{dv}{dh}$ und zur Fläche A . In Gl. 3.1 bezeichnet η die dynamische Viskosität, wobei im Folgenden stets von einem newtonschen Fluid ausgegangen wird, bei dem die Viskosität nicht von der Scherrate abhängt.

$$F_R = \int \eta \cdot A \cdot \frac{dv}{dh} \quad (3.1)$$

Das Verhältnis zwischen Trägheitskraft des Fluids und der viskosen Reibungskraft wird durch die Reynoldszahl Re beschrieben.

$$Re = \rho \cdot v \cdot \frac{D_h}{\eta} \quad (3.2)$$

Einflussfaktoren, welche über die Art der Strömung entscheiden sind die Strömungsgeschwindigkeit v , die Geometrie des durchströmten Körpers, die Viskosität η und die Dichte ρ des Fluids. In Gl. 3.2 bezeichnet D_h den hydraulischen Durchmesser, welcher sich aus der durchströmten Fläche A und dem Umfang U ergibt.

$$D_h = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad (3.3)$$

3.2.2 Gesetz von Hagen-Poiseuille

In einem kreisförmigen Rohrquerschnitt der Fläche $A_{\text{querschnitt}}$ ergibt sich ein parabelförmiges Geschwindigkeitsprofil, wie in Abbildung 3.4 dargestellt ist. In der Nähe der Rohrwand ist die Strömungsgeschwindigkeit nahe 0, in der Rohrquerschnittmitte erreicht sie ihr Maximum. Für den Volumenstrom \dot{q} in einem waagerechten Rohr mit kreisförmigem Querschnitt und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{u} gilt [15]:

$$\dot{q} = \bar{u} \cdot A_{\text{querschnitt}} = \bar{u} \cdot 2\pi \cdot r_0^2 \quad (3.4)$$

Betrachtet man den Druckabfall Δp an geraden Rohrleitungsstücken als Funktion der Länge l und des hydraulischen Durchmessers D_h , so ergibt sich der folgende Zusammenhang [15]:

$$\Delta p = f(l, D_h) = f_D \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{u}^2}{2} = \frac{8 \cdot \eta \cdot l \cdot \bar{u}}{r_0^2} \quad (3.5)$$

Mit Gleichung 3.4 für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit \bar{u} ergibt sich hieraus das bekannte Gesetz nach Hagen-Poiseuille.

$$\dot{q} = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot r_0^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \quad (3.6)$$

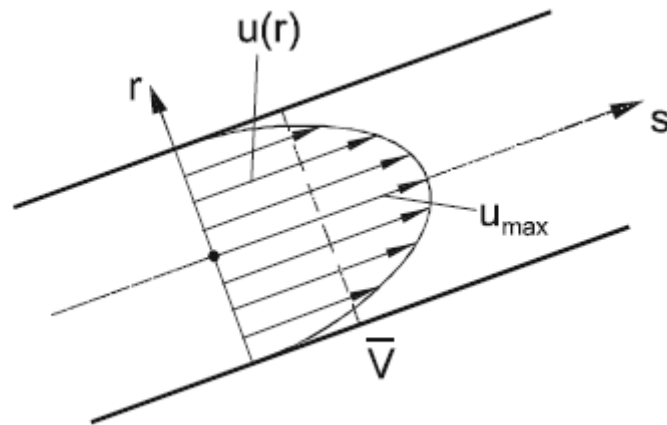


Abbildung 3.4: Parabelförmige Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr [14]

3.2.3 Fluidischer Widerstand

Ähnlich wie in der Elektrotechnik lässt sich auch in der Fluidik ein Widerstand definieren. Dieser Strömungswiderstand beschreibt allgemein den Zusammenhang zwischen einem Volumenstrom und dem herrschenden Druckunterschied an dem betreffenden Leitungsquerschnitt.

$$\dot{q} = \frac{\Delta p}{R} \quad (3.7)$$

Fasst man beim Hagen-Poiseuille-Gesetz die konstanten Größen zum Strömungswiderstand R zusammen, ergibt sich für den Strömungswiderstand von geraden, kreisförmigen Rohren der folgende Zusammenhang:

$$R_{\text{Rohr}} = \frac{8 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot r_0^4} \quad (3.8)$$

Für nichtkreisförmige Querschnitte ergibt sich allgemein für die Druckdifferenz Δp [15]:

$$\Delta p = \varphi \cdot \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{u}^2}{2} \quad (3.9)$$

Setzt man in Gleichung 3.9 die Gleichungen 3.2, 3.3 und 3.4 ein, ergibt sich für den Volumenstrom

$$\dot{q} = \Delta p \cdot \frac{A^3}{2 \cdot \varphi \cdot U_*^2 \cdot \eta \cdot l} \quad (3.10)$$

und für den Strömungswiderstand R

$$R = \frac{2 \cdot \varphi \cdot U_*^2 \cdot \eta \cdot l}{A^3}, \quad (3.11)$$

wobei U_* den durchströmten Umfang und φ einen Korrekturfaktor beschreibt. Werte für den Korrekturfaktor für diverse Querschnittsgeometrien können der Literatur [16] entnommen werden. Für rechteckige Querschnitte ist er abhängig vom Verhältnis aus Höhe h und der Breite b des Rechteckkanals. Einige Werte sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Korrekturfaktor φ für Rechteckquerschnitte [17]

h / b	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,70	0,8	0,9	1
φ	1,34	1,2	1,1	1,02	0,97	0,94	0,92	0,90	0,89	0,88

Für eine Rohrleitung mit rechteckigem Querschnitt ergibt sich aus Gleichung 3.11 der Strömungswiderstand

$$R_{\text{Rechteck}} = \frac{8 \cdot \varphi \cdot (b+h)^2 \cdot \eta \cdot l}{b^3 \cdot h^3} \quad (3.12)$$

Dabei wurde für den durchströmten Umfang $U_{*\text{Rechteck}} = 2 \cdot (b+h)$ und für die durchströmte Querschnittsfläche $A = b \cdot h$ eingesetzt. In Abbildung 3.5 sind zusammenfassend die Strömungswiderstände einiger wichtiger Querschnittsformen dargestellt.

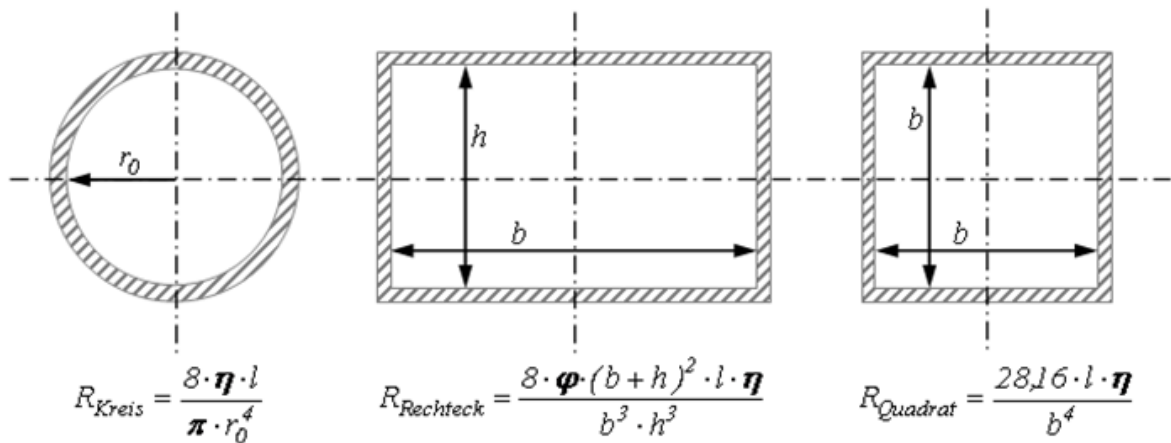


Abbildung 3.5: Strömungswiderstände verschiedener Leitungsquerschnitte bei laminarer, inkompressibler Strömung [15]

3.2.4 Fluidischer Widerstand eines Ringspalts

Der Sonderfall des fluidischen Ringspalts wird im Folgenden detailliert beschrieben, da dieser Fall den geometrischen Verhältnissen des Grundprinzips der Pumpe entspricht. Das gilt insbesondere, wenn auf ein flexibles Dichtelement am Pumpelement verzichtet wird. Der fluidische Ringspalt tritt beispielsweise auf, wenn die Kugel als Pumpelement in Abbildung 3.1 durch einen Kolben ersetzt wird. In Abbildung 3.6 sind die für diesen Fall relevanten Abmessungen und Bezeichnungen des Ringspalts dargestellt, um den Strömungswiderstand des Ringspalts für die Auslegung des Pumpelements berechnen zu können.

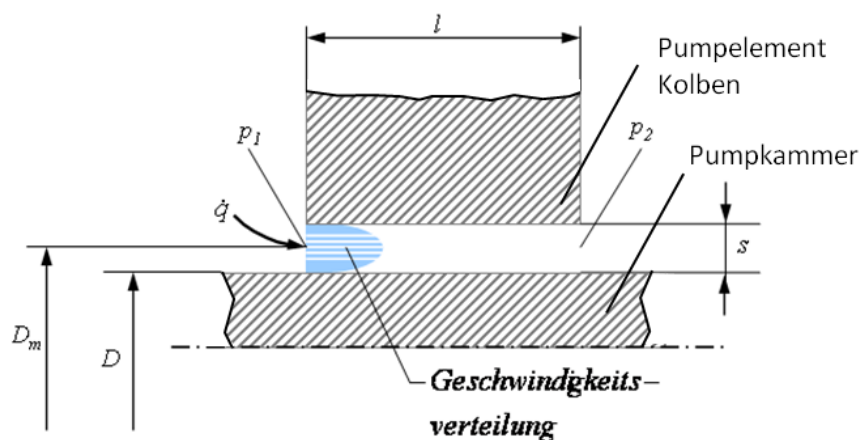


Abbildung 3.6: Bezeichnungen am Ringspalt

Ein Ringspalt ist dadurch gekennzeichnet, dass die Spaltbreite s sehr klein ist im Verhältnis zum mittleren Durchmesser $D_m = D + s$. Es gilt also $s \ll D_m$. Mit der Spalllänge l und der dynamischen Viskosität η ergibt sich für den Volumenstrom [15]

$$\dot{q} = \frac{\pi \cdot D_m \cdot s^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (3.13)$$

Durch Umstellung der Gleichung 3.13 erhält man für den Strömungswiderstand eines zylindrischen, konzentrischen Ringspalts

$$R_{\text{Ringspalt,zen}} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot D_m \cdot s^3} \quad (3.14)$$

Gleichung 3.14 beschreibt den Strömungswiderstand eines konzentrischen, zylindrischen Ringspaltes. Das trifft für die Pumpe zu, wenn der Kolben exakt coaxial zum Ringspalt angeordnet ist. Wenn diese Koaxialität nicht gegeben ist, sondern vielmehr exzentrische Ringspalte vorliegen, z.B. wenn der Kolben bzw. zylindrische Körper im Innern des Ringspalts durch äußere Kräfte um einen Betrag e achsparallel aus der Mitte verschoben wird, so ergeben sich die Verhältnisse wie in Abbildung 3.7 dargestellt.

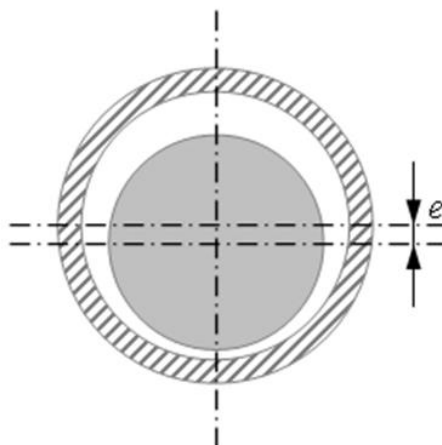


Abbildung 3.7: Exzentrischer Ringspalt

In der Literatur [15] ist der Strömungswiderstand eines exzentrischen zylindrischen Ringspalts wie folgt angegeben, wobei ε das Verhältnis $\frac{e}{s}$ beschreibt:

$$R_{\text{Ringspaltexz}} = \frac{R_{\text{Ringspaltzen}}}{1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2} \quad (3.15)$$

Aus Gleichung 3.15 ergibt sich somit, daß bei „Wandberührung“ des Mittelkörpers der Strömungswiderstand des exzentrischen Ringspaltes den 0,4 fachen Wert des konzentrischen Ringspaltes aufweist.

3.2.5 Fluidischer Widerstand des Kugelringspalts

Für bestimmte Dosier-Anwendungen kann als Pumpelement auch eine Kugel vorteilhaft sein. Für die fluidische Auslegung ist daher Kenntnis über den Strömungswiderstands des Spalts zwischen Kugel und Pumpkammergehäuse nötig. In Abbildung 3.8 sind die geometrischen Details dargestellt. Man kann den Kugelringspalt als eine Reihenschaltung vieler Einzelringspalte R_i der Breite l_z und Höhe s_i betrachten. Die Aufsummierung dieser Einzelringspalte ergibt dann den Gesamtströmungswiderstand des Kugelringspaltes.

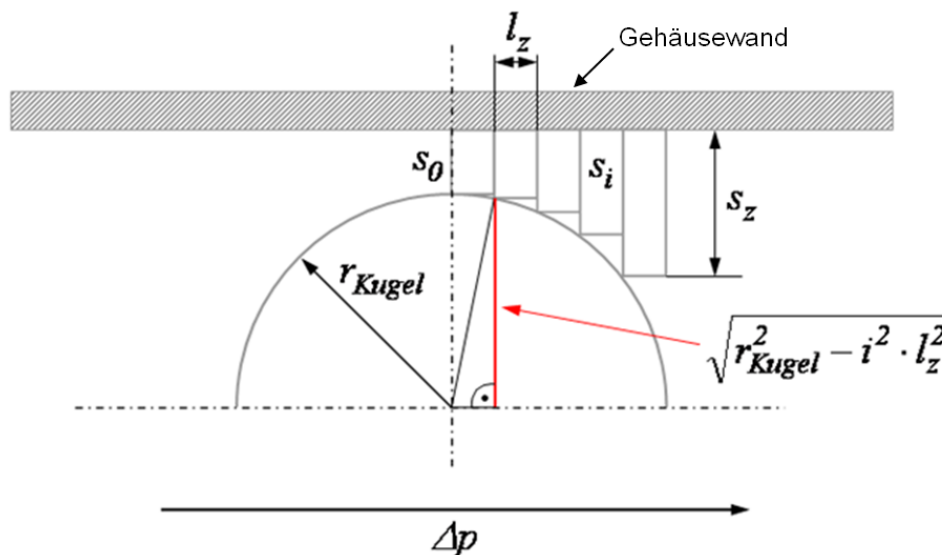


Abbildung 3.8: Berechnung des Strömungswiderstands eines Kugelringspalts durch Aufsummierung der Einzelwiderstände

Für den Einzelringspalt R_i gilt nach Gleichung 3.14 die Beziehung:

$$R_i = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot D_i \cdot s_i^3} \quad (3.16)$$

D_i beschreibt dabei den mittleren Ringspaldurchmesser und ergibt sich durch:

$$D_i = r_{Kugel} + s_0 + \sqrt{r_{Kugel}^2 - i^2 \cdot l_z^2}, \quad i \in N^0 \quad (3.17)$$

Die Spaltbreite s_i eines Einzelringspalts berechnet sich zu:

$$s_i = r_{Kugel} + s_0 - \sqrt{r_{Kugel}^2 - i^2 \cdot l_z^2}, \quad i \in N^0 \quad (3.18)$$

Die Spaltbreite des Einzelspalts ergibt sich aus der Anzahl z der Einzelspalte:

$$l_z = \frac{r_{Kugel}}{z} \quad (3.19)$$

Der gesamte Strömungswiderstand des Kugelringspalts berechnet sich durch Aufsummierung aller Widerstände der Einzelringspalte zu:

$$R_{Kugel,ges} = 2 \cdot \sum_{i=0}^z R_i = \frac{24 \cdot \eta}{\pi} \cdot \sum_{i=0}^z \frac{l_z}{D_i \cdot s_i^3} \quad (3.20)$$

3.3 Fluidisches Modell des Grundprinzips der Pumpe

In diesem Kapitel sollen die für die fluidische Auslegung wichtigsten Zielgrößen zusammengestellt und die zu deren Berechnung nötigen physikalischen Größen identifiziert werden. In Kapitel 3.4.3 werden dann am Beispiel einer Kugel und eines

zylindrischen Kolbens als Pumpkörper Gleichungen für die in Tabelle 5 aufgeführten Größen hergeleitet.

Tabelle 5: für die fluidische Auslegung wichtige Zielgrößen

Zielgröße	Beschreibung
T_{pump}	Dauer eines Pumphubes
T_{lade}	Dauer eines Ladehubes
V_{pump}	gefördertes Volumen pro Pumphub
S	Schlupf: Maß für die während des Pumphubes durch den Ringspalt zurückgeströmte Menge an Fluid

Für die Taktzeit der Pumpe gilt $T_{\text{takt}} = T_{\text{pump}} + T_{\text{lade}} + T_{\text{pause}}$, wobei T_{pause} die Zeit beschreibt, während der die Pumpe im Stillstand ist (siehe Abbildung 4.1).

Um einen Überblick über die in der Pumpe fluidisch wirksamen Einflussgrößen zu erhalten, ist in Abbildung 3.9 eine Pumpe mit federbelastetem zylindrischen Kolben als Pumpkörper skizziert und mit den für die Bestimmung der Zielgrößen relevanten Parametern beschriftet. Wichtige Parameter sind die geometrischen Abmessungen des Pumpelements, Innere und äußere Kräfte und Drücke, die Viskosität des Fluids und die wirksamen Strömungswiderstände.

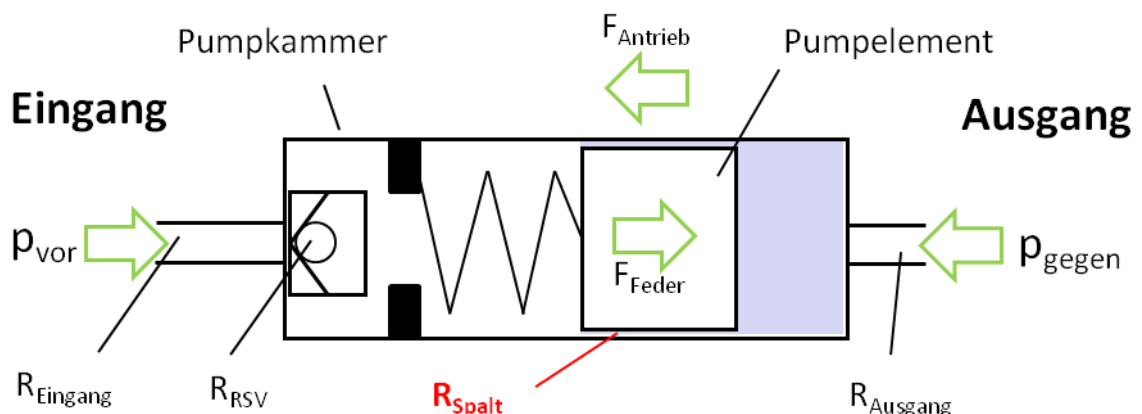


Abbildung 3.9: Fluidisch wirksame Größen der Dosierpumpe

Die für die Auslegung bedeutsamen Strömungswiderstände sind im Wesentlichen die Leitungswiderstände am Ein- und Ausgang (R_{Eingang} und R_{Ausgang}), das Rückschlagventil (R_{RSV}) und der Spaltwiderstand am Pumpelement (R_{Spalt}).

3.3.1 Skalierbarkeit des Ratenbereiches

Mögliche Stellgrößen zur Einstellung einer bestimmten Förderrate bei dem in Kapitel 3.1 vorgestellten Pumpengrundkonzept sind die Querschnittsfläche $A_{\text{pumpelement}}$ des Pumpelements und dessen Hub H , sowie die Taktfrequenz f_{takt} der Pumpe. Die mit diesen Stellgrößen erreichbare Förderrate \dot{m} lässt sich mathematisch einfach mit folgender Gleichung formulieren:

$$\dot{Q}_{\text{pump}} = f_{\text{takt,max(min)}} \cdot V_{\text{Hub}} = f_{\text{takt,max(min)}} \cdot A_{\text{pumpelement}} \cdot H \quad (3.21)$$

Der Durchmesser des Pumpelementes ist für die Auslegung der Pumpe auf einen gewünschten Ratenbereich entscheidend. In Abbildung 3.10 sind die über die Taktfrequenz f_{takt} einstellbaren Förderraten nach Gl. 3.21 für verschiedene Durchmesser des Pumpelementes in doppelt-logarithmischer Skalierung dargestellt. Auf der x-Achse ist nicht die Taktfrequenz sondern die Taktzeit $T_{\text{takt}} = \frac{1}{f_{\text{takt}}}$ aufgetragen, um direkt die Dauer eines Pumpzyklus ablesen zu können. Versucht man nun einen möglichst günstigen Durchmesser für das Pumpelement zu finden, mit welchem sich der gewünschte Ratenbereich von 0,1 – 1000 ml/h abdecken lässt, so stellt man fest, dass dies nicht möglich ist, wenn die maximal erlaubte Taktzeit 10 s und der Hub des Pumpelements fest sind. Ein Kompromiss kann erreicht werden, wenn man ein Pumpelement mit 5 mm Durchmesser verwendet und es zwischen 0,1 und 5 Hz taktet. Die maximale Taktfrequenz ergibt sich aus den erreichbaren Pump- und Ladehubzeiten, die ausführlich in Kapitel 3.4.3 besprochen werden. Der damit erreichbare Ratenbereich beträgt ungefähr 4 – 400 ml/h und deckt damit einen großen Bereich der Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe ab. Deshalb wurde dieser Durchmesser für die in Kapitel 5 diskutierte Demonstrator-Pumpe gewählt.

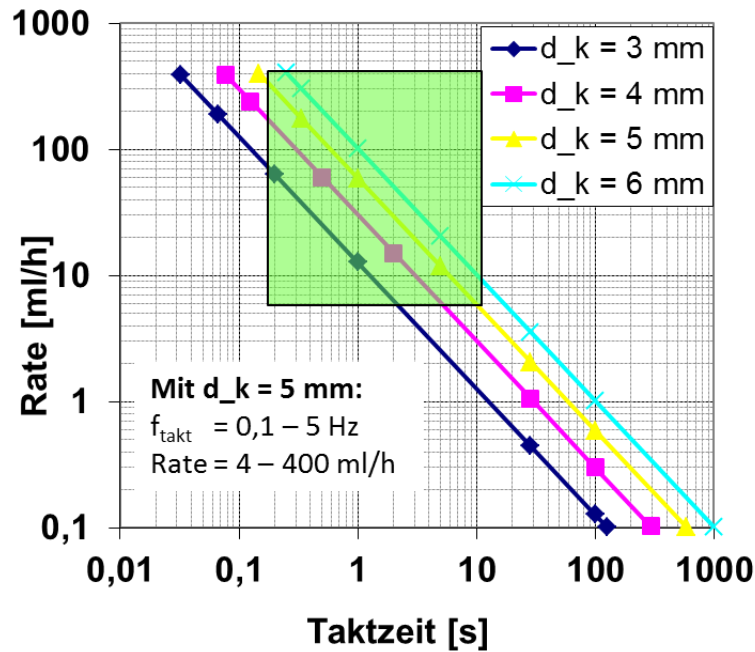


Abbildung 3.10: Ratenbereiche verschiedener Pumpelementdurchmesser

In Kapitel 5 wird anhand von gemessenen Kraft-Weg-Diagrammen für einen optimierten Antrieb gezeigt, dass die zur Verfügung stehende Antriebskraft zum Erreichen der gewünschten maximalen Taktfrequenz ausreichend ist. Der Begriff Kraft-Weg-Kennlinie beschreibt den Zusammenhang zwischen der auf das Pumpelement wirkenden Anziehungskraft des Antriebs in Abhängigkeit von dessen Position in der Pumpkammer und wird ausführlich in Kapitel 4 besprochen. Insbesondere die kleinen Förderraten stellen jedoch ein Problem für die Pumpe in ihrer Grundversion gemäß Kapitel 3.1 dar, welches ohne Änderungen am Grundkonzept nicht gelöst werden kann. Ein geeignetes Konzept einer Pumpe wird in Kapitel 6 vorgestellt und diskutiert.

3.4 Untersuchte Ausführungsvarianten des Einwegteils

3.4.1 Einwegteil mit 2 Kugeln

Bei dieser Variante kommen im Einwegteil zwei Kugellagerkugeln zum Einsatz, sowohl als Pumpelement als auch als Ventilkörper für das Rückschlagventil. Kugellagerkugeln sind sehr kostengünstig und in hoher Präzision am Markt erhältlich. Desweiteren sind sie in sehr feinen Durchmesserabstufungen von etwa 5 μm

verfügbar, weshalb sie für den Einsatz als Präzisionspumpelement in einem Demonstrator für erste Untersuchungen hervorragend geeignet sind.

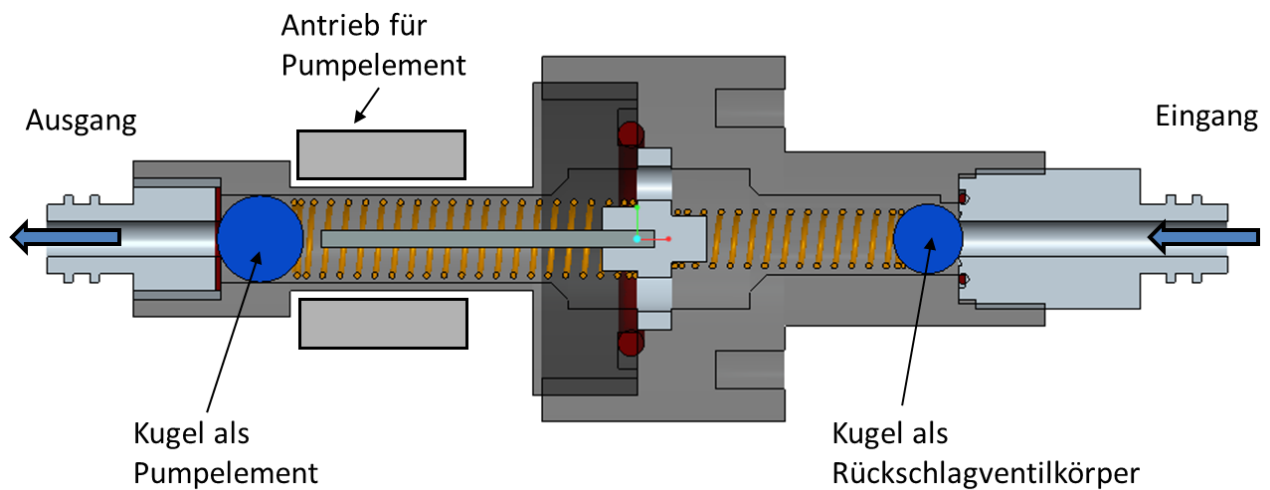


Abbildung 3.11: Ausführungsvariante mit 2 Kugeln im Einwegteil

In Abbildung 3.11 ist schematisch der Querschnitt eines auf Kugeln basierenden Demonstrators gezeigt. Die angefederte Kugel, welche als Pumpelement verwendet wird (links im Bild), weist einen sehr kleinen Luftspalt zwischen Kugel und Pumpkammergehäuse auf. In ihrer Grundstellung dichtet sie den Ausgang der Pumpe sicher ab. Die zweite Kugel ist ebenfalls angefedert und wirkt als Rückschlagventil am Eingang der Pumpe. Die Pumpkammer und die Schlauchanschlüsse sind als Drehteile aus Polycarbonat-Rundmaterial (PC) gefertigt. Der aufgebaute Demonstrator wurde bezüglich der erreichbaren Fördergenauigkeit untersucht. Die Ergebnisse hierzu werden in Kapitel 5.1.3 vorgestellt, wobei zuvor in Kapitel 3.4.3 auch auf die theoretischen fluidischen Grundlagen und die sich daraus ergebenden Schwächen dieser Ausführungsvariante eingegangen wird.

3.4.2 Einwegteil mit Kolben und Kugel

Eine Weiterentwicklung der Variante mit 2 Kugeln stellt die in Abbildung 3.12 gezeigte Ausführungsvariante dar. Hier wird anstelle einer Kugel ein zylindrischer Kolben als Pumpelement verwendet, wobei sich am Rückschlagventil weiterhin eine Kugellagerkugel befindet. Der Grund für den Aufbau dieser Variante ist, dass ein Ringspalt um einen Kolben einen größeren fluidischen Widerstand aufweist als ein

3.4.3.1 Berechnung des Ladehubes

Beim Ladehub, wo sich das Pumpelement in Richtung des Eingangs bewegt, wirkt bei geschlossenem Rückschlagventil fluidisch nur der Spaltwiderstand R_{Spalt} zwischen Pumpelement und Pumpkammergehäuse. Das Fluid umspült dabei das Pumpelement und bremst dieses durch Reibung in seiner Bewegung mit der Kraft F_{Spalt} ab. Das Kräftegleichgewicht für den Ladehub lautet demnach (siehe Abbildung 3.13):

$$F_{Antrieb}(x) = F_{Feder}(x) + F_{Spalt}(x) + m \cdot a \quad (3.22)$$

In den folgenden Betrachtungen wird der Term $m \cdot a$ aufgrund der geringen zu beschleunigenden Massen vernachlässigt. Ist der Spaltwiderstand R_{Spalt} bekannt, so lässt sich unter weiterer Kenntnis der Viskosität η des Fluids, der Kraft $F_{Antrieb}(x)$ des magnetischen Aktors und der wegabhängigen Federkraft $F_{Feder}(x)$, die Geschwindigkeit des angetriebenen Pumpelements in der Kammer näherungsweise berechnen.

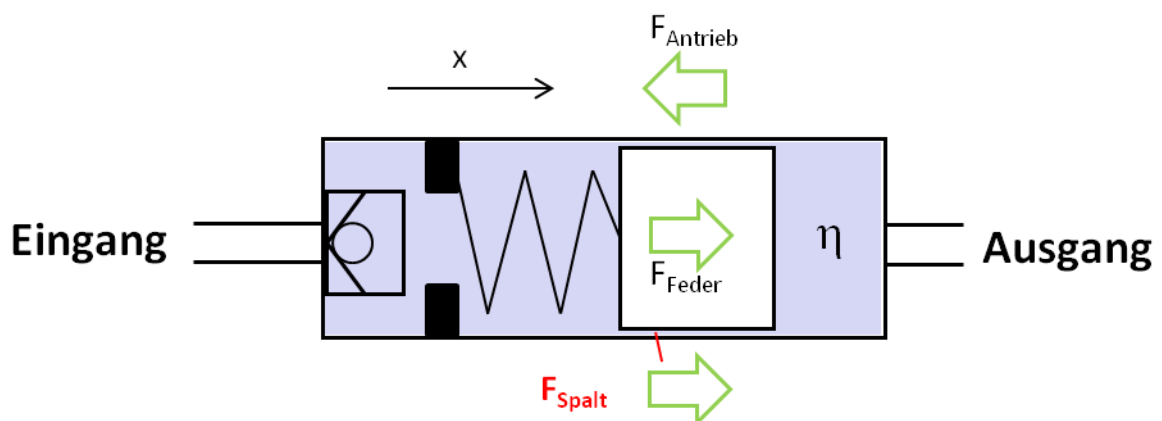


Abbildung 3.13: wirkende Kräfte beim Ladehub

Eine beim Ladehub wichtige Größe ist die Zeit T_{Lade} , welche das Pumpelement benötigt um den vollständigen Hub auszuführen. Die Ladehubdauer beschränkt zum einen die maximale Förderrate der Pumpe, da sie zusammen mit der Pumhubdauer die Zykluszeit der Pumpe bestimmt. Andererseits ist sie für den Energieverbrauch verantwortlich, da in dieser Zeit der Antrieb bestromt werden muss.

Während des Ladehubes findet einzig und allein im Ringspalt ein Fluidstrom statt, weshalb sich die Ladehubdauer T_{lade} nach folgender Gleichung berechnen lässt:

$$T_{lade} = \frac{V_{Hub}}{\dot{Q}_{lade}} \quad (3.23)$$

V_{Hub} ist das vom Pumpelement während des Hubes verdrängte Fluidvolumen, \dot{Q}_{lade} ist der dabei entstehende Fluidstrom durch den Ringspalt um das Pumpelement. Für \dot{Q}_{lade} gilt:

$$\dot{Q}_{lade} = \frac{\Delta p_{lade}}{R_{spalt}} \quad (3.24)$$

In Anlehnung an Gleichung 3.22 gilt für den beim Ladehub am Ringspalt anliegenden Druckunterschied Δp_{lade} :

$$\Delta p_{lade}(x) = \frac{F}{A} = \frac{F_{Antrieb}(x) - F_{Feder}(x)}{A_{Pumpelement}} \quad (3.25)$$

Um größere Druckschwankungen während des Pumphubes zu vermeiden, ist die Feder so stark vorgespannt, dass sich die Federkraft $F_{Feder}(x)$ während der Bewegung des Pumpelementes nur geringfügig ändert (<10%). Aus diesem Grund wird in den folgenden Berechnungen $F_{Feder}(x)$ als konstant betrachtet. Betrachtet man die Antriebskraft $F_{Antrieb}$ näherungsweise konstant, so ergibt sich aus den Gleichungen 3.23 –3.25 für die Ladehubdauer T_{lade} der folgende Zusammenhang:

$$T_{lade} = \frac{V_{Hub}}{\dot{Q}_{lade}} = \frac{V_{Hub}}{\frac{F_{Antrieb} - F_{Feder}(x)}{A_{Pumpelement}}} = R_{spalt} \cdot \frac{V_{Hub} \cdot A_{Pumpelement}}{F_{Antrieb} - F_{Feder}} \quad (3.26)$$

Für eine möglichst kurze Ladehubdauer bzw. um die benötigte Antriebskraft F_{Antrieb} klein zu halten, wäre also ein kleiner R_{Spalt} von Vorteil. Was für den Ladehub von Vorteil ist, kann jedoch beim Pumphub von Nachteil sein. Ein kleiner R_{Spalt} führt beim Pumphub zu entsprechend hohem Schlupf, das heißt, es fließt wieder Fluid zurück am Pumpelement, ohne dass gefördert wird. Verfügt das Pumpelement über keinerlei Ventilfunktion, muss hier also ein Kompromiss gefunden werden aus möglichst kurzer Ladehubdauer T_{lade} und akzeptablem Schlupf. Auf den Schlupf wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels noch genauer eingegangen, da er eine der wichtigen Zielgrößen aus Tabelle 5 ist.

Für einen zylindrischen Kolben als Pumpelement ergibt sich aus Gleichung 3.14 und 3.26 für die Ladehubdauer $T_{\text{lade,kolben}}$:

$$T_{\text{lade,kolben}} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot D_m \cdot s^3} \cdot \frac{V_{\text{Hub}} \cdot A_{\text{Kolben}}}{F_{\text{Antrieb}} - F_{\text{Feder}}} \quad (3.27)$$

Für eine Kugel als Pumpelement ergibt sich entsprechend aus Gleichung 3.20 und 3.26 für die Ladehubdauer $T_{\text{lade,kugel}}$:

$$T_{\text{lade,kugel}} = \frac{24 \cdot \eta}{\pi} \cdot \sum_{i=0}^z \frac{l_z}{D_i \cdot s_i^3} \cdot \frac{V_{\text{hub}} \cdot A_{\text{Kugel}}}{F_{\text{Antrieb}} - F_{\text{Feder}}} \quad (3.28)$$

Selbstverständlich gelten die Gleichungen 3.27 und 3.28 nur unter der Annahme, dass sowohl die auf das Pumpelement wirkende magnetische Kraft F_{Antrieb} , als auch die in entgegengesetzter Richtung wirkende Federkraft F_{Feder} näherungsweise konstant sind. In der Praxis ist es möglich einen Antrieb zu realisieren, der eine konstante Kraft auf das ferromagnetische Pumpelement ausübt, beispielsweise durch Verwendung eines bewegten Dauermagneten, welcher motorisch entlang des Pumpkammergehäuses bewegt wird. Bei Verwendung eines stationär am Pumpkammergehäuse platzierten Elektromagneten wird sich jedoch immer ein wegabhängiges Kraftprofil ergeben, sodass F_{Antrieb} eine Funktion des Weges ist, also $F_{\text{Antrieb}}(x)$. Um für diesen Fall die Ladehubdauer zu berechnen, sind die entsprechenden Differentialgleichungen aufzustellen und zu lösen. Dies wurde

numerisch von Grözinger per Simulation mittels LTSpice am Computer durchgeführt [19].

3.4.3.2 Berechnungen des Pumphubes

Beim Pumphub sind erheblich mehr fluidische Einflussgrößen beteiligt als beim Ladehub. Um Aussagen über die Genauigkeit der geförderten Menge machen zu können, ist genaue Kenntnis über die beteiligten Strömungswiderstände und Druckverhältnisse am Ein- und Ausgang der Pumpe nötig.

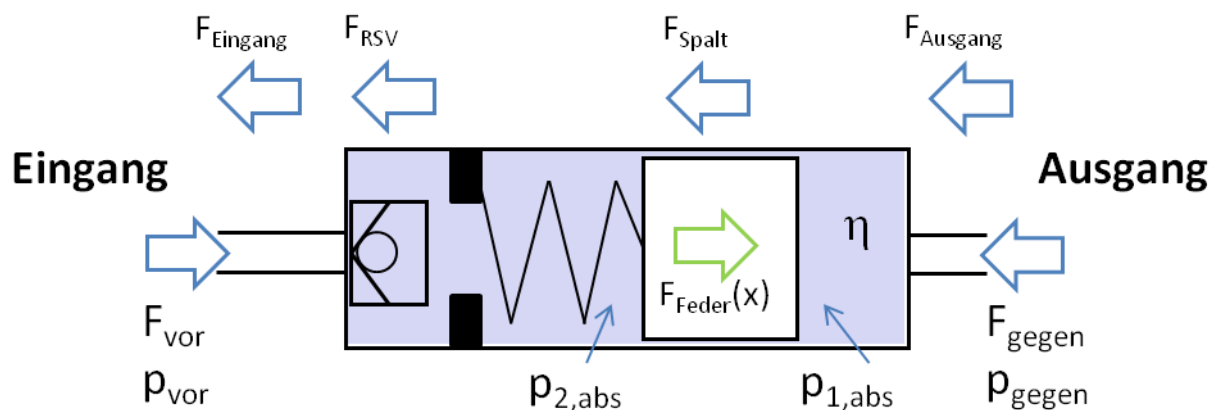


Abbildung 3.14: wirkende Kräfte beim Pumphub

In Abbildung 3.14 sind die fluidisch wirksamen Drücke bzw. Kräfte während des Pumphubes dargestellt. Die das Pumpelement antreibenden Kräfte sind lediglich die Federkraft F_{Feder} und ein evtl. vorhandenes, den Pumphub unterstützendes positives Druckgefälle $p_{vor} - p_{gegen}$ zwischen Eingang und Ausgang der Pumpe. Das Kräftegleichgewicht des Pumphubes lässt sich somit folgendermaßen aufschreiben:

$$F_{Feder}(x) + (F_{vor} - F_{gegen}) = F_{Eingang} + F_{RSV} + F_{Ausgang} + F_{Spalt} + m \cdot a \quad (3.29)$$

Für das Verständnis der fluidischen Zusammenhänge ist insbesondere wichtig zu wissen, dass der am Pumpelement und damit am Ringspalt anliegende Druckunterschied $p_{1,abs} - p_{2,abs}$ exakt dem der Federkraft F_{Feder} entsprechenden Federdruck p_{Feder} entspricht. Dieser lässt sich nach der einfachen Formel

$$p_{Feder} = \frac{F_{Feder}}{A_{Pumpelement}} \quad (3.30)$$

berechnen, wobei $A_{Pumpelement}$ die auf den Ausgang wirkende projizierte Fläche des Pumpelementes ist. Gleichung 3.29 gilt für den eingeschwungenen, stationären Bewegungszustand des Pumpelementes beim Pumphub. Die Federkraft wird im Folgenden als nahezu konstant angenommen, weshalb die Bewegungsgeschwindigkeit des Pumpelementes im eingeschwungenen Zustand ebenfalls konstant sein muss, wenn Gleichung 3.29 gilt. Um dies zu verdeutlichen, können die folgenden 3 Fälle unterschieden werden

1. $(p_{1,abs} - p_{2,abs}) \cdot A_{Pumpelement} < F_{Feder}$:

Der Druckunterschied ist zu gering, um die Federkraft auszugleichen und das Pumpelement müsste in Richtung der Federkraft beschleunigen.

2. $(p_{1,abs} - p_{2,abs}) \cdot A_{Pumpelement} > F_{Feder}$:

Die Federkraft ist zu klein, um den Druckunterschied auszugleichen und das Pumpelement müsste gegen die Federkraft beschleunigen.

3. $(p_{1,abs} - p_{2,abs}) \cdot A_{Pumpelement} = F_{Feder}$:

Die resultierende Gesamtkraft auf das Pumpelement ist 0 und das Pumpelement bleibt in einem stationären Bewegungszustand oder in Ruhe.

Dieses Vorgehen ist für erste analytische Abschätzungen in der Konzept- bzw Auslegungsphase der Pumpenentwicklung legitim, solange die erforderlichen Pumpfrequenzen viel geringer sind als die Eigenfrequenzen des Feder-Masse-Systems. Durch die typischerweise starke Dämpfung fluidischer Systeme aufgrund der hohen Strömungswiderstände, liegen die Pumpfrequenzen meist um Größenordnungen unter den mechanischen Eigenfrequenzen. In diesem Fall kann die zur Beschleunigung des Fluids und Pumpelements nötige Kraft $m \cdot a$ vernachlässigt werden, da $F_{Feder} \gg m \cdot a$ gilt und die Trägheit einen unwesentlichen Einfluss auf die Bewegungszeiten des Pumpelements hat.

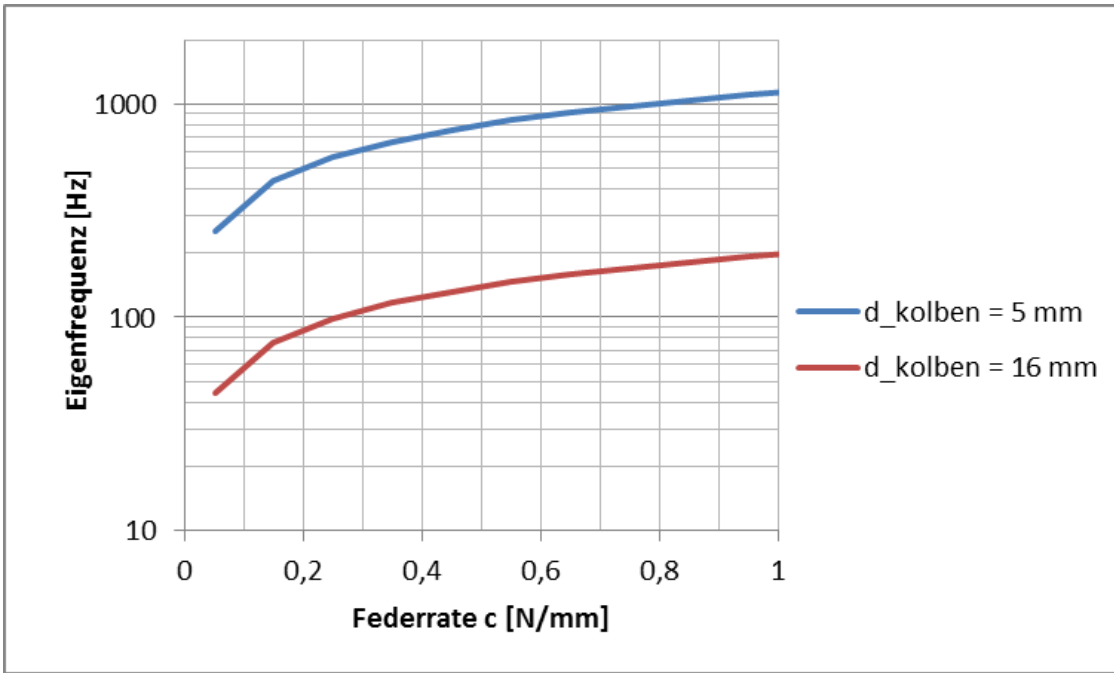


Abbildung 3.15: Typische mechanische Eigenfrequenzen für verschiedene Federraten

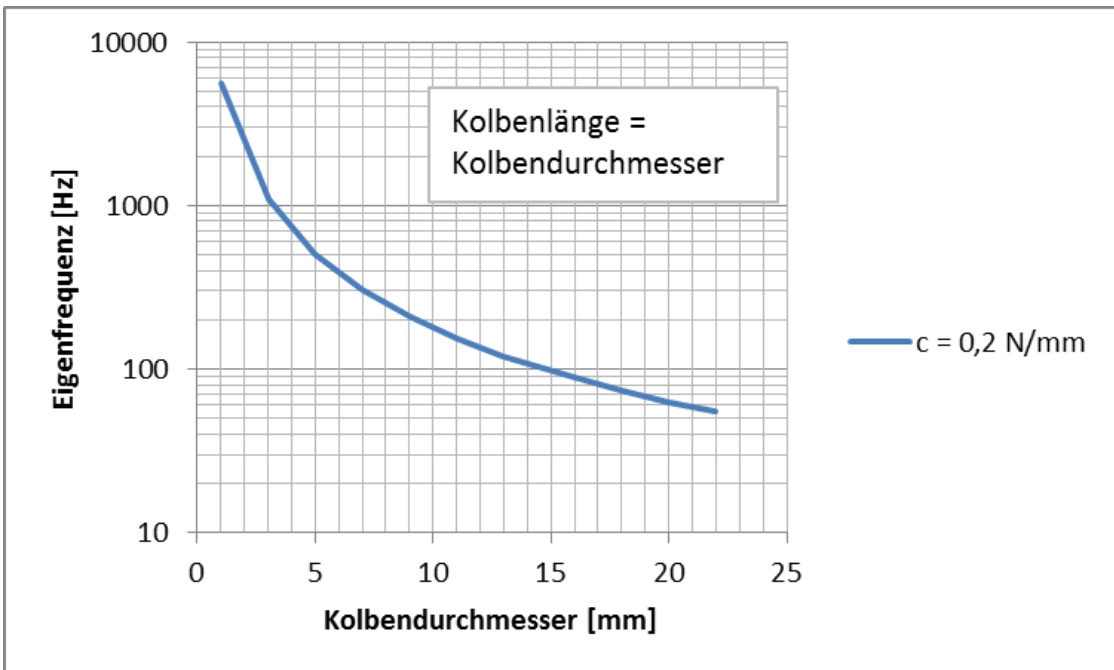


Abbildung 3.16: Typische mechanische Eigenfrequenzen für verschiedene Kolbendurchmesser

In Abbildung 3.15 und Abbildung 3.16 sind Eigenfrequenzen für ungedämpfte Feder-Masse-Systeme dargestellt. Dabei wurden der Kolbendurchmesser und die Federrate in sinnvollen Bereichen variiert. Für die Berechnung der Eigenfrequenzen wurde die Formel [20]

$$f_{\text{eigen}} = \sqrt{\frac{c_{\text{Feder}}}{m_{\text{Pumpelement}}}} \quad (3.31)$$

für einfache, ungedämpfte Feder-Masse-Schwinger verwendet.

In Abbildung 3.17 ist der fluidische Pfad des Pumphubes für das in Abbildung 3.14 dargestellte dichtungslose Pumpelement in Widerstandsschreibweise dargestellt. Dieser lässt sich in 2 Zweige unterteilen:

1. Blauer Zweig: Beschreibt den Fluidpfad vom Eingang zum Ausgang der Pumpe. Dies ist der tatsächlich geförderte Fluss, im Folgenden \dot{Q}_{pump} genannt.
2. Roter Zweig: Beschreibt den „Schlupfpfad“. Dieser Fluss geht während des Pumphubes quasi verloren, denn er fließt durch den am Ringspalt R_{Spalt} vorherrschenden Druckunterschied $p_{\text{feder}} = p_{1,\text{abs}} - p_{2,\text{abs}}$ (siehe Abbildung 3.14) entgegen der Förderrichtung zurück hinter das Pumpelement. Im Folgenden ist er mit \dot{Q}_{schlupf} bezeichnet.

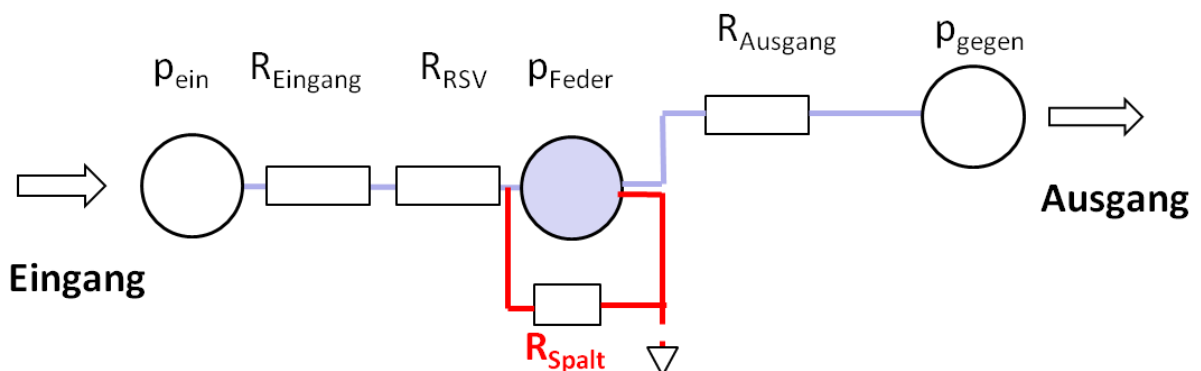


Abbildung 3.17: Strömungswiderstände beim Pumphub

Sind die in Abbildung 3.17 gezeigten Strömungswiderstände und die anliegenden Differenzdrücke bekannt, so lassen sich die den beiden benannten Fluidpfaden zugehörigen Flüsse während des Pumhubes berechnen. Für den Fluss \dot{Q}_{pump} gilt:

$$\dot{Q}_{pump} = \frac{\Delta p}{R} = \frac{P_{Feder} + P_{ein} - P_{gegen}}{R_{Eingang} + R_{RSV} + R_{Ausgang}} \quad (3.32)$$

$R_{Eingang}$ und $R_{Ausgang}$ bezeichnen die Schlauchwiderstände der Zuleitungen, welche in der Medizintechnik typischerweise dünn (1 – 3 mm) und lang (1 – 3 m) ausgeführt sind und damit den größten Teil des Strömungswiderstands dieses Fluidpfades ausmachen. R_{RSV} ist der Strömungswiderstand des in der Pumpe eingesetzten Rückschlagventils (siehe Abbildung 3.14). Für den zweiten fluidischen Zweig des Pumhubes, den Schlupfpfad, gilt für den Fluss $\dot{Q}_{schlupf}$ unter Berücksichtigung von Gleichung 3.29 die folgende Beziehung:

$$\dot{Q}_{schlupf} = \frac{P_{feder}}{R_{Spalt}} = \frac{F_{Feder} \cdot A_{Pumpelement}}{R_{Spalt}} \quad (3.33)$$

Zur Beurteilung der Fördergenauigkeit der Pumpe ist insbesondere der Schlupf

$S = \frac{\dot{Q}_{schlupf}}{\dot{Q}_{schlupf} + \dot{Q}_{pump}}$ von Interesse. Er spiegelt die Menge der beim Pumhub durch

R_{Spalt} zurückgeflossene und damit nicht geförderte Menge im Vergleich zur gesamten Menge des bewegten Fluids wider. Nach Gleichung 3.32 und 3.33 ergibt sich für den Schlupf S der dichtungslosen Pumpe nach Abbildung 3.14:

$$\begin{aligned} S &= \frac{\dot{Q}_{schlupf}}{\dot{Q}_{schlupf} + \dot{Q}_{pump}} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{Q}_{schlupf}}} = \frac{1}{\frac{P_{feder} + P_{vor} - P_{gegen}}{R_{Eingang} + R_{RSV} + R_{Ausgang}} + 1} \\ &= \frac{1}{\frac{R_{Spalt}}{R_{Eingang} + R_{RSV} + R_{Ausgang}} \cdot \frac{P_{feder} + P_{vor} - P_{gegen}}{P_{feder}} + 1} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Nach dieser Definition ist der Schlupf abhängig von inneren, konstruktionsbedingten und äußeren, durch den Benutzer beeinflussbaren Parametern, welche in der nachfolgenden Tabelle 6 nochmals aufgeführt sind.

Tabelle 6: innere und äußere Faktoren, die den Schlupf beeinflussen

Parameter	Parameterart	
	innere	äußere
Strömungswiderstände	✓	
Federkraft F_{Feder}	✓	
Förderhöhe p_{ein} , p_{gegen} (Vordruck, Gegendruck)		✓
Viskosität η (newtonsch)		✓

Bei sehr geringem Gegendruck und unter der Voraussetzung, dass $p_{\text{feder}} \gg p_{\text{vor}} - p_{\text{gegen}}$ gilt, lässt sich Gleichung 3.34 vereinfachen zu:

$$S = \frac{1}{\frac{R_{\text{Spalt}}}{R_{\text{Eingang}} + R_{\text{RSV}} + R_{\text{Ausgang}}} + 1} \quad (3.35)$$

In dieser Gleichung spielt demnach ein Vordruck bzw. Gegendruck am Eingang bzw. Ausgang der Pumpe keine Rolle mehr, der Schlupf S wäre nahezu unabhängig von äußeren, durch den Benutzer beeinflussbaren Faktoren. Den Schlupf S bestimmende Größen sind dann allein die Strömungswiderstände. Sofern die Pumpe in dieser Form als Infusionspumpe in der Medizin zum Einsatz kommen soll, lässt sich Gleichung 3.35 noch weiter vereinfachen, da hier die langen dünnen Schläuche und Kanülen den Hauptanteil der Strömungswiderstände ausmachen. Mit $R_{\text{Ausgang}} \gg R_{\text{RSV}}$ und $R_{\text{Eingang}} \approx R_{\text{Ausgang}}$ lässt sich Gleichung 3.35 vereinfachen zu:

$$S = \frac{1}{\frac{R_{Spalt}}{R_{Eingang} + R_{Ausgang}} + 1} \approx \frac{1}{\frac{R_{Spalt}}{2 \cdot R_{Eingang}} + 1} \approx \frac{1}{\frac{R_{Spalt}}{2 \cdot R_{Ausgang}} + 1} \quad (3.36)$$

Für die gesamte bewegte Menge an Fluid während des Pumphubes gilt die folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} V_{pump,ges} = V_{Hub} &= T_{pump} \cdot \dot{Q}_{pump} + T_{pump} \cdot \dot{Q}_{schlupf} \\ &= T_{pump} \cdot (\dot{Q}_{pump} + \dot{Q}_{schlupf}) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Für die tatsächlich geförderte Menge $V_{pump,gefördert}$ an Fluid ergibt sich nach Gleichung 3.37 und Gleichung 3.34:

$$V_{pump,gefördert} = T_{pump} \cdot \dot{Q}_{pump} = V_{Hub} \cdot (1 - S) \quad (3.38)$$

Aus Gleichung 3.34 und Gleichung 3.38 ergibt sich dann für die Dauer des Pumphubes T_{pump} :

$$\begin{aligned} T_{pump} &= \frac{V_{hub} \cdot (1 - S)}{\dot{Q}_{pump}} \\ &= V_{hub} \cdot (1 - S) \cdot \frac{R_{eingang} + R_{RSV} + R_{ausgang}}{P_{feder} + P_{eingang} - P_{gegen}} \\ &= V_{hub} \cdot \left(\frac{R_{eingang} + R_{RSV} + R_{ausgang}}{P_{feder} + P_{eingang} - P_{gegen}} - \frac{\frac{R_{eingang} + R_{RSV} + R_{ausgang}}{P_{feder} + P_{eingang} - P_{gegen}}}{\frac{R_{Spalt}}{R_{eingang} + R_{RSV} + R_{ausgang}} \cdot \frac{P_{feder} + P_{eingang} - P_{gegen}}{P_{feder}} + 1} \right) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Mit den Annahmen

- $R_{eingang} \cong R_{ausgang}$
- $R_{eingang} \gg R_{RSV}$

- $p_{feder} \gg p_{eingang}$

lässt sich Gleichung 3.39 vereinfachen zu:

$$T_{pump} = V_{hub} \cdot \left(\frac{2R_{eingang}}{p_{feder} - p_{gegen}} - \frac{\frac{2R_{eingang}}{p_{feder} - p_{gegen}}}{\frac{R_{spalt}}{2R_{eingang}} \cdot \frac{p_{feder} - p_{gegen}}{p_{feder}} + 1}} \right) \quad (3.40)$$

Nach Gl. 3.40 ist die Dauer des Pumphubes proportional zum Verhältnis der Schlauchleitungswiderstände $R_{eingang}$ bzw. $R_{ausgang}$ und der Federkraft F_{Feder} .

3.4.3.3 Vergleich zwischen Kugel und Kolben als Pumpelement

Im Folgenden soll im Hinblick auf die in Tabelle 5 zusammengestellten Zielgrößen ein Vergleich zwischen den Ausführungsformen Kugel und Kolben des Pumpelements angestellt werden. Dazu werden Kennlinien anhand der in den vorangegangenen Kapiteln hergeleiteten Gleichungen und Beziehungen berechnet. Die in den Schaubildern betrachteten 4 Zielgrößen sind:

1. Ladehubdauer T_{lade} (= Einschaltdauer des Antriebs)
2. Pumphubdauer T_{pump}
3. Schlupf S des Pumphubes
4. Gefördertes Volumen pro Hub $V_{gefördert}$

Allen Kennlinien liegen die festen Parameter aus Tabelle 7 zugrunde, welche bei den Berechnungen nicht variiert werden. Alle Betrachtungen beziehen sich dabei auf ein Pumpelement mit einem Durchmesser und einer Länge von 16 mm. Der Hub H beträgt immer 3 mm. Für jede Zielgröße wurden die 3 wichtigen Parameter der Pumpe gemäß Tabelle 8 in physikalisch und herstellungstechnisch sinnvollen Bereichen variiert. Der Gegendruck wird von 0 – 0,18 bar variiert, was einer max. Förderhöhe von 1,80 m entspricht und damit den relevanten Anwendungsbereich abdeckt.

Tabelle 7: Feste Parameter für die Berechnung der Pumpencharakteristiken

Parameter	Werte
Kraft des Antriebs $F_{Antrieb}$	8 N
Kraft der Pumpfeder F_{Feder}	4 N
Länge des Pumpelements $L_{Pumpelement}$	16 mm ($L_{Pumpelement} = D_{Pumpelement}$)
Hub des Pumpelements $H_{Pumpelement}$	3 mm
Länge Schlauchleitungen $L_{Schlauch}$	2 m
Durchmesser Schlauchleitungen $D_{Schlauch}$	3 mm
Viskosität des Fluids η	1 mPas (Wasser bei RT)

Tabelle 8: Variierte Werte der untersuchten Parameter

Parameter	Werte (in mm, soweit nicht anders angegeben)
Kugel- und Kolbendurchmesser D_{Kugel}, D_{Kolben}	1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 16, 20
Spalt am Pumpelement s_0	0,005; 0,01; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1; 0,15; 0,2
Gegendruck p_{gegen}	0; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18 (bar)

In Abbildung 3.18 bis Abbildung 3.20 sind die Berechnungen zum Einfluss der in Tabelle 8 gezeigten Parameter auf die Ladehubdauer grafisch dargestellt. Es werden jeweils Kugel und Kolben als Pumpelement miteinander verglichen. Wie zu erwarten war, hat der Ringspalt s den größten Einfluss auf die Ladehubdauer. Hier ist festzustellen, dass bei gleicher Spaltweite s_0 die Kugel im Vergleich zum Kolben einen etwa 10 mal niedrigeren Strömungswiderstand hat. Ringspalte $< 50 \mu\text{m}$ bewirken beim Kolben schon lange Ladehubzeiten von $> 1 \text{ s}$. Der Gegendruck hat keinen direkten Einfluss auf die Ladehubdauer. Der Durchmesser des Pumpelements geht mit der 2. Potenz in die Ladehubdauer ein und führt in dem hier verwendeten Rechenbeispiel erst ab Durchmessern von etwa 15 mm zu einer signifikanten Erhöhung der Ladehubdauer.

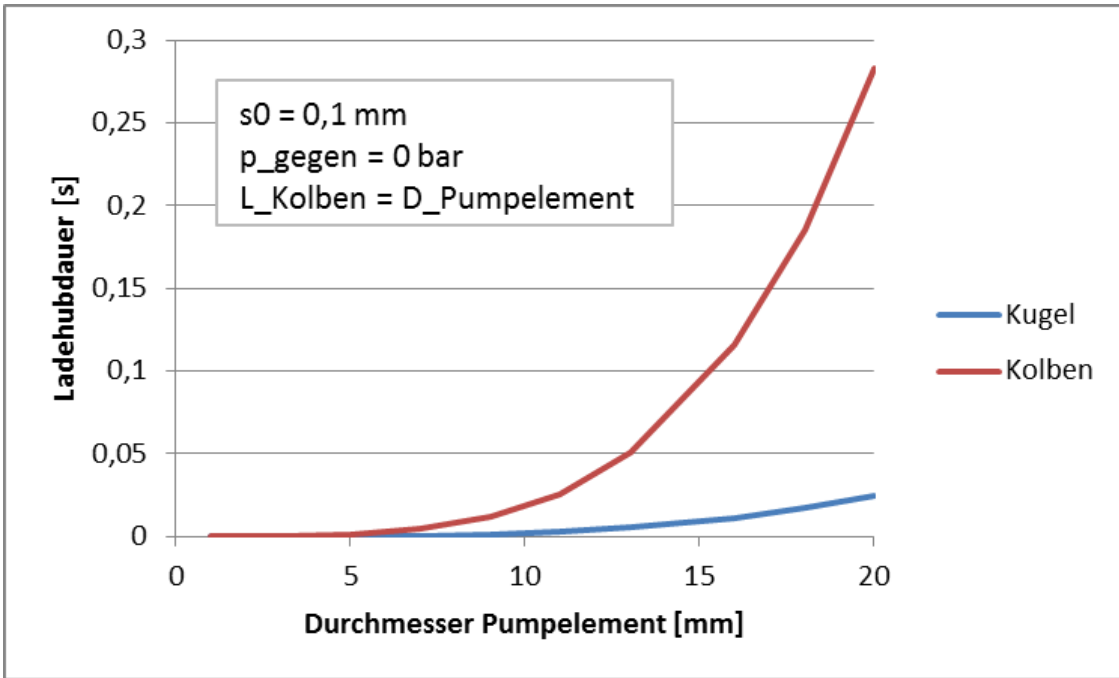


Abbildung 3.18: Einfluss des Pumpelementdurchmessers auf die Ladehubdauer

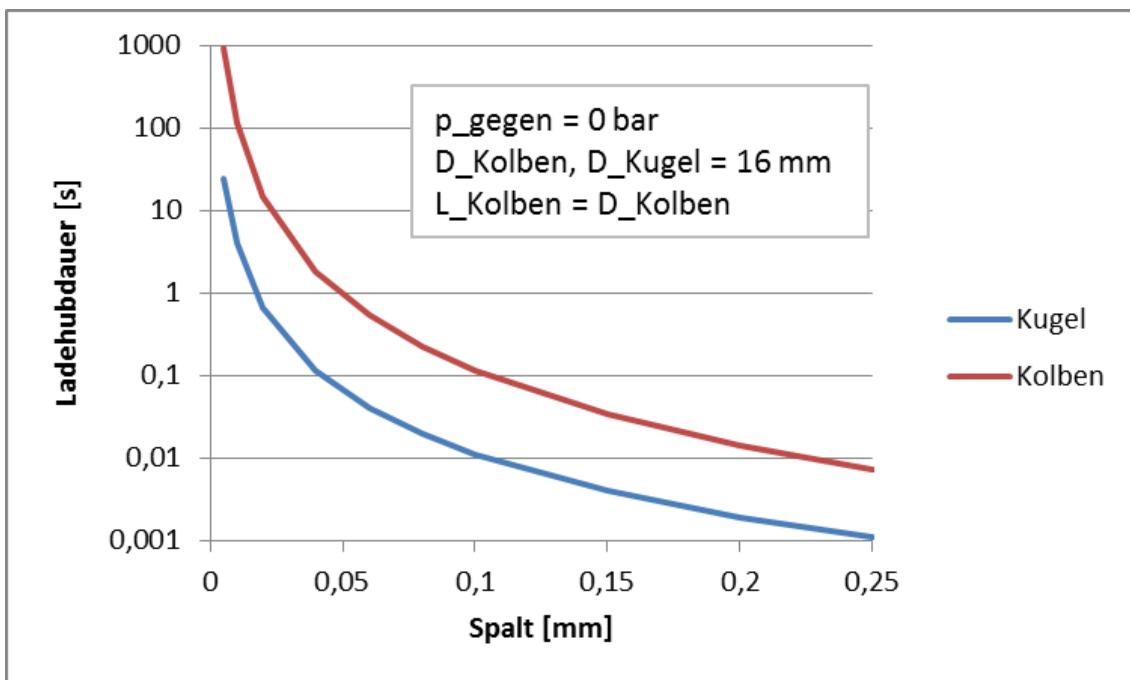


Abbildung 3.19: Einfluss des Ringspalts auf die Ladehubdauer

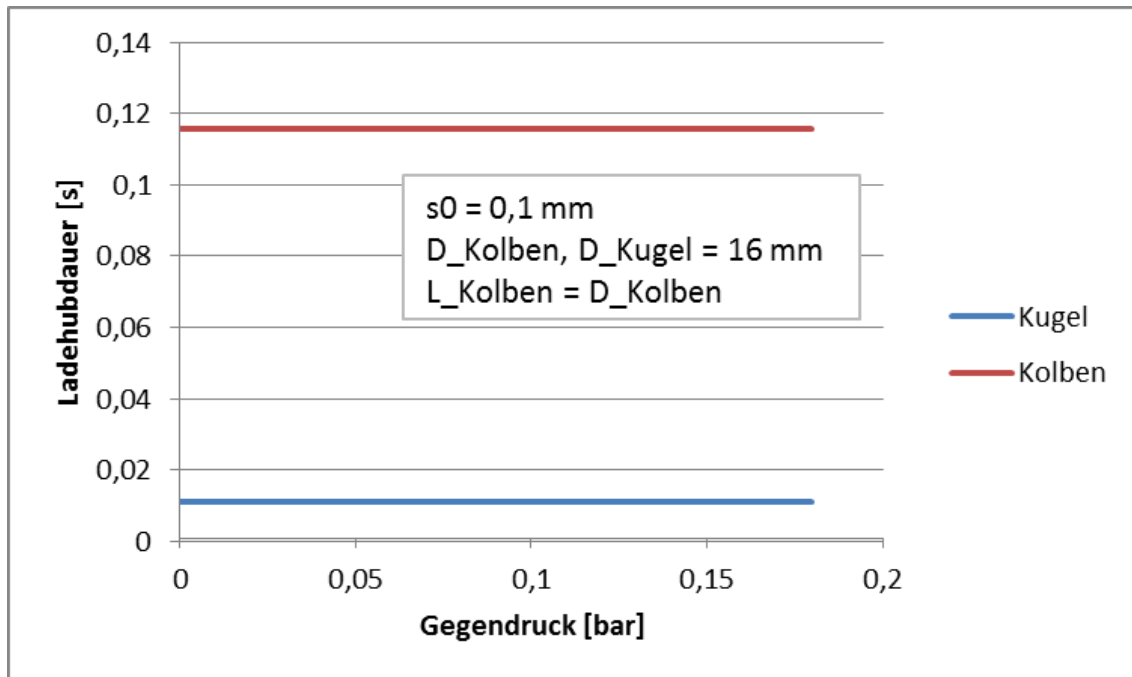


Abbildung 3.20: Einfluss des Gegendrucks auf die Ladehubdauer

Auf die Dauer des Pumphubs T_{pump} haben alle 3 untersuchten Parameter einen Einfluss. Der Durchmesser des Pumpelements geht nach Gleichung 3.40 in der 2. Potenz ein, was an der parabelförmigen Kennlinie in Abbildung 3.21 gut erkennbar ist. Die geförderte Menge pro Pumphub skaliert mit dem Durchmesser ebenfalls quadratisch. Der Durchmesser des Pumpelements hat auf die theoretisch erreichbare Förderrate keinen Einfluss, sofern immer dieselbe Federkraft auf das Pumpelement wirkt. In der praktischen Anwendung werden jedoch für größere Pumpelemente selbstverständlich auch stärkere Federn eingesetzt, um höhere Förderraten zu erzielen. Die Spaltweite s_0 beeinflusst die Pumphubdauer am stärksten, denn sie steht in der 3. Potenz im Nenner von Gleichung 3.40. Mit größer werdendem s_0 nähert sich der Schlupf S schnell an die 100 % an und die Pumphubdauer hängt dann nahezu ausschließlich vom Strömungswiderstand des Ringspalts ab. Ein Gegendruck am Ausgang der Pumpe geht linear in die Pumphubdauer ein, da er der zum Fördern zur Verfügung stehenden Federkraft über die Kugel- / Kolbenquerschnittsfläche direkt entgegenwirkt.

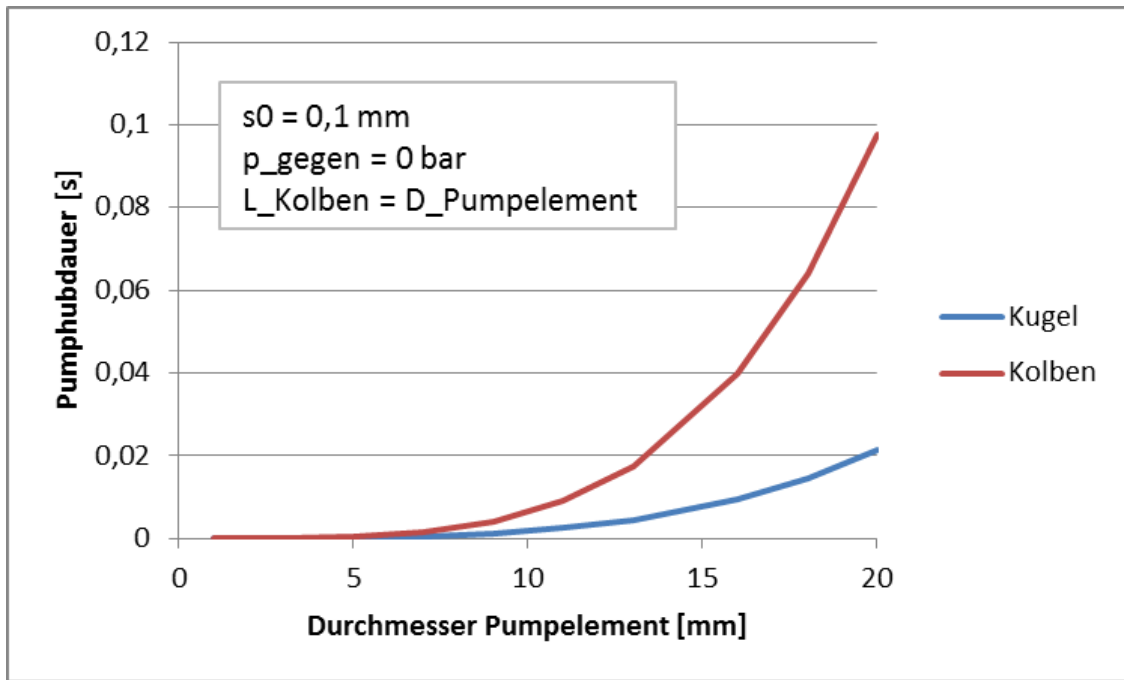


Abbildung 3.21: Einfluss des Pumpelementdurchmessers auf die Pumphubdauer

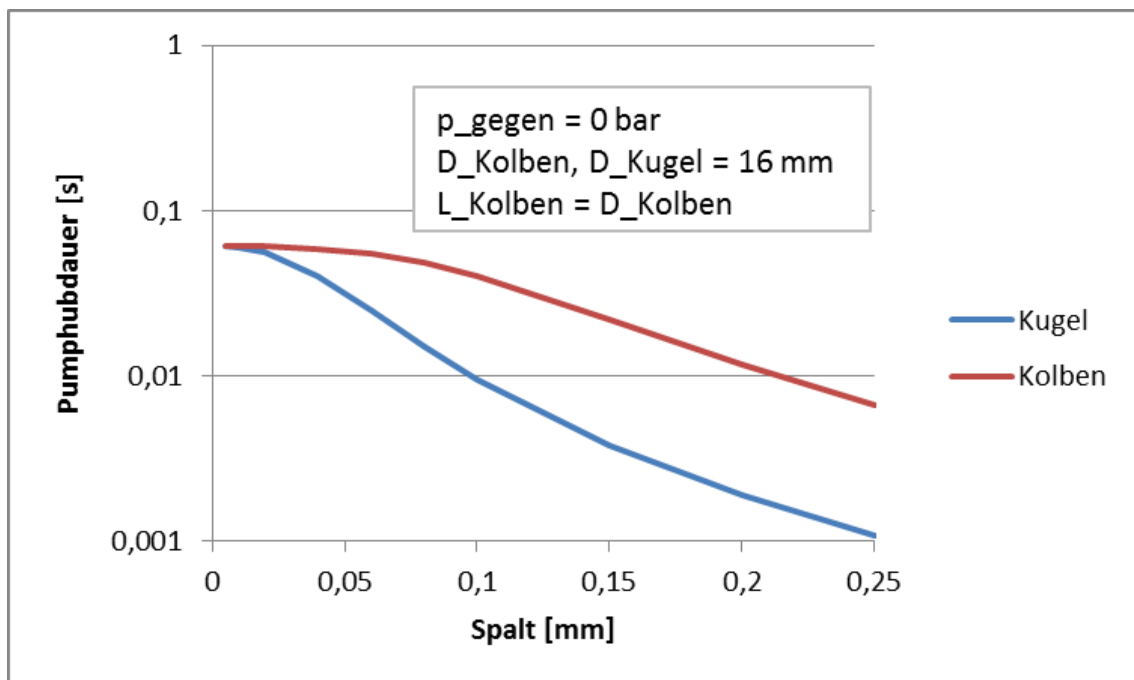


Abbildung 3.22: Einfluss der Spaltweite auf die Pumphubdauer

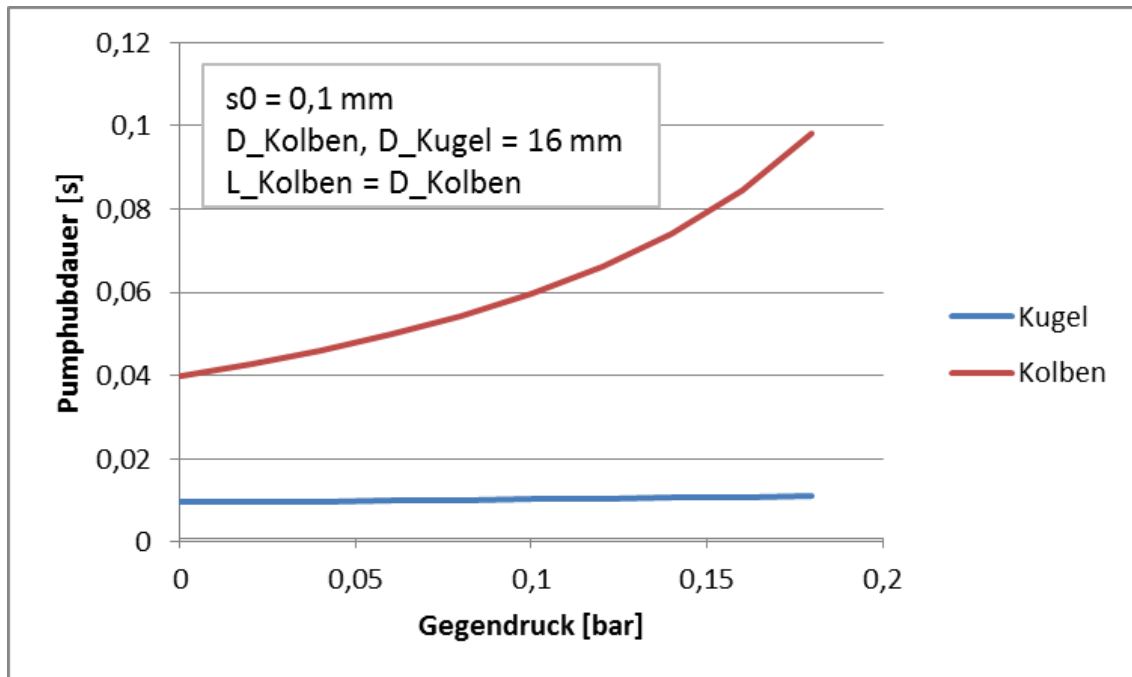


Abbildung 3.23: Einfluss des Gegendrucks auf die Pumphubdauer

Der Schlupf S wird nach Gleichung 3.34 ebenfalls von allen in Tabelle 8 aufgeführten Parametern beeinflusst. Entspricht die Länge des Kolbens seinem Durchmesser, so ist der Schlupf S unabhängig vom Kolbendurchmesser. Für die Kugel als Pumpelement gibt es jedoch eine Abhängigkeit des Schlupfes vom Kugeldurchmesser, sofern alle anderen Parameter, insbesondere die antreibende Federkraft, konstant sind. Den bei weitem größten Einfluss auf den Schlupf hat die Spaltweite s_0 . Schon ab Spaltweiten von etwa $40\ \mu\text{m}$ (Kugel) bzw. $150\ \mu\text{m}$ (Kolben) beträgt der Schlupf über 90% unter den hier verwendeten Bedingungen. Wie in der Gleichung 3.40 für die Berechnung der Pumphubdauer geht auch in der Schlupfgleichung 3.34 der Gegendruck ein. Er wirkt der Federkraft entgegen und verlängert damit den Pumphub. Da während des Pumphubs stets der Federdruck auf den Ringspalt wirkt und somit der „Schlupfstrom“ konstant ist, führt eine Verlängerung des Pumphubes automatisch zu höherem Schlupf, wie dies in Abbildung 3.26 zu sehen ist.

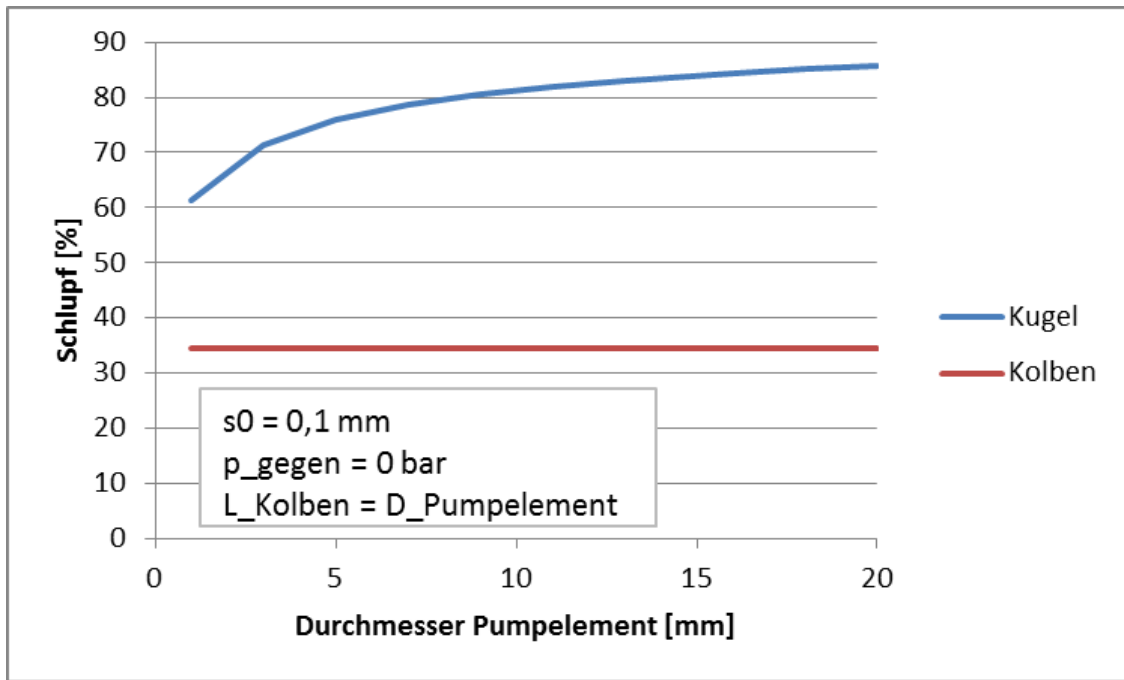


Abbildung 3.24: Einfluss des Pumpelementdurchmessers auf den Schlupf

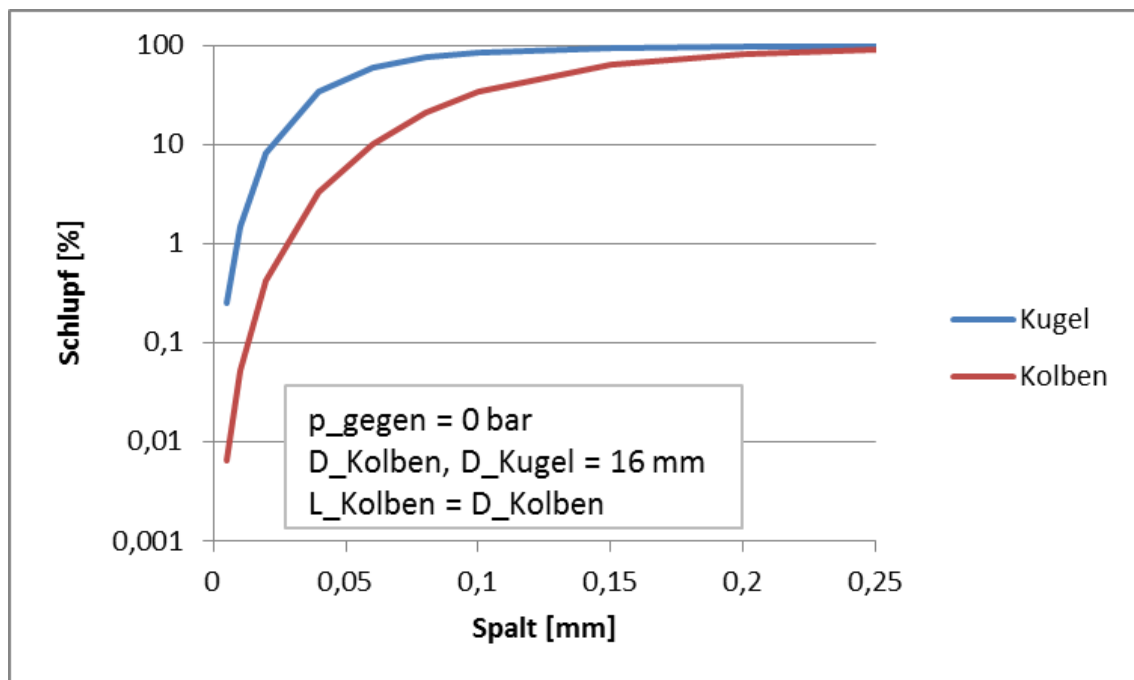


Abbildung 3.25: Einfluss der Spaltweite auf den Schlupf

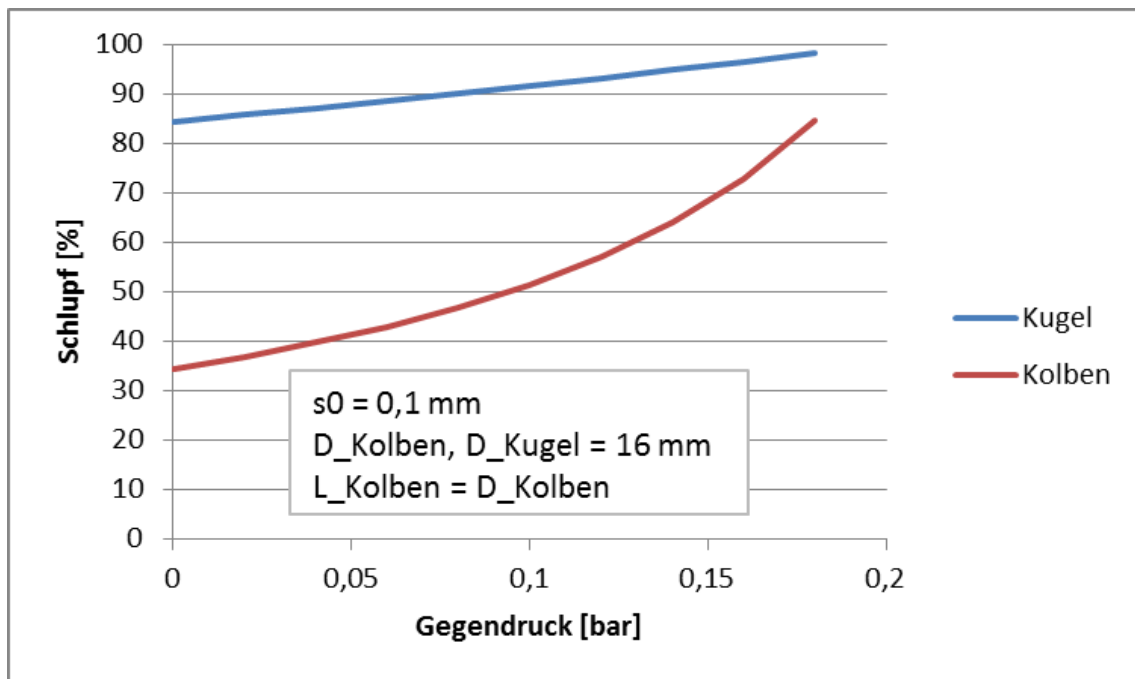


Abbildung 3.26: Einfluss des Gegendrucks auf den Schlupf

Der Vollständigkeit halber sind in Abbildung 3.27 bis Abbildung 3.29 die entsprechenden geförderten Mengen veranschaulicht unter Berücksichtigung der nach Tabelle 8 variierten Parameter. Die geförderte Menge m ist antiproportional zum Schlupf S . Im hier verwendeten Beispiel ergibt sich bei einem Pumpelementdurchmesser von 16 mm und einem Hub von 3 mm ein theoretisches Hubvolumen von ca. 0,6 ml. Mit einer Kugel als Pumpelement werden bei 0 bar Gegendruck und einem Ringspalt von 100 μm nur 0,1 ml pro Hub gefördert, während bei Verwendung eines Kolbens ca. 0,4 ml gefördert werden. Fördert man gegen eine Wassersäule von 1 m Höhe, so halbiert sich im Fall der Kugel das geförderte Volumen pro Hub, während mit einem Kolben noch 75% der Fördermenge bei 0 bar Gegendruck erreicht werden (siehe Abbildung 3.29).

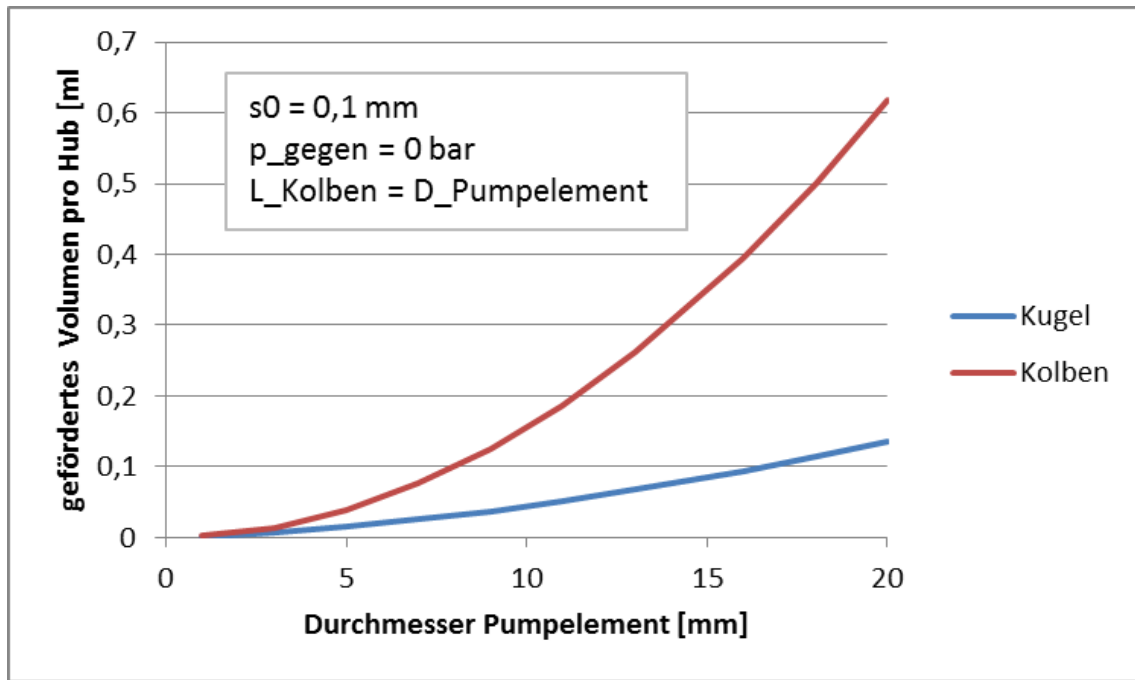


Abbildung 3.27: Einfluss des Pumpelementdurchmessers auf die geförderte Menge

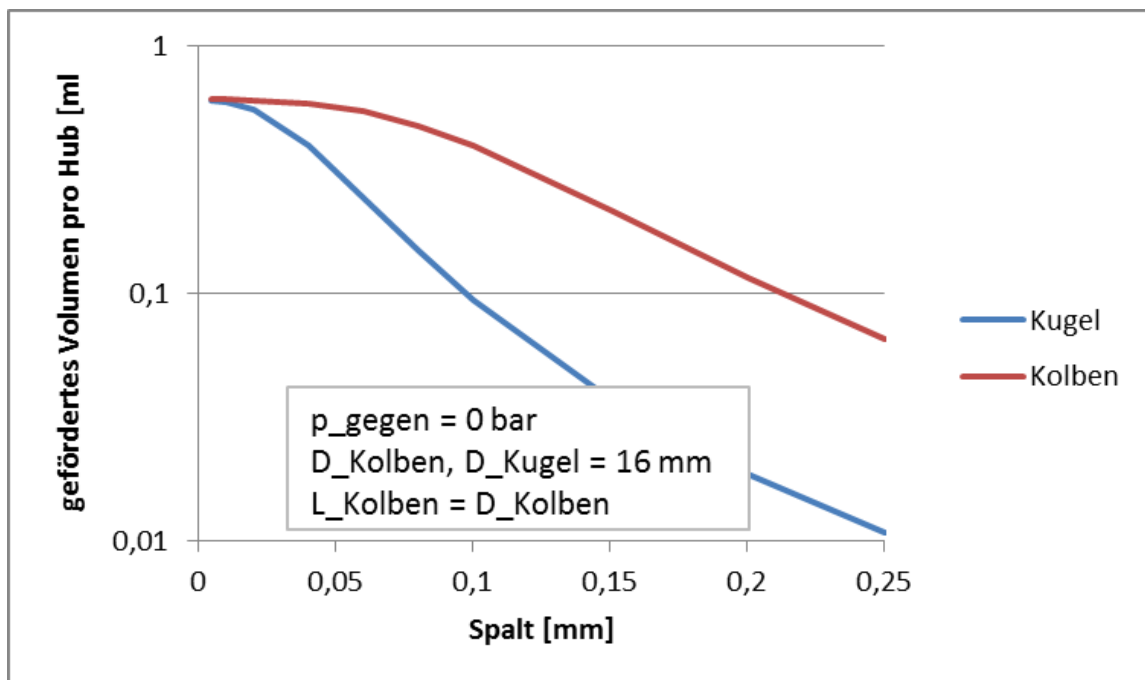


Abbildung 3.28: Einfluss der Spaltweite auf die geförderte Menge

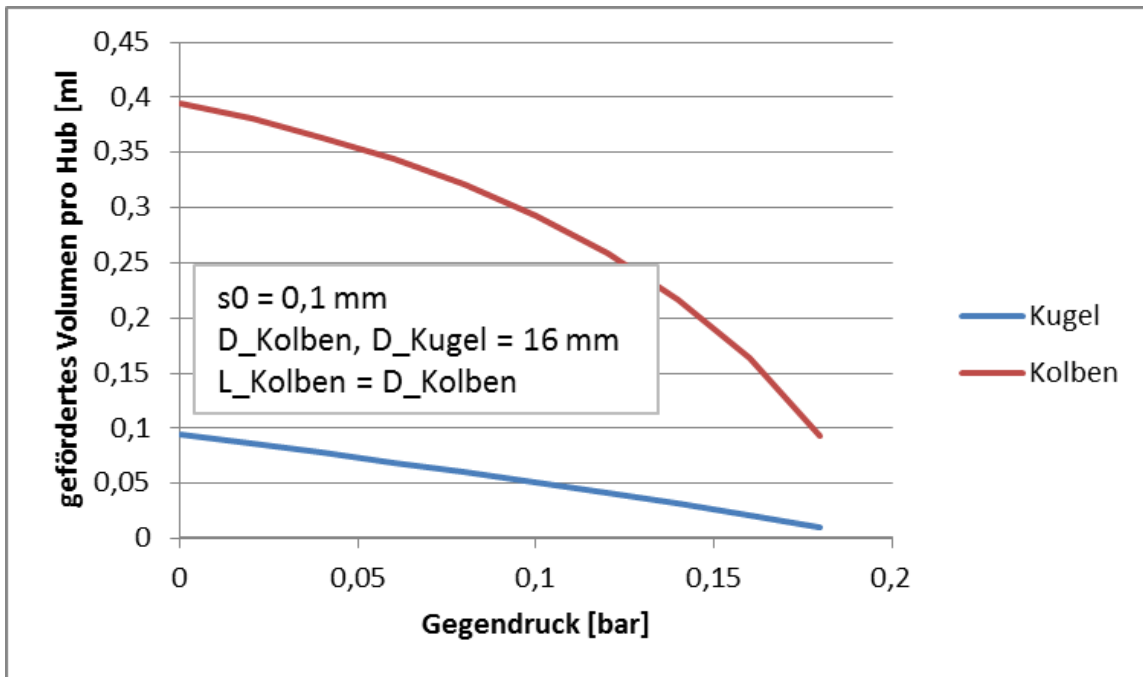


Abbildung 3.29: Einfluss des Gegendrucks auf die geförderte Menge

3.4.3.4 Erkenntnisse aus den theoretischen Betrachtungen

Die theoretischen Untersuchungen zeigen, dass die Spaltweite s_0 wesentlichen Einfluss auf das Förderverhalten der Pumpe hat. Die Ladehubdauer und der Schlupf werden fast ausschließlich von s_0 bestimmt. Die Gleichungen für den Schlupf zeigen weiterhin, dass der Schlupf theoretisch nicht von der Viskosität des Fluids abhängt, denn in Gleichung 3.35 erkennt man sofort, dass der Schlupf nur vom Verhältnis der

beteiligten Strömungswiderstände $\frac{R_{Spalt}}{R_{ausgang} + R_{eingang} + R_{RSV}}$ und dem Gegendruck p_{gegen}

abhängt. Im Strömungswiderstandsterm aus Gl. 5.14 kürzt sich die Viskosität η der Fluide heraus und es verbleiben nur die geometrischen Abmessungen des Pumpelements bzw. des Pumpkammergehäuses (Ringspalt) und der Schlauchleitungen am Eingang und Ausgang der Pumpe als schlupfbestimmende Größen. Für die Schlauchleitungen sind das die Länge und der Durchmesser, beim Pumpelement ist es die Spaltweite s_0 zwischen Pumpelement und Pumpkammergehäuse. Länge und Durchmesser der Schlauchleitungen sind in der Medizin standardisiert und können nicht auf die Pumpe „zugeschnitten“ werden, sodass letztlich nur der Spalt s_0 am Pumpelement die einzige variable Größe ist, über welche man den Schlupf der Pumpe definieren kann. Abbildung 3.25 zeigt, dass

sehr kleine Ringspalte nötig sind um den Schlupf unter 10% zu halten. Spaltänderungen von nur 10 μm haben schon eine Änderung des Schlupfes von mehreren Prozent zur Folge, was sowohl für die Kugel als auch den Kolben als Pumpelement gilt.

Diese Erkenntnis zeigt, dass eine hohe Präzision bei der Fertigung des Einwegteils nötig ist, um die gewünschten Fördergenauigkeiten erzielen zu können. Die für den Schlupf aufgestellten Gleichungen gelten für den Pumphub, Leckagen am eingangsseitigen Rückschlagventil können während des Ladehubs jedoch ebenfalls Schlupf verursachen, der die Fördergenauigkeit herabsetzt. Ein Rückschlagventil mit geringer Leckage ist also zwingend nötig für die Eignung der Pumpe als Infusionspumpe.

Eine kleine Spaltweite s_0 ($< 20 \mu\text{m}$) bedeutet geringen Schlupf, gleichzeitig jedoch lange Ladehubzeiten, insbesondere für Flüssigkeiten höherer Viskosität. Lange Ladehubzeiten erfordern lange Einschaltzeiten des Antriebs und damit einen hohen Energieverbrauch. Dem kann man nur durch größere Antriebskräfte auf das Pumpelement entgegenwirken, was jedoch direkt in Baugröße, Gewicht und Leistung des Antriebs einfließt. Größere Ringspalte bewirken das Gegenteil, nämlich kurze Ladehubzeiten und hohen Schlupf, jedoch geringere Anforderungen an die benötigte Antriebskraft und damit einen kleineren Energieverbrauch der Pumpe. Weiterhin ist der mit einem ventillosen Pumpelement erreichbare Ratenbereich vor allem für größere Förderraten stark begrenzt, da hierfür kurze Ladehubzeiten nötig sind, welche bei höherviskosen Fluiden nur mit einem großen Ringspalt erreichbar sind. Dieses Dilemma lässt sich nur durch den Einsatz eines zusätzlichen Ventils beseitigen, welches direkt am Pumpelement angebracht ist. Es öffnet beim Ladehub und schließt beim Pumphub. Dadurch ist R_{spalt} beim Ladehub sehr klein und beim Pumphub sehr groß, wodurch der Schlupf theoretisch beseitigt werden kann. Durch den Einsatz eines Ventils am Pumpelement ist jedoch ein zusätzliches Bauteil in der Pumpe nötig und damit entstehen zusätzliche Kosten im Einwegteil. Wenn das Ventil aus einem elastischen Material besteht, meistens einem Gummi, ist es bei ständigen Lastwechseln unter Reibung entsprechendem Verschleiß ausgesetzt, was die Lebensdauer im Vergleich zum dichtungslosen Pumpelement reduzieren kann. Desweiteren muss bei Verwendung eines Gummiwerkstoffes besondere Sorgfalt auf

Materialbeständigkeiten bzw. –verträglichkeiten verwendet werden. Da eine Ventildichtung am Pumpkammergehäuse über einen Reibschluss dichtet, erhöht sich folglich auch die Reibung im Pumphub, weshalb stärkere Federn im Einwegteil eingesetzt werden müssen im Vergleich zum ventillosen Konzept. Wird das Ventil aus einem steiferen Material ausgeführt, so verschärfen sich wieder die Anforderungen an die Präzision des Pumpelements und des Pumpkammergehäuses. Aus diesem Grund muss man anhand der Anforderungen an die Pumpe entscheiden, ob ein Ventil am Pumpelement zwingend nötig ist oder ob evtl. ein dichtungsloses Pumpkonzept Verwendung finden kann.

3.4.4 Einwegteil mit 2 Membranventilen

Im Rahmen weiterer Optimierungen des Förderverhaltens sowie des Energieverbrauchs der Pumpe wurde ein Demonstrator aufgebaut und charakterisiert, wie er in Abbildung 3.30 dargestellt ist. Entscheidende Unterschiede sind der durchbohrte Kolben und die beiden Membranventile, wovon eines am Pumpelement befestigt ist und die Bohrung beim Pumphub verschließt und das zweite als Rückschlagventil am Eingang der Pumpe wirkt. Die Verwendung eines Membranventils als Rückschlagventil soll insbesondere die Leckage beim Ladehub minimieren. Bei Verwendung einer Kugel als Rückschlagventilkörper auf einem harten Dichtsitz, werden sehr hohe Anforderungen an die Qualität des Dichtsitzes gestellt. Ein Membranventil aus Gummi ist an dieser Stelle wesentlich unkritischer bzgl. der Fertigungsgenauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit des Dichtsitzes. Gleichzeitig ist ein Membranventil günstig herstellbar und bietet viele Möglichkeiten, durch Änderungen des Layouts die Membran-Parameter des Ventils, insbesondere den Öffnungsdruck, zu beeinflussen. Der Öffnungsdruck ist bei dieser Variante der entscheidende Parameter, um unkontrollierten Durchfluss durch den Kolben während des Ladehubes zu verhindern (Free-Flow). Da Free-Flow direkt in die Fördergenauigkeit eingeht, wird die Ventiloptimierung zur Vermeidung von Free-Flow ausführlich im Kapitel 5.2.1 beschrieben. Das zweite Membranventil, welches als Kolbenventil fungiert, soll den Schlupf im Pumphub eliminieren und gleichzeitig eine Energieersparnis beim Ladehub ermöglichen. Die Idee hierbei war, dass der Kolben in einer Passung in der Pumpkammer geführt und keine zusätzliche Radialdichtung am Pumpelement mehr benötigt wird, um den Kolben zur Pumpkammer abzudichten. Durch die schmierenden Eigenschaften des Fluids im Ringspalt um den Kolben

entsteht eine automatische Schmierwirkung, welche die Reibung zwischen Pumpelement und Pumpkammer sowohl beim Ladehub als auch beim Pumphub reduziert und damit eine Energieersparnis bewirkt.

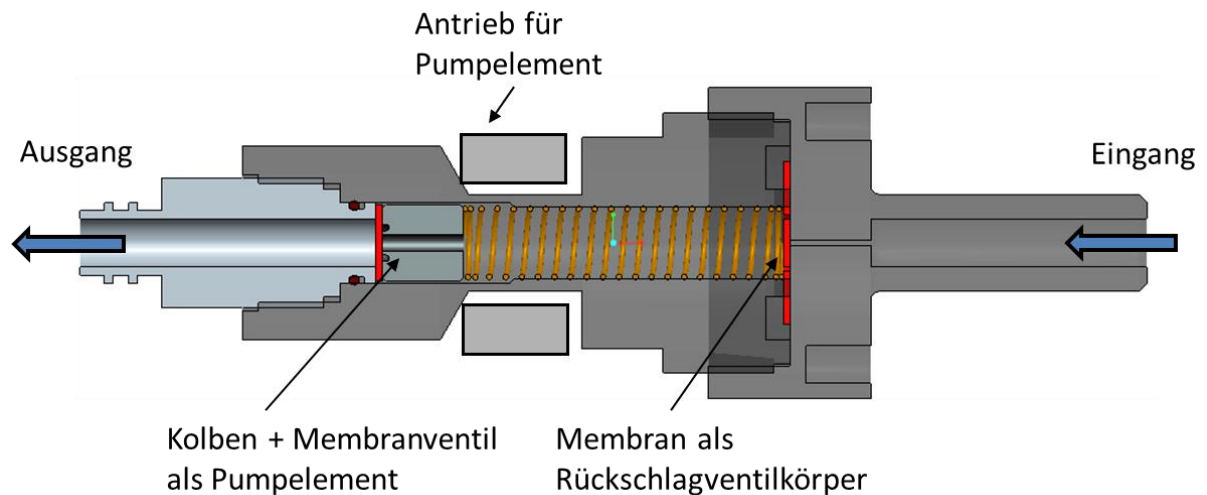


Abbildung 3.30: Variante mit Membranventil am Pumpelement und Rückschlagventil

Eine ausführliche Beschreibung der Konstruktion und der durchgeführten Optimierungen dieser Demonstratorvariante findet in Kapitel 5.2 statt.

3.4.5 Einwegteil mit Kolben mit Lippendichtung und kommerziellem Rückschlagventil

Die in Abbildung 3.31 gezeigte Ausführungsvariante eines Pumpendemonstrators stellt eine Weiterentwicklung der Variante aus Kapitel 3.4.4 dar. Es wurde das Ziel verfolgt, ein möglichst kostengünstiges Einwegteil mit geringen Anforderungen an die Fertigungstoleranzen zu realisieren, ohne Einbußen beim Förderverhalten in Kauf nehmen zu müssen. Gleichzeitig muss das Einwegteil einfach zu montieren sein und möglichst wenige Einzelteile enthalten. Ein entscheidender Schritt war die Einführung einer Lippendichtung als Kolbenventil. Die Lippendichtung kann auf den Pleuellager aufgesteckt werden und übernimmt die Dichtfunktionen am Pumpelement. Dies sind die radiale Abdichtung des Pumpelements zur Pumpkammer beim Pumphub und die Abdichtung des Ausgangs des Einwegteils, wenn sich das Pumpelement in seiner Ruhestellung befindet. Die Dichtlippe der Lippendichtung ist so weich ausgeführt, dass sie beim Ladehub leicht umklappen kann, um das vom Pleuellager verdrängte Fluid

hindurchströmen zu lassen. Der Kolben weist bei dieser Ausführungsvariante außenliegende Umströmungsnuten auf. So sind die Anforderungen an die Zylindrizität und Durchmesser-toleranz des Kolbens und der Pumpkammer wesentlich niedriger, als dies bei der in Kapitel 3.4.4 vorgestellten Variante der Fall ist.

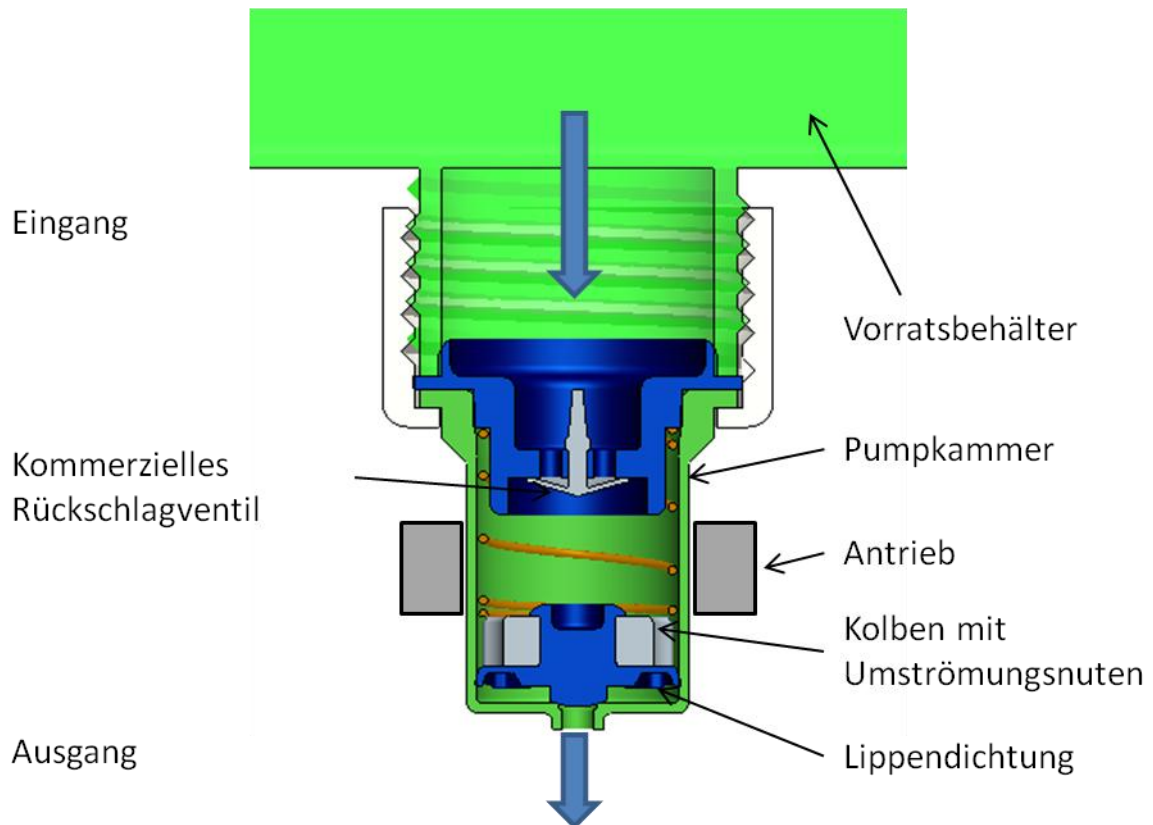


Abbildung 3.31: Variante mit Lippendichtung und kommerziellem Rückschlagventil in Ruhestellung [21]

Ein weiterer Vorteil der hochflexiblen Dichtlippe ist der geringe Strömungswiderstand im Ladehub, was den Energieverbrauch deutlich reduziert. Als Rückschlagventil kommt für diesen Demonstrator ein kommerzielles Umbrella-Ventil der Firma Vernay [26] zum Einsatz. Dieses Ventil ist normally closed und wie die Lippendichtung ebenfalls als Einsteckteil ausgeführt.

Das Einwegteil wurde aufgebaut und erfolgreich für die Anwendung in Handspendern von Seifen und Desinfektionsmitteln optimiert. In Zusammenarbeit mit der Firma Hopt&Schuler wurde ein industrieller Prototyp eines Seifenspenders mit permanentmagnetischem Antrieb entwickelt [21].

Aufgrund des leckagefreien Pumpelements mit Lippendichtung und seines sehr kostengünstigen Aufbaus eignet sich das Einwegteil auch für den Einsatz in einer hochgenauen Infusionspumpe mit geringem Energieverbrauch. Die in Kapitel 3.4.6 vorgestellte geregelte Pumpenvariante basiert im Wesentlichen auf dieser Variante des Einwegteils.

3.4.6 Geregelte Variante

Bei der Charakterisierung der vorangegangenen Demonstratorvarianten zeigte sich, dass die geforderten kleinen Förderraten kommerzieller Infusionspumpen nicht erreicht werden. Bei sehr kleinen Förderraten wird die Pulsation des Flusses sehr groß, da die Einstellung der Förderrate durch die Taktrate erfolgt. Das in Abbildung 3.32 dargestellte Pumpkonzept löst dieses Problem dadurch, dass aus einem Druckspeicher über ein geregeltes Dosierventil ein kontinuierlicher Fluss abgegeben werden kann. Das Einwegteil und der Antrieb für diese Variante können identisch zu dem Einwegteil aus Kapitel Abbildung 3.31 aufgebaut sein. Diese Variante wird in Kapitel 6 untersucht. Dabei wird die Schlauchleitung am Ausgang der Pumpe mithilfe einer Quetschvorrichtung kontrolliert abgequetscht, um die Funktion des Dosierventils zu realisieren. Es ist jedoch auch denkbar das Dosierventil, wie in Abbildung 3.32 dargestellt, direkt ins Einwegteil zu integrieren.

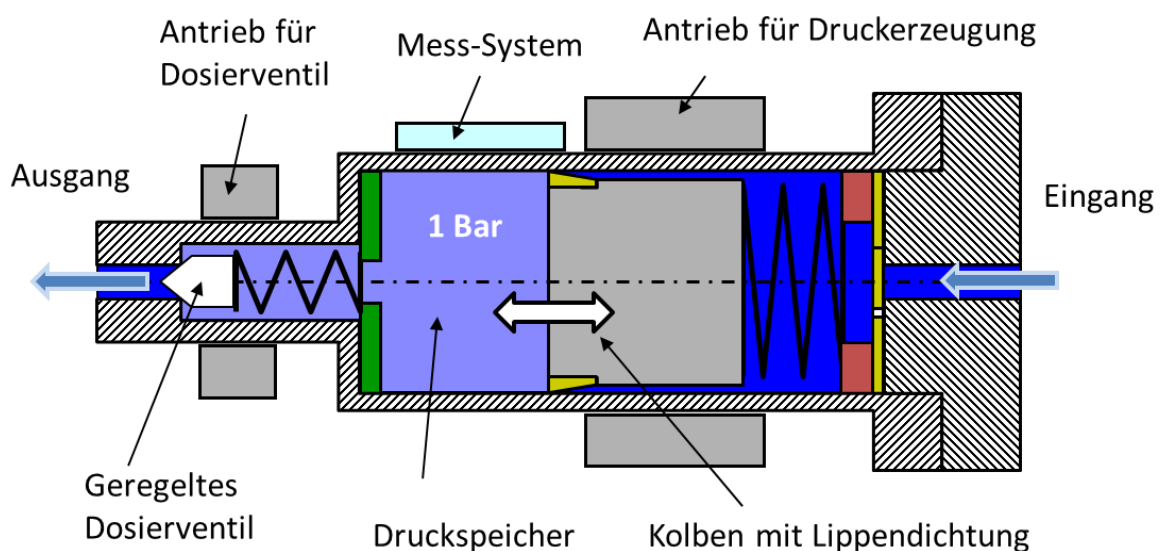


Abbildung 3.32: Pumpkonzept einer geregelten Dosierpumpe

4 Antrieb der Pumpen

Das Kapitel 4.1 mit seinen Unterkapiteln zeigt exemplarisch den Konzeptions-, Optimierungs- und Auswahlprozess des elektromagnetischen Antriebs für eine Einweg-Pumpeinheit mit einem ferromagnetischen Kolben mit 16 mm Durchmesser. Ziel war, einen hinsichtlich der wichtigsten gestellten Anforderungen optimierten Antrieb auszulegen, diesen mithilfe von Finite-Elemente-Simulationen zu optimieren und anschließend aufzubauen und zu charakterisieren. Im Kapitel 4.2 wird in Ergänzung zum elektromagnetischen Antrieb eine auf einem Permanentmagneten basierende Antriebsvariante vorgestellt und charakterisiert. Abschließend wird ein bewertender Vergleich dieser beiden Antriebskonzepte vorgenommen.

4.1 Elektromagnetische Antriebskonzepte

4.1.1 Anforderungen

Um das Zusammenwirken des Antriebs und des Pumpelements besser verstehen zu können, macht es Sinn, sich den Zeitverlauf der für Ladehub und Pumphub wichtigen Parameter anzuschauen. Aus diesen Betrachtungen können die genauen Anforderungen an die Antriebseinheit abgeleitet werden (siehe Abbildung 4.1).

Wird für die Dauer von T_{ein} eine Spannung U an die Wicklung des Antriebs angelegt, baut sich ein Strom I mit der Zeitkonstante τ auf. Gleichzeitig mit dem Strom baut sich ein magnetisches Feld auf und erzeugt eine auf das ferromagnetische Pumpelement wirkende Kraft F_A (Abbildung 4.1 Mitte). Nach der Zeit T_0 erreicht F_A die Losbrechkraft des Pumpelements, woraufhin sich das Pumpelement zu bewegen beginnt (Abbildung 4.1 unten). Nach einer Zeit T_{hin} erreicht das Pumpelement einen mechanischen Anschlag und die Bestromung des Antriebs wird beendet. Mit Beendigung der Bestromung nimmt die Antriebskraft mit der Zeitkonstante ab, und das Pumpelement wird von der im Ladehub gespannten Feder wieder in die Ausgangslage geschoben (Pumphub). Dieser Vorgang nimmt die Zeit $T_{\text{zurück}}$ in Anspruch.

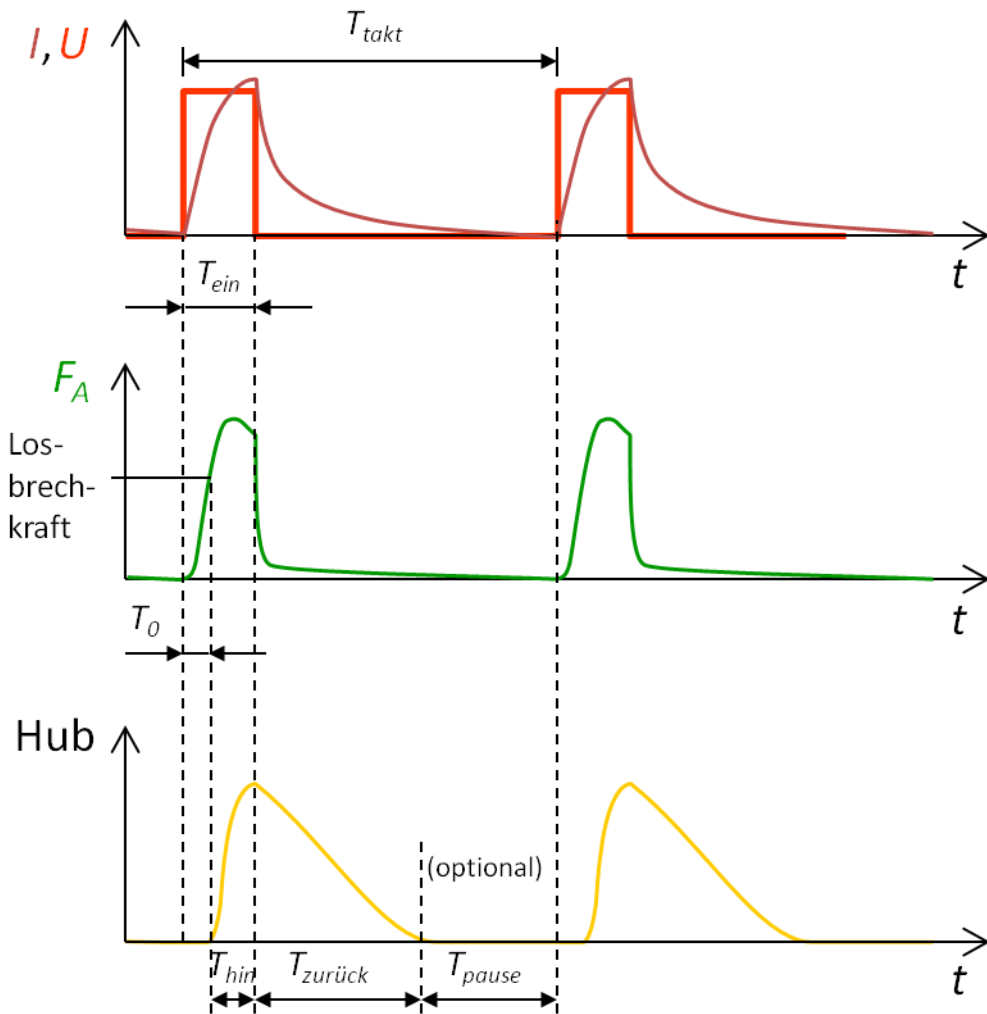


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Antriebsgrößen

Wesentliche Aufgabe des Antriebs ist es, innerhalb der Zeit T_{ein} genügend Kraft F_A auf das Pumpelement zu erzeugen, um dieses in einer vordefinierten Zeit T_{hin} gegen die Pumpfeder zu dem mechanischen Anschlag zu ziehen. Um die nötige Federkraft F_A berechnen zu können, muss man den Mindestdruck im Druckspeicher entsprechend der geforderten Förderhöhe der Pumpe vorgeben. Weiter wird die Federkraft der Pumpfeder durch den Dichtungsquerschnitt des Kolbenventils bestimmt. Ein Optimum besteht, wenn der Dichtungsquerschnitt möglichst genauso groß ist wie der Kolbenquerschnitt. Dann ergibt sich die zur Druckerzeugung nötige Federkraft F_{Feder} nach folgender Formel:

$$F_{Feder} = p_{Druckspeidr} \cdot A_{kolben} \quad (4.1)$$

In Abbildung 4.2 sind die nötigen Federkräfte der Pumpfeder für drei Mindestdrücke in Abhängigkeit des Kolbendurchmessers dargestellt. Zusätzlich zur Überwindung der Federkraft muss der Antrieb noch die Kräfte aufgrund der im Ladehub wirkenden Strömungswiderstände und der Reibungskräfte aufbringen. Die Geschwindigkeit des Pumpelementes im Ladehub und damit die Bestromungsdauer T_{ein} sind maßgeblich vom Kraftüberschuss des Antriebs nach Abzug der Federkraft und evtl. auftretender Losbrechkräfte zu Beginn der Bewegung abhängig. Für einen effizienten Betrieb ist deshalb eine Minimierung der fluidisch wirkenden Widerstände und der Reibungskräfte im Ladehub nötig, worauf noch im Kapitel 5 genauer eingegangen wird. Für einen Kolben mit 16 mm Durchmesser sind bei einem angestrebten Mindestdruck von 1 bar, der für volumetrische Infusionspumpen üblicherweise angestrebt wird, nach Gl. 4.1 etwa 20 N nötig. Der Druck im Druckspeicher sollte einen Wert von 1,2 bar nicht überschreiten (siehe Tabelle 3).

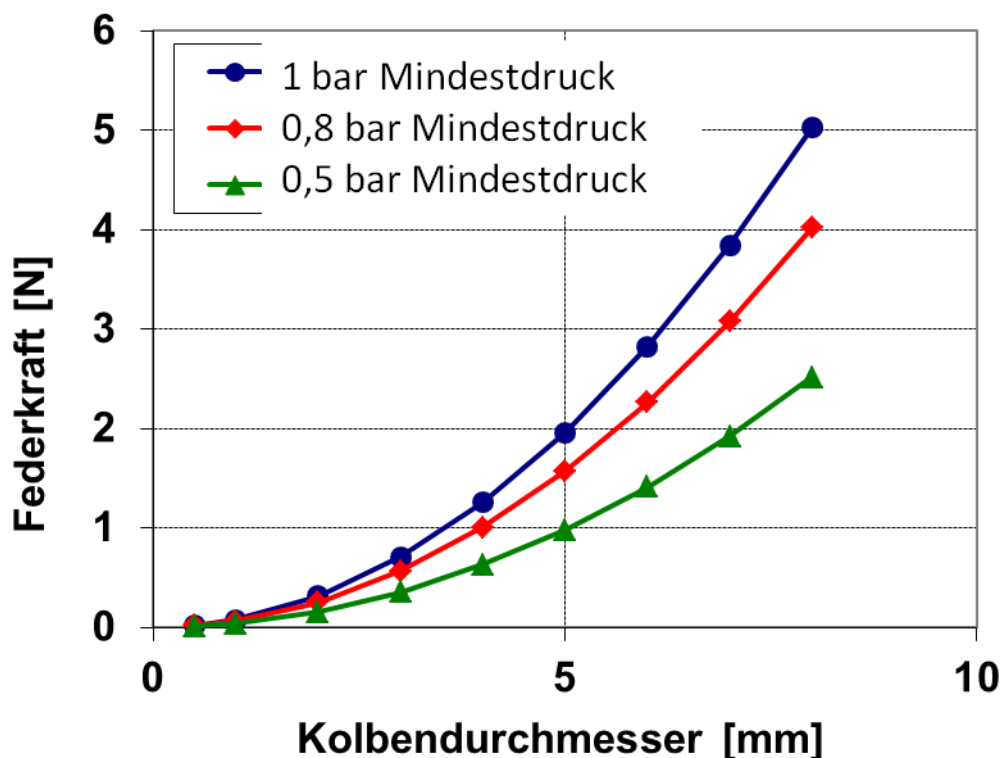


Abbildung 4.2: Nötige Federkraft zur Erzeugung des Drucks im Druckspeicher

Zusammengefasst ergeben sich die wichtigsten Anforderungen an die Antriebseinheit wie folgt:

- Der Antrieb muss eine Mindestkraft erzeugen, die größer ist als die Summe aus Federkraft und Losbrechkraft F_{losbrech} , um das Pumpelement bei T_0 in Bewegung zu versetzen
- Die Antriebskraft muss über den gesamten Hub größer sein als die Summe aus Federkraft und Reibungskräften.
- Die Einschaltzeiten T_{ein} sollten für einen geringen Energieverbrauch möglichst kurz sein.
- Baugröße und Gewicht sollten für den mobilen Einsatz gering sein.
- Der Antrieb muss ein einfaches Wechseln der Einweg-Pumpe ermöglichen.

4.1.2 Antriebskonzepte

Ein Hubmagnet nach dem Reluktanzprinzip [22] ist eine geeignete Variante. Dabei muss der Elektromagnet entworfen werden, dass die Luftspalte im magnetischen Kreis zwischen Hubmagnet und Pumpelement möglichst klein sind. Das Pumpelement mit ferromagnetischem Kolben wird von einem magnetischen Fluss durchsetzt und wird in die Richtung gezogen, in welcher der magnetische Widerstand im magnetischen Kreis minimiert wird. Das Pumpkammergehäuse des Einwegteils ist die Linearführung für den Kolben, so dass sich die Wand der Pumpkammer zwischen Kolben und Polschuhen befindet. Der so entstehende Luftspalt zwischen Kolben und Polschuhen ist mindestens so groß wie die Wandstärke der Pumpkammer. Weiterhin wird Spaltbreite benötigt, um das Einwegteil einfach wechseln zu können und um Fertigungstoleranzen auszugleichen.

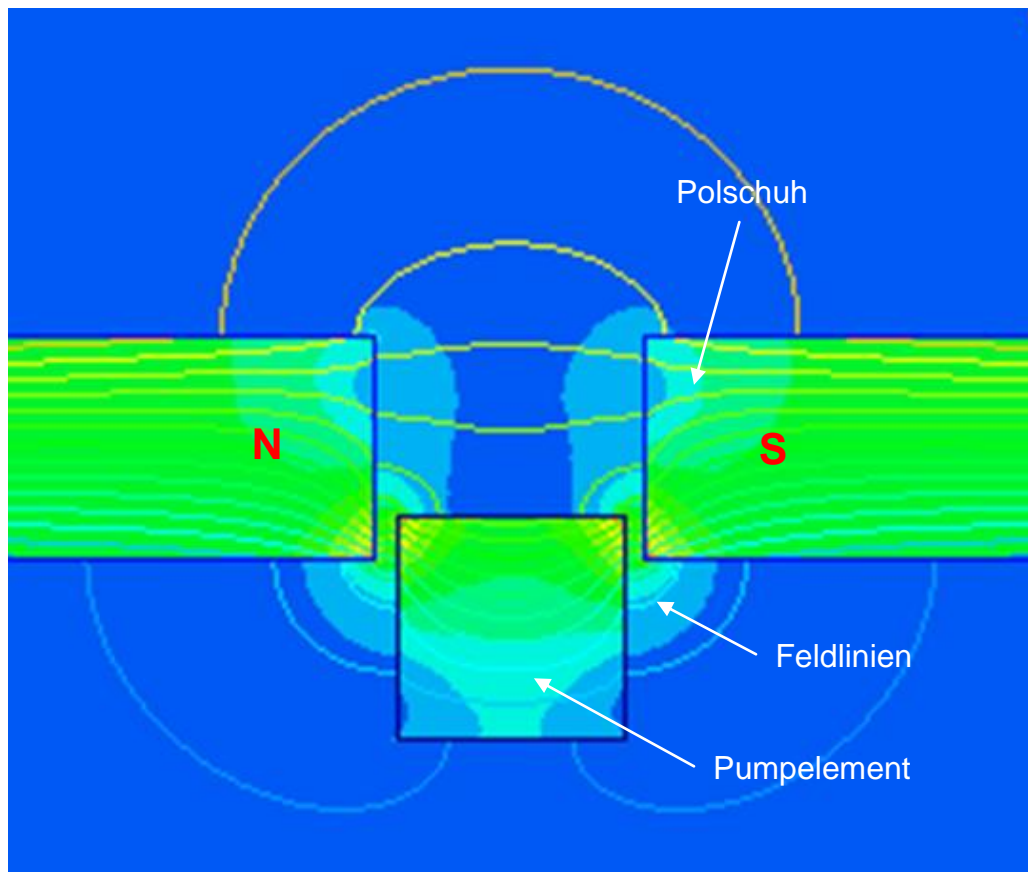


Abbildung 4.3: Entstehung einer wegabhängigen Reluktanzkraft auf das Pumpelement

In Abbildung 4.3 ist der Feldlinienverlauf im Polschuhbereich eines weichmagnetischen Jochs qualitativ dargestellt, wie er mithilfe einer Finite-Elemente-Methode berechnet wurde (siehe Kap. 4.1.3). Die Polschuhe weisen idealerweise eine hohe magnetische Flussdichte im Bereich der Sättigungsmagnetisierung auf. Das Pumpelement befindet sich zwischen den Polschuhen und schließt zusammen mit dem Luftspalt den Kreis. Die Kraft F_{Antrieb} auf das Pumpelement entspricht dabei der Änderung der potentiellen Energie dW des Kolbens pro Wegstrecke dx [22]:

$$|F_{\text{Antrieb}}(x)| = \frac{dW}{dx} = \frac{1}{2} I^2 \cdot \frac{dL(x)}{dx} \quad (4.2)$$

Gleichung 4.2 zeigt, dass die wegabhängige Reluktanzkraft F_{Antrieb} auf einer Änderung dL der Induktivität des magnetischen Kreises beruht. Diese Änderung und damit die Kraft sind nicht linear, sondern abhängig von der Position x des

Pumpelements zwischen den Polschuhen. Die Kraft-Weg-Kennlinie weist ein Maximum auf, wenn der Kolben gerade in die Polschuhe eintaucht. Mit weiterem Eintauchen nimmt die Kraft ab und wird schließlich Null, wenn der Kolben vollständig eingetaucht ist. Die Steilheit des Kraftabfalls ist ein wichtiges Merkmal für die Güte des Antriebs, denn sie bestimmt zusammen mit der Maximalkraft den maximal erreichbaren Hub des Pumpelements. Desweiteren zeigt Gl. 4.2, dass die Stromstärke I quadratisch in F_{Antrieb} eingeht. Dies gilt, solange sich die flussleitenden Teile nicht in der Sättigung befinden.

Tabelle 9: Schematische Übersicht verschiedener Antriebsausführungen

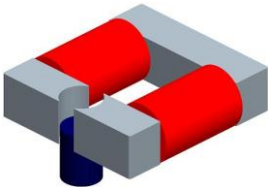
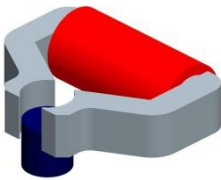
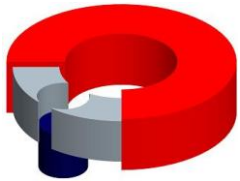
	Variante	Wesentliche Merkmale
1		<ul style="list-style-type: none"> • Kostengünstige Herstellung über mehrere, redundante Einzelteile möglich • Magnetische Verluste an Ecken werden erwartet
2		<ul style="list-style-type: none"> • Kostengünstige Herstellung wie Var. 1 • Weniger magnetische Streuverluste, durch abgerundete Ecken
3		<ul style="list-style-type: none"> • Wicklung aufwändiger in Herstellung als Var. 1+2 • Günstigste Bauform um Streuverluste zu minimieren

Tabelle 9 zeigt 3 Hauptausführungsvarianten für die Joch-Spulenordnung des Reluktanzantriebs für das Einweg-Pumpelement. Kennzeichnend für alle Varianten ist eine Wicklung zur magnetischen Flusserzeugung und Flussführungselemente mit Polschuhen um den Fluss möglichst nah und mit wenig Streuverlusten behaftet an das Pumpelement zu führen. In den Abbildungen sind das ferromagnetische Pumpelement blau dargestellt, die Wicklung rot und Flussführungselemente grau.

Variante 1 ist ein Elektromagnet mit rechteckigem Joch und 2 Wicklungen. Die Polschuhe sind als Aussparung ausgebildet, in welche das Einwegteil mit dem

Pumpelement eingeführt werden kann. Der Jochquerschnitt und die Durchflutung (Ampèrewindungszahl) sind die wichtigsten Größen dieses Antriebs, denn sie begrenzen zusammen den magnetischen Fluss und damit die Antriebskraft auf das Pumpelement. Diese Bauform ist fertigungstechnisch günstig, denn sie lässt sich aus mehreren einfachen Einzelteilen aufbauen. Aufgrund der ausgeprägten Ecken des flussführenden Jochs wird bei dieser Variante mit höheren Streuverlusten gerechnet.

Um diesem Mangel entgegenzuwirken, wurde Variante 2 mit nur einer Spule konzipiert. Die Flussführung wird durch die im Vergleich zum rechteckigen Joch verkürzten und abgerundeten Elemente des V-förmigen weichmagnetischen Jochs verbessert.

Mit der Variante 3 wurde versucht, die Streuverluste noch weiter zu reduzieren, weshalb in Anlehnung an Ringkerntransformatoren eine ringförmige Variante des Jochs erarbeitet wurde. Die Feldlinien verlaufen hier kreisförmig bis zu den Polschuhen und werden nicht durch Winkelstücke oder Ecken gestört, weshalb hier die geringsten Streuverluste der Varianten 1 bis 3 erwartet werden. Der Fertigungsaufwand für die Bewicklung ist bei Variante 3 wahrscheinlich höher als bei Variante 1 und 2. Die Energieeffizienz der geregelten Pumpe mit Druckspeicher hängt wesentlich vom erreichbaren Hub des Pumpelementes ab. Je größer der Hub ist, desto höher ist die mit jedem Hub geförderte Menge. Die hier durchgeführten Antriebsoptimierungen zielen daher darauf ab, bei vorgegebenem Durchmesser mit geringem Energieeinsatz einen großen Hub zu erreichen.

4.1.3 Simulation

Für die in diesem Kapitel vorgestellten Antriebsvarianten wurden Simulationsrechnungen nach der Finite-Elemente-Methode durchgeführt, um Kraft-Weg-Kennlinien abzuschätzen [23]. Anhand dieser Kraft-Weg-Kennlinien lässt sich eine Aussage treffen, ob der untersuchte Antrieb die nötige Kraft für den Pumpenbetrieb liefert und welcher Energiebedarf dafür nötig ist. Wie zuvor bereits beschrieben, ist nicht allein die Maximalkraft des Antriebs maßgebend, sondern der Antrieb muss eine Mindestkraft über den gesamten Hub aufbauen. Für alle Simulationsrechnungen kam die Software Maxwell 3D zum Einsatz.

4.1.3.1 Randbedingungen für alle Simulationen

Die Standardparameter für sämtliche durchgeführten Simulationen sind in Tabelle 10 angegeben.

Das Material sämtlicher untersuchter Joche war in den Simulationen Vacoflux50 der Firma Vacuumschmelze Hanau. Dieses Material weist eine um etwa 30% höhere Sättigungsmagnetisierung auf als der für den Kolben verwendete Werkstoff St1010. Die Sättigungsmagnetisierung von St1010 ist vergleichbar mit der von Baustahl St37. Für die vom Antrieb entwickelte Kraft auf den Kolben ist die Sättigungsmagnetisierung des Joch- und Kolbenwerkstoffs von großer Bedeutung. Der Vollständigkeit halber sind in Tabelle 10 auch die Materialien der Wicklung und der für die Simulation verwendeten Umgebung angegeben.

Tabelle 10: Standardparameter für die Simulation der Antriebsvarianten

Materialparameter (alle Varianten)			
Joch	Vacoflux 50		
Kolben	St1010		
Spule	Kupfer		
Umgebung	Luft		
Geometrieparameter			
	Var. 1 – 3		
Kolbendurchmesser	16 mm		
Kolbenlänge	8 mm		
Luftspalt *)	0,5 mm		
Polschuhdurchmesser	17mm		
Jochhöhe	15 mm		
Jochbreite	15 mm		
Spulenparameter			
	Var. 1	Var. 2	Var. 3
Windungszahl	360	360	360
Spulenlänge (mittlere)	100 mm	60 mm	120 mm
Durchflutung	1440 A	1440 A	1440 A

*) Luftspalt zwischen Kolben und Polschuhen des Joches

Bei den Geometrieparametern haben die Abmessungen des Kolbens und des Jochquerschnitts (Jochhöhe x Jochbreite, siehe Abbildung 4.4) zusammen mit dem Luftspalt zwischen Kolben und Pumpelement den größten Einfluss auf die erzielten

Kräfte. Aus dem Polschuhdurchmesser von 17 mm und dem Kolbendurchmesser von 16 mm ergibt sich ein Luftspalt von 0,5 mm. Für das Einwegteil bedeutet das, dass der Außendurchmesser der Pumpkammer kleiner als 16,95 mm sein muss, um ein sicheres und einfaches Einführen in den Antrieb gewährleisten zu können. Die Polymerwandstärke der Pumpkammer muss folglich kleiner als 0,475 mm sein, um eine leichtgängige Bewegung des Kolbens sicherzustellen. Legt man die Nenn-Wandstärke der Pumpkammer auf 0,45 mm fest, wäre mit einer Fertigungstoleranz von $\pm 0,025$ mm die Funktion sichergestellt. Eine Pumpkammer mit dieser Wandstärke sollte in einem konventionellen thermoplastischen Spritzgußverfahren mit der geforderten Fertigungstoleranz herstellbar sein [24].

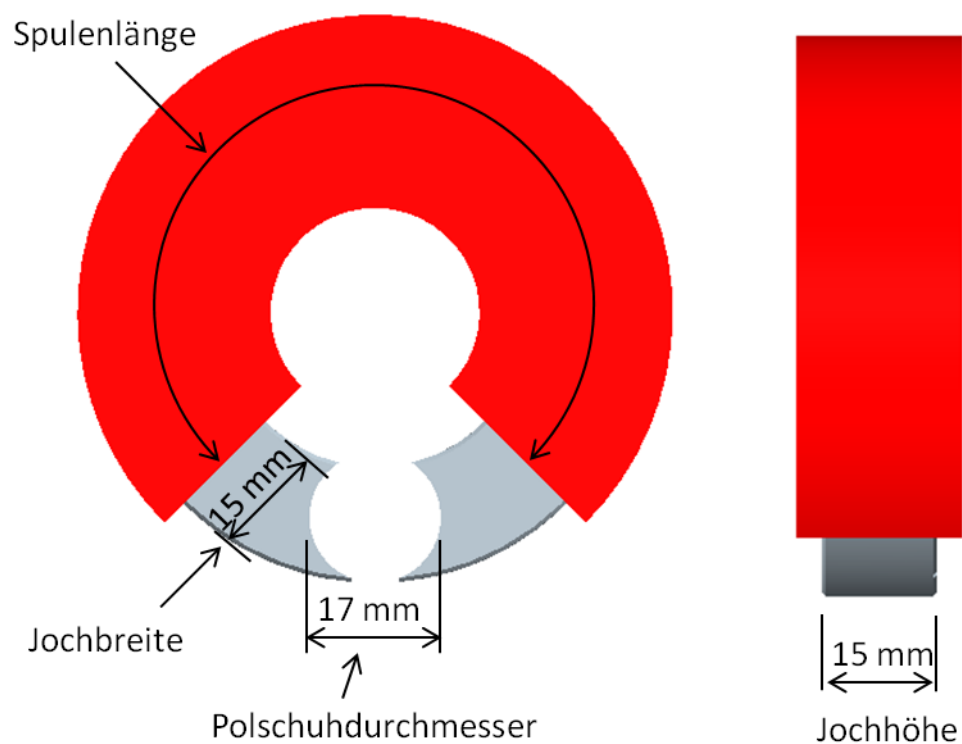


Abbildung 4.4: Bezeichnungen der Antriebsabmessungen aus Tabelle 10

4.1.3.2 Simulationsergebnisse

Für die in Tabelle 10 genannten Parameter wurden die Kraft-Weg-Kennlinien der Antriebsvarianten 1 – 3 berechnet und in Abbildung 4.5 dargestellt. Hub = 0 mm bedeutet, dass der Kolben gerade in das Joch eintaucht.

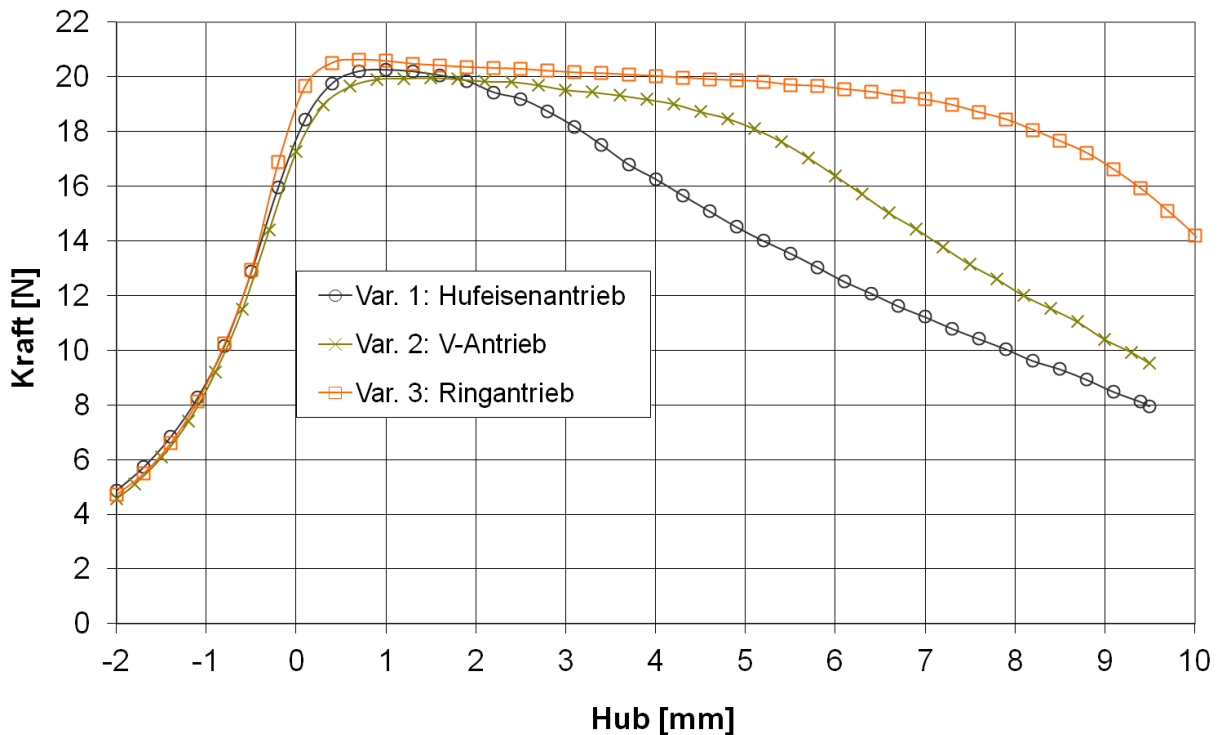


Abbildung 4.5: Kraft-Weg-Kennlinien für die Antriebsvarianten 1 bis 3 (Simulation) [12]

Es ist auffällig, dass alle 3 Antriebsvarianten im Maximum annähernd dieselbe Maximalkraft von etwa 20 N liefern. Bis zu einem Hub von 1 mm weisen die Kurven einen ähnlichen Kraft-Weg-Verlauf auf. Im weiteren Verlauf unterscheiden sie sich jedoch deutlich im Kraftabfall. Der Kraftabfall ist bei Variante 1 (rechteckiges Joch) am größten, während Variante 3 (Ringjoch) den kleinsten Kraftabfall aufweist. Eine mögliche Erklärung für diese Beobachtung könnte sein, dass der Kolben bei einer Eintauchtiefe (Hub) von ungefähr 1 mm langsam in Sättigung geht. Mit größer werdendem Hub nimmt der Fluss im Polschuhbereich weiter zu, da sich der magnetische Widerstand in diesem Bereich weiter verringert. Mit größer werdendem Fluss kommen Streuverluste im Joch aufgrund von Sättigung an magnetischen „Engstellen“ immer stärker zum Tragen, sodass ein immer größerer Teil des magnetischen Flusses in diesen Bereichen durch die Luft geht anstatt durch die Polschuhe und den Kolben. Der maximal mögliche Fluss im Joch wird begrenzt durch den höchsten Einzelwiderstand im weichmagnetischen Kreis. Nach diesen Überlegungen weisen die Varianten 1 und 2 einen deutlich größeren magnetischen Widerstand auf als Variante 3.

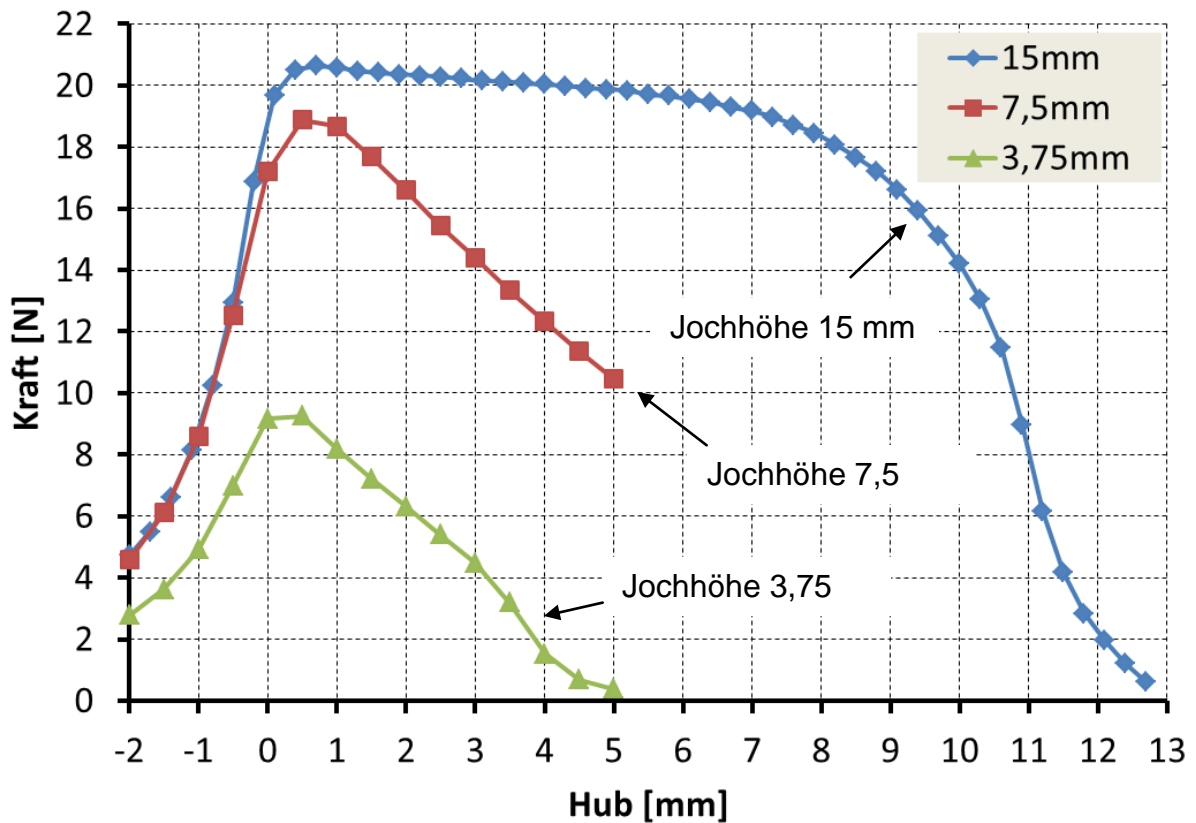


Abbildung 4.6: Einfluss der Jochhöhe auf die Kraft-Weg-Kennlinie

Für die Optimierung des Ringjochs wurde untersucht, ob eine Reduktion der Jochhöhe einen nennenswerten Abfall der Maximalkraft verursacht. Dazu wurden Kraft-Weg-Kennlinien der Ringjochvariante 3 mit unterschiedlichen Jochhöhen gerechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Man sieht, eine Halbierung der Jochhöhe von 15 mm auf 7,5 mm reduziert die Maximalkraft und führt unmittelbar nach dem Maximum zu einem schnelleren Kraftabfall. Eine weitere Halbierung der Jochhöhe auf 3,75 mm bewirkt sowohl eine starke Reduzierung der Maximalkraft bei ähnlich steilem Kraftabfall mit dem Hub. Die Erklärung für dieses zunächst überraschende Ergebnis liegt vermutlich wiederum in der Flussdichteverteilung und der sich daraus ergebenden Sättigung des weichmagnetischen Joches begründet. Bei einer Jochhöhe von 7,5 mm wird an der Hubposition 0 noch annähernd dieselbe Maximalkraft wie bei Jochhöhe 15 mm erreicht, was darauf hindeutet, dass in dieser Kolbenposition das Joch noch nicht gesättigt ist. Wie bereits zuvor beschrieben nimmt die Flussdichte im Joch zu, je weiter der Kolben in die Polschuhe eintaucht, da der magnetische Widerstand im Polschubbereich abnimmt. Ein flacheres Joch geht jedoch schneller in Sättigung, sodass ein weiteres Eintauchen des Kolbens keine

nennenswerte Fluss- und damit Energiezunahme dW im weichmagnetischen Kreis verursacht und nach Gl. 4.2 demnach die Reluktanzkraft F_{Antrieb} sinken muss. Die Optimierungsmaßnahme nach Abbildung 4.6 kann deshalb nicht zur gewünschten Verbesserung der Kraft-Weg-Kennlinie beitragen. Sie wird den möglichen Hub reduzieren anstatt ihn zu vergrößern, weshalb diese Variante nicht weiter untersucht wurde.

4.1.4 Bewertung und Auswahl

Für die Bewertung der zuvor untersuchten Antriebsvarianten werden die in Kapitel 4.1.1 aufgeführten Anforderungen herangezogen. Anhand der 5 wichtigsten Kriterien wurde eine Bewertungsmatrix zusammengestellt. Gewichtet man alle Bewertungskriterien gleich, so ergibt sich das Ergebnis aus Tabelle 11, wonach Variante 3 mit Ringjoch am besten abschneidet und deshalb ein Demonstrator mit Ringjoch aufgebaut und durch Kraftmessungen charakterisiert wurde.

Tabelle 11: Matrix zur Bewertung der untersuchten Antriebsvarianten

Kriterium	Gew.	Variante		
		1	2	3
Maximalkraft	20%	3	3	3
Kraftabfall	20%	1	2	4
Energieverbrauch	20%	3	3	3
Gewicht und Baugröße	20%	2	2	3
Kostenneutral für Einwegteil	20%	4	4	4
Gesamt	100%	2,6	2,8	3,4

4.1.5 Demonstrator (Variante 3 mit Ringjoch)

Da die Simulationsergebnisse der Kraft-Weg-Kennlinien vielversprechend aussahen (s. Abbildung 4.5), wurden dieselben Abmessungen für die Konstruktion des Jochkörpers verwendet. Dadurch ergibt sich auch die Möglichkeit, die Simulationsergebnisse direkt mit den Messungen zu vergleichen. Der für das Joch verwendete Werkstoff Vacoflux 50 ist eine Eisen-Kobalt-Legierung mit 50% Kobaltgehalt. Der hohe Kobaltgehalt verleiht dieser Legierung eine hohe

magnetische Sättigungsflußdichte von etwa 2,2 T, weshalb geringere Querschnitte nötig sind um den Fluss zu leiten als mit unlegiertem Eisen beispielsweise. Ein kleinerer Jochquerschnitt hat zur Folge, dass der ohmsche Widerstand einer darum gelegten Kupferdraht-Wicklung ebenfalls geringer ist und somit der Wirkungsgrad des Antriebs steigt, da eine kleinere Spannung angelegt werden muss, um dieselbe Ampèrewindungszahl in der Wicklung zu erzeugen. Eine ideale magnetische Anordnung des Antriebs ist erreicht, wenn das Joch gerade unterhalb der Sättigung betrieben wird.

Der Kolben wurde aus 3 verschiedenen Werkstoffen gefertigt um den Einfluss des Kolbenmaterials auf die Kraft-Weg-Kennlinie messen zu können. Der Stahl 1.4021 ist ein relativ kostengünstiger magnetisierbarer, martensitischer Edelstahl mit 13% Chromgehalt ohne Zusätze von Nickel. Der Stahl 1.4542 ist ein höher legierter ferritischer Edelstahl mit 17% Chromgehalt, 3% Nickel und Zugaben von Kupfer und Niob. Im Vergleich zum 1.4021 ist er wesentlich korrosionsbeständiger bei etwas schlechterer Magnetisierbarkeit. Als dritter Kolbenwerkstoff wurde wie für das Joch Vacoflux 50 gewählt. Der in den Simulationen verwendete Werkstoff St1010 wurde für den Demonstrator nicht verwendet, da dieser eine ähnlich schlechte Korrosionsbeständigkeit wie der Baustahl St37 aufweist und deshalb für den praktischen Einsatz im Einwegteil der Pumpe nicht geeignet ist.

Die Abmessungen des aufgebauten bewickelten Ringjochs (Variante 3) können Tabelle 10 und Abbildung 4.4 entnommen werden.

Bei der Antriebswicklung lässt sich über den Drahtdurchmesser die Betriebsspannung des Antriebs auslegen. Für die gegebenen Abmessungen des Joches wurde der Drahtdurchmesser ($d=0,8$ mm) und die Windungszahl ($n=330$) so gewählt, dass mit einer Spannung von etwa 5 V eine Durchflutung von ca. 1500 Ampèrewindungen erzielt werden kann.

4.1.6 Messergebnisse

Die Messanordnung für die durchgeführten Kraftmessungen ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Das ferromagnetische Pumpelement ist hierfür an den Mess-Stößel einer Zugprüfmaschine der Firma Zwick geschraubt. Vor Beginn der Messung wird ein

Pumpkammergehäuse in den Ringjoch-Antrieb eingesteckt und der am Stößel befestigte Kolben in den Polschuhbereich des Joches eingetaucht. Das Pumpkammergehäuse dient zur Kolbenführung und Reibungsminimierung. Für die Kraftmessung wird der Antrieb bestromt und das Pumpelement mithilfe der Zugprüfmaschine langsam aus dem Polschuhbereich herausgezogen, wobei die am Stößel wirkende Axialkraft mit einer Abtastrate von 50 Hz gemessen wird.

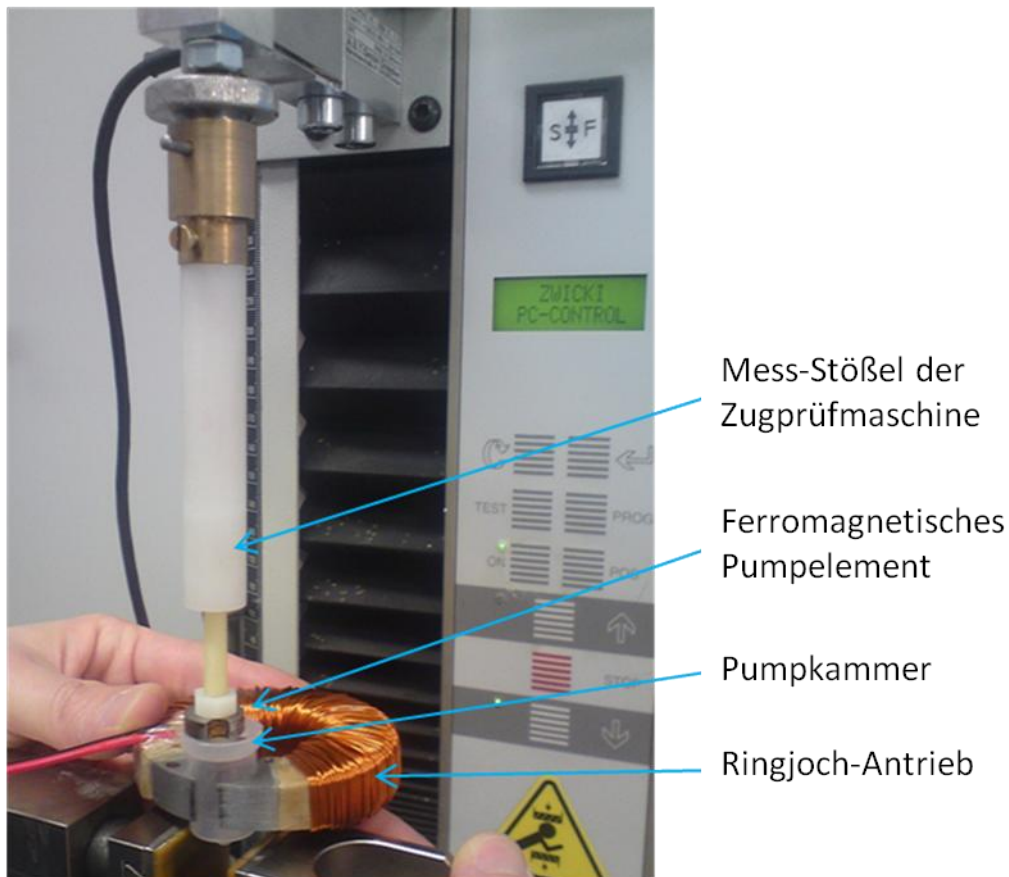


Abbildung 4.7: Messaufbau für die Kraftmessungen an der Zugprüfmaschine Zwick

In Abbildung 4.8 sind die Ergebnisse der Messungen mit variiertem Durchflutung bzw. Ampèrewindungszahl (AWZ) zu sehen. Eine AWZ von 660 A entspricht hierbei einer Bestromung von 2 A. Zunächst auffällig ist die Tatsache, dass eine Verdoppelung des Stromes von 2 A auf 4 A eine Verdreifung der erreichten Kraft von 5 N auf 15 N brachte und keine Vervielfachung, wie nach Gl. 4.2 zu erwarten wäre. Eine weitere Verdoppelung des Stromes von 4 A auf 8 A (AWZ 2970 A) zeigte wiederum eine Erhöhung der Kraft um mehr als das Doppelte von 15 N auf etwa 40 – 45 N. Eine Erklärung hierfür könnte sein, dass man sich bei diesen Flussdichten in einem

nichtlinearen Bereich der B-H-Kurve des Joch- bzw. Kolbenwerkstoffes bewegt (siehe Abbildung 4.9). Bei den gemessenen Kraft-Weg-Kennlinien für AWZ 660 A und 1320 A zeigt sich ein sehr flacher Kraftverlauf über einen Hubbereich von ca. 5 mm. Während bei AWZ 660 A die Kraft sogar noch deutlich ansteigt für positive Hubpositionen, so ist dieser Anstieg bei AWZ 1320 A nur noch sehr schwach ausgeprägt. Bei AWZ 2970 A ist die Maximalkraft etwa bei Hubposition 0,5 mm erreicht, um dann bis zur Hubposition 3 mm nahezu linear abzufallen. Für noch größere Hübe beschleunigt sich der Kraftabfall.

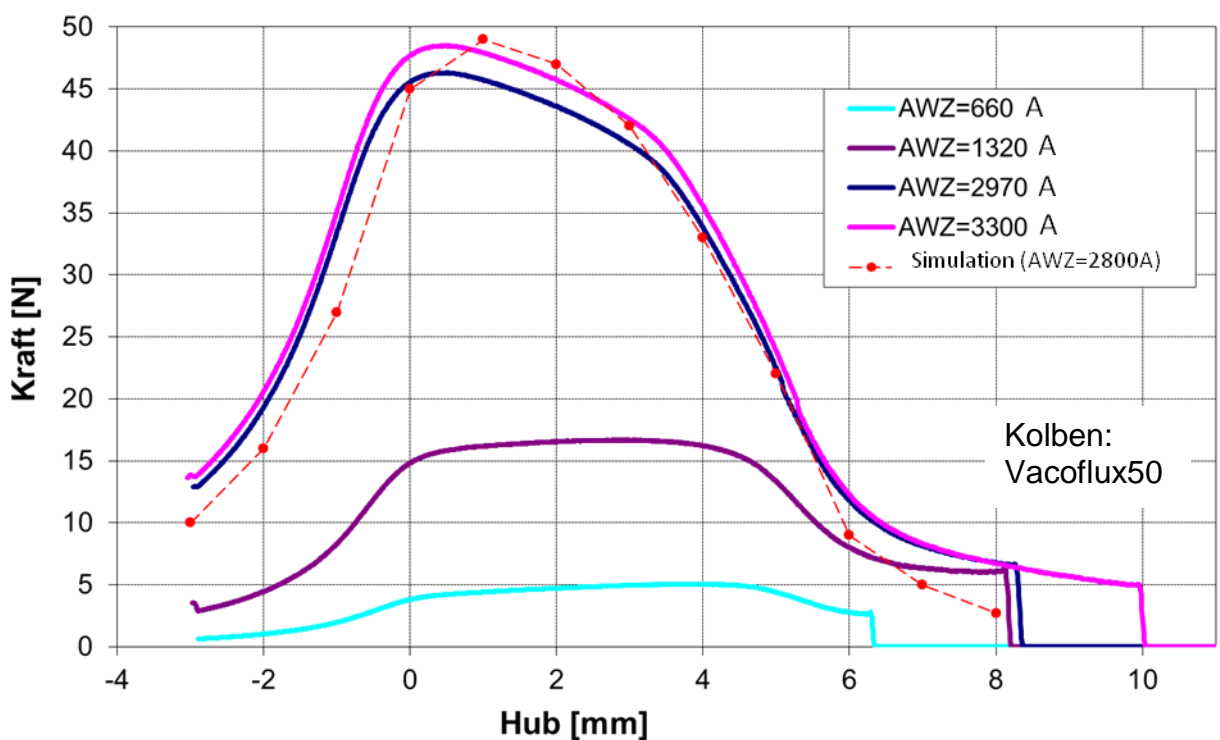


Abbildung 4.8: Kraft-Weg-Kennlinien für verschiedene Werte der Durchflutung

Dieses Ergebnis deckt sich mit der in Kapitel 4.1.3.2 gewonnenen Erkenntnis, dass mit zunehmender Eintauchtiefe des Kolbens in das Joch der magnetische Fluss in Joch und Kolben zunehmen und der magnetische Widerstand des Joches bzw. des Kolbens nach Erreichen der Sättigungsflussdichte stark ansteigt. Für ein konstantes Kraftniveau müsste das Joch einen konstanten magnetischen Widerstand aufweisen, um pro zurückgelegter Wegstrecke dx des Kolbens bei konstanter magnetischer Durchflutung Θ immer dieselbe Erhöhung des magnetischen Flusses Φ im Polschuhbereich bzw. im Kolben zu ermöglichen.

Da die durchgeführten Messungen aufgrund der unterschiedlichen Kolbenlänge nicht direkt mit den Ergebnissen der Simulationsrechnungen aus Abbildung 4.5 vergleichbar sind, wurde für einen 8 mm langen Kolben nochmals eine FEM-Rechnung durchgeführt. Das Ergebnis für die AWZ 2800 A ist in Abbildung 4.8 mit rot gestrichelter Linie dargestellt und deckt sich annähernd mit der Messung für AWZ 2970 A.

Man kann in erster Näherung sagen, dass bei der hier untersuchten Anordnung der sinnvoll nutzbare Hubbereich in etwa der halben Kolbenlänge entspricht. Dies bestätigen sowohl die Simulation als auch die Messung.

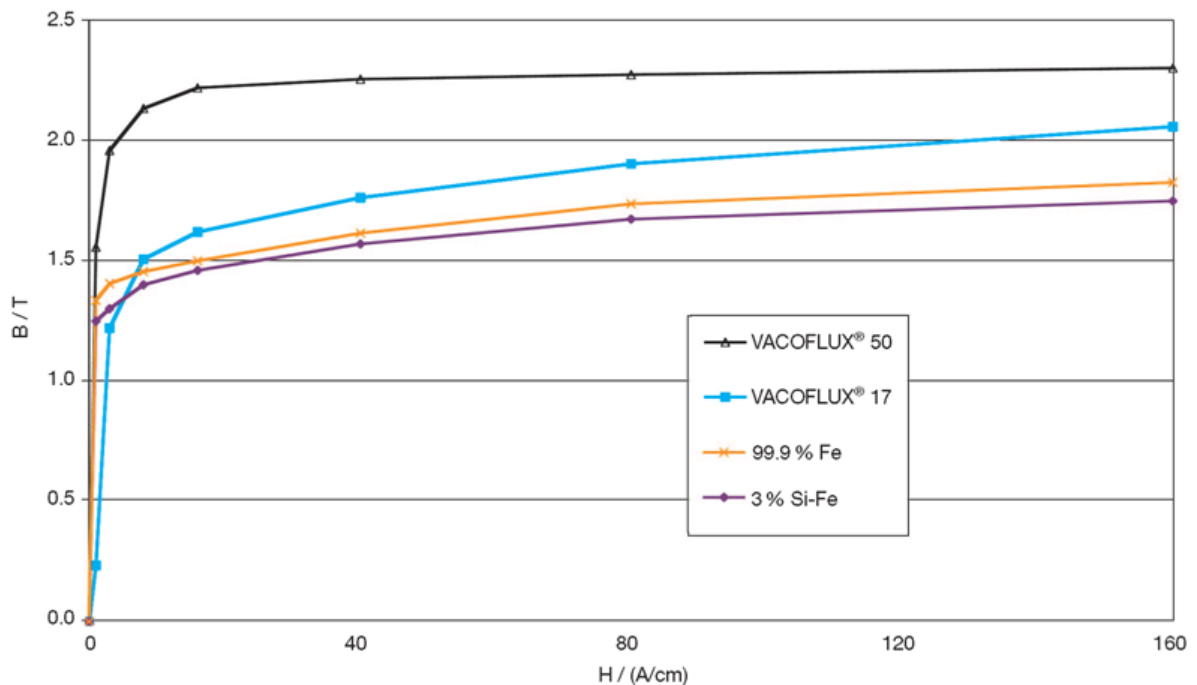


Abbildung 4.9: B-H-Kurven verschiedener Legierungen [25]

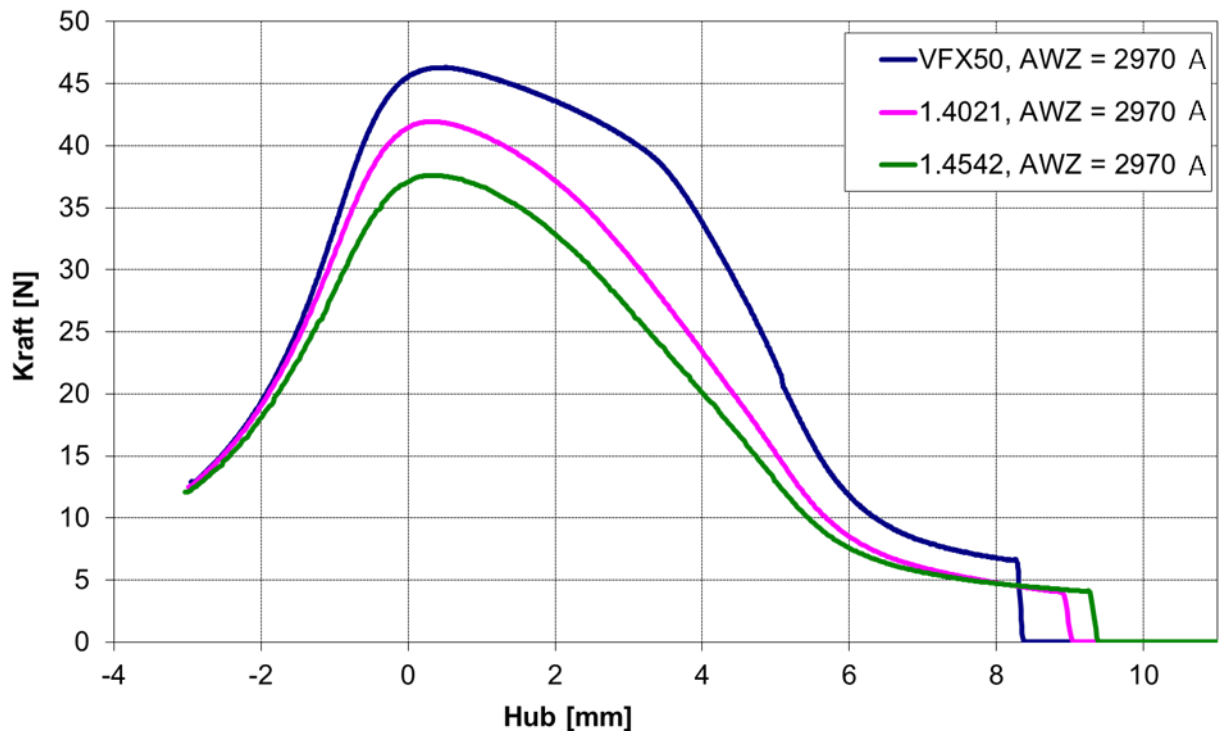


Abbildung 4.10: Kraft-Weg-Kennlinien für verschiedene Kolbenwerkstoffes

Ein Vergleich der Kolbenwerkstoffe brachte das Ergebnis gemäß Abbildung 4.10 hervor. Wie erwartet erreichte der Kolbenwerkstoff Vacoflux 50 die höchsten Maximalkräfte mit dem flachsten Kraftabfall gefolgt vom Edelstahl 1.4021. Je höher die Kraft ist, desto stärker macht sich der Kolbenwerkstoff im erreichbaren Hub bemerkbar. Bei einer Kraft von 40 N beträgt der mögliche Kolbenhub mit einem Vacoflux-Kolben etwa das Doppelte (4 mm) des Hubes eines Kolbens aus dem Edelstahl 1.4021. Der nickelhaltige Edelstahl 1.4542 weist noch geringere Kräfte auf als der Stahl 1.4021, weshalb dieser nur zum Einsatz kommen sollte, wenn aufgrund des zu fördernden Mediums des Kolbens eine hohe Korrosionsbeständigkeit gegen Lochfraß nötig ist.

4.2 Permanentmagnetischer Antrieb

Das Hauptmotiv für die Untersuchung einer permanentmagnetischen Lösung war das Ziel, die Abmessungen und das Gewicht der Antriebseinheit deutlich zu reduzieren. Darüber hinaus ist es mit einem Dauermagneten theoretisch möglich, nahezu unbegrenzt große Hübe des Pumpelements zu realisieren, was einen Vorteil hinsichtlich der Energieeffizienz bedeuten könnte. Da sich die Funktionsweise eines

Antriebs mit Dauermagneten grundlegend von einem elektromagnetischen Antrieb unterscheidet, wird im folgenden Kapitel zunächst der prinzipielle Aufbau eines solchen Antriebs erläutert. Im Anschluss daran folgen Messergebnisse zu durchgeführten Kraftmessungen und ein Vergleich zu den in Kapitel 4.1 beschriebenen elektromagnetischen Antriebsvarianten.

4.2.1 Aufbau und Funktionsweise

In Abbildung 4.11 ist schematisch ein Einwegteil mit einem außenliegenden Ringmagneten dargestellt. Der Ringmagnet umschließt dabei das Pumpkammergehäuse möglichst eng, um den Luftspalt zum Pumpelement gering zu halten. Führt der Ringmagnet Bewegungen entlang dem Pumpkammergehäuse aus, so folgt das ferromagnetische Pumpelement dieser Bewegung mit einem gewissen Schleppversatz. Dieser ist abhängig von der Kraft, die das Pumpelement dabei zu überwinden hat. Dies sind zum einen die an der Lippendichtung wirkenden Reibkräfte und zum anderen die Federkraft, welche beim Ladehub überwunden werden muss. Da der Dauermagnet nicht wie ein Elektromagnet abgeschaltet werden kann, muss der Ringmagnet nach Ausführung des Ladehubs in seiner Bewegungsrichtung umkehren und das Pumpelement, mit Unterstützung der Feder, wieder in seine Grundstellung bringen. Das bietet den Vorteil, dass die für den Druckaufbau im Pumphub aufzubringende Kraft auf Feder und Magnet aufgeteilt werden kann und damit Feder und Magnet schwächer ausgelegt werden können als bei der elektromagnetischen Antriebsvariante.

Der für die Messungen verwendete Magnet ist ein axial polarisierter Neodym-Ringmagnet (siehe Abbildung 4.11, rechts). Neben der Polarisation ist die Flussdichte des Neodym-Magneten eine wichtige technische Spezifikation. Diese wird mit der Bezeichnung „N“ angegeben. N40 und N48 sind häufig anzutreffende Spezifikationen und bedeuten, dass der Magnet eine Flussdichte von 1,4 bzw. 1,48 T aufweist.

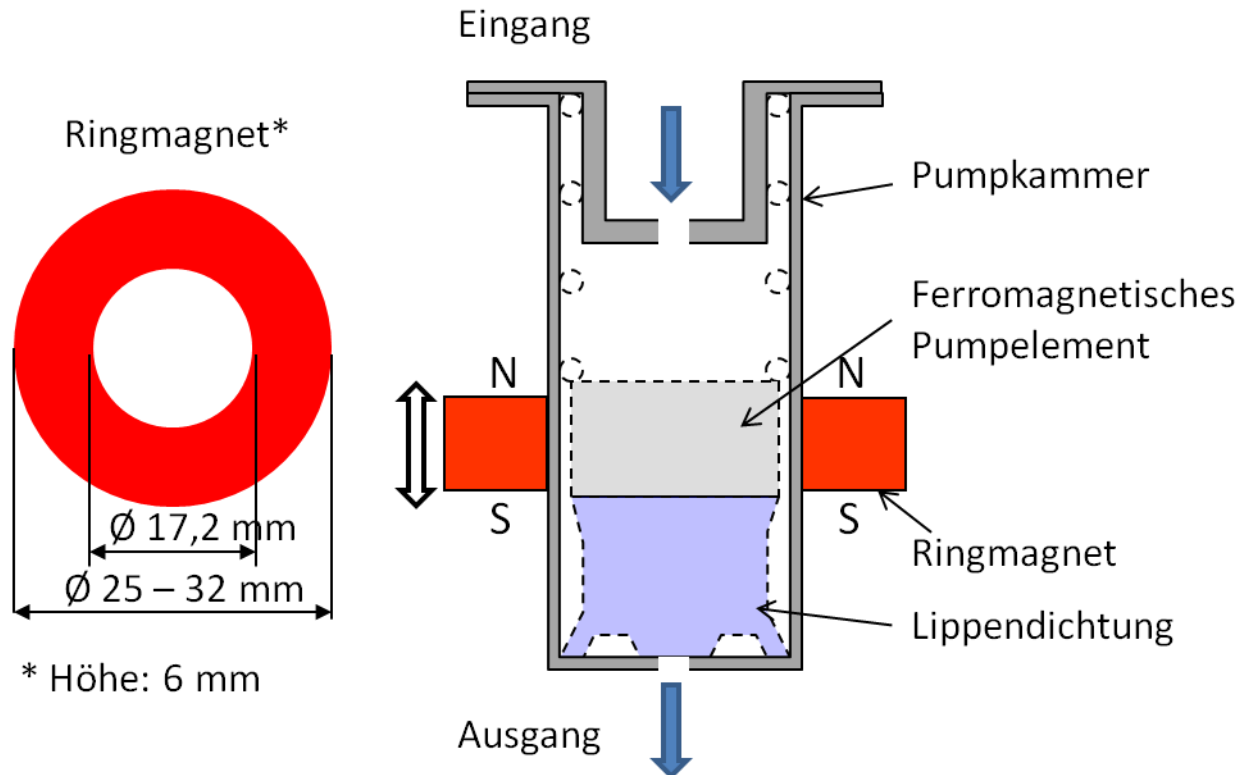


Abbildung 4.11: Einwegteil mit außenanliegendem Dauermagneten (rechts)

4.2.2 Kraft-Weg-Messungen mit Dauermagnet

Äquivalent zu den in Kapitel 4.1.6 beschriebenen Kraft-Weg-Messungen wurden an der Zugprüfmaschine der Firma Zwick auch mit der Anordnung mit Dauermagnet Kraft-Weg-Kennlinien aufgenommen. Dafür wurde der Ringmagnet wie in Abbildung 4.11 abgebildet um ein am Eingang geöffnetes Einwegteil gelegt und an dieser Position fixiert. Das ferromagnetische Pumpelement ist am Stößel der Zugprüfmaschine befestigt (siehe Abbildung 4.7) und wird für die Messung langsam aus dem Einflussbereich des Dauermagneten herausgezogen, wobei die dabei wirkende Kraft in axialer Richtung gemessen wird. Der Durchmesser des zylindrischen Pumpelementes wurde für die Messungen zwischen 14,5 – 16 mm variiert, um mit demselben Ringmagneten die Kraft in Abhängigkeit des Luftspaltes messen zu können. Die Höhe des Pumpelementes betrug dabei immer 8 mm. Der verwendete Ringmagnet ist aus dem Werkstoff Neodym gefertigt und weist eine magnetische Flussdichte von 1,48 T auf.

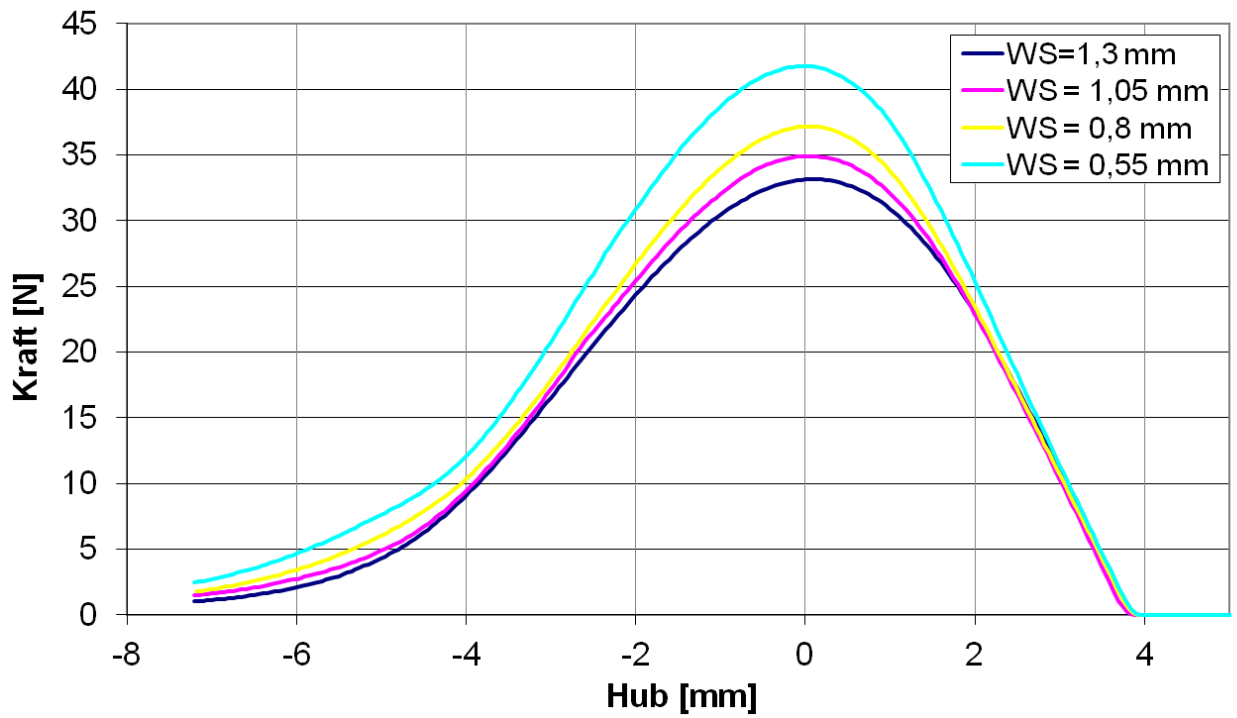


Abbildung 4.12: Kraft-Weg-Kennlinien mit ringförmigem Permanentmagneten

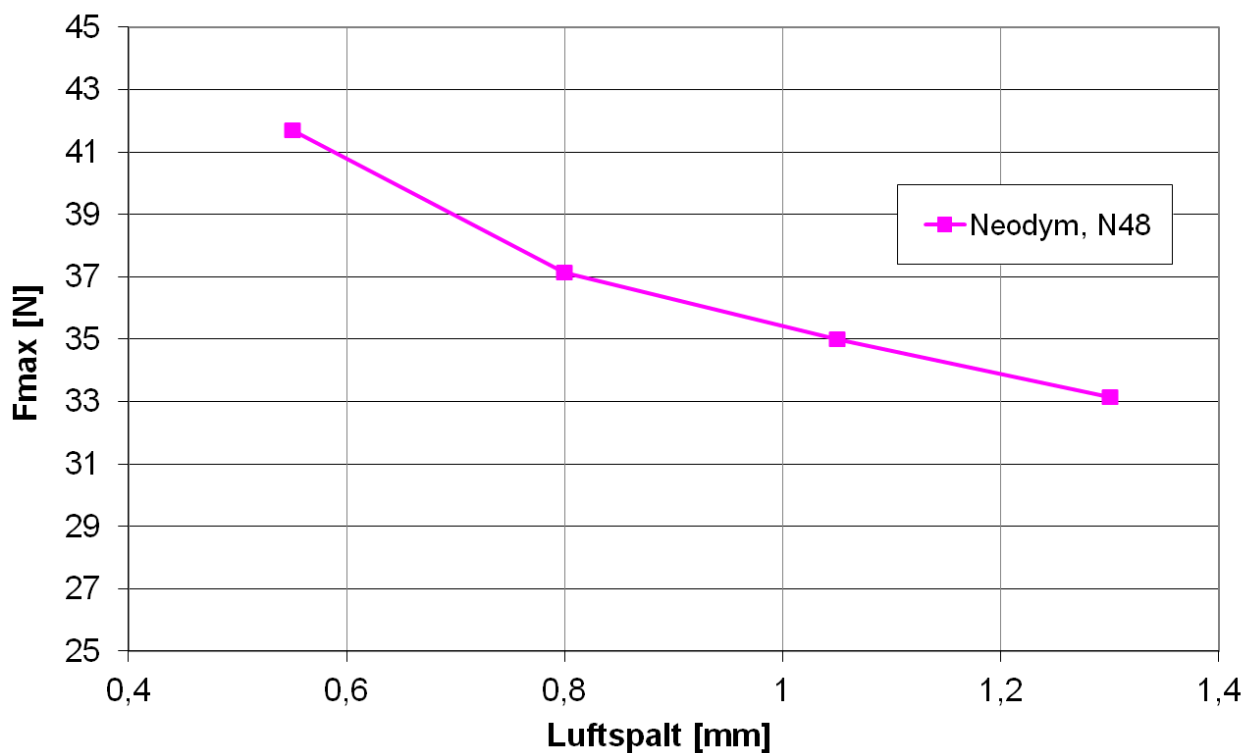


Abbildung 4.13: Erreichbare Maximalkräfte in Abhängigkeit des Luftspaltes

In Abbildung 4.12 sind die Kennlinien der mit einem Permanentmagneten und variiertem Luftspalt durchgeführten Kraftmessungen zu sehen. Die Bezeichnung WS gibt die Polymerwandstärke des Einwegteils bzw. den Luftspalt zwischen Magneten und dem Pumpelement an. Der Hub ist in gleicher Weise definiert, wie dies bei den Messungen mit elektromagnetischem Antrieb der Fall war. Auch bei den Messungen mit Dauermagnet zeigte sich, dass das Kraftmaximum in der Nähe der Hubposition 0 anzutreffen ist, wenn das Pumpelement also gerade in den Magneten einzutauchen beginnt. Mit einem Luftspalt von 0,55 mm erreicht man mit dem verwendeten Dauermagneten ähnliche Maximalkräfte (42 N) wie beim elektromagnetischen Antrieb mit ringförmigem Joch (47 N) und einer Ampèrewindungszahl von etwa 2900 A. In Abbildung 4.13 sind die gemessenen Maximalkräfte in Abhängigkeit von der Größe des Luftspaltes aufgetragen. Es zeigt sich, dass mit kleiner werdendem Luftspalt die Kraft überproportional ansteigt. Während der Kraftabfall bei einer Luftspaltvergrößerung von 1 auf 1,2 mm etwa 2 N beträgt, sind dies bei einer Luftspaltvergrößerung von 0,6 auf 0,8 mm bereits 4 N. Dies zeigt, dass in jedem Fall der Luftspalt so klein wie möglich gehalten werden sollte, um die Abmessungen des Antriebs zu minimieren.

4.3 Bewertender Vergleich zwischen Permanentmagnet und Elektromagnet als Antriebskonzept

Die durchgeführten Kraftmessungen zeigen, dass bei gegebenem Bauvolumen und Gewicht ein ringförmiger Permanentmagnet vielfach höhere Kräfte auf das Pumpelement generieren kann, wie der zuvor beschriebene Elektromagnet mit ringförmigem Joch. Die Kraft-Weg-Kennlinie des Elektromagneten weist beim Eintauchen des Pumpelementes in die Polschuhe des Joches einen steilen Kraftabfall auf. Diese Tatsache muss bei der Dimensionierung des Elektromagneten berücksichtigt werden, um den vollen gewünschten Hub des Pumpelements erreichen zu können. Bei Verwendung eines entlang der Pumpkammer bewegten Dauermagneten tritt dieses Problem nicht auf, da über den gesamten Hub das Kraftmaximum der Kraft-Weg-Kennlinie zur Verfügung steht. Ein sich einstellender Schleppversatz des Pumpelements zum Dauermagneten ist für die hier benötigte Anwendung unkritisch.

Ein großer Vorteil des Elektromagneten im Vergleich zum Dauermagneten ergibt sich aus dem vollständigen Fehlen von bewegten mechanischen Teilen in der Antriebseinheit. Das Joch des Antriebs ist an einer fest vorgegebenen Stelle bezüglich des Einwegteils platziert und muss für den Pumpenbetrieb nicht bewegt werden, da die Taktung der Pumpe durch Ein- und Ausschalten des Stromes erfolgen kann. Beim Antrieb mit Dauermagneten sind mechanische Koppellemente, Führungen und ein Elektromotor mit Getriebe nötig, um den Dauermagneten entlang des Pumpkammergehäuses bewegen zu können. Die hohe Zahl an bewegten Teilen macht diese Konstruktion weniger robust und ist verschleißanfälliger. Die Kosten für Herstellung und Montage einer Antriebseinheit mit Dauermagnet liegen deutlich über denen eines Elektromagneten, nicht zuletzt durch die hohen Rohstoffpreise für Seltene Erden bedingt. Durch die bewegten Teile entsteht auch ein Betriebsgeräusch, welches beim feststehenden elektromagnetischen Antrieb vollständig entfällt.

Für die Anwendung als Infusionspumpe ist der mit einem Elektromagneten erzielbare Kolbenhub für die Abdeckung der geforderten maximalen Förderrate ausreichend. Dies zeigen die in Kapitel 4.1 aufgeführten Anforderungen und Messergebnisse des aufgebauten Demonstrators mit ringförmigem Joch. Berücksichtigt man diese Erkenntnisse, so erscheint der evtl. geringfügig vorhandene Vorteil des geringeren Gewichts und Bauvolumens eines Antriebs mit Dauermagneten, die zuvor genannten Nachteile nicht aufzuwiegen. Aus diesem Grund wurde für die in Kapitel 5 und 6 beschriebenen Pumpendemonstratoren die elektromagnetische Antriebsvariante gewählt. Für die in Kapitel 5 untersuchten Demonstratoren mit einem Pumpelementdurchmesser von 5 mm wurde ein experimentelles Joch ähnlich der Variante 1 aus Tabelle 9 aufgebaut. Dieses weist austauschbare Polschuhe für einen Pumpkammerdurchmesser von 6 mm auf und ist spanend aus dem Automatenstahl 9SMn28K gefertigt.

5 Untersuchte Pumpenvarianten

In diesem Kapitel werden die in Kapitel 3.4 vorgestellten Varianten, mit Ausnahme der geregelten Pumpe, eingehend beschrieben. Von jeder Variante wurden Demonstratoren aufgebaut und Messungen zur Charakteristik des Förderverhaltens durchgeführt. Anhand dieser Messergebnisse wird bewertet, ob sich die untersuchte Variante für den Einsatz in einer Infusionspumpe eignet.

Für die Ausgestaltung des Einwegteils bzw. der Pumpeinheit waren Überlegungen zur Konzeption und Auswahl wichtiger Funktionsbereiche bzw. Systemkomponenten im Hinblick auf die kritischen Leistungsparameter nötig.

Tabelle 12: Bewertung der Systemkomponenten bzgl. wichtiger Zielparameter

Komponente	Zielparameter für Optimierung				
	Genauigkeit	Ratenber.	Energiev.	Gewicht	Selbstans.
Pumpkammer	++	++	++	0	0
Pumpelement	++	++	+	0	++
RSV	++	0	+	0	++
Antrieb	0	0	++	+++	0

+++ = hohe Relevanz, 0 = keine Relevanz

In Tabelle 12 ist das Gesamtsystem in 4 wichtige Teilkomponenten aufgeteilt und bezüglich ihrer Relevanz für die Zielparameter Genauigkeit, Ratenbereich, Energieverbrauch, Gewicht und Selbstansaugung bewertet worden. Die Einweg-Pumpeinheit ist für diese Bewertung in 3 Teilbereiche unterteilt worden: Pumpkammer, Pumpelement und Rückschlagventil (RSV). Viertes Element der Bewertungstabelle ist der zur Bewegung des Pumpelements nötige magnetische Antrieb. Bei der Pumpeinheit handelt es sich um ein sehr kostenkritisches Einwegteil, weshalb bei der Konzeption stets der Kostenaspekt im Auge behalten werden muss.

Angestrebt ist die Herstellbarkeit im niedrigen zweistelligen Cent-Bereich. Dadurch sind dem konzeptionellen und konstruktiven Gestaltungsspielraum Grenzen gesetzt und jedes Detail der Pumpeinheit muss hinsichtlich der günstigen Herstellbarkeit mit großer Sorgfalt betrachtet werden. In den nachfolgenden Unterkapiteln des Kapitels 5 wird auf die beiden Komponenten „Pumpelement“ und „Rückschlagventil“ genauer eingegangen mit dem Ziel, aus verschiedenen Designvarianten eine Vorauswahl für einen aufzubauenden und zu optimierenden Demonstrator zu treffen.

5.1 Pumpe mit ventillosem Pumpelement und Kugel als Rückschlagventilkörper

Die in den Kapiteln 3.4.1 und 3.4.2 vorgestellten Pumpenvarianten weisen kein Ventil am Pumpelement auf und verfügen über eine Kunststoffkugel als Rückschlagventilkörper am Eingang der Pumpe. Als Pumpelement dient eine ferromagnetische Kugellagerkugel bzw. ein ferromagnetischer zylindrischer Wälzlagerkolben. Aufgrund des einfachen Aufbaus und der Verwendung von kommerziellen Kugellagerkugeln bzw. Wälzlagerkolben im Einwegteil sind diese beiden Varianten die kostengünstigsten. Durch das Fehlen einer Dichtung am Pumpelement entsteht jedoch Schlupf beim Pumphub, welcher die Fördergenauigkeit herabsetzt. Um den für den Schlupf maßgeblichen Ringspalt zwischen Pumpelement und Pumpkammergehäuse auslegen zu können, sind theoretische Betrachtungen zur Pumpenfluidik durchgeführt worden (siehe Kap. 3.4.3).

Aus Abbildung 3.19 und Abbildung 3.25 der theoretischen Betrachtungen geht hervor, dass es für ein ventillosoes Pumpelement einen Ringspaltbereich gibt, in welchem der Schlupf unter 10% und die Ladehubdauer deutlich unter 1 Sekunde liegen. Basierend auf diesen theoretischen Erkenntnissen wurden Demonstratoren aufgebaut, um das tatsächlich erreichbare Förderverhalten messen zu können und Aussagen über die hierfür nötigen Fertigungstoleranzen zu erhalten.

5.1.1 Auslegung des Pumpelementes

Wichtigste Größe für die konstruktive Auslegung der Pumpe ist der Durchmesser des Pumpelementes. Über den Durchmesser lässt sich zusammen mit der Taktfrequenz und dem maximal möglichen Hub des Pumpelementes ein erreichbarer Ratenbereich

angeben. Die gemessenen Kraft-Weg-Kennlinien aus Abbildung 4.10 zeigen, dass der sinnvoll nutzbare Hub bei etwa der halben Kolbenlänge liegt. In diesem Bereich fällt die Kraft auf etwa die halbe Maximalkraft ab. Dieses Ergebnis wurde für einen Kolben mit 16 mm Durchmesser gemessen und für weitere Betrachtungen auf andere Kolbendurchmesser skaliert. Setzt man als untere Grenze für die Taktfrequenz 0,1 Hz und für die obere Grenze 3 Hz an, so ergeben sich rechnerisch die in Abbildung 5.1 dargestellten Ratenbereiche. Für einen Kolbendurchmesser von 5 mm liegt unter diesen Randbedingungen der einstellbare Ratenbereich bei etwa 60 ml/h – 2000 ml/h. Dies ist ein Ratenbereich, welcher große Teile der für volumetrische Infusionsanwendungen typischen Ratenbereiche abdeckt. Aufgrund der in dieser Größe gut zu fertigenden Bauteile wurde für die aufzubauenden Demonstratoren ein Pumpelementdurchmesser von 5 mm gewählt. Die Untergrenze des mit kommerziell erhältlichen Infusionspumpen erreichbaren Ratenbereiches liegt mit typischerweise 1 – 10 ml/h deutlich unter den erreichbaren 60 ml/h (siehe 3.3.1). Kleinere Raten als 60 ml/h können mit einem Pumpelementdurchmesser von 5 mm nur durch noch langsames Takten der Pumpe und damit entsprechend hoher Pulsation des Flusses erzielt werden. Zur Lösung dieses Problem wurde ein Demonstrator einer geregelten Pumpe mit integriertem Messsystem aufgebaut. Dieser Demonstrator wird in Kapitel 6 ausführlich beschrieben.

Das Merkmal Selbstansaugung ist mit einem ventillosen Pumpelement nur bedingt realisierbar, da die Luft beim Pumphub durch den Ringspalt entweichen kann und somit kein oder ein nur sehr geringer Ansaugdruck am Eingang der Pumpe aufgebaut wird. Das Fehlen von Ventilen erleichtert jedoch eine gravimetrische Selbstbefüllung der Pumpe, die im Krankenhausbetrieb gängige Praxis beim Umgang mit Infusionspumpen ist. Aus diesem Grund ist das Fehlen des Merkmals Selbstansaugung kein Ausschlusskriterium für eine ventillose Pumpenvariante.

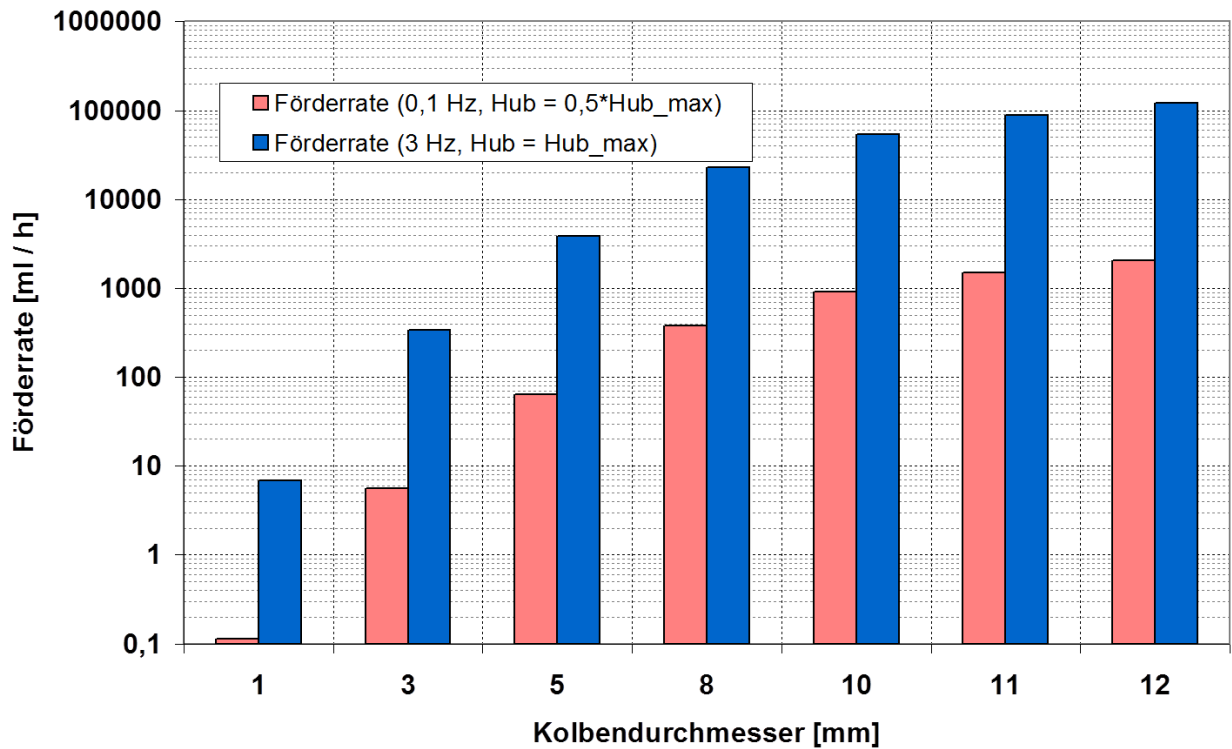


Abbildung 5.1: sinnvolle Ratenbereiche für verschiedene Kolbendurchmesser

In Tabelle 13 werden Kugel und Kolben als Pumpelement miteinander verglichen und hinsichtlich wichtiger Anforderungen an das Gesamtsystem bewertet. Ein Kolben weist Vorteile im Bereich größerer Förderraten auf, da durch Längenvariation des Kolbens ein im Vergleich zur Kugel größerer Hub erzielt werden kann.

Tabelle 13: Gegenüberstellung von Kugel und Kolben als Pumpelement

Zielparameter Gesamtsystem	Eigenschaft	
	Kugel	Kolben
Schlupf	großer Schlupf (Ringspalt)	Geringerer Schlupf (Ringspalt)
Ratenbereich	Kleinerer Hub	Größerer Hub
Energieverbrauch	Hoch	Mittel - Hoch
Free-Flow-Begrenzung	Nicht möglich	Nicht möglich
Selbstansaugung	Nicht möglich	Nicht möglich
Gebrauchslagen	Kein Einfluss	Kein Einfluss
Kosten*	Sehr gering	gering

*) hier sind die Stückkosten des Pumpelements gemeint

am Eingang der Pumpe weist einen Durchmesser von 3 mm auf und ist ebenfalls mit einer kleinen Feder angefedert. Die Feder besitzt keine Vorspannung, sie dient nur dazu, den Hub der Kugel zu begrenzen. Die Gesamtlänge des Einwegteils beträgt etwa 40 mm.

5.1.3 Messungen

Die mit den Demonstratoren durchgeführten Messungen sollen wie zuvor erläutert primär die Abhängigkeit des Schlupfes vom Ringspalt zwischen Pumpelement und Pumpkammer und von der Förderhöhe aufzeigen. In Voruntersuchungen wurde sichergestellt, dass eine Bestromungsdauer des verwendeten Antriebs von 300 ms ausreichend ist, um das Pumpelement bei allen untersuchten Fluiden bis zum mechanischen Anschlag in der Pumpkammer zu bewegen. Aus diesem Grund wurde für alle Messungen die Bestromungsdauer auf 300 ms und die Taktfrequenz der Pumpe auf 1 Hz festgelegt. Der Innendurchmesser der Pumpkammer beträgt 5,005 mm (+/- 1 μ m), was mit einer hochauflösenden Innenmeßschraube gemessen wurde. In der Legende von Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 wird der Durchmesser des Pumpelementes mit d_{k1} bezeichnet. Ein Durchmesser von $d_{k1}=4,950$ mm entspricht bei der verwendeten Pumpkammer also einem Ringspalt von 27,5 μ m.

Für jedes verwendete Pumpelement wurde die Förderrate mit einer Waage an den 3 Förderhöhen 40 cm, 130 cm und 220 cm gemessen. Der untersuchte Förderhöhenbereich von 40 cm – 220 cm ergibt sich aus den in der Praxis möglichen Grenzbereichen. In den Diagrammen wurde für jedes Pumpelement die gemessene Förderrate über der Förderhöhe aufgetragen. Eine solche Messung wird im Folgenden als „Höhenmessung“ bezeichnet.

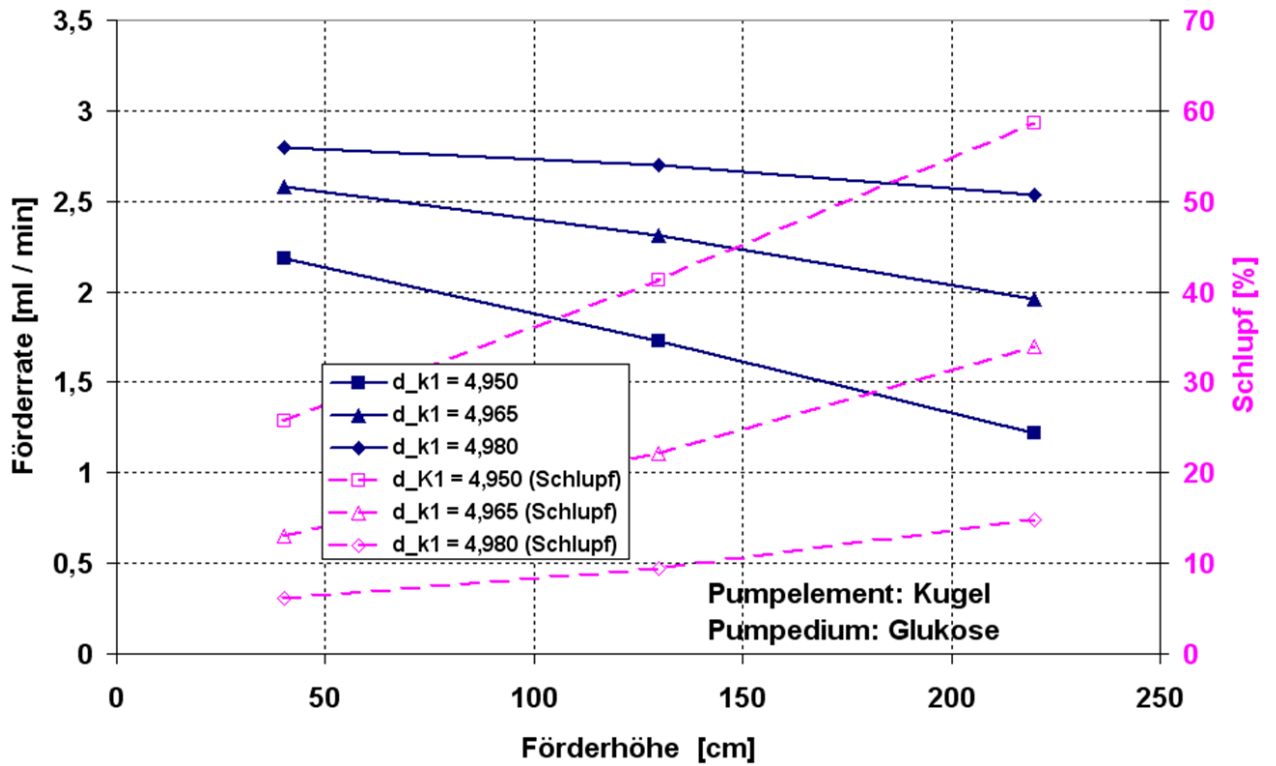


Abbildung 5.3: Abhängigkeit des Schlupfs von Förderhöhe und Ringspalt (Kugel)

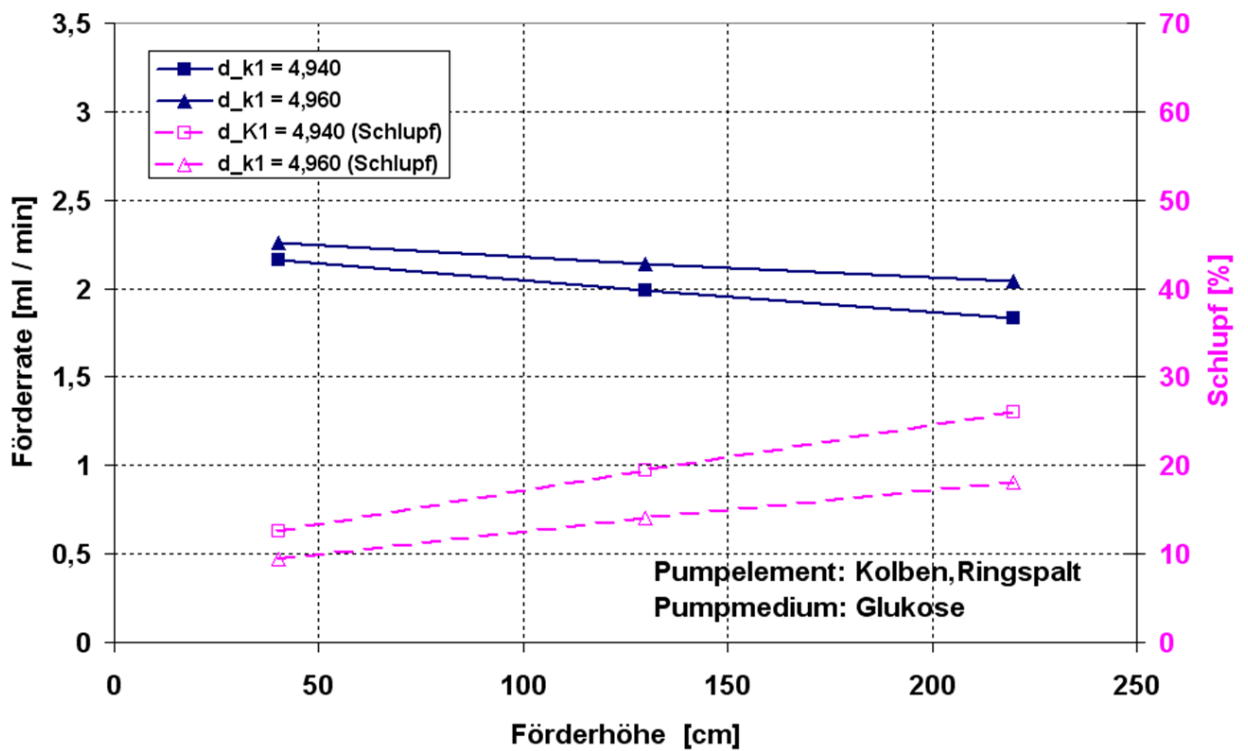


Abbildung 5.4: Abhängigkeit des Schlupfs von Förderhöhe und Ringspalt (Kolben)

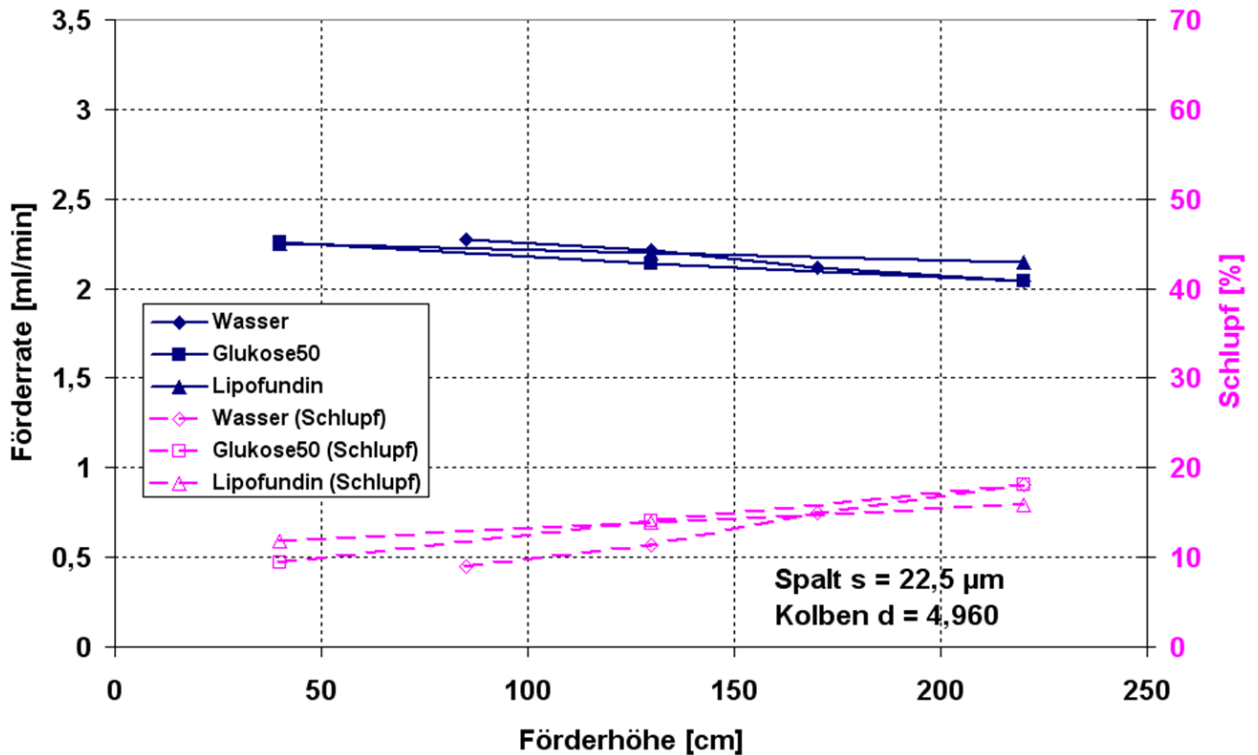


Abbildung 5.5: Abhängigkeit des Schlupfs von der Viskosität des Fluids

Bei der Auswertung von Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 zeigt sich zunächst, dass der Schlupf vom Gegendruck abhängig ist. Dies ergaben auch die theoretischen Betrachtungen (siehe Abbildung 3.26). Bei der Kugel ist diese Abhängigkeit deutlich stärker ausgeprägt als beim Kolben, was sich an der größeren Steigung der Schlupfkennlinien in den Diagrammen ablesen lässt. Was beim Betrachten der Kennlinien zunächst überrascht, ist die Tatsache, dass sich die Schlupfkennlinien für verschiedene Pumpelementdurchmesser bei Förderhöhe 0 cm nicht in einem Punkt schneiden, sondern einen Offset besitzen der vom Durchmesser des Pumpelementes abhängt. Diese Beobachtung trifft sowohl für die Kugel als auch den Kolben zu. Dies legt die Vermutung nahe, dass dieser förderhöhenunabhängige Schlupf von Leckage am eingangsseitigen Rückschlagventil herrühren muss, wobei die Höhe der Leckage vom Anpressdruck der Rückschlagventilkugel abhängt. Dies erklärt sich dadurch, dass ein kleineres Pumpelement einen dementsprechend größeren Ringspalt aufweist und sich der beim Ladehub entstehende dynamische Druck auf die Ventilkugel verringert. In Abbildung 5.5 ist der Schlupf in Abhängigkeit der Förderhöhe für Fluide unterschiedlicher Viskosität aufgetragen. Das Ergebnis

bestätigt die theoretischen Erkenntnisse dahingehend, dass der Schlupf viskositätsunabhängig ist.

Der absolute gemessene Schlupf liegt im Bereich 15%-60% und damit über dem erhofften Wert von unter 10%. Betrachtet man jedoch nur den Anstieg des Schlupfes über der Förderhöhe, so ergibt sich für einen Kolben mit 22,5 µm Ringspalt ein Anstieg von nur etwa 8%, was noch im Genauigkeitsbereich volumetrischer Infusionspumpen liegt. Ein etwas stärkerer Schlupfanstieg über der Förderhöhe liegt bei der Kugel mit einem Ringspalt von 12 µm vor.

5.1.4 Fazit

Nimmt man die Schlupfzunahme über der Förderhöhe bzw. dem Gegendruck als Maß für die Genauigkeit der Pumpe, so zeigen die Messungen, dass bei Verwendung einer Kugel als Pumpelement ein Ringspalt von unter 12 µm und beim Kolben ein Ringspalt von unter 22,5 µm nötig sind, um 10% Genauigkeit zu erreichen. Diese Präzision ist mit einer Kugellagerkugel kostengünstig erreichbar, für eine spritzgegossene Pumpkammer stellt sie jedoch eine große Herausforderung dar. Die Herstellung einer solchen Präzisionspumpkammer als kostengünstiges Einwegteil kann daher nicht als problemlos angesehen werden. Ein weiterer Nachteil der Pumpenvariante mit ventillosem Pumpelement ist der hohe Energieverbrauch bei größeren Förderraten und höherviskosen Fluiden, wie z.B. der häufig verabreichten 50-prozentigen Glukoselösung (Glukose 50%). Aufgrund des notwendigen kleinen Ringspalts ergeben sich lange Ladehubzeiten und damit lange Bestromungszeiten des Antriebs. Wie bereits zuvor erläutert, lassen sich diese beiden Probleme durch die Verwendung eines Ventils am Pumpelement beheben.

5.2 Pumpe mit Membranventil am Pumpelement und am Pumpeneingang

Mit der in diesem Kapitel beschriebenen Pumpenvariante wurde das Ziel verfolgt, mit einer im Aufbau sehr einfach gehaltenen Pumpe den Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe für Anwendungen in der Medizintechnik schon sehr nahe zu kommen. Um die in Tabelle 14 zusammengestellten Anforderungen erreichen zu können, waren umfangreiche Ventilloptimierungen notwendig.

Wichtigster Schritt hierfür war die Integration eines Ventil in das Pumpelement, um Schlupf beim Pumphub vollständig zu vermeiden. Dafür musste ein Ventil gefunden werden, welches minimale Leckage aufweist und sich gut in das Pumpelement integrieren lässt. Zur vollständigen Vermeidung von Rückfluss beim Ladehub war auch ein verbessertes Ventil am Pumpeneingang nötig. Durch Druckunterschiede zwischen Pumpeneingang und Pumpenausgang kann es beim Ladehub auch unkontrollierten Durchfluss zum Patienten geben, der als Free-Flow bezeichnet wird. Dieser Free-Flow lässt sich nur über definierte Öffnungsdrücke der Ventile vermeiden, weshalb die für den Demonstrator verwendeten Ventile Möglichkeiten zur Einstellung des Öffnungsdrucks bieten müssen. Die Auswahl eines zur Erfüllung der Aufgaben geeigneten Ventils und dessen Optimierung wird im folgenden Kapitel 5.2.1.1 beschrieben.

Tabelle 14: wichtige Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe

Anforderung	Erklärung
Genauigkeit	+/- 5% werden gefordert
Pulsation	Möglichst kurze Flussunterbrechungen
Free-Flow-Begrenzung	Kein Free-Flow bei negativer Förderhöhe von -1,36 m
Selbstansaugung	Fähigkeit zur automatischen Selbstbefüllung
Energieverbrauch	Reduzierung des Energieverbrauchs
Gebrauchslagen unabh.	Unabhängigkeit der Genauigkeit von Gebrauchslagen
Kosten	Niedrige Herstellungskosten des Einwegteils

5.2.1 Optimierung der Ventile

Die Ventile beeinflussen das Förderverhalten und damit die Genauigkeit der Pumpe, weshalb sie für einen effizienten Betrieb der Pumpe sorgfältig ausgelegt bzw. optimiert werden müssen. Aufgrund der Verwendung in einem Einwegteil wurden Ventiltypen für die weiteren Betrachtungen ausgewählt, welche prinzipiell durch ihre Bauart und den damit verbundenen Herstellungskosten für ein medizinisches Einwegteil in Frage kommen. Die in den Kapiteln 5.2.1.2 und 5.2.1.3 beschriebenen Optimierungen zielen darauf ab, Free-Flow so zu verhindern, dass zum einen der

Energieverbrauch der Pumpe nicht unnötig zunimmt und zum anderen die Kosten des Einwegteils nicht steigen. Dies soll über eine optimale Einstellung des Öffnungsdrucks der Ventile erreicht werden. Drei der vier hier näher untersuchten Ventiltypen sind Ventile, bei denen das Dichtelement aus einem weichen, gummiartigen Material ausgeführt ist. Die letzte Variante aus Tabelle 15 verfügt über ein hartes Dichtelement, was im einfachsten Fall eine einfache Kunststoffscheibe ist.



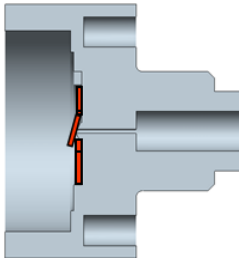

5.2.1.1 Auswahl eines Ventiltyps

In Tabelle 15 sind 4 Ventilvarianten abgebildet, wobei die Varianten 1, 2 und 4 kommerziell erhältliche Ventiltypen sind. Die dritte Variante zeigt ein Einwegteil, bei welchem eine Gummimembran (rot) am Eingang die Rückschlagventilfunktion ähnlich wie bei einem Membranventil oder einer Rückschlagklappe übernimmt. Die für den Pumpenbetrieb interessanten technischen Parameter sind in der Spalte „Technische Parameter“ der Tabelle aufgelistet und wurden den zugehörigen Datenblättern der Firma Vernay entnommen (Varianten 1, 2 und 4).

Variante 1 ist ein sogenanntes Umbrella-Ventil, welches aus einem Silikonkautschuk vulkanisiert wird. Es weist bauartbedingt einen Öffnungsdruck von mindestens 40 mbar auf, der jedoch durch Vorspannung bei der Montage erhöht werden kann. Das Ventil ist automatisiert montierbar. Dieser Ventiltyp reagiert empfindlich auf Schmutzpartikel, die sich an den Dichtflächen ansammeln und dort Leckagen hervorrufen können. Dieses Ventil ist von den Kosten günstiger als Variante 2, jedoch teurer als Variante 3 und 4.

Das Duckbill-Ventil (Variante 2) ist wie Variante 1 ebenfalls ein Vulkanisationsteil aus Gummi. Es ist gemäß Datenblatt nicht normally-closed und benötigt einen Schließdruck von typischerweise 40 mbar zum leakagefreien Abdichten. Bei diesem Ventil liegen die vom Fluid umflossenen Dichtflächen im Gummiteil selbst. Es werden also keine Anforderungen an die Oberflächenbeschaffenheit der umgebenden Teile gestellt. Die Gefahr einer Leckage durch Verschmutzung des Dichtsitzes ist beim Duckbill-Ventil geringer als beim Umbrella-Ventil, da die Strömung hier nicht wesentlich umgelenkt wird und es wenig Toträume gibt, in denen sich Schmutzpartikel sammeln bzw. verfangen können. Dieses Ventil ist das in der Herstellung kostenintensivste der hier besprochenen Ventiltypen.

Tabelle 15: Wesentliche Merkmale verschiedener Ventilvarianten mit Einweg-Eignung

Var.	Hersteller	Ventilart	Technische Parameter			
			p_{auf}	p_{zu}	Material	
1	Vernay	Umbrella		40 mbar [26]	nc	Silikonkautschuk
2	Vernay	Duckbill		0 mbar [26]	40 mbar	Silikonkautschuk
3	HSG-IMAT	Membran-ventil (weich)		150 mbar	nc	NBR, EPDM, Silikonkautschuk (natur)
4	Sihai Xiangyun Plastic Parts Ltd., Beijing	Klappen-ventil (hart)		0 mbar [27]	40 mbar	PP, PE

Bezeichnungen: p_{auf} = Öffnungsdruck, p_{zu} = Schließdruck, nc = normally closed

Die Ventilvariante 3 (Membranventil) besticht einerseits durch seine Einfachheit im Aufbau und in der Montage, denn es handelt sich um ein einfaches flaches Bauteil, welches stanzbar und damit sehr kostengünstig herstellbar ist. Die Ventiltypen 1 und 2 weisen eine 3D-Kontur auf und sind deshalb nicht mehr im Stanzverfahren herstellbar. Andererseits bietet die in Abbildung 5.6 rechts dargestellte Ventilmembran die Möglichkeit, über eine gewisse Vorspannung den Öffnungsdruck einzustellen.

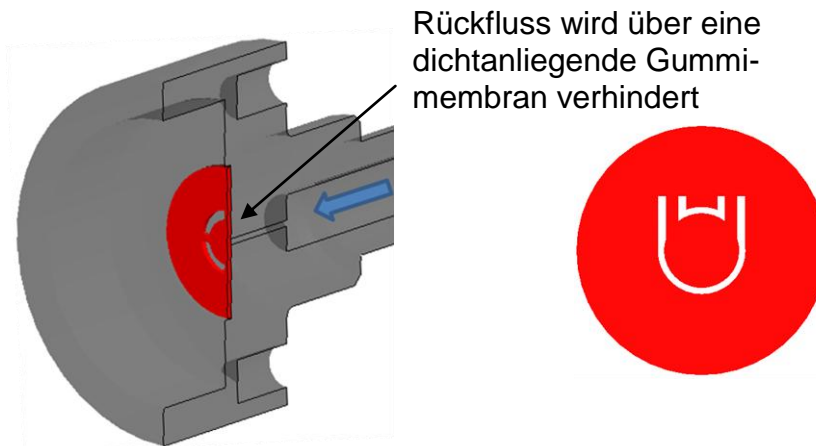


Abbildung 5.6: Membranventil (rot, ohne Vorspannung)

Die kommerziell erhältliche Ventilvariante 4 weist als Rückschlagklappe eine starre, axial frei bewegliche Hartscheibe auf, welche bei Anlegen eines Schließdrucks von mindestens 40 mbar auf einen harten Dichtsitz gedrückt wird. Dieses Ventil ist daher nicht normally-closed und bietet auch ohne weitere Bauteile keine Möglichkeit, einen Öffnungsdruck einzustellen. Die Dichtheit dieses Ventils ist aufgrund des harten Dichtmaterials und der geringen herrschenden Anpressdrücke deutlich schlechter als die anderen 3 Ventiltypen. Dieses Ventil ist preislich interessant und wurde daher mit in die Bewertungsmatrix aus Tabelle 16 aufgenommen.

Die Bewertungsmatrix aus Tabelle 16 weist 6 Bewertungskriterien auf, welche im Wesentlichen den Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe aus Tabelle 14 entsprechen. Ein Schlupf beim Ladehub, hervorgerufen durch eine Leckage am Rückschlagventil, wird von der Pumpe nicht erfasst und geht somit direkt in die Pumpengenauigkeit ein, weshalb dieses Kriterium in der Bewertungsmatrix mit 25% auch eine relativ starke Gewichtung erhält. Das Kostenkriterium ist gleich stark gewichtet, während die restlichen 5 hier aufgeführten Kriterien deutlich niedriger gewichtet sind. Das Kriterium „Free-Flow-Begr.“ beschreibt die Eignung des Ventils zur Begrenzung von unkontrolliertem Durchfluss bis zu einer negativen Förderhöhe von -1,36 m. Das Kriterium „Gebrauchslagen“ bewertet die Unempfindlichkeit des Ventils gegenüber Änderungen seiner Lage im Raum. Dabei ist vor allem die Dichtheit gemeint. Für jedes Bewertungskriterium werden Punkte zwischen 0 und 4 vergeben, wobei 4 der besten Bewertung entspricht. Für die Berechnung der Gesamtnote wird für jede Spalte das Produkt der jeweiligen Punktebewertung und

der Gewichtung aufsummiert. Unter Berücksichtigung dieser 6 Bewertungskriterien und entsprechender Gewichtung erhält der Ventiltyp 3 „Membranventil“ die höchste Bewertung. Da ein solches Ventil mechanisch relativ einfach mit einem Kolben verbunden bzw. in den Kolben integriert werden kann, ist es für den Einsatz als Kolbenventil im Einwegteil prädestiniert, lässt sich aber auch als Rückschlagventil am Pumpeneingang gut platzieren. Es weist bei guten fluidischen Eigenschaften und verhältnismäßig geringen Herstell- und Montagekosten die beste Gesamtpformance für die Verwendung in dem in diesem Kapitel beschriebenen Einwegpumpelement auf. Dieser Ventiltyp wurde deshalb für die Konzeption eines Demonstrators verwendet und durch Variation bestimmter Parameter, wie z.B. Membrandicke und Vorspannung der Membran, optimiert. Weitere Details zur Auslegung, Optimierung und erreichter Performance des Ventils werden im Folgenden erläutert.

Tabelle 16: Bewertungsmatrix für verschiedene Ventilvarianten im Einwegteil

Kriterium	Gew.	Variante			
		1 Umbrella	2 Duckbill	3 Membran	4 Hartscheibe
Leckage	30%	4	3	3	1
Free-Flow-Begr.	10%	3	2	3	1
Selbstansaugung	10%	4	3	2	1
Energieverbrauch	10%	4	4	4	4
Gebrauchslagen	10%	4	4	4	2
Kosten	30%	2	2	4	4
Gesamt	100%	3,3	2,8	3,4	2,4

5.2.1.2 Untersuchte Membranventilvarianten am Pumpelement

In Anlehnung an die Bewertungsmatrix aus Tabelle 16 soll ein Membranventil aus einem Elastomer als Kolbenventil zum Einsatz kommen. Dem Membranventil kommen dabei 2 wesentliche Aufgaben zu: während des Pumphubes soll es leckagefrei am Kolben abdichten um den Schlupf zu minimieren und während des Ladehubs soll es öffnen und dennoch einen Free-Flow verhindern. Die erste Aufgabe kann durch einen geeigneten Dichtsitz am Kolben erfüllt werden, um leckagefreies

Abdichten zu ermöglichen. Zur Erfüllung der zweiten Aufgabe bietet ein Membrankolbenventil konstruktive Möglichkeiten, das Ventil über eine Vorspannung der Membran mit einem definierten Öffnungsdruck zu versehen. Der Öffnungsdruck sollte dabei idealerweise so hoch sein, dass der beim Ladehub am Ventil abfallende Staudruck (= dynamischer Öffnungsdruck) mindestens so groß ist wie der am Eingang der Pumpe befindliche Vordruck, beispielsweise durch ein bzgl. dem Pumpenausgang erhöht positioniertes Fluid-Reservoir. In diesem Fall wäre sichergestellt, dass während des Ladehubs kein Free-Flow stattfinden kann. Ein noch größerer Öffnungsdruck des Ventils erhöht nur die für den Ladehub nötige Antriebskraft und somit den Energieverbrauch des Systems, ohne weiteren Nutzen für die fluidische Performance zu bringen. Um den Energieverbrauch zu minimieren, weisen für diese Anwendung ideale Ventile in der Summe einen Öffnungsdruck auf, der im Bereich des maximal möglichen und spezifizierten Überdrucks am Eingang liegt. Für volumetrische Infusionspumpen liegt dieser erlaubte maximale Höhenunterschied im Bereich -1,36 m bis +1,36 m.

Ist der Dichtsitz des Ventils von ausreichender Güte, so kann mit guten Selbstansaugungseigenschaften der Pumpe gerechnet werden. Bezüglich des erreichbaren Ratenbereiches und des Energieverbrauchs bietet ein Kolbenventil Vorteile, da es eine deutliche Reduktion des Strömungswiderstands beim Ladehub ermöglicht. Es liegt nahe, dass ein Pumpelement mit Ventil in der Herstellung und Montage teurer ist als ein Pumpelement ohne Ventil. Durch den sehr einfachen Aufbau und die fertigungstechnisch günstige Geometrie des Ventils ist es jedoch möglich, ein solches Kolbenventil serienmäßig zu Kosten herzustellen, welche den Einsatz in einem medizinischen Einwegteil nicht ausschließen. Die Vor- und Nachteile eines Kolbenventils bzgl. wichtiger Funktionsanforderungen sind in Tabelle 17 nochmals zusammengefasst.

Tabelle 17: Einfluss des Kolbenventils auf wichtige Funktionsparameter

Zielparameter Gesamtsystem	Einfluss des Kolbenventils
Schlupf	Schlupf beim Pumphub wird minimiert
Ratenbereich	Größere Förderraten sind möglich, da geringerer Strömungswiderstand im Ladehub
Energieverbrauch	Niedriger, da geringerer Strömungswiderstand im Ladehub
Free-Flow-Begrenzung	Über Öffnungsdruck kann Free-Flow eliminiert werden
Selbstansaugung	Möglich
Gebrauchslagen	Funktionsunabhängig von den Gebrauchslagen
Kosten Einwegteil	Höher als ventillos, jedoch kostengünstig herstellbar

Für das Kolbenventil wurden 3 Varianten untersucht, wobei die dritte Variante ventillos ist und aufgrund ihrer sehr kostengünstigen Bauform zu Vergleichszwecken untersucht wurde. Bei allen 3 Varianten weist der Kolben eine zentrale Durchbohrung auf, bei den Varianten 1 und 2 mit dem Bohrungsdurchmesser 1 mm, bei Variante 3 mit 0,3 mm Bohrungsdurchmesser. Die Gummimembranen wurden mittels UV-Laser aus einer Matte ausgeschnitten und stirnseitig auf den Kolben aufgeklebt. Eine detaillierte Beschreibung der hergestellten Membranlayouts und der verwendeten Materialien ist in Tabelle 18 zu finden. Eine Leckage zwischen Kolben und Pumpkammergehäuse ist kritisch, solange sich noch Luft in der Pumpkammer befindet, da sie eine Selbstansaugung erschweren oder unmöglich machen würde. Es ist jedoch denkbar, die Pumpkammern werkseitig mit einer Silikonschmierung zu versehen, die den geringen verbleibenden Spalt zwischen Kolben und Pumpkammer schließt. So ließe sich stets ein ausreichend gutes Selbstansaugungsverhalten sicherstellen.

Tabelle 18: Untersuchte Kolben- und Ventilvarianten am Pumpelement

	Variante	Wesentliche Merkmale
1		<ul style="list-style-type: none"> • Pumpelement: 5 x 5 mm Wälzlagerkolben • Ventilform: Klappe mit 2 x 100 µm Stegbreite • Material: NBR Shore A 60 • Membrandicke: 0,3 mm • Vorspannung: keine
2		<ul style="list-style-type: none"> • Pumpelement: 5 x 5 mm Wälzlagerkolben • Ventilform: Kreuzmembran mit 4 x 180 µm Stegbreite • Material: NBR Shore A 60 • Membrandicke: 0,3 mm • Vorspannung: 0 - 0,3 mm
3		<ul style="list-style-type: none"> • Pumpelement: 5 x 5 mm Wälzlagerkolben • Kolbenbohrung 0,3 mm • Vorspannung: keine

Um ein Kolbenventil aus einer Gummimembran, wie es für diesen Demonstrator zum Einsatz kam, mit einem definierten Öffnungsdruck zu versehen, muss dieses vorgespannt werden. Zur Aufbringung einer Vorspannung wurden 2 Varianten realisiert. Die erste Variante ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Der Kolben verfügt hier über einen stirnseitigen Überstand, welcher die Gummimembran bzw. die Stege der Membran dehnt und dadurch eine Vorspannung aufbringt. Über die Höhe des Überstands und die Länge bzw. Breite der Membran-Stege lässt sich die Vorspannung einstellen. Bei der in Abbildung 5.8 dargestellten zweiten Variante wird die Gummimembran mit einer kleinen Feder belastet. Über die Vorspannung dieser Feder lässt sich der Öffnungsdruck des Ventils einstellen.

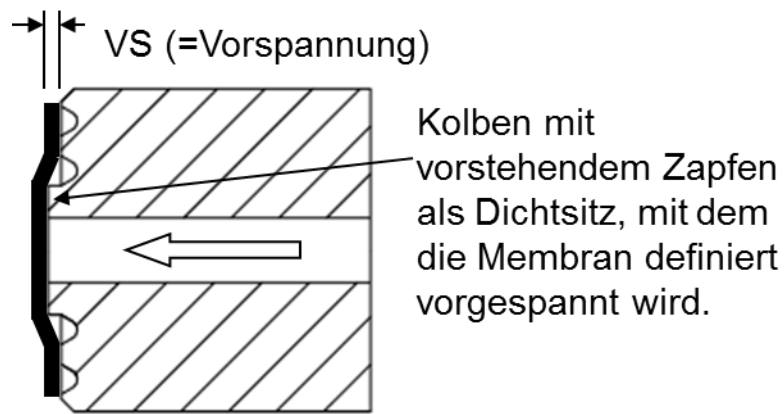


Abbildung 5.7: Vorgespanntes Membranventil am Kolben (Kreuzmembran, Variante 2)

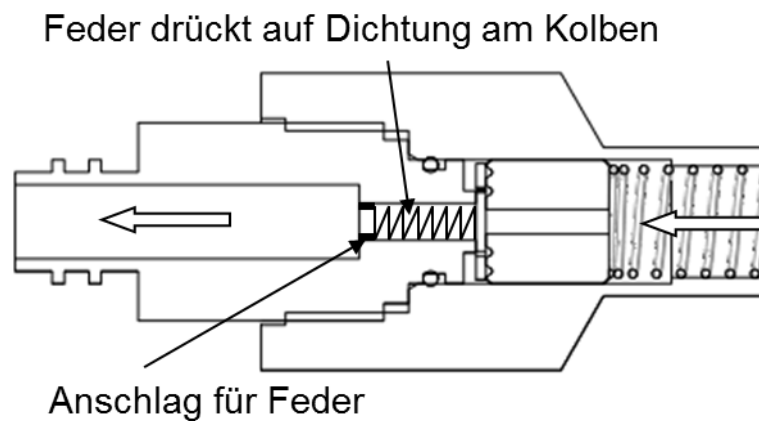
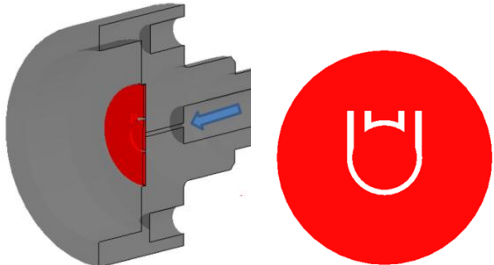
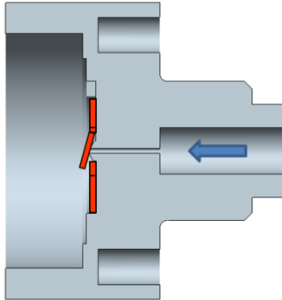
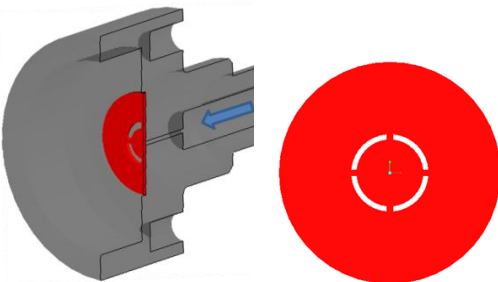


Abbildung 5.8: Federbelastetes Membranventil am Kolben (Variante 2)

5.2.1.3 Untersuchte Membranventilvarianten am Pumpeneingang

In Tabelle 19 sind die 3 untersuchten Varianten von Rückschlagventilen mit den zugehörigen Membranparametern schematisch abgebildet. Variante 1a ist ein Membranventil, bei welchem die Gummimembran an zwei 100 μm breiten und 0,3 mm dicken Stegen aufgehängt ist und den 0,3 mm dünnen Zulaufkanal abdeckt. Variante 1b entspricht Variante 1, jedoch mit einer um etwa 0,4 mm angehobenen Membran, was dem Ventil einen gewissen Öffnungsdruck verleihen soll. Da die Materialparameter, insbesondere die Shore-Härte, einer gewissen Schwankung unterliegen, müssen für ein Serienteil die Vorspannungen ausreichend groß gewählt werden, um stets den minimal erforderlichen Öffnungsdruck zu erreichen. Bei Variante 2 wird die Gummimembran (Kreuzmembran) durch vier 180 μm breite Stege über dem dünnen Zulaufkanal in Position gehalten.

Tabelle 19: Untersuchte Membranventilvarianten am eingangsseitigen RSV der Pumpe

	Variante	Wesentliche Merkmale
1a		<ul style="list-style-type: none"> • Ventilform: Klappe mit 2 x 100 µm Stegbreite • Material: NBR Shore A 60 • Membrandicke: 0,3 mm • Vorspannung: keine • Zulaufkanal-Ø: 0,3 mm
1b		<ul style="list-style-type: none"> • Ventilform: wie Variante 1a • Vorspannung: 0,4 mm • Zulaufkanal-Ø: 0,3 mm
2		<ul style="list-style-type: none"> • Ventilform: Kreuzmembran mit 4 x 180 µm Stegbreite • Material: NBR Shore A 40 • Membrandicke: 0,3 mm • Vorspannung: keine • Zulaufkanal-Ø: 0,3 mm

5.2.1.4 Gesamtaufbau des Demonstrators

Ausgehend von einem Wälzlagerkolben mit den Abmessungen 5 x 5 mm² (Länge x Durchmesser) als Pumpelement wurde ein Pumpkammergehäuse konstruiert. Die Führung des Kolbens wird durch eine 5-H7-Passung realisiert, welche gleichzeitig auch eine Dichtfunktion des Kolbenventils übernimmt. Die Idee hierbei ist, den nur wenige µm breiten Ringspalt einer 5-H7-Passung als dichtendes Gleitlager zu verwenden und somit auf zusätzliche Radialdichtungen am Kolben verzichten zu können. Für das Serienteil ist eine werkseitige Silikonschmierung des Passungsbereiches vorgesehen, um Leckage zwischen Kolben und Pumpkammer zu vermeiden. Auf diese Art wird gleichzeitig die Reibung minimiert bei geringeren Kosten für das Einwegteil, wenn die Pumpkammer im Bereich der Kolbenführung mit einer Zylindrizitätstoleranz von +/- 5 µm z.B. im Spritzgußverfahren in Serie gefertigt

wird. Die Polymerwandstärke im Bereich der Kolbenführung beträgt 0,5 mm, um den Luftspalt zwischen dem ferromagnetischen Kolben und den Polschuhen des Antriebs möglichst klein zu halten. Für den Demonstrator wurde das Pumpkammergehäuse aus Polycarbonat-Rundmaterial spanend gefertigt.

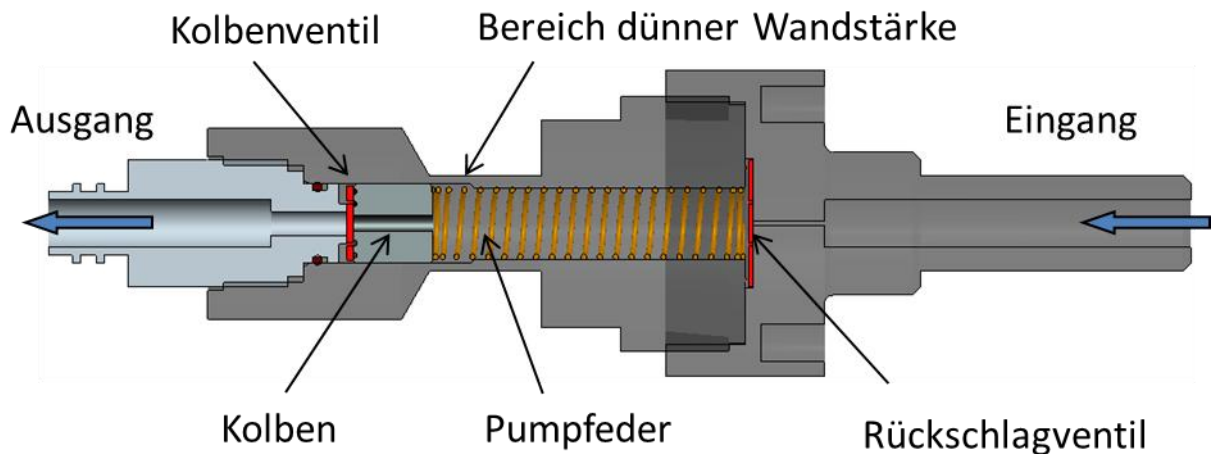


Abbildung 5.9: Gesamtaufbau des Pumpendemonstrators im Schnitt (Modell)

Die Pumpfeder wurde so ausgelegt, dass sie eine Kraft von etwa 4 N auf den Kolben ausübt. Um mit dem Kolben einen Druck von 1 bar am Ausgang zu erzeugen, sind etwa 2 N Kraft nötig. Weitere 2 N sind nötig, um den Kolben mit der zur Förderung nötigen Frequenz, max. 3 Hz, bewegen zu können. Nach Abbildung 3.15 sind die mechanischen Eigenfrequenzen des hier vorliegenden Feder-Masse-Schwingers um Größenordnungen höher als 3 Hz. Die hier zu berücksichtigenden Widerstände sind fast ausschließlich die Strömungswiderstände der Schläuche am Ein- und Ausgang der Pumpe.

In Abbildung 5.10 sind Fotos eines mit weißer Flüssigkeit (Milch) befüllten Demonstrators zu sehen. Man erkennt deutlich einen recht gleichmäßigen Schmierfilm, welcher sich zwischen dem Kolben und der Pumpkammerwand befindet. Im linken Foto ist der Kolben in seiner Ruhelage am Ausgang der Pumpe. Im rechten Foto befindet sich der Kolben in Bewegung (Ladehub) bei bestromtem Antrieb. Als Antrieb wurde wie in Kapitel 4.3 erläutert ein rechteckiges Joch mit zur Pumpkammer hin keilförmig zulaufenden Polschuhen verwendet, wobei die Höhe der Polschuhe im Pumpkammerbereich etwa der Kolbenlänge entspricht.

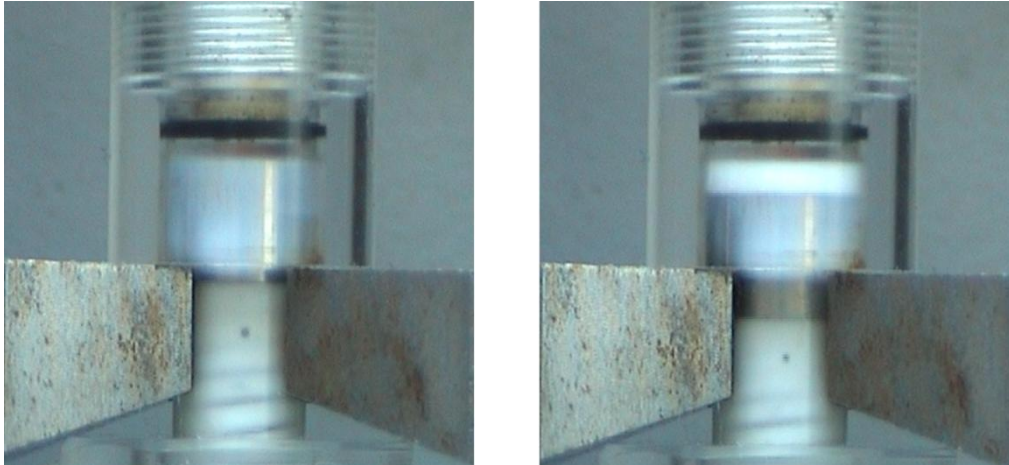


Abbildung 5.10: Foto des befüllten Demonstrators im Bereich der Polschuhe



Abbildung 5.11: Foto des Demonstrators mit Größenvergleich

5.2.2 Messungen

Ziel der Messungen war, die Fördergenauigkeit des Demonstrators über einen Gegendruckbereich von $-0,136$ bis $+0,136$ bar zu bestimmen. Dazu wurden erneut die zuvor erwähnten Höhenmessungen durchgeführt, um die in Kapitel 5.2.1 vorgestellten Ventilvarianten hinsichtlich ihrer Eignung zur Reduktion von Free-Flow zu charakterisieren. Der Messablauf der mit diesem Demonstrator durchgeführten Höhenmessungen ist in Abbildung 5.12 schematisch dargestellt. Gemessen wird in 3 Drucksituationen: zur Erzeugung eines Gegendrucks von 0 bar befinden sich

Reservoir, Pumpe und Auffangbehälter auf demselben Niveau in einer Höhe von 1,36m (Messung 1 in Abbildung 5.12). In Drucksituation 2 befinden sich Reservoir und Pumpe auf demselben Niveau (-1,36m), während der Auffangbehälter 1,36 m relativ zu dieser Position erhöht steht und somit ein Gegendruck von 0,136 bar an der Pumpe anliegt (Messung 2 in Abbildung 5.12). Free-Flow-Gefahr besteht bei Messung 3, wo Reservoir und Pumpe um 1,36 m erhöht zum Auffangbehälter aufgestellt sind und damit eine negative Förderhöhe von -1,36 m vorliegt. Bei angezogenem Kolben würde in dieser Konfiguration das Reservoir durch die Pumpe hindurch selbständig auslaufen aufgrund der Schwerkraft, wenn der Öffnungsdruck der Ventile zu gering ist.

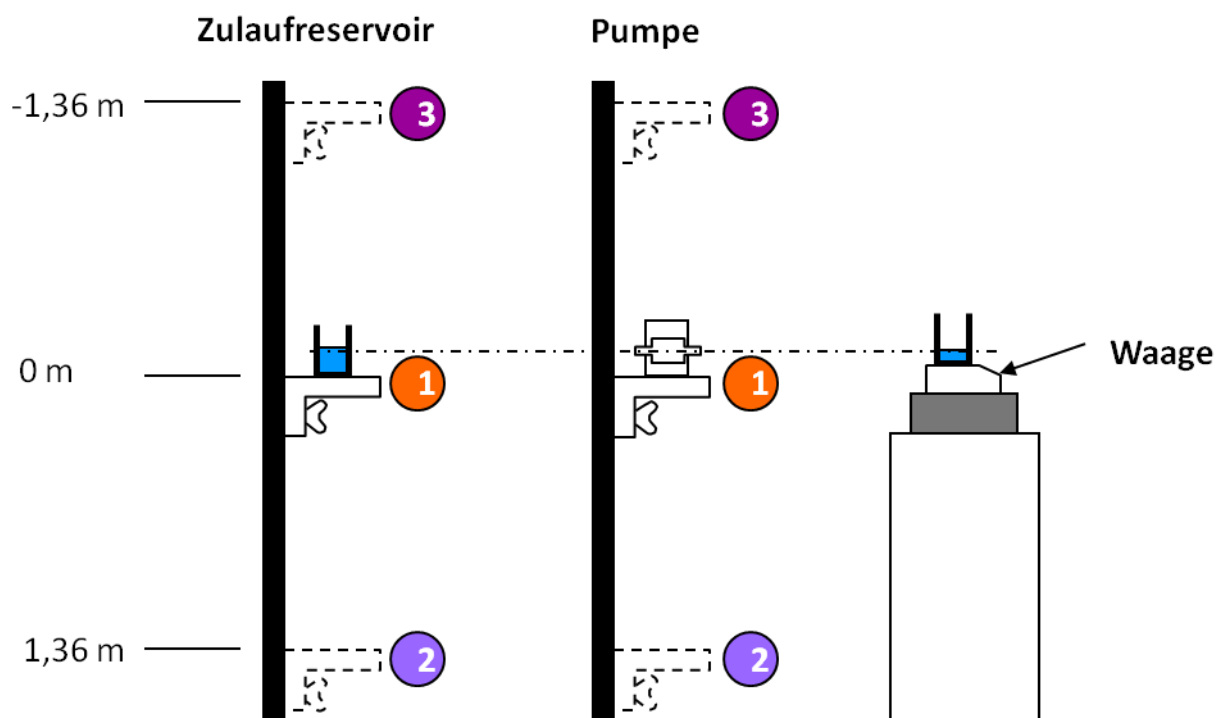


Abbildung 5.12: Schematischer Ablauf einer Höhenmessung

Um die reine Durchflusscharakteristik der verschiedenen vorgestellten Ventilvarianten zu bestimmen, wurden zunächst Durchflussmessungen mit variierten negativen Förderhöhen durchgeführt. Für die Dauer der Messungen wurde dazu der Kolben gegen die Feder angezogen, um den Ausgang freizugeben und selbständigen Durchfluss aufgrund von Schwerkraft zu ermöglichen. Es wurden 7 Ventilvarianten untersucht, wobei die Ventilparameter jeder Variante in Tabelle 20 aufgelistet sind. KV bezeichnet in dieser Tabelle die Variante des Kolbenventils aus

Tabelle 18. RSV steht für die Variante des Membranventils am Eingang der Pumpe (siehe Tabelle 19). In der letzten Spalte ist beschrieben, wie die Membran des Kolbenventils vorgespannt wurde.

Tabelle 20: Parameter der untersuchten Ventilkonfigurationen

Variante	Ventilkonfiguration bei Messung		
	KV	RSV	Vorspannung der Membran am KV
1	2	1	0,1 mm vorgespannt
2	2	1	0,2 mm vorgespannt
3	2	1	0,3mm vorgespannt
4	2	1	0,2 mm vorgespannt und federbelastet (0,1 N)
5	2	1	federbelastet (0,18 N)
6	1	1	federbelastet (0,1 N)
7	ohne	1	Kein Kolbenventil, nur zentrale Bohrung 0,3 mm

Legende: KV = Kolbenventil (Tabelle 18), RSV = Ventil am Eingang (Tabelle 19)

Für das Kolbenventil 1 aus Tabelle 18 wurde zunächst gemäß Abbildung 5.7 die Vorspannung der Membran in 0,1 mm Schritten von 0,1 mm auf 0,3 mm erhöht. Erhöhung der Vorspannung hatte wie erwartet eine Reduktion des Durchflusses zur Folge, und man erkennt, dass bei einer Vorspannung der Kreuzmembran am Kolben um 0,3 mm (Variante 3 in Abbildung 5.13) bis zu einer negativen Förderhöhe von etwa 1 m praktisch kein Durchfluss mehr stattfindet. Keinen Durchfluss über den gesamten gemessenen Höhenbereich von -60 cm bis -180 cm zeigt die Variante 5. Bei dieser Variante drückte eine Feder mit 0,18 N auf die am Kolben befestigte, nicht vorgespannte Kreuzmembran (siehe Abbildung 5.8).

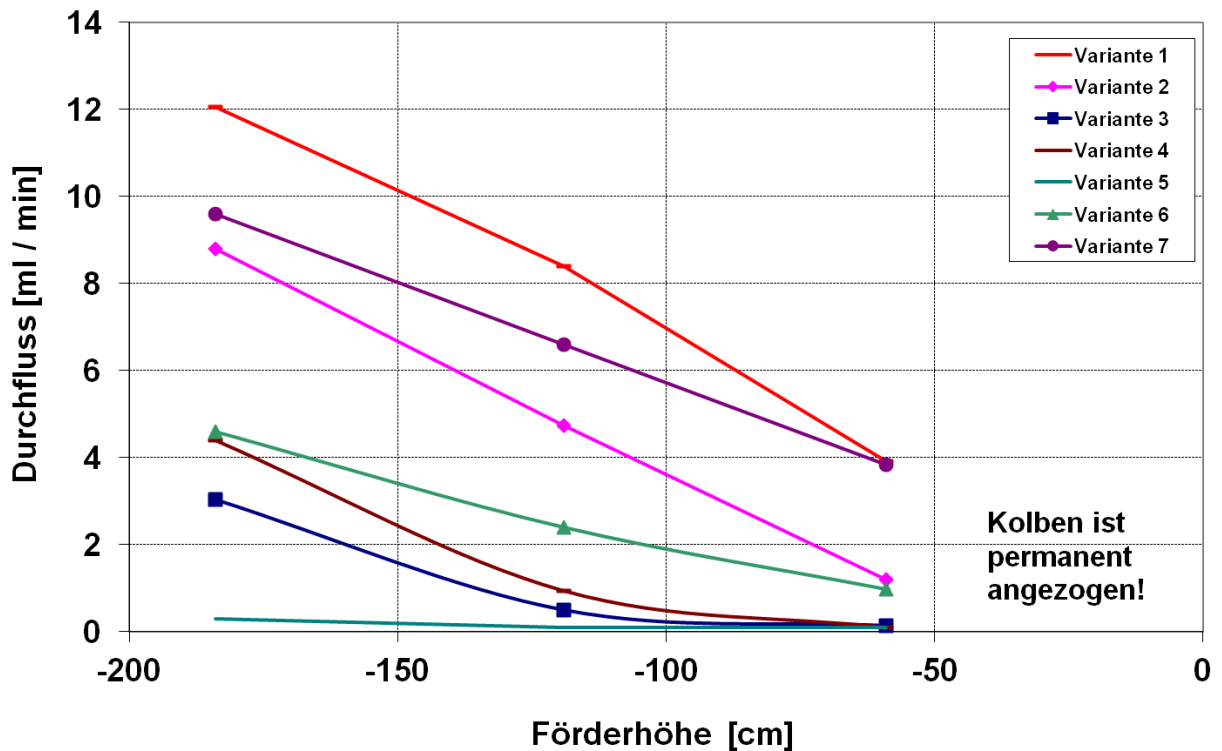


Abbildung 5.13: Durchflussmessung an verschiedenen Ventilvarianten

Nachdem mithilfe der Durchflussmessung nachgewiesen werden konnte, dass mittels Vorspannung des Kolbenventils der Free-Flow im gewünschten Höhenbereich verhindert werden kann, wurden Genauigkeitsmessungen zur Förderrate am getakteten Pumpendemonstrator durchgeführt. Der Antrieb wurde mit einer Frequenz von 1 Hz und einer Bestromungsdauer von 175 ms getaktet und die gemessene Förderrate über der Förderhöhe aufgetragen.

Das Ergebnis der Messungen mit Wasser als Fluid ist in Abbildung 5.14 zu sehen. Der sich rechnerisch aus den Messwerten ergebende Schlupf ist auf der zweiten Y-Achse aufgetragen. Negative Schlupfwerte bedeuten Free-Flow, d.h. es wurde mehr gefördert als sich aus dem theoretischen Hubvolumen ergibt. Der theoretische Sollwert der Förderrate ergibt sich aus dem gemessenen Hubvolumen des Kolbens multipliziert mit der Taktfrequenz des Antriebs. Pro ausgeführtem Takt muss theoretisch das komplette Hubvolumen des Kolbens ausgefördert werden, da die Bestromungsdauer mit 175 ms so bemessen ist, dass der Kolben sicher bis zum mechanischen Anschlag bewegt wird und das Hubvolumen somit immer gleich ist.

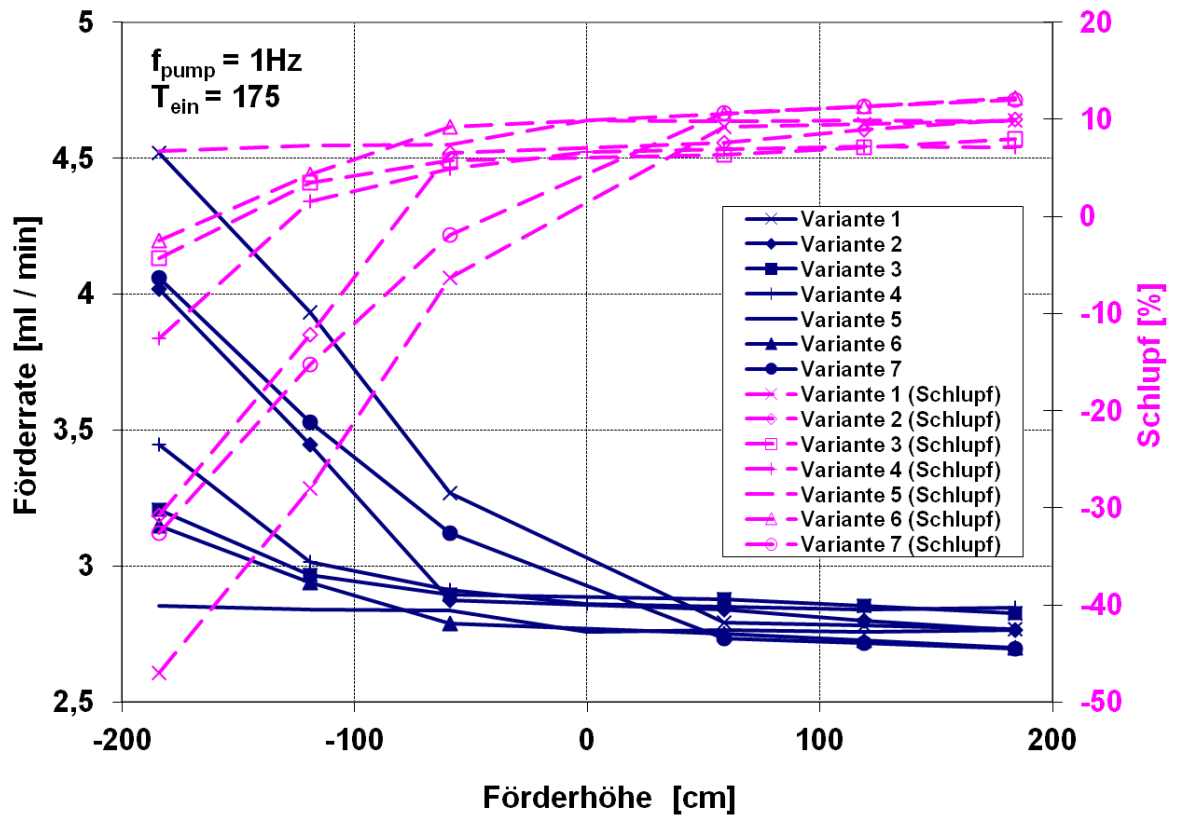


Abbildung 5.14: Genauigkeitsmessung mit Wasser

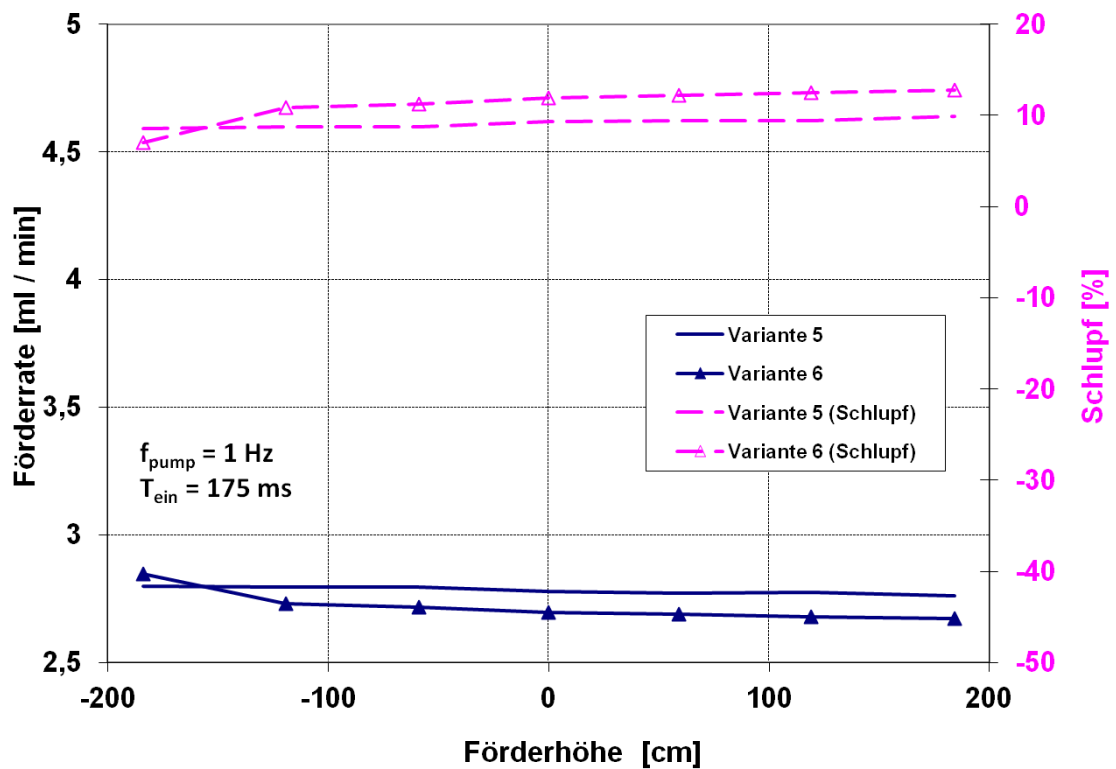


Abbildung 5.15: Genauigkeitsmessung mit Glukose 50

Wie aus Abbildung 5.13 erwartet zeigte die Variante 5 das beste Ergebnis, da hier kein Free-Flow über den gemessenen Förderhöhenbereich aufgetreten ist. Die Schlupfänderung liegt bei dieser Variante über den gesamten gemessenen Förderhöhenbereich unter 10%. Die erreichte Gesamtfördergenauigkeit liegt somit im Bereich +/- 5% und damit innerhalb der geforderten Anforderungen an die Fördergenauigkeit volumetrischer Infusionspumpen.

Die beiden besten Varianten der Pumpen bei der Messung mit Wasser wurden nochmals mit Glukose 50% als gefördertem Fluid gemessen. Die Viskosität von Glukose 50% liegt um etwa den Faktor 500 über der von Wasser. Hier zeigte sich eine ähnliche Performance wie bei der Wassermessung. Es konnte wieder eine Genauigkeit der Förderrate von +/- 5% nachgewiesen werden (siehe Abbildung 5.15).

5.2.3 Zusammenfassung und Bewertung der Ergebnisse

Die im Kapitel 5.2.2 gezeigten Ergebnisse zur Genauigkeit der Pumpe mit Kolbenventil lassen den Schluss zu, dass mit diesem Pumpkonzept prinzipiell eine volumetrische Infusionspumpe realisiert werden kann, welche eine ausreichende Fördergenauigkeit in einem Ratenbereich von etwa 60 – 400 ml/h aufweist. Auch die Herstellungskosten dürften bei dieser Pumpe in einem Rahmen liegen, der die Verwendung als kontaminationsfreien Wegwerfartikel gestattet. Bei kleineren Förderraten als 60 ml/h nimmt die Taktzeit jedoch einen für intensivmedizinische Anwendungen unzulässig hohen Wert an, sodass die Pumpe für diesen Bereich nicht geeignet ist.

6 Geregelter Pumpe

6.1 Zielsetzung

Die in Kapitel 5 vorgestellten Pumpen-Demonstratoren genügen hinsichtlich der Fördergenauigkeit den Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe. Hauptvorteil ist die Einfachheit im Aufbau sowohl des Einwegteils als auch des Antriebs. Die Einstellung der Förderrate geschieht bei diesem Pumpkonzept jedoch allein durch Variation der Taktfrequenz. Dies birgt den Nachteil, dass die Pulsation des Flusses bei kleinen Förderraten hohe Werte annimmt. Für kleinere Raten als 50 ml/h wären unzulässig lange Flussunterbrechungen, weshalb der nutzbare Ratenbereich bei diesem Demonstrator auf etwa 60 – 400 ml/h eingeschränkt ist. Es ist daher Ziel, einen Pumpendemonstrator aufzubauen, der bei geringer Pulsation des Flusses mindestens denselben Ratenbereich abdeckt, wie ihn bereits im Markt eingeführte Produkte bieten. Im Markt eingeführte Produkte weisen weder eine Regelung des Flusses auf, noch wird mithilfe eines Sensors die aktuelle Förderrate überwacht. Deshalb ist es ein weiteres Ziel für diesen Demonstrator, eine Flussregelung mit Überwachung des Flusses zu realisieren. Dadurch ist die Pumpe in der Lage, jederzeit auf Störungen und Druckänderungen im Schlauchsystem reagieren zu können [28;31].

6.2 Funktionsprinzip

Das Grundkonzept nach Kapitel 3.1 geht von einer starren Kopplung zwischen Taktrate und Förderrate aus, wobei ein Taktzyklus einem bestimmten Fördervolumen entspricht abhängig vom fest eingestellten Hub und Durchmesser des Pumpelementes. Dieses Konzept besticht durch seine Einfachheit, sowohl im mechanischen Aufbau als auch in der elektronischen Ansteuerung und verspricht dadurch einen sehr robusten, wartungsarmen Betrieb bei günstigen Kosten. Es wurde deshalb nach einem Weg gesucht, das sehr vorteilhafte Grundprinzip nicht wesentlich zu verändern aber gleichzeitig die Möglichkeit zu haben, entweder die Geschwindigkeit des Pumpelementes während des Pumphubes zu kontrollieren oder die Größe des ausgeführten Ladehubes einzustellen. Wie bereits erwähnt wurde, ist dazu eine Weg-Sensorik für das Pumpelement nötig. Diese sollte idealerweise ohne zusätzliche Komponenten im kostenkritischen Einwegteil realisierbar sein.

Mithilfe einer Weg-Sensorik für das Pumpelement kann über die Bestromungsdauer des Antriebs der zurückgelegte Weg des Pumpelements beim Ladehub eingestellt und über die Taktrate ein bestimmter Fluss eingestellt werden. Allerdings wären dann für sehr kleine Förderraten sehr kleine Hübe nötig, welche erstens nur schwer mit der erforderlichen Genauigkeit reproduzierbar wären und zweitens ein vorhandenes Kolbenventil hinsichtlich der Genauigkeit des Öffnungswegs (Hysterese) überfordern würde. Ein mit elastischen Komponenten aufgebautes Ventil besitzt ein Öffnungsspiel, d.h. das Dichtelement des Ventils verformt sich zunächst elastisch, bevor es tatsächlich öffnet und einen Fluss hindurchlässt. Ein ventilloses Pumpelement wäre ein Ausweg aus diesem Dilemma, jedoch ergeben sich hierfür die in Kapitel 5.1 erläuterten Probleme, weshalb dieser Ansatz nicht weiterverfolgt wird.

Der andere erfolgversprechendere Ansatz beruht darauf, mithilfe einer optischen Weg-Sensorik ausschließlich den Pumphub eines möglichst schlupffreien Pumpelementes zu steuern bzw. zu regeln. Der aktuelle Fluss wird aus der Geschwindigkeit des Pumphubes berechnet und über das Dosierventil beeinflusst.

6.2.1 Funktionsweise

In Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 ist das Funktionsprinzip des erweiterten Pumpkonzepts jeweils für den Lade- und Pumphub dargestellt. Wesentlicher Unterschied zum Grundkonzept nach Abbildung 3.1 ist das Stellglied am Ausgang der Pumpe in Form eines Dosierventils, welches nicht zum bisher diskutierten Einwegteil gehört. Dieses Dosierventil sorgt dafür, dass nach Ausführung des Ladehubes das Pumpelement entsprechend der Öffnung des Dosierventils durch die Feder wieder in die Ausgangslage gedrückt wird. Dabei baut sich ein von der Federkraft und dem Querschnitt des Pumpelements abhängiger Druck in der Pumpkammer auf (Druckspeicher) und das Pumpelement wandert kontinuierlich in Richtung des Ausgangs. Es ist somit möglich, eine geringere Förderrate über einen längeren Zeitraum kontinuierlich einzustellen. Lediglich während des vergleichsweise kurzen Ladehubs kann eine kurze Unterbrechung des Flusses auftreten.

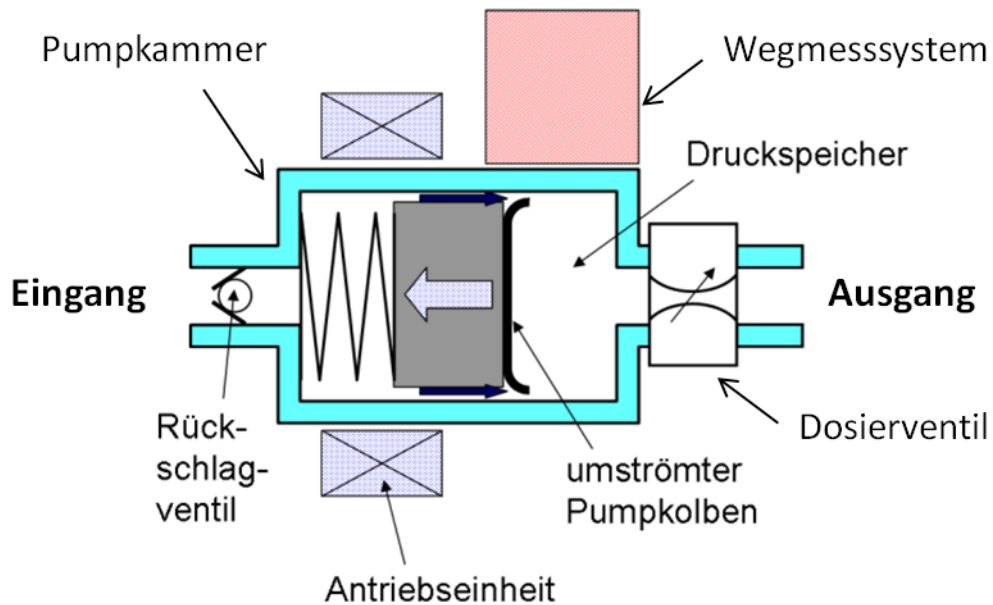


Abbildung 6.1: Ladehub der geregelten Dosierpumpe

In Abbildung 6.2 drückt die Feder das Pumpelement in Richtung Ausgang. Über ein Wegmesssystem wird dabei die aktuelle Geschwindigkeit des Kolbens berührungslos gemessen, der Fluss berechnet und über das Dosierventil nachgeregelt. Dieses Funktionsprinzip erfordert also zwingend ein schlupffreies Kolbenventil, da ein Schlupf am Ventil die somit gemessene Flussrate verfälscht. Die vom Wegmesssystem geforderte Weggenauigkeit hängt von der kleinsten einzustellenden Förderrate, dem Durchmesser des Kolbens und der geforderten Genauigkeit der Förderrate ab. Bei einem Kolbendurchmesser von 16 mm und einer Förderrate von 0,1 ml/h bewegt sich der Kolben mit etwa $10 \mu\text{m}/\text{min}$. Wenn man in 10 Sekunden einmal das Dosierventil nachregeln möchte, bedeutet dies eine geforderte Wegauflösung des Wegmesssystems von mindestens $1,6 \mu\text{m}$. Die exakten Anforderungen an ein solches Messsystem und auch an das Dosierventil werden später im Kapitel 6.5 betrachtet.

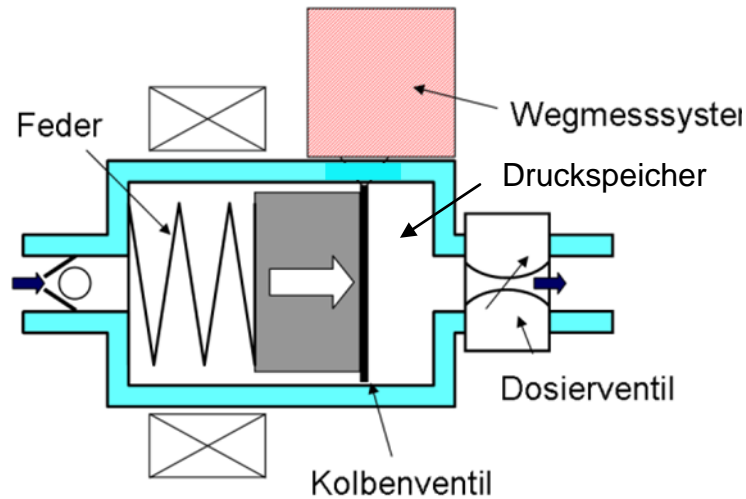


Abbildung 6.2: Pumpenhub der geregelten Dosierpumpe

6.2.2 Vor- und Nachteile

Der Ratenbereich von 0,1 – 1000 ml/h scheint mit diesem Konzept machbar zu sein, da jetzt 2 Stellgrößen zur Einstellung der Förderrate vorhanden sind, die Stellung des Dosierventils und die Taktrate. Gleichzeitig erlaubt das Dosierventil die Generierung eines quasi kontinuierlichen Flusses. Das System verfügt über einen automatischen Free-Flow-Schutz beim Pumpenhub, denn durch den Druckspeicher zwischen Kolbenventil und Dosierventil mit typischerweise 1 bar ist sichergestellt, dass im Inneren der Pumpe immer ein höherer Druck herrscht als am Eingang der Pumpe. Ein Free-Flow kann somit unter praxisrelevanten Bedingungen während des Pumpenhubes nicht auftreten, z.B. aufgrund von Druckspitzen am Eingang durch schwankende Höhen des Fluid-Reservoirs. Beim Ladehub ist jedoch ohne weitere Maßnahmen ein Free-Flow möglich. Eine vorteilhafte Eigenschaft der Weg-Sensorik besteht darin, ausgangsseitige Okklusionen erkennen zu können, weil sich dann die Kolbengeschwindigkeit verringert.

Da das Einwegteil im Vergleich zur unregulierten Version grundsätzlich nicht verändert werden muss, verändert sich die Kostensituation beim Einwegteil nicht. Die Kosten des Gesamtsystems sind jedoch höher, da ein zusätzliches Stellglied in Form des Dosierventils nötig ist und die Sensorik ebenfalls eine zusätzliche Komponente darstellt. Eine Zusammenfassung der erwähnten Vor- und Nachteile des geregelten Pumpkonzepts ist in Tabelle 21 zu finden.

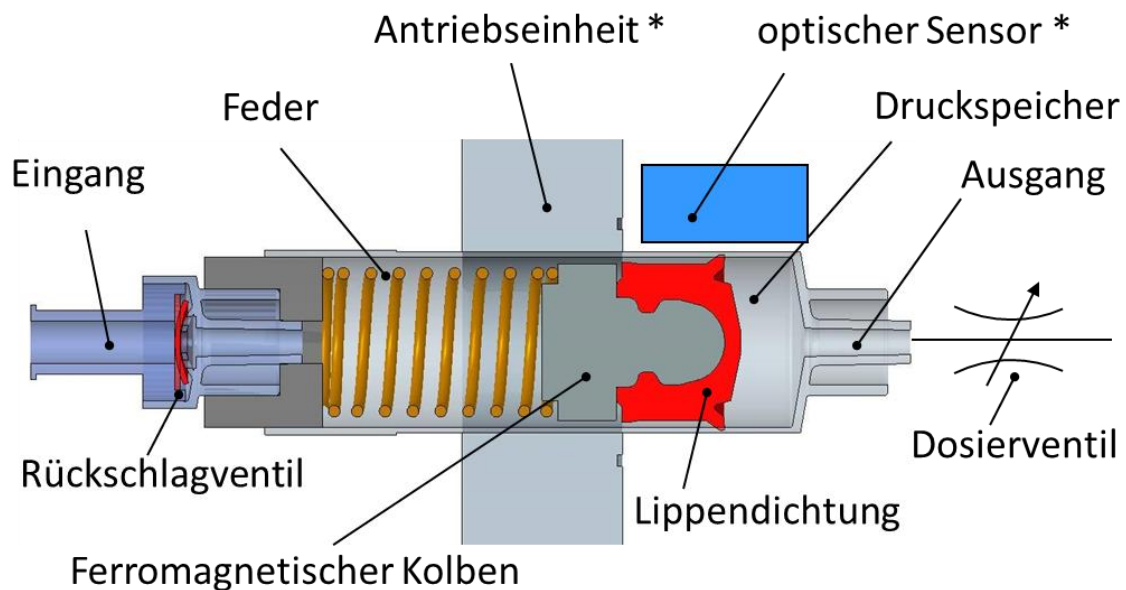
Tabelle 21: Vor- und Nachteile des geregelten Pumpkonzepts

Zielparameter Gesamtsystem	Vorteile	Nachteile
Schlupf	Nicht vorhanden	
Ratenbereich	Sehr groß, 2 Stellgrößen	
Energieverbrauch	gering	
Free-Flow-Begrenzung	Kein Free-Flow	
Selbstansaugung	Gut, da Kolbenventil	
Gebrauchslagen	Unabhängig	
Störungserkennung	Möglich über Sensorik	
Kosten Einwegteil	gering	
Kosten Gesamtsystem		Höher, da Sensorik und Dosierventil nötig

6.3 Komponenten des Einwegteils

Im Zuge der Arbeiten für die geregelte Pumpe wurde auch das Einwegteil verbessert. Ziel war, für das Einwegteil des Demonstrators zumindest zum Teil am Markt erhältliche Standardkomponenten der Medizintechnik zu verwenden. Dies hat einerseits den Vorteil, dass medizinisch zugelassene Komponenten verwendet werden, andererseits die genauen Kosten der verwendeten Teile bekannt sind, da diese bereits in Großserie hergestellt und vertrieben werden. So wurde das passive Rückschlagventil und die Lippendichtung aus dem Standardsortiment der Firma B. Braun Melsungen AG gewählt. Die Lippendichtung wurde einer Speziälspritze entnommen und weist einen Durchmesser von 16 mm an der Dichtlippe auf. Das Pumpkammergehäuse ist eine gekürzte Standardspritze. Der zum Einwegteil gehörende Teil des Dosierventils besteht nur aus dem elastischen Ausgangsschlauch selbst. Die Feder ist eine Edelstahl-Feder aus dem Sortiment der Firma Gutekunst, ohne medizinische Zulassung. Einziges komplett selbst gefertigtes Teil ist der ferromagnetische Kolben, welcher als Drehteil ausgeführt ist und ebenfalls keine medizinische Zulassung besitzt. Bei der Auslegung des Einwegteils wurde insgesamt darauf geachtet, dass die Herstellung und Montage der Komponenten später in kostengünstiger Massenfertigung möglich sind. Der entsprechende

Gesamtaufbau des Einwegteils der Dosierpumpe ist in Abbildung 6.3 schematisch dargestellt.



(*) gekennzeichnete Teile gehören nicht zum Einwegteil

Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Einwegteils des geregelten Pumpendemonstrators

6.4 Fluidische Voruntersuchungen am Einwegteil

Es wurden Voruntersuchungen angestellt, um die Eignung des in Kapitel 6.3 konzipierten Einwegteils zu untersuchen. Für eine gute Regelbarkeit des Systems ist eine möglichst gleichmäßige Bewegung des Kolbens und der daran befestigten Lippendichtung erwünscht. Starker Stick-Slip würde die Flussregellung insbesondere bei geringen Förderraten verschlechtern, weshalb in einer Voruntersuchung das Bewegungsverhalten der Lippendichtung bei kleinen Förderraten untersucht wurde. Weitere Voraussetzung für eine genaue Messung des Flusses über die Kolbenposition ist die Dichtheit der Perifix-Lippendichtung und des RSV im Einwegteil. Tritt hier Schlupf auf, würde dieser fälschlicherweise als geförderte Menge interpretiert.

6.4.1 Untersuchungen zum Stick-Slip-Verhalten des Kolbens

Bei geringen Förderraten wird sich der Kolben im Einwegteil mit nur sehr geringer Geschwindigkeit bewegen. Mit Kenntnis der Kolbenfläche A_{Kolben} und der Flussrate \dot{m}

lässt sich bei gleichmäßiger Bewegung die Geschwindigkeit des Kolbens in Abhängigkeit der Flussrate \dot{m} nach folgender Gleichung berechnen:

$$v_{\text{kolben}}(\dot{m}) = \frac{\dot{m}}{A_{\text{kolben}}} = \frac{\dot{m}}{(8\text{ mm})^2 \cdot \pi} = \frac{\dot{m} \text{ [mm}^3/\text{h}]}{201\text{ mm}^2} \text{ [mm/h]} \quad (6.1)$$

Setzt man als untere Grenze der einstellbaren Förderrate \dot{m} des Demonstrators 0,1 ml/h an, so ergibt sich nach Gl. 6.1 eine Kolbengeschwindigkeit von etwa 0,5 mm/h bzw. 8,3 $\mu\text{m}/\text{min}$. Setzt man weiterhin für die Regelung der Pumpe einen Regeltakt von mindestens einem Regelvorgang innerhalb von 10 Sekunden an, so entspricht dies einer Positionsänderung des Kolbens von etwa 1,4 μm pro Regeltakt. Eine Verschiebung des Kolbens um 1,4 μm entspricht einem geförderten Volumen von 0,28 μl . Daher sollte die Voruntersuchung zeigen, dass sich bei Abgabe einer Flüssigkeitsmenge von 0,28 μl aus dem Druckspeicher des Einwegteils der Kolben mit der daran befestigten Dichtlippe um etwa 1,4 μm bewegt. Dann könnte davon ausgegangen werden, dass keine unzulässig hohe Pulsation bzw. unzulässig lange Unterbrechung des Flusses auftreten kann und Stick-Slip-Effekte vernachlässigt werden können.

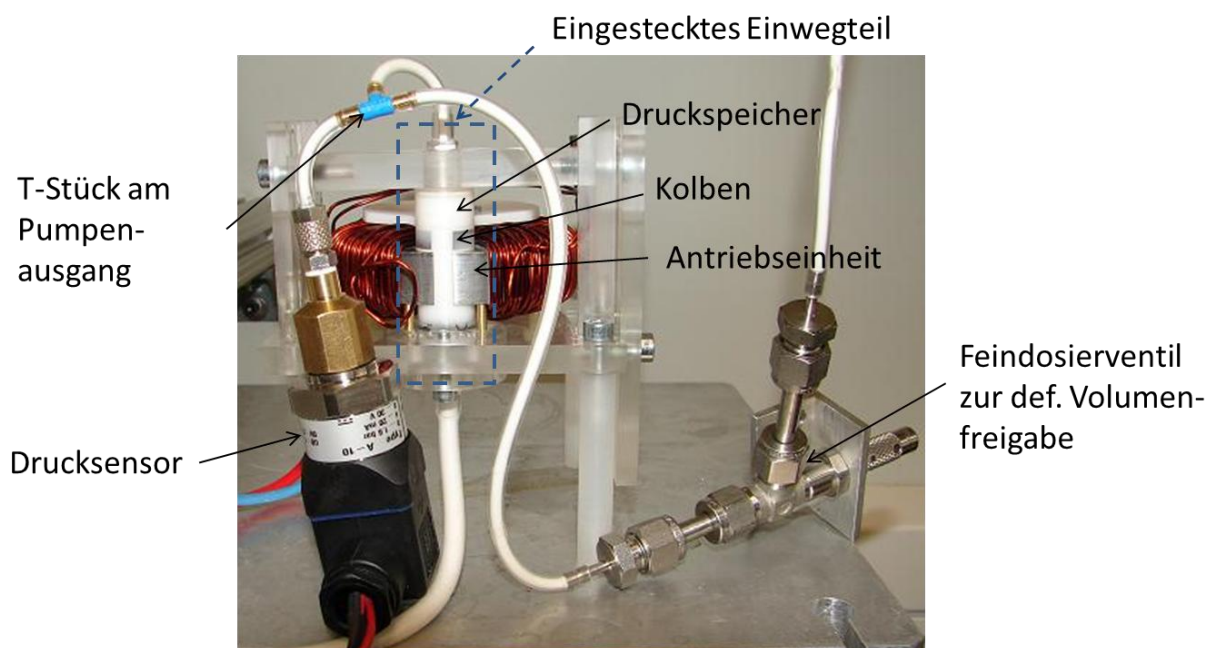


Abbildung 6.4: Messaufbau zur Untersuchung des Stick-Slips der Lippendichtung

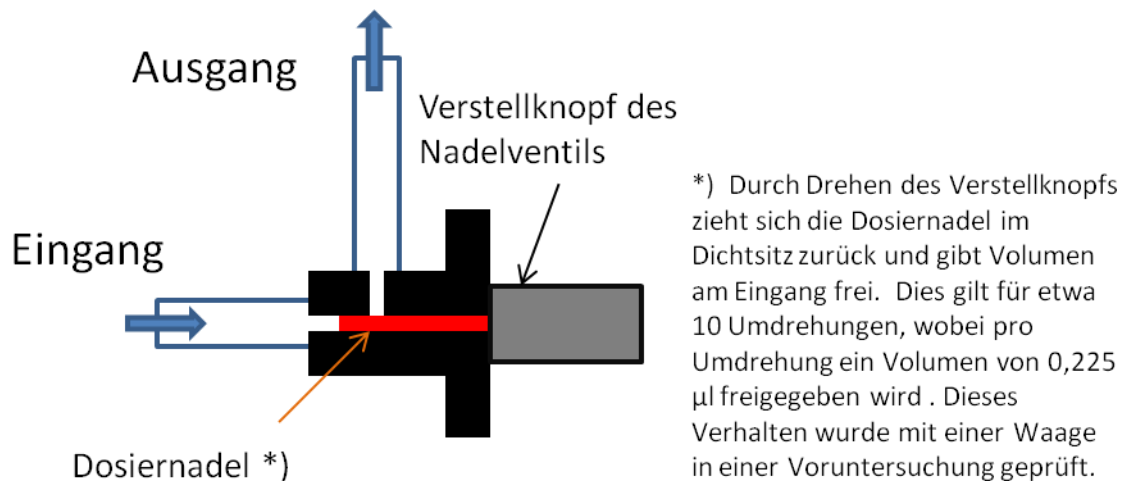


Abbildung 6.5: Definierte Volumenfreigabe über Nadelventil (schematisch)

Für die Untersuchung wurde der in Abbildung 6.4 gezeigte Messaufbau konzipiert und aufgebaut. Am Ausgang der Pumpe wurde ein T-Stück platziert, um daran sowohl einen Drucksensor als auch ein Feindosierventil anschließen zu können. So lassen sich sowohl der Druck im Druckspeicher der Pumpe messen, als auch eine definierte Volumenabgabe am Ausgang durch Verstellung des Feindosierventils vornehmen. Dabei wird die Nadel aus dem Dichtsitz des Ventils in so kleinen Schritten herausbewegt, dass das Ventil geschlossen bleibt und nur das Volumen um das die Nadel bewegt wird aus dem Druckspeicher nachströmt (siehe Abbildung 6.5). Der eingesetzte Drucksensor ist ein Sensor der Firma WIKA, mit einem Messbereich von 0-1 bar und einer Genauigkeit von 3%. Referenzmessungen an einer Waage haben ergeben, dass eine Umdrehung der Spindel des Feindosierventils einer Volumenänderung von 0,225 μl im Druckspeicher des Einwegteils entspricht. Sollte sich der Kolben im Einwegteil aufgrund von Stick-Slip nach Freigabe eines definierten Volumens nicht bewegen, so zieht dies einen deutlichen Druckabfall im Druckspeicher nach sich, welcher durch den Drucksensor detektiert wird. Voruntersuchungen ergaben einen reproduzierbaren Druckabfall, wenn der Kolben während der Volumenfreigabe von 0,225 μl festgehalten wurde. Somit kann eine relevante Verfälschung der Messwerte durch elastische Verformungen des Schlauches oder des Spritzengehäuses ausgeschlossen werden. Für die Messung wurde das Feindosierventil in Schritten von $\frac{1}{4}$ Umdrehungen aufgemacht, was einer Volumenänderung von etwa 0,05 μl pro Schritt entspricht. Dies ist etwa ein Fünftel der bei einer Förderrate von 0,1 ml/h innerhalb 10 Sekunden

abgegebenen Menge und damit ausreichend empfindlich, um einen für die Flussregelung der Pumpe relevanten Stick-Slip-Effekt der Lippendichtung nachweisen zu können.

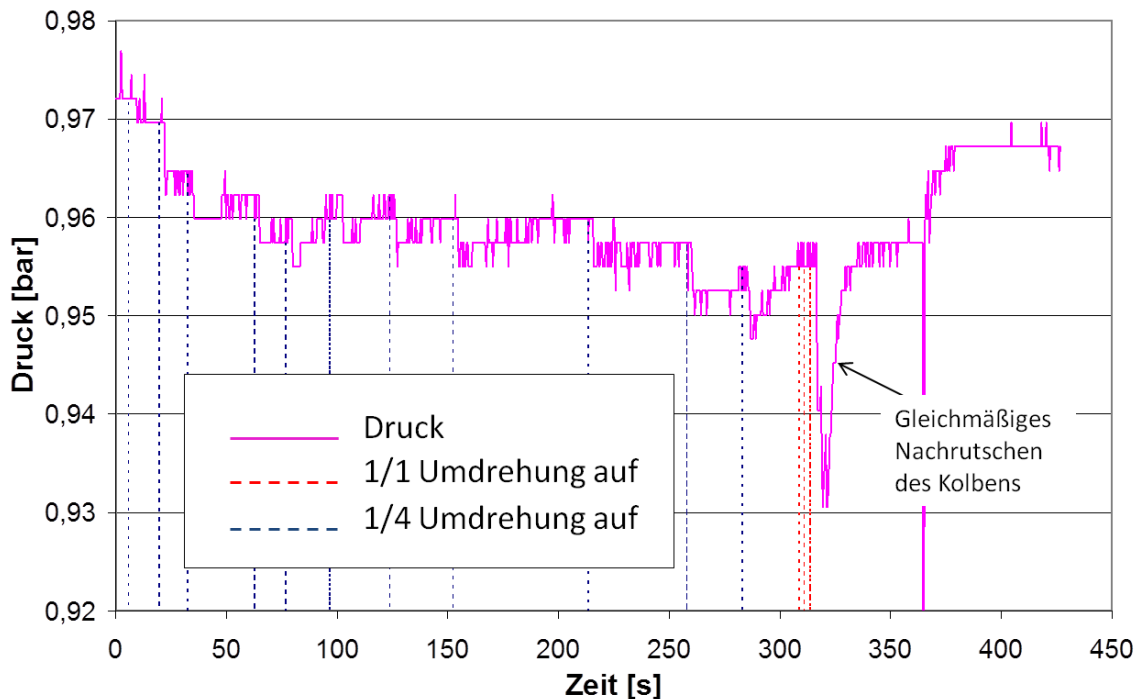


Abbildung 6.6: Messergebnis der Stick-Slip-Untersuchung der Lippendichtung

In Abbildung 6.6 ist das Ergebnis des Versuches abgebildet. An den blau gestrichelt markierten Stellen wurde das Feindosierventil um eine Viertel-Umdrehung geöffnet, an rot markierten Stellen um eine ganze Umdrehung. Man sieht, dass eine schrittweise Volumenfreigabe von $11 \times 0,05 \mu\text{l}$ ($= 11 \times \frac{1}{4}$ -Umdrehung) zunächst zu einem Druckabfall im Druckspeicher führt, was vermuten lässt, dass sich der federbelastete Kolben nicht oder nur unvollständig nachbewegt hat. Nach etwa 310 s wurde das Ventil um 3 weitere volle Umdrehungen geöffnet, was einer Volumenvergrößerung von $0,675 \mu\text{l}$ entspricht. Der gemessene Druck bricht daraufhin kurz deutlich ein, um innerhalb von etwa 15 s wieder auf den Wert wie bei 310 s anzusteigen. Diese Nachrutschgeschwindigkeit der Lippendichtung entspricht einer Förderrate von ca. $0,16 \text{ ml/h}$. Nach etwa weiteren 50 s hat sich der Druck sogar wieder annähernd an den Ausgangsdruck zu Beginn der Messung angenähert. Es lässt sich also folgern, dass der federbelastete Kolben mit daran befestigter Lippendichtung einen gewissen Mindestdruckabfall im Druckspeicher und damit eine

Mindestabgabemenge aus dem Druckspeicher benötigt, um sich in Bewegung zu setzen. Im vorliegenden Fall liegt diese Menge bei unter 0,675 μl . Der rasche und kontinuierliche Druckanstieg zwischen 310 s und 325 s (siehe Abbildung 6.6) zeigt weiterhin, dass sich der Kolben nach Überwindung der Haftreibung mit annähernd konstanter Geschwindigkeit ohne Unterbrechungen bewegt. Diese Erkenntnis ist wichtig für einen problemlosen Regelbetrieb der Pumpe, da eine ruckartige Bewegung den Regler evtl. zum Schwingen bringen könnte. Für pulsationsarmen Fluss wird eine konstante Bewegung des Kolbens benötigt, welche nach Auswertung dieser Messung auch für sehr kleine Förderraten ($> 0,16 \text{ ml/h}$) zu erwarten ist. Die gemessenen hochfrequenten Spitzen im Druckverlauf sind das Rauschen der digitalen Auswerteelektronik des Drucksensors und haben nichts mit der tatsächlichen Kolbenbewegung zu tun.

6.4.2 Untersuchungen zur Druckdichtheit der verwendeten Lippendichtung

Für die Bestimmung der Leckrate der eingesetzten Lippendichtung wurde bei verschlossenem Pumpenausgang die Dichtlippe im Einwegteil mit einem Druck von 1 bar beaufschlagt und über einen Zeitraum von 63 h beobachtet. Dazu wurde zu Beginn und am Ende der 63-stündigen Messung ein hochaufgelöstes Foto der Dichtlippe gemacht und die Verschiebung der Dichtlippenkante gemessen. Als Fluid wurde Wasser verwendet, da es aufgrund der geringen Viskosität die höchsten Anforderungen an die Dichtheit der druckbeaufschlagten Dichtlippe stellt. Die gemessene Verschiebung Δx_{mess} der Dichtlippe über einen Zeitraum von 63 Stunden betrug etwa 80 μm . Rechnet man diese Verschiebung in eine Leckrate um, so ergibt sich eine Leckrate von 0,00025 ml/h, welche um Größenordnungen unter der kleinsten mit der Pumpe zu regelnden Förderrate von 0,1 ml/h liegt. Die Dichtheit der Perifix-Dichtung wird den Ratenbereich des Demonstrators demnach nicht einschränken.

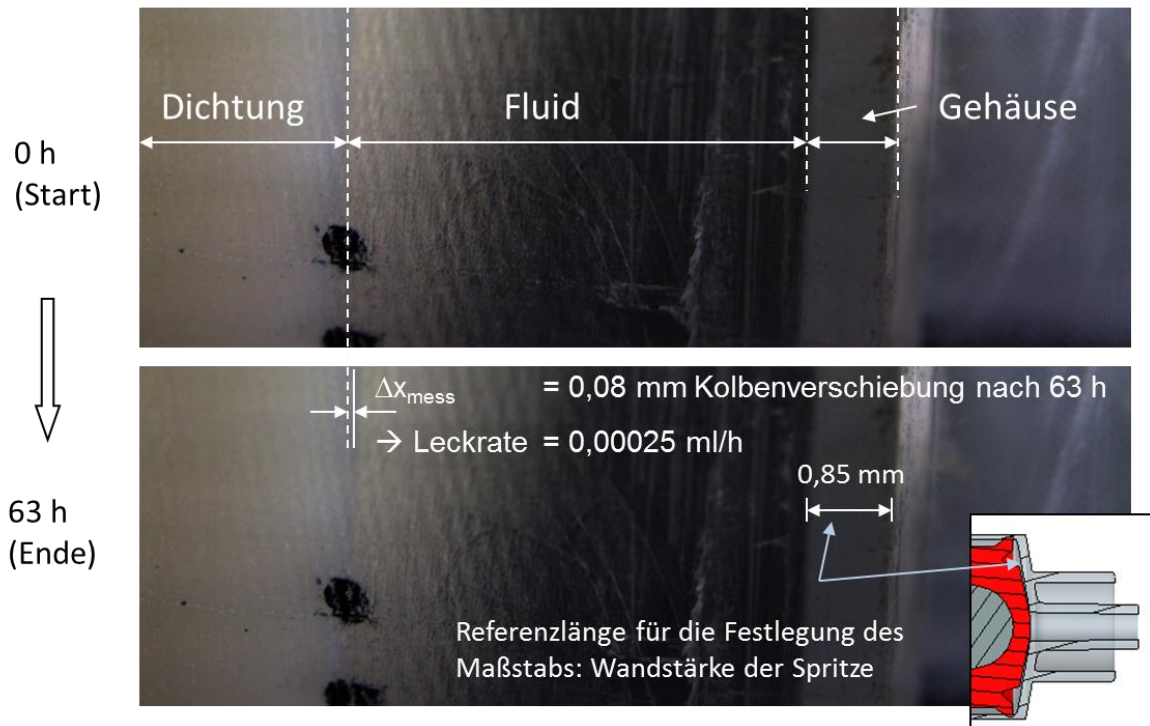


Abbildung 6.7: Dichtheitsmessung der Lippendichtung über 63 h

6.5 Auslegung und Aufbau der Antriebseinheit

Für die Antriebseinheit konnte auf den in Kapitel 4.1.5 vorgestellten und charakterisierten Demonstrator zurückgegriffen werden. Dieser Demonstrator ist für ein Pumpelement mit einem Durchmesser von 16 mm ausgelegt und weist eine Kraft von über 20 N über einen Kolbenhubbereich von mehr als 4 mm auf. Der Antrieb ist demnach gemäß den gemessenen Kraft-Weg-Kennlinien (siehe Abbildung 4.8) in der Lage, einen mit 20 N federbelasteten ferromagnetischen Kolben des Durchmessers 16 mm und der Länge 8 mm, um 4 mm zu bewegen und einen Druck von etwa 1 bar im Druckspeicher aufzubauen. Dies gilt für eine Polymerwandstärke des Pumpkammergehäuses von 0,5 mm.

Zur Aufnahme von Fertigungstoleranzen wurde die Polschuhöffnung des Joches um 1/10 mm größer als der Nenn-Außendurchmesser der verwendeten Standard-Spritzen ausgeführt. Das Joch des Antriebs-Demonstrators wurde aus Vacoflux50 der Firma Vacuum-Schmelze Hanau gefräst. Mit einem Gesamtgewicht von etwa 250 g liegt die Antriebseinheit in einem Bereich, der auch einen Einsatz der Pumpe im ambulanten Bereich ermöglicht. Die Herstellungskosten des Antriebs lassen sich

erheblich senken, wenn anstelle eines gefrästen Joch-Körpers auf gestanzte und paketierte Elektrobleche zurückgegriffen wird. Erste Richtpreisangebote lassen dann einen Herstellungspreis der Antriebseinheit von unter 5 EUR realistisch erscheinen.



Abbildung 6.8: Elektromagnetische Antriebseinheit des Pumpendemonstrators

6.6 Auswahl und Charakterisierung einer Variante für das Dosierventil

6.6.1 Auswahl einer Dosierventil-Variante für den Demonstrator

Für die Auswahl eines Dosier-Ventilkonzepts waren 3 Forderungen ausschlaggebend: Das Dosierventil soll wie die Pumpe aus einer Antriebseinheit und einem Einwegteil bestehen. Das Einwegteil des Ventils soll dabei gemeinsam mit dem Einwegteil der Pumpe als Einheit getauscht werden können. Weiterhin darf es im Einwegteil der Pumpe keine oder nur geringste Kosten verursachen und muss robust gegenüber Partikeln sein. Ein Schlauchquetschventil erfüllt die oben genannten Merkmale, weshalb ein solches Ventilkonzept für den Demonstrator festgelegt wurde. Die mechanische Ansteuerung eines Schlauchquetschventils stellt hohe Anforderungen an die Wegauflösung des Stellglieds, da sich der Widerstand mit der Spaltbreite des engen Strömungskanals im Schlauch sehr stark ändert. Gleichzeitig muss das Ventil energieeffizient arbeiten und sollte deshalb eine

ausreichend hohe Selbsthemmung aufweisen, um ohne zusätzlichen Energiebedarf die aktuelle Position halten zu können. Eine weitere Grundvoraussetzung für die Verwendbarkeit des Stellantriebs ist eine genügende Zustellkraft, um den Schlauch in kurzer Zeit vollständig schließen zu können. Dies ist unter anderem nötig, wenn man mit dem Ventil einen beim Ladehub möglichen Free-Flow verhindern möchte. Dazu muss es kurz vor Beginn des Ladehubs vollständig geschlossen werden, denn ein vom Messsystem undetektierter Free-Flow kann nur während des Ladehubs auftreten.

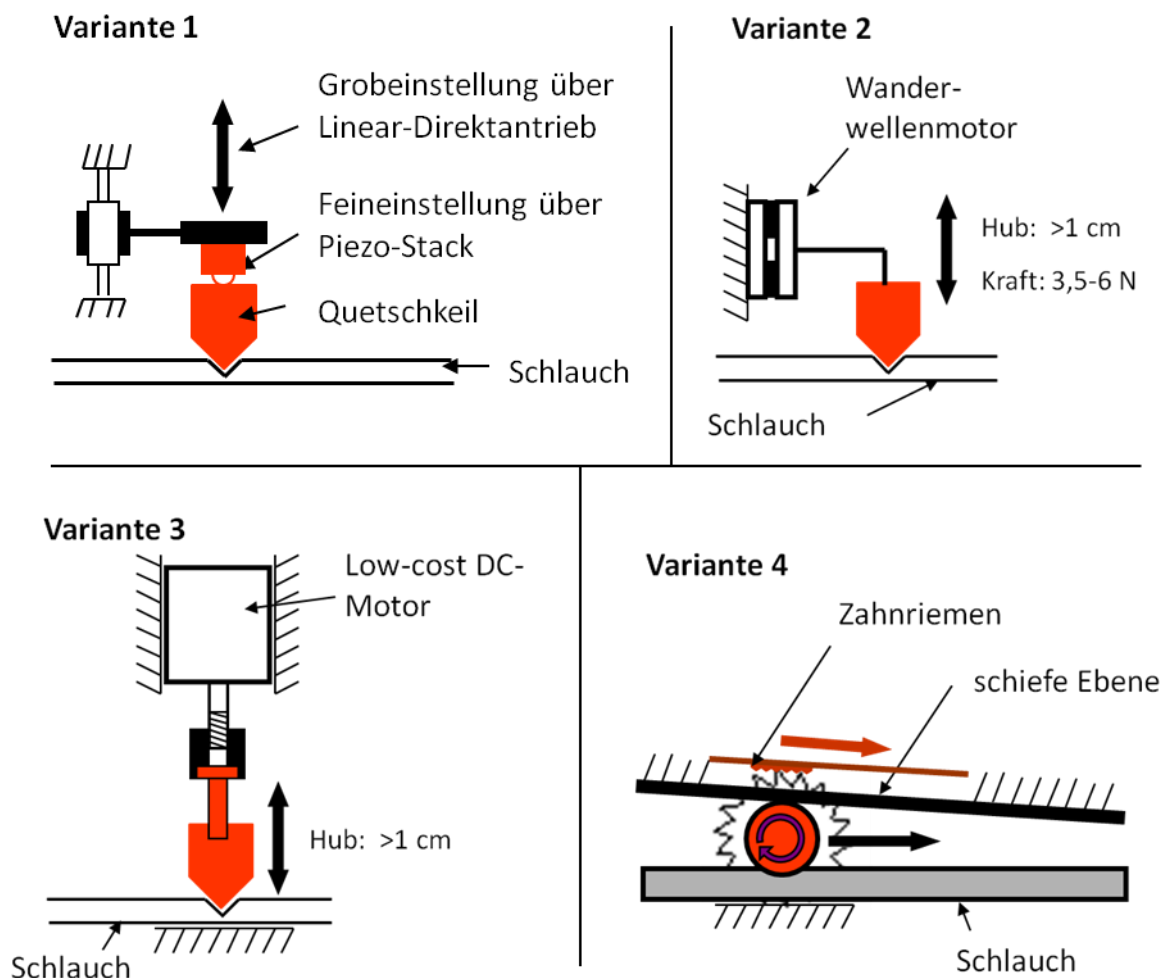


Abbildung 6.9: 4 Ausführungsvarianten für das geregelte Dosierventil

In Abbildung 6.9 sind 4 mögliche Antriebsvarianten für das Ventil abgebildet. Die Varianten 1 und 2 verfügen jeweils über einen Linearantrieb, bei dem keine Umsetzung einer rotatorischen Bewegung in eine lineare Ventil-Zustellung über mechanische Koppelglieder mehr nötig ist. Bei Variante 1 sind eine Grobeinstellung

und eine Piezo-Feineinstellung als lineare Stellantriebe kombiniert. Bei Variante 2 wird nur ein einziger Wanderwellenlinearantrieb verwendet. Bei den Varianten 3 und 4 wird ein gewöhnlicher Low-Cost DC-Motor eingesetzt und über mechanische Koppelglieder eine lineare Bewegung des Stellglieds erzeugt. Variante 4 verfügt über keinen Quetschkeil, sondern greift auf eine über einen Zahnriemen angetriebene Rollenklemme zurück, welche in einer schiefen Ebene geführt ist. Auf diese Weise ist es möglich, mit relativ großen rotatorischen Bewegungen am Motor kleinste Quetschzustellungen am Schlauch zu realisieren.

Diese 4 Varianten wurden bzgl. der Tauglichkeit in einem geregelten Pumpsystem in einer Bewertungsmatrix bewertet (siehe Abbildung 6.10). Bewertet wurden die Varianten nach 5 gleich gewichteten Kriterien. Die am besten bewertete Variante dieser Bewertungsmatrix ist Variante 2, der Wanderwellenmotor. Variante 4 wäre durchaus auch interessant gewesen, da die Rollenklemme ein im medizinischen Alltag bewährtes Verfahren zur Einstellung einer Dosierate an einem Tropf ist. Ihr Nachteil für die Verwendung als Stellglied in einem geregelten Pumpsystem liegt darin begründet, dass durch die relativ großen linearen Bewegungen der Rollenklemme eine Art peristaltische Förderung von Fluid stattfindet, welche nicht durch das Messsystem der Pumpe detektiert werden kann. Daher wird die Rollenklemme bei der Leckage schlecht bewertet und erscheint nicht geeignet für die Verwendung in diesem geregelten Pumpendemonstrator.

Kriterium	Gew.	Variante			
		1 Piezo-Stack	2 Wander- wellenmotor	3 Sperrriegel mit E-Motor	4 Rollen- klemme
Leckage	20 %	2	2	3	1
Pulsation	20 %	2	3	3	4
Free-Flow-Begr.	20 %	4	3	3	1
Selbstansaugung	20 %	3	4	4	4
Energieverbrauch	20 %	4	4	2	2
Gesamt	100%	3	3,2	3	2,4

Abbildung 6.10: Bewertungsmatrix für 4 Ausführungsvarianten des Dosierventils

6.6.2 Voruntersuchungen am verwendeten Piezo-Wanderwellenmotor

Als Wanderwellenmotor wurde der „Piezo-Legs“-Antrieb der Firma Faulhaber ausgewählt. Dieser weist neben einem großen Verfahrbereich von etwa 15 mm auch eine relativ hohe Zustellkraft von mehreren Newton auf. In einem Vorversuch wurde nun das Verhalten des Antriebs beim Abquetschen eines in der Medizintechnik üblichen Standard-Infusionsschlauches aus Silikon untersucht werden. Insbesondere soll der Versuch zeigen, ob die Kraft des Antriebs ein zuverlässiges Abquetschen des Schlauches erlaubt und ob ohne Einsatz eines zusätzlichen Weg-Encoders eine ausreichend genaue Bewegung des Ventilstößels im geregelten Betrieb möglich ist. Ein reproduzierbarer Schlupf im Ventiltrieb stellt für die laufende Regelung der Flussrate nicht unbedingt ein Problem dar, denn der Regler stellt ohnehin permanent das Ventil nach, bis die entsprechende gewünschte Flussrate erreicht ist.



Abbildung 6.11: Aufgebautes Dosierventil im schematischen Schnitt (links) und Gesamtansicht (rechts)

Den Messaufbau für die Voruntersuchungen zeigt Abbildung 6.11. Links ist der Querschnitt des Ventilaufbaus schematisch dargestellt um zu zeigen, wie die Kraftübertragung vom Antrieb auf den Schlauch erfolgt. Um Querkräfte auf den Antrieb zu vermeiden, wurde ein langer Zwischenstößel in einer Messingführung gelagert, auf welchen der Antriebsstößel drückt. Der Zwischenstößel ist angefedert, um eine zügige und schlupffreie Rückbewegung des Schlauches zu ermöglichen. Im rechten Foto des aufgebauten Prüfstandes ist eine µm-Messuhr zu sehen, welche die Linearbewegung des Ventilstößels misst. Mithilfe dieser Messuhr soll ein eventuell auftretender Schlupf beim Abquetschen des Schlauches erkannt und

quantifiziert werden. Der Schlupf ist hier definiert als das Verhältnis $\frac{Ist-Weg}{Soll-Weg}$ \cdot 100 [%] in Prozent.

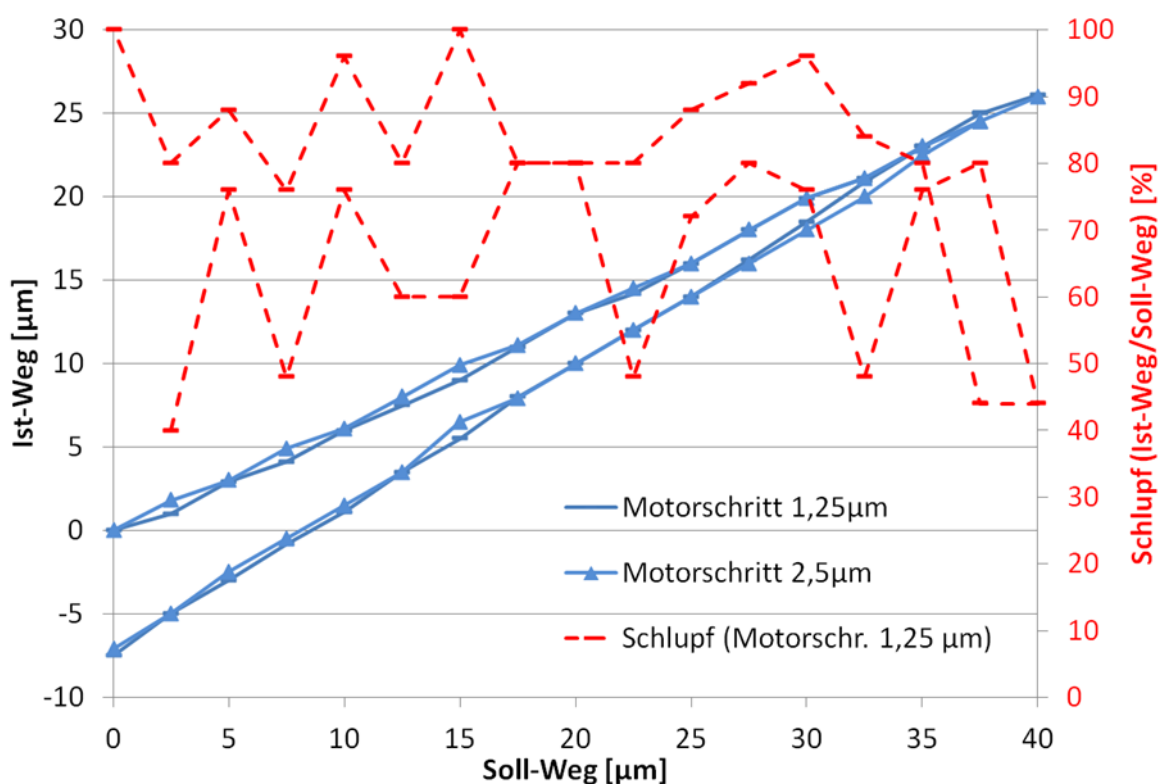


Abbildung 6.12: Charakterisierung des Schlupfs des Piezo-Antriebs

In Abbildung 6.12 ist der mittels Messuhr gemessene Ist-Weg über den Soll-Weg des Antriebs im Abquetschbereich eines Silikonschlauches aufgetragen. Man sieht deutlich, dass die Steigung der Kennlinie beim schrittweisen Zufahren (Abquetschen) flacher ist, als beim Auffahren des Ventils. Dies bestätigt die Vermutung, dass der Motor einen von der Gegenkraft am Stößel abhängigen Schlupf aufweist. Beim Zufahren ist der Schlupf aufgrund der höheren Gegenkraft durch den Schlauch größer als bei Auffahren. Der Schlupfwert ist schlauchspezifisch und hängt im Wesentlichen vom Material und der Wandstärke des Schlauches ab. Für den Zufahrvorgang liegt der Schlupf bei dem vorliegenden Silikonschlauch bei etwa 70 %. Es wurden 2 Auf- bzw. Zufahrvorgänge durchgeführt, wobei die Schrittweite der Zustellbewegungen variiert wurde. Im ersten Fall wurde der Stößel mit einer Schrittweite von 1,25 µm, im zweiten Fall mit einer Schrittweite von 2,5 µm bewegt.

Die Messung zeigt, dass die Schrittweite keinen nennenswerten Einfluß auf den Schlupf hat.

Mithilfe dieses Versuches konnte gezeigt werden, dass der im Abquetschbereich des verwendeten Silikonschlauchs auftretende Schlupf reproduzierbar und konstant ist. Aufgrund dieser Erkenntnis lässt sich vermuten, dass ein Regler für das Dosierventil ohne Verwendung eines zusätzlichen Weg-Encoders realisierbar ist.

6.6.3 Durchflusskennlinie des Ventils mit medizinischem Standardschlauch

Um zu überprüfen, ob die mit dem Antrieb zur Verfügung stehende Weg-Auflösung für einen geregelten Pumpenbetrieb ausreichend ist, wurde ein Messaufbau aufgebaut, bei welchem das Dosierventil auf einen druckbeaufschlagten Silikonschlauch drückt (siehe Abbildung 6.13).

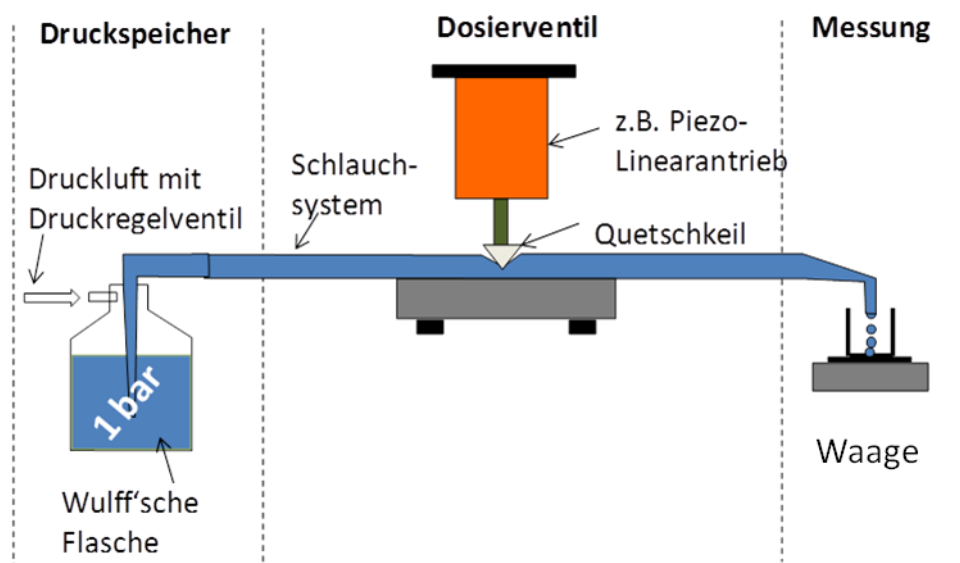


Abbildung 6.13: Messaufbau zur Bestimmung der Durchflusskennlinie des Ventils

Der abzuquetschende Schlauch ist flüssigkeitsbefüllt und mit einem Druck von 1 bar beaufschlagt. Am Schlauchende befindet sich eine Waage, die die durch den Schlauch geströmte Menge misst. Es wurden 3 Durchflussmessungen durchgeführt, wobei die Stelle, an welcher der Quetschkeil den Schlauch abquetscht, variiert wurde um Einflüsse von Wanddickenschwankungen charakterisieren zu können. Der Ventilstößel wurde für die Messungen in 1 μm Schritten auf- und zubewegt, wobei die am Dosierventil befestigte Messuhr als Referenz für die tatsächliche gefahrene

Wegstrecke dient. Bei der Auswertung der gemessenen Durchflüsse zeigt sich, dass der Stellbereich, welcher zwischen minimalem und großem Durchfluss entscheidet, nur etwa 15 – 20 μm beträgt (siehe Abbildung 6.14). Weiterhin ist erkennbar, dass die Schlauchstelle, an welcher abgequetscht wird, ebenfalls Einfluss auf die Durchfluss-Kennlinie des Ventils hat. An Schlauchposition 3 befindet sich der wirksame Arbeitsbereich des Ventils bei einer absoluten z-Position des Ventilstößels von 1585 - 1598 μm , während an den Schlauchpositionen 1 und 2 der Arbeitsbereich bei etwa 1600 – 1615 μm liegt.

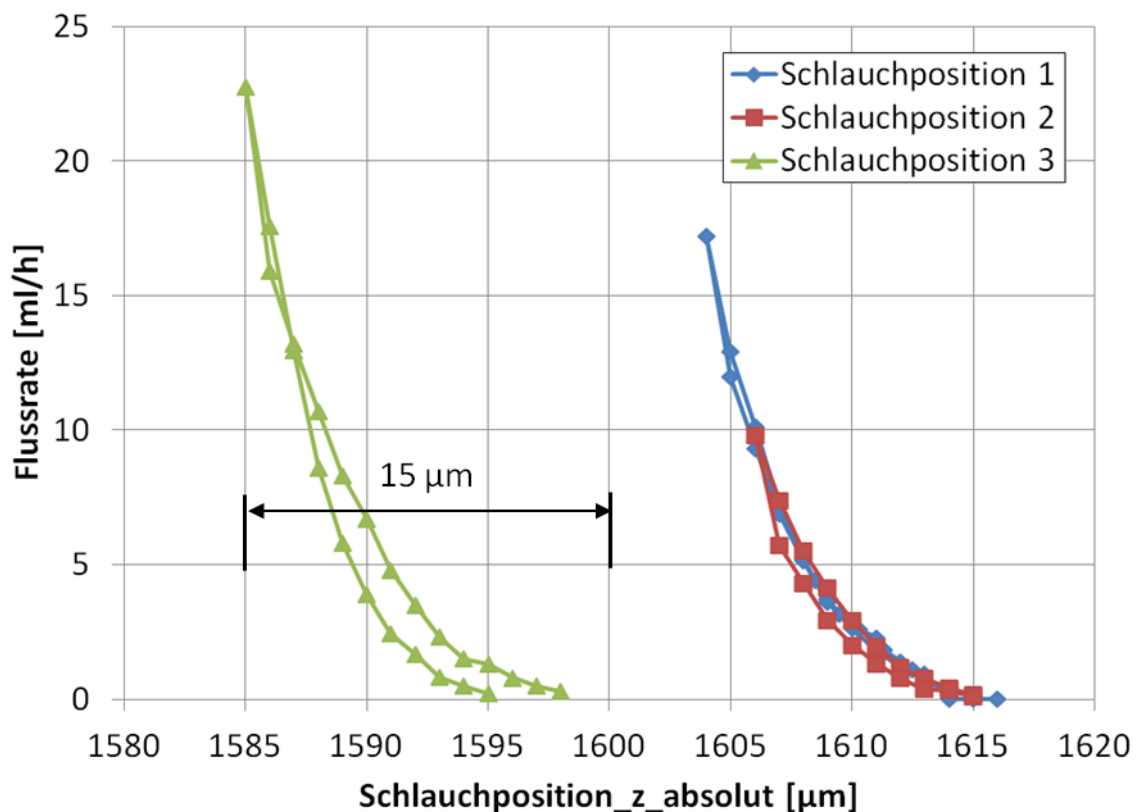


Abbildung 6.14: Gemessene Durchflusskennlinien

Diese Erkenntnis zeigt, dass ein hochgenaues Anfahren des Ventilstößels an den Arbeitsbereich nötig ist, um einen Regelbetrieb beginnen zu können. Um auf eine gewünschte Flussrate zu regeln ist dabei eine Anfahrergenauigkeit von unter 1 μm nötig. Die zum hochgenauen Anfahren des Ventils in den Arbeitsbereich benötigte Zeit hängt im geregelten Pumpenbetrieb maßgeblich von der Weg-Sensorik ab, da für jeden Anfahr-Stellschritt der Fluss gemessen werden muss.

6.7 Verfahren zur optischen Detektion der Kolbenposition

Für die optische Detektion der Kolbenposition soll mit einem geeigneten optischen System eine Bildaufnahme des Kolbens bzw. der daran befestigten Dichtung gemacht werden. Mittels Methoden aus der Bildverarbeitung (Kantendetektion) soll aus den Bildaufnahmen dann die Dichtlippe erkannt und daraus eine Positionsänderung detektiert werden. Wie in Kapitel 6.4.1 bereits erläutert wurde, ergibt sich bei einer Förderrate von 0,1 ml/h und einem Regeltakt von 10 s eine kleinste zu messende Kolbenverschiebung von 1,4 μm . Die Weg-Auflösung des Messsystems sollte demnach mindestens 1,4 μm bei einer gewünschten Abtastrate von mindestens 1 Hz betragen. Der mittels optischer Kantendetektion zu überwachende Kolbenhub des aufgebauten Demonstrators liegt bei etwa 5 mm, weshalb der auswertbare Bildbereich des optischen Messsystems eine Breite von mindestens 6 mm aufweisen sollte. Dieser Bildbereich wird im Folgenden „Region of Interest“ (ROI) genannt. Die Kameraoptik muss darauf ausgerichtet sein, um Verzeichnungsfehler so klein wie möglich zu halten.

Ein bekanntes Verfahren zur hochgenauen Bestimmung von Subpixel-Verschiebungen einer Pixel-Struktur in einem Punkteschwarm eines digitalisierten Bildes ist die Kreuzkorrelation [29]. Dieses Verfahren ist mit der Rechenleistung heutiger Mikroprozessoren sogar in zeitkritischen Systemen einsetzbar, sodass der Verwendung in der geregelten Dosierpumpe zur optischen Vermessung der Dichtlippenposition grundsätzlich nichts im Wege stehen sollte und es deshalb für diesen Demonstrator zum Einsatz kam. In einem Vorversuch wurde dazu zunächst die grundsätzliche Tauglichkeit dieses Verfahrens zur Bestimmung der Verschiebung einer Perifix-Dichtung an einem aufgebauten Einwegteil geprüft. Abbildung 6.15 zeigt Bilder einer bewegten Dichtlippe, welche mit der für den Demonstrator vorgesehenen Kamera aufgenommen wurden. Die Bilder sind in einem zeitlichen Abstand Δt aufgenommen und mittels Kreuzkorrelation soll die Verschiebung Δx eines Punkteschwarms aus 30 Punkten in der ROI berechnet werden. Der Mittelwert der Verschiebungen aller 30 Bildpunkte dient schließlich als Maß für die Kolbenverschiebung.

Bild für $t = t_0$ (T00147.bmp)

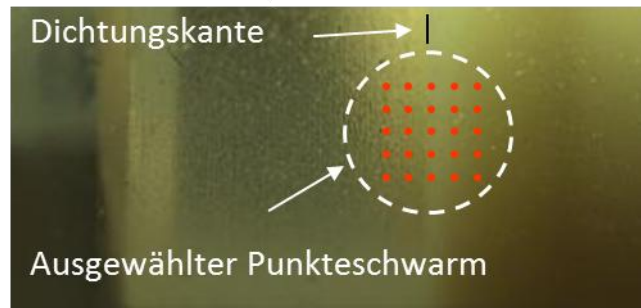


Bild für $t = t_0 + \Delta t$ (T00148.bmp)

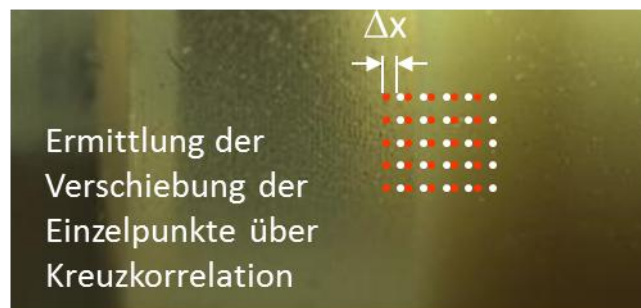


Abbildung 6.15: Ermittlung der Verschiebung der Dichtungskante über Kreuzkorrelation

Um den stochastischen Fehler dieses Verfahrens charakterisieren zu können, wurden anhand von 4 im zeitlichen Abstand Δt aufgenommenen Bildern mittels Kreuzkorrelation die jeweiligen Verschiebungen der Dichtlippe zwischen aufeinanderfolgenden Bildern bestimmt. Die bei dieser Messung geförderte Menge an Fluid wurde gewogen und als Referenz zur optischen Ratenbestimmung herangezogen. Die Bildauswertung (Kantendetektion) wurde über ein für diesen Versuch erstelltes Matlab-Skript vorgenommen. In Abbildung 6.16 sind die Ergebnisse der optischen Ratenbestimmung zusammengefasst. Die 30 berechneten Pixelverschiebungen Δx aller betrachteten Pixel des Punkteschwarms sind spaltenweise aufgetragen, sodass sich für alle drei Bildübergänge eine Schwankungsbreite der Pixelverschiebungen ablesen lässt. Mit Kenntnis der Pixelbreite eines Kamerapixels und der Zeitdifferenz Δt zwischen zwei Bildern, lässt sich aus der Pixelverschiebung Δx die Förderrate ausrechnen. Im vorliegenden Fall entsprechen 98 Pixel einer Weglänge von 0,85 mm. Die aus den 30 Pixelverschiebungen berechneten Mittelwerte sind umgerechnet in eine Förderrate

auf der rechten Y-Achse aufgetragen. Die gemessene Schwankungsbreite der aus 30 Pixeln gemittelten Förderrate liegt bei 0,1 Promille, was einem 3σ -Wert entspricht. Ein systematischer Fehler liegt in der Festlegung des optischen Maßstabs und ist abhängig von dem verwendeten Objektiv und dem CCD-Chip der Kamera. Der optisch bestimmte, über 30 Bildpunkte gemittelte Ratenwert, beträgt bei dieser Messung 17,86 ml/h, der Referenzwert aus der Vergleichsmessung mit der Waage beträgt 17,85 ml/h. Die sehr gute Übereinstimmung der beiden Werte zeigt die grundsätzliche Eignung dieses Bildverarbeitungsverfahrens für die Verwendung in dem optisch geregelten Pumpsystem.

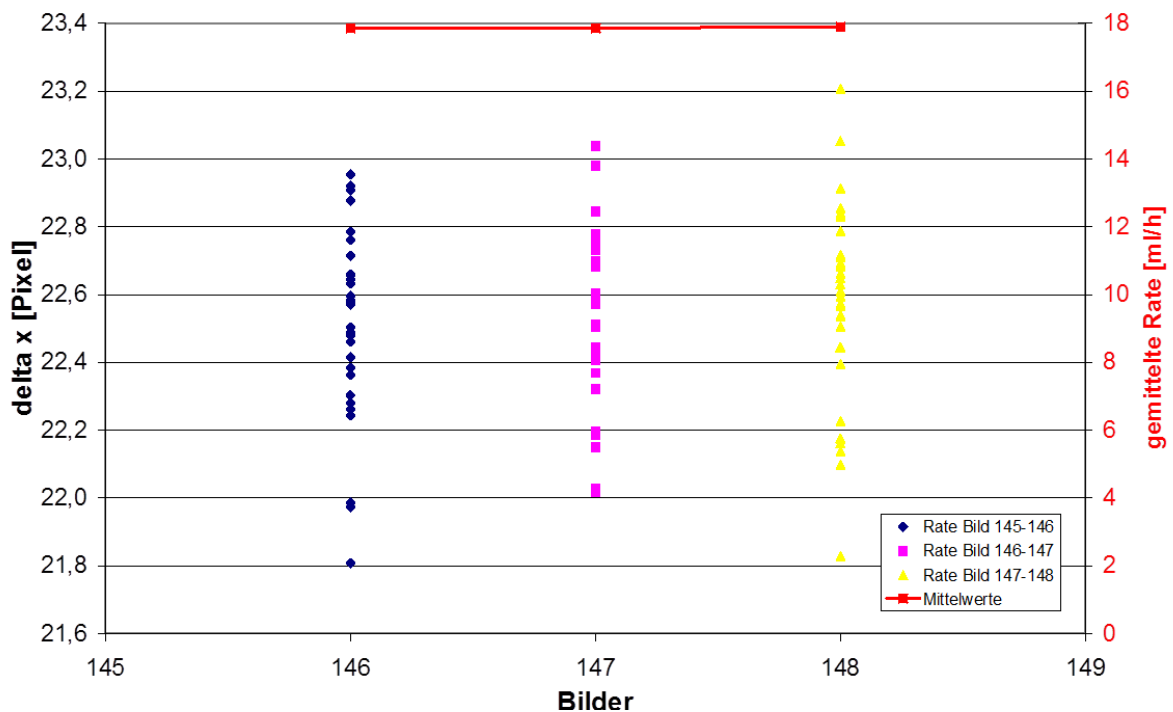


Abbildung 6.16: Ergebnisse der Ratenbestimmung mittels Kreuzkorrelation

6.8 Regelkreis des Pumpsystems

Für den geregelten Pumpendemonstrator wurde zunächst vorgesehen, dass die gesamte Regelung und Steuerung von einem Computerprogramm realisiert wird. Um einen geeigneten Regler entwerfen zu können, ist es nötig ein Modell der Regelstrecke zu haben [30]. In der in Abbildung 6.17 dargestellten Regelstrecke, wird zunächst der Ist-Fluss-Wert vom Soll-Fluss-Wert abgezogen. Diese Regelabweichung wird einem PI-Regler zugeführt, der daraus einen Stellwert für das

Dosierventil erzeugt. Die Übertragungsfunktion des Dosierventils wird mit $G_V(s)$ bezeichnet und generiert aus dem Stellwert des Reglers eine Flussrate. Der in Kapitel 6.6.2 untersuchte Schlupf bzw. Schrittverlust wird in dieser Übertragungsfunktion berücksichtigt und zum Stellwert des Reglers hinzuaddiert. An das Ventil schließt sich eine Übertragungsfunktion $G_S(s)$ an, welche dem Flusswert eine Quantisierung verleiht, da der Antrieb des Ventils mit diskreten Schritten betrieben wird mit endlicher Schrittweite. $G_A(s)$ ist die Auswertefunktion des Flusses, in diesem Fall repräsentiert sie die optische Bestimmung der Kolbengeschwindigkeit nach dem im Kapitel 6.7 beschriebenen Verfahren. Am Ausgang der Übertragungsfunktion $G_A(s)$ liegt der quantisierte und gemittelte neue Ist-Wert des momentanen Flusses an.

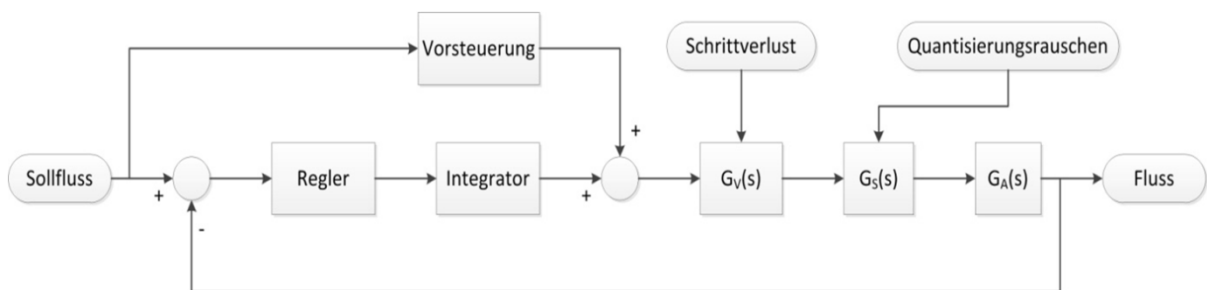


Abbildung 6.17: Modell der Regelstrecke der geregelten Pumpe [30]

Anhand des beschriebenen Regelkreises wurde ein Programm in Labview implementiert, um zunächst das tatsächliche Übertragungsverhalten der Regelstrecke besser kennenzulernen und die Reglerparameter entsprechend zu optimieren.

6.9 Gesamtaufbau und Inbetriebnahme des geregelten Pumpendemonstrators

Um die erstellte Labview-Software vollständig in Betrieb nehmen zu können, war es nötig, zunächst alle Hardware-Komponenten in einen Gesamtaufbau zu integrieren. In Abbildung 6.18 links oben ist die in Kapitel 6.5 vorgestellte Antriebseinheit mit eingelegtem Einweg-Pumpelement zu sehen. In genau definiertem Abstand zum Einweg-Pumpelement befindet sich eine telezentrische Optik, welche auf den Bereich der bewegten Dichtlippe im Einwegteil gerichtet ist.

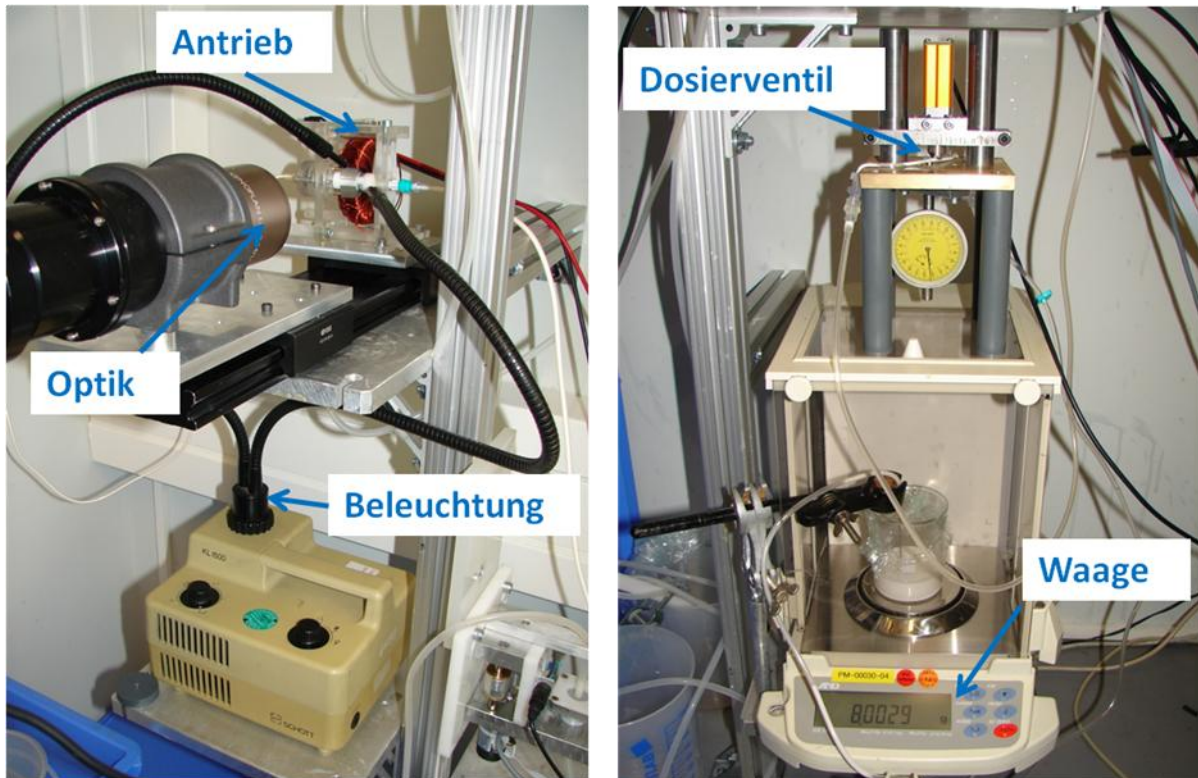


Abbildung 6.18: Gesamtaufbau des Funktionsmusters der geregelten Pumpe [31]

Tabelle 22: Spezifikationen der verwendeten Messgeräte

Gerät	Spezifikationen
Waage	Hersteller: Kern Modell: EW640 Messbereich: 0 – 600 g Auflösung: 1 mg Genauigkeit: +/- 1 mg
Optik	<u>Optik:</u> Hersteller: Leica Abbildungsstufe: 1:2 Erfasstes Objektfeld: 17,8 x 13,2 mm ² Verzeichnung: <1 % Brennweite: 200 mm Preisklasse: 3000 EUR <u>Kamera:</u> Hersteller: SONY Auflösung: 1,3 MPixel Pixelbreite: 8,7 µm <u>Beleuchtung:</u> Schwanenhalslampe

Die Optik inklusive der CCD-Kamera und Beleuchtungstechnik wurde vom Institut für Technische Optik (ITO) der Universität Stuttgart im Rahmen eines IGF-Forschungsprojektes für den hier benötigten Verwendungszweck ausgelegt und bereitgestellt [31, 32]. Über einen Standard-Infusionsschlauch ist der Ausgang des Einweg-Pumpelements mit dem in Kapitel 6.6 besprochenen Dosierventil verbunden (siehe Abbildung 6.18, rechts). Der Schlauch endet in einem Glasbehälter, welcher sich auf einer hochauflösenden Waage befindet. Die Waage dient als Referenzmessinstrument, um den über das Dosierventil eingestellten Fluss zu messen und ihn mit den aus den optischen Daten gewonnenen Flussinformationen vergleichen zu können. Die Spezifikationen der verwendeten Messgeräte sind in Tabelle 22 zu finden.

Ebenfalls vom ITO zur Verfügung gestellt wurde ein in MATLAB-Code geschriebenes Programm, welches die in Kapitel 6.7 beschriebene Bildauswertung zur Gewinnung der Positionsdaten der bewegten Dichtlippe bewerkstelligt. Eine kritische Situation entsteht während des Ladehubes, da hier die kontinuierliche Kolbenbewegung unterbrochen wird und festgelegt werden muss, zu welchen Zeitpunkten vor bzw. nach Ausführung des Ladehubs die optische Auswertung unterbrochen bzw. wieder aufgenommen wird. Das Matlab-Programm bietet deshalb eine Einstellmöglichkeit zur Festlegung einer „Totzeit“ nach Ausführung des Ladehubs, während der keine Bildauswertung vorgenommen wird. Auf diesen Punkt wird in Kapitel 6.10 bei der Erläuterung der Randbedingungen für die durchgeführten Messungen anhand Tabelle 23 genauer eingegangen.

In Abbildung 6.19 ist die Bedienoberfläche des Labview-Programms zur Regelung des Dosierventils abgebildet. Grafisch veranschaulicht werden die unter Verwendung von linearer Regression gemittelte, optisch detektierte Ist-Flussrate, der eingestellte Soll-Fluss und die gemittelte Abweichung des Ist-Flusses vom Soll-Fluss (siehe Abbildung 6.19). Damit ist der Messaufbau nun in der Lage, eine rein auf den Kamerainformationen basierende Regelung des Flusses durchzuführen.

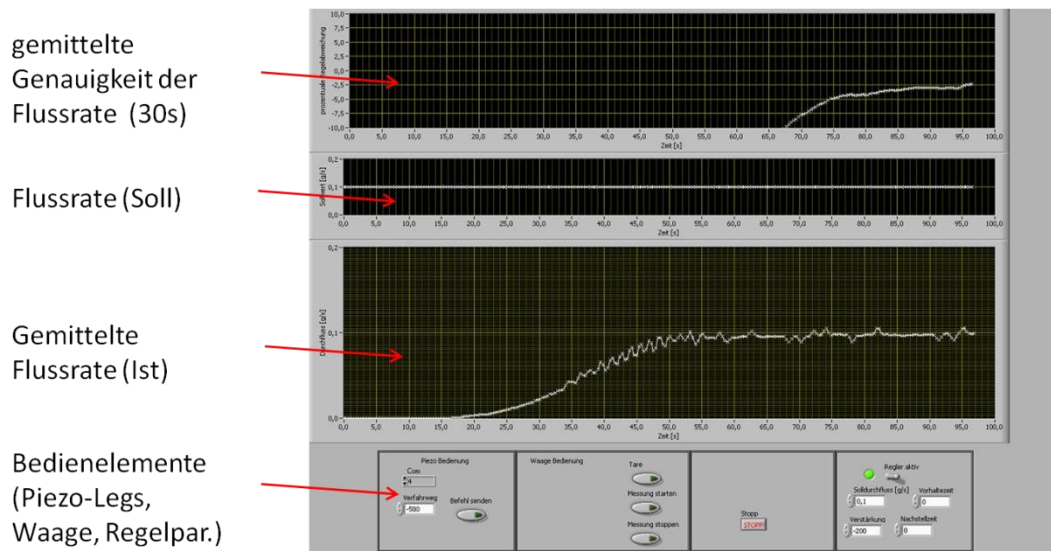


Abbildung 6.19: Bedienoberfläche des Labview-Programms zur Regelung der Pumpe

6.10 Messergebnisse im geregelten Betrieb

Die Messungen wurden in Anlehnung an die zur Charakterisierung medizinischer Dosierpumpen vorgesehene DIN EN 60601-2-24 durchgeführt. Eine Messung dauert 2 Stunden, wobei die erste Stunde laut dieser Norm nur zum Anlaufen und Einregeln der Pumpe vorgesehen ist und bei der Auswertung keine Verwendung findet. Als Referenz zur Messung der Fördergenauigkeit dient eine Waage, welche die geförderte Fluidmenge während der zweiten Stunde aufzeichnet. Für die Auswertung der Messdaten wird die zweite Stunde in Betrachtungszeitfenster unterschiedlicher Länge unterteilt. Die Zeitfensterlängen betragen 2 min, 5 min, 11 min, 18 min und 32 min. Innerhalb dieser Zeitfenster wird der Durchschnitt der positiven und negativen Abweichungen vom Soll-Wert der Flussrate ermittelt. Die Auswertung erfolgt nun derart, dass für jede Zeitfensterlänge die beiden gemittelten Fehler-Werte (positiver und negativer Fehler) mit der höchsten Abweichung vom Soll-Wert in das Fehler-Diagramm übernommen und über der Zeitfensterlänge aufgetragen werden. Eine nach DIN EN 60601-2-24 gemessene und ausgewertete Kurve hat somit 2 Äste: der untere Ast beschreibt die negativen Abweichungen, der obere Ast die positiven Abweichungen vom Sollwert in Abhängigkeit der Zeitfensterlänge über die gemittelt wird. Daraus ergibt sich die charakteristische Trompetenform dieses Diagramms, denn je länger das betrachtete Zeitfenster und damit die Anzahl der Messwerte ist über die gemittelt wird, desto geringer fallen „Ausreißer“ der gemessenen Flussrate

ins Gewicht. Die Anzahl der Messwerte pro betrachtetem Zeitfenster hängt dabei von der Abtastrate des verwendeten Messsystems ab.

Tabelle 23: Randbedingungen für die durchgeführten Genauigkeitsmessungen

Fluid	Wasser
Förderrate	1 ml/h
Gegendruck	0 bar
Fördermenge pro Pumpzyklus	0,5 g (entspricht annähernd dem Volumen im Druckspeicher)
Verschlusschritte des Ventils vor Ladehub	0
Bestromungsdauer für Ladehub	150 ms
Totzeit	500 ms
Messdauer	2 h

In Tabelle 20 sind die Randbedingungen für die im Folgenden beschriebenen Messungen zusammengestellt. Die in einem Pumpzyklus maximal förderbare Menge ist die Fluidmenge im Druckspeicher der Pumpe. Wird vom Messsystem (Waage) erkannt, dass seit Ausführung des letzten Ladehubes annähernd eine dem Druckspeichervolumen entsprechende Fluidmenge von 0,5 g gefördert wurde, muß der Antrieb für eine Zeit von etwa 150 ms bestromt werden, damit ein Ladehub ausgeführt und der Druckspeicher erneut befüllt wird. Der Begriff Verschlusschritte bezeichnet die Anzahl der Schritte, die das Regelventil unmittelbar vor Ausführung des Ladehubs ausführt. Bei den hier vorliegenden Messungen wurden keine Verschlusschritte durchgeführt, um keine zusätzlichen Einregelzeiten zu verursachen, die beim Öffnen des Ventils nach Abschluss des Ladehubs entstehen. Als „Totzeit“ wird die Zeit bezeichnet, ab der nach dem Ende des Ladehubs die optische Messung der Dichtlippenposition wieder aufgenommen wird. Diese Zeit sollte einerseits möglichst klein sein, um unkontrollierten Fluss (z.B. Free-Flow) zu minimieren. Andererseits muss sie ausreichend lang sein, um dem Kolben nach dem Ende der Bestromungszeit des Antriebs genügend Zeit zu lassen wieder in einen stationären Bewegungszustand des Pumpen überzugehen. Insbesondere das Anlegen der Dichtlippe an das Spritzengehäuse und Elastizitäten im Schlauchsystem

können im Übergangsmoment vom Lade- zum Pumphub zu einer Kolbenbewegung führen, die nichts mit der eigentlichen Pumpbewegung des Kolbens zu tun hat, jedoch vom Messsystem und vom Regler als solche interpretiert würde.

In Abbildung 6.20 ist das Ergebnis einer Messung nach DIN EN 60601-2-24 bei einer Förderrate von 1 ml/h zu sehen. Auf der X-Achse sind die Zeiträume aufgetragen, über welche die maximalen gemittelten Förderratenabweichungen ermittelt wurden. Man sieht die für diese Messungen typische Trompetenform für den Fehler. Der Gesamtfehler lag bei -1,64%, wobei sich dieser aus der Differenz zwischen dem ersten und letzten mit der Waage aufgenommenen Einzelwert ergibt. Im Folgenden gilt diese Definition für den Gesamtfehler für alle betrachteten Messungen.

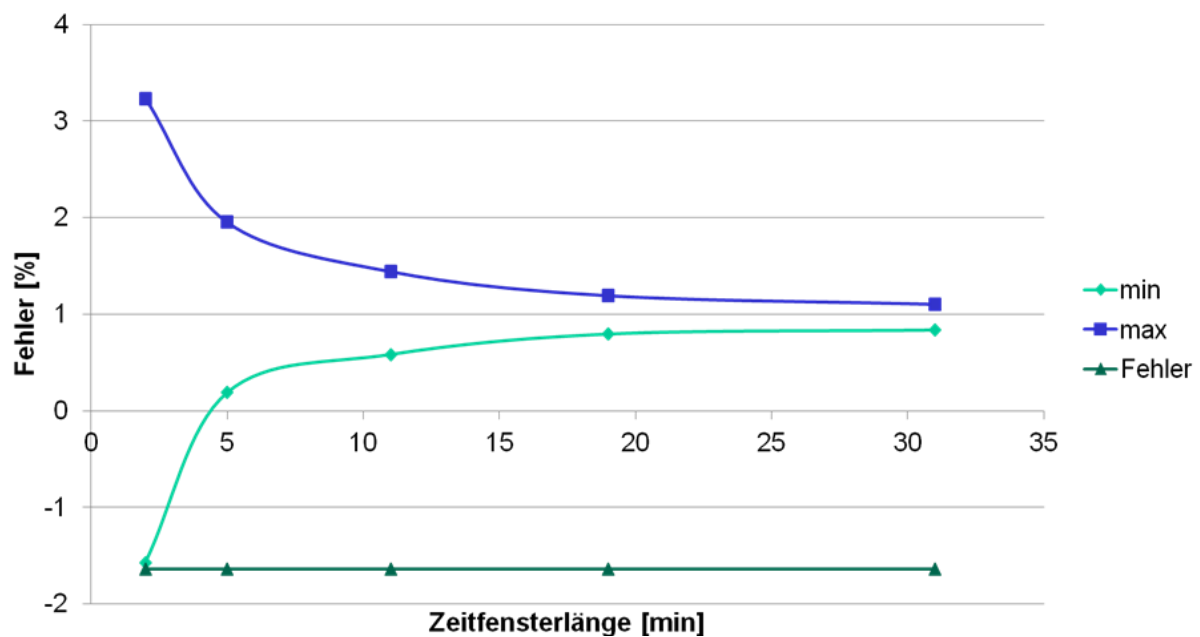


Abbildung 6.20: Trompetenkurve einer Messung mit Wasser bei einer Rate von 1 ml/h

Es wurden Wiederholungsmessungen durchgeführt um die Reproduzierbarkeit der erreichbaren Fördergenauigkeiten zu messen. Diese Messungen wurden mit Wasser als Fluid und bei einer Förderrate von 1 ml/h mit und ohne I-Anteil im Regler durchgeführt, um dessen Einfluss auf die erzielbare Fördergenauigkeit zu untersuchen. Das Ergebnis der Messungen mit I-Anteil ist in Abbildung 6.21 zu sehen. Auf der Y-Achse sind die ermittelten Gesamtfehler von 5 nacheinander durchgeführten Messungen nach DIN EN 60601-2-24 aufgetragen. Man sieht eine

recht geringe Schwankungsbreite des Fehlers von etwa -0,1% bis -2,5%. In Abbildung 6.22 ist das Ergebnis von 10 Wiederholungsmessungen ohne I-Anteil dargestellt, welches eine deutlich größere Schwankung des Fehlers aufweist. Diese liegt bei etwa -0,6% bis -7,5%.

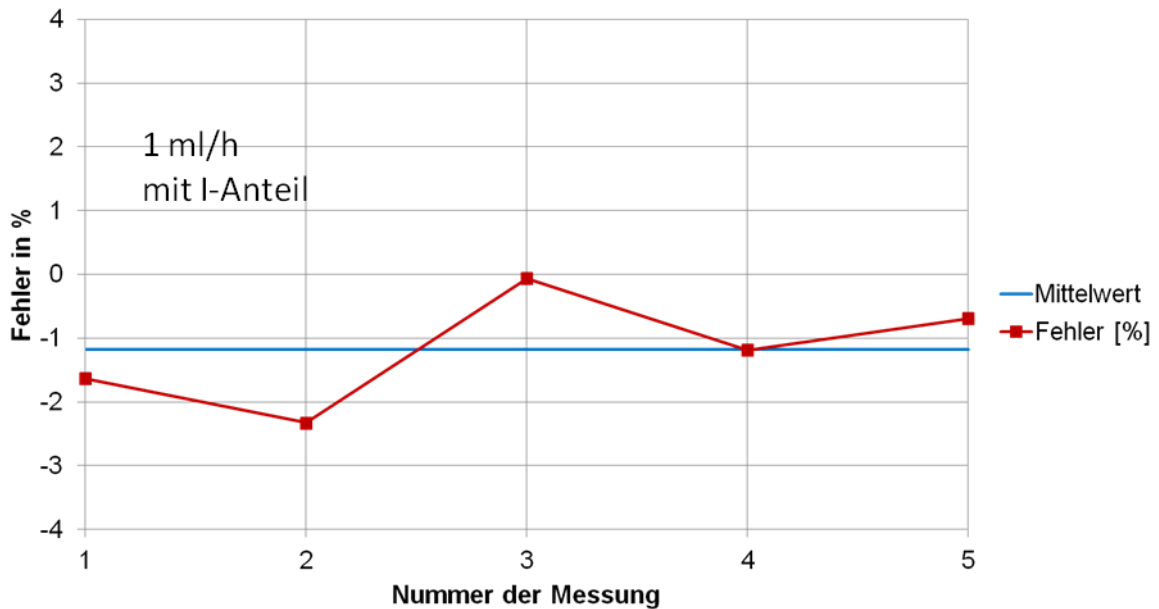


Abbildung 6.21: Ergebnis einer Wiederholungsmessung bei 1 ml/h mit I-Anteil

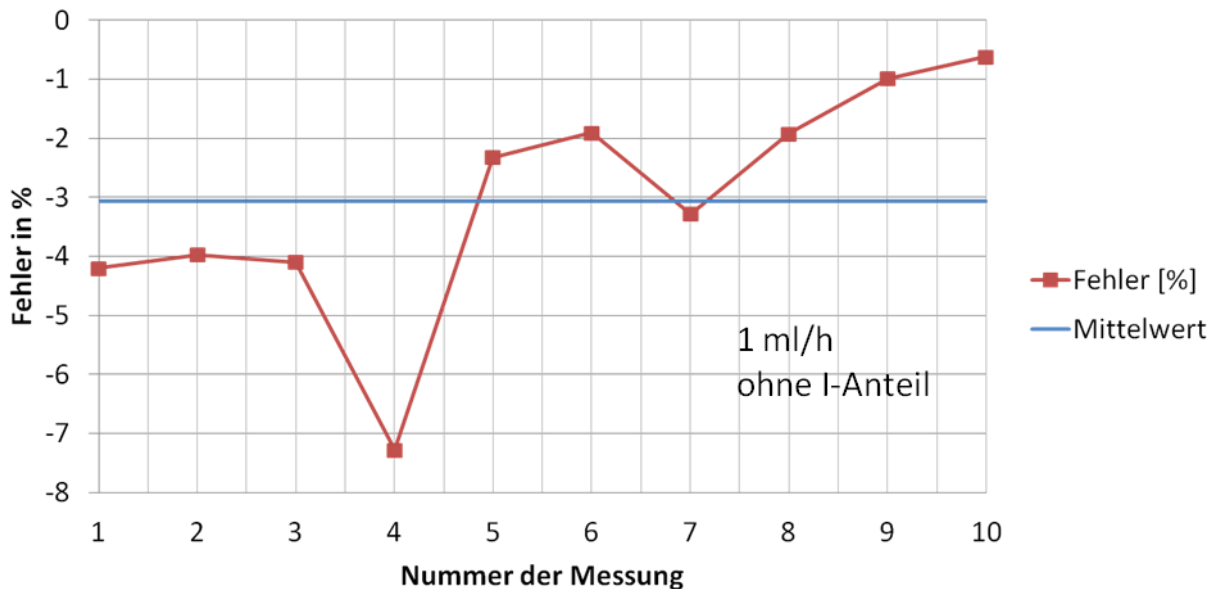


Abbildung 6.22: Ergebnis der Wiederholungsmessung bei 1 ml/h ohne I-Anteil

Bei den Messungen mit I-Anteil fielen charakteristische „Wellen“ bzw. niederfrequente Schwingungen im online vom Labview-Programm angezeigten Ist-Fluss auf, deren Amplitude jedoch sehr gering ist. In Abbildung 6.23 ist die geförderte Fluidmenge der Messung 4 aus Abbildung 6.21 über der Zeit aufgetragen. Man sieht, dass sowohl der mit der Waage gemessene als auch der aus den Kamerainformationen berechnete Verlauf diese „Wellen“ bzw. Schwingungen aufweisen. Der Gesamtgenauigkeit scheinen sie aufgrund ihrer kleinen Amplitude und kontinuierlichen Verteilung nicht zu schaden.

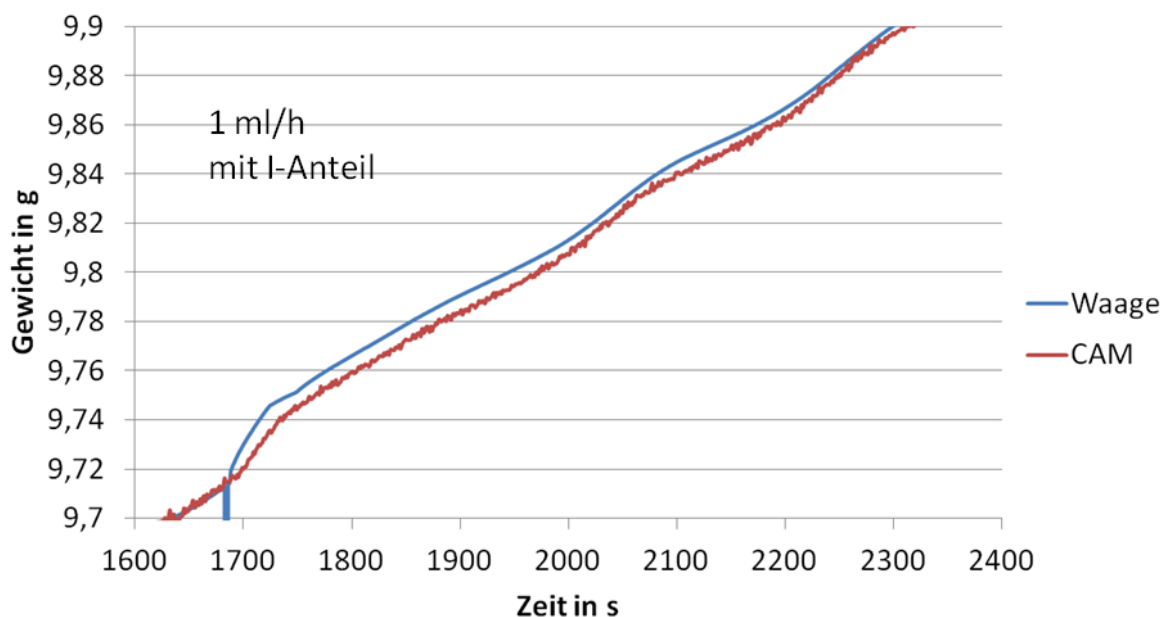


Abbildung 6.23: Charakteristische Wellen bei Verwendung eines I-Anteils im Regler

Ähnlich den Messungen mit einer Förderrate von 1 g/h wurden Wiederholungsmessungen mit 10 ml/h Förderrate durchgeführt. Das Ergebnis dieser Messungen ist in Abbildung 6.24 zu sehen. Der gemessene mittlere Gesamtfehler liegt hier bei nur 0,38% über 10 wiederholte Messungen.

Im Anschluss an die Messungen mit 10 ml/h Förderrate wurde versucht, die Regler-Parameter für noch höhere Förderraten zu optimieren. Dazu wurden Messungen durchgeführt, bei denen zunächst der I-Anteil variiert wurde und anschließend der Verstärkungsfaktor für die Regelverstärkung K_p im P-Anteil des Reglers. Es zeigte sich, dass ein I-Anteil bei höheren Förderraten nicht von Vorteil ist, weshalb dieser für die weiteren Messungen auf 0 gesetzt wurde. Für den K_p -Faktor ergab sich ein

Optimum hinsichtlich erreichter Genauigkeit und Anlaufverhalten für $K_p = 3$. Mit diesen Regler-Parametern wurden dann Wiederholungsmessungen bei einer Förderrate von 100 ml/h durchgeführt. Das Ergebnis ist mit einem Gesamtfehler von nur 0,61% sehr gut und in siehe Abbildung 6.25 dargestellt.

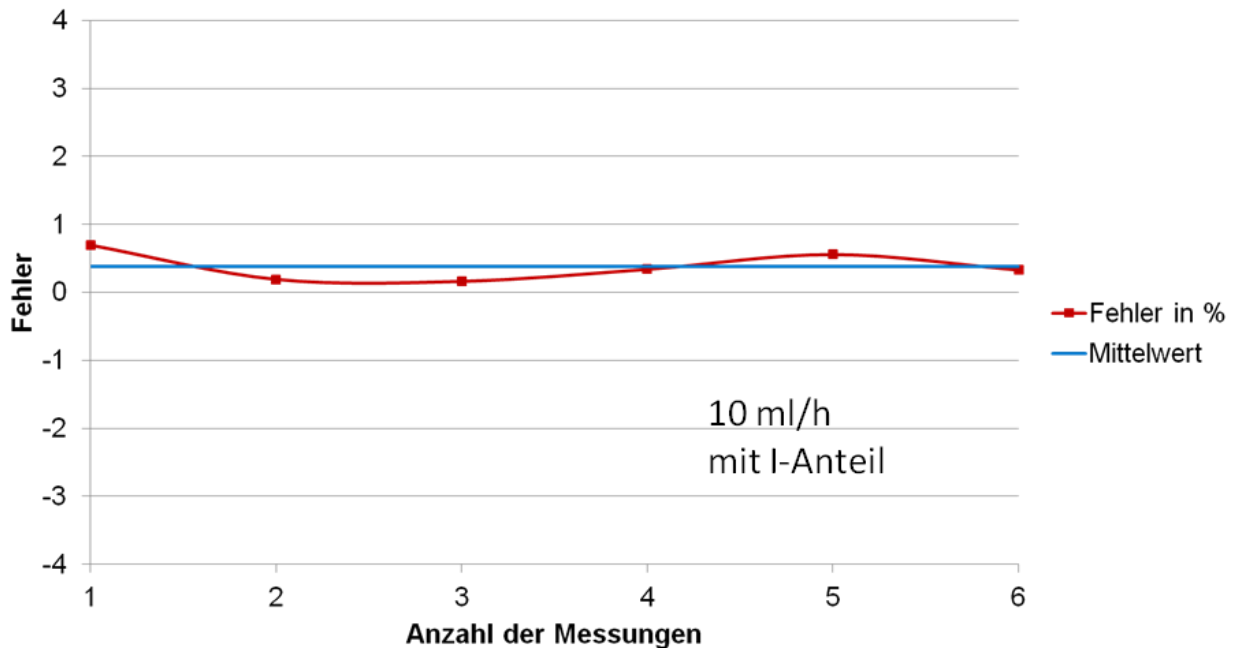


Abbildung 6.24: Ergebnis einer Wiederholungsmessung bei 10 ml/h

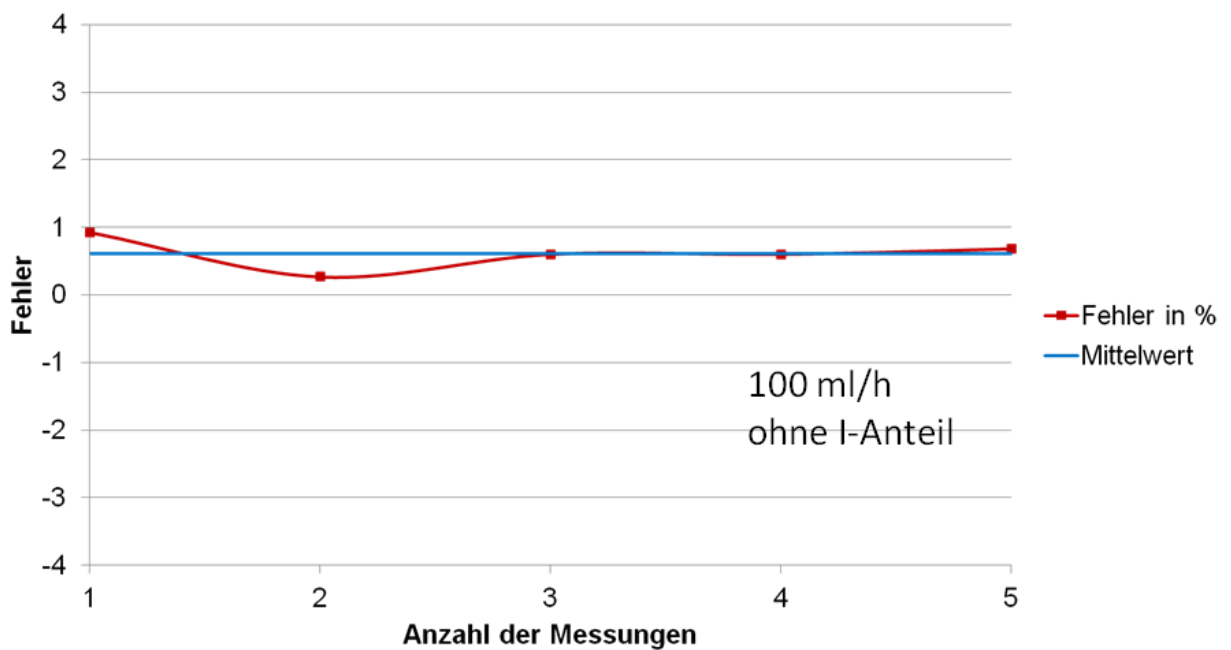


Abbildung 6.25: Ergebnis einer Wiederholungsmessung bei 100 ml/h

Es war festzustellen, dass die von der Kamera gesehene Fördermenge stets unter der von der Waage gemessenen lag. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Auswerte-Algorithmus der Kamera während des Ladehubes keine Kolbenbewegung erfasst und einen Fluss von 0 ausgibt. Die Waage hingegen hat auch während des Ladehubes einen kontinuierlichen Fluss detektiert, was durch Elastizitäten im Schlauchsystem erklärt werden kann (siehe Abbildung 6.26).

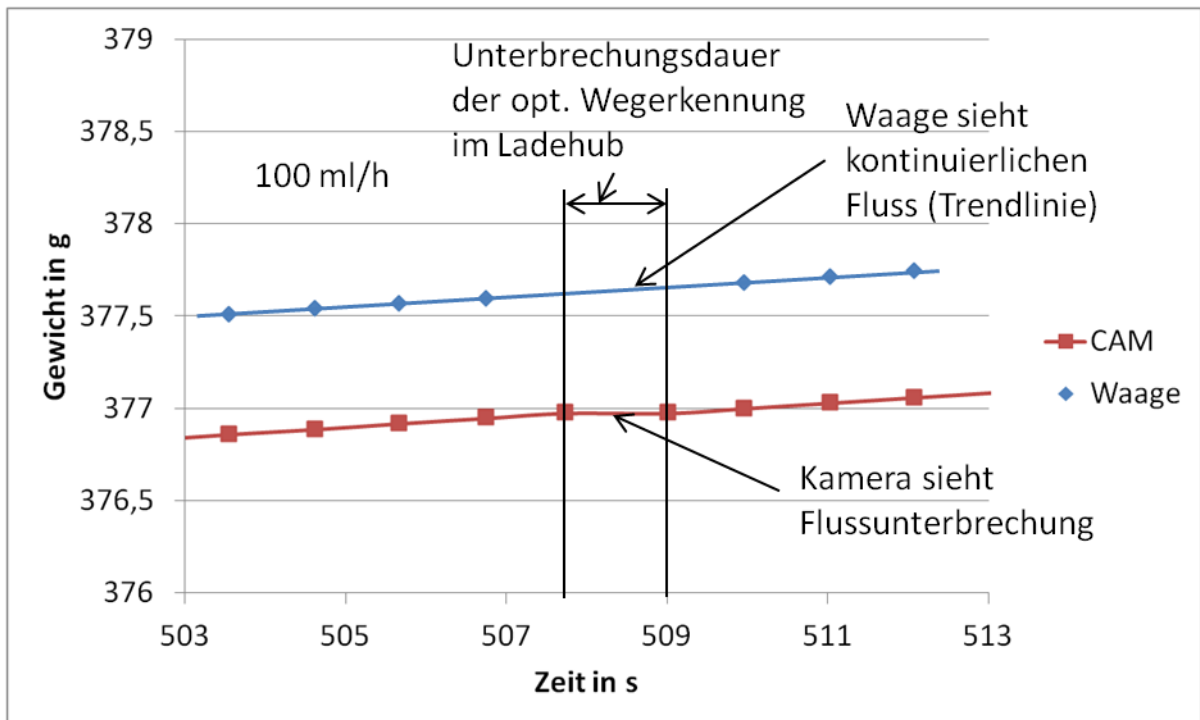


Abbildung 6.26: Gemessene Fluidzunahmen während des Ladehubes bei 100 ml/h

Dies führt dazu, dass bei jedem Ladehub für kurze Zeit eine Fluidmenge fließt, die nicht vom optischen Messsystem erfasst wird. Über der Zeit aufgetragen ergibt sich eine Abweichung des Anstiegs zwischen der über die Waage gemessenen Fluidmenge und der optisch über die Kamera erfassten Fluidmenge. Dieser Effekt hat bei kleinen Förderraten noch keinen gravierenden Einfluss auf die erreichte Gesamtgenauigkeit, da hier die Anzahl der Ladehübe sehr gering ist. Messungen bei 250 ml/h Förderrate mit denselben Regler-Parametern zeigten hingegen schon einen spürbaren Anstieg dieses Fehlers im Vergleich zu den niedrigeren Förderraten. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Regler während des Ladehubes versucht, den Fluss zu erhöhen, welcher durch die Kamera in diesem Moment fälschlicherweise als 0 interpretiert wird. Dieses Nachregeln in den Momenten des Ladehubes kommt immer

stärker zum Tragen, je öfter er erfolgt, also je höher die Förderrate ist. Dies kann die eindeutig festgestellte Korrelation eines zunehmenden Fehlers mit ansteigender Förderrate erklären. Wiederholungsmessungen bei einer Rate von 250 ml/h ergaben bereits einen positiven Fehler von über +4,5% und sind damit ein weiterer Beleg für die beschriebene Vermutung.

Es wurden abschließend Messungen mit einem Gegendruck von 0,5 bar durchgeführt. Dieser Gegendruck entspricht einer Förderhöhe von 5 Metern. Das Ergebnis dieser Messungen war, dass dieselben Reglerparameter wie bei den Messungen ohne Gegendruck die besten Ergebnisse brachten. Bei einer Förderrate von 10 ml/h wurde ein Gesamtfehler von -3,27% erreicht, bei 100 ml/h waren es +1,38%.

6.11 Bewertung der erzielten Ergebnisse

Mit dem geregelten Pumpendemonstrator konnte gezeigt werden, dass in einem weiten Ratenbereich von 1 – 500 ml/h pulsationsarme Flüsse bei hoher Genauigkeit erzielt werden können. Änderungen des ausgangsseitigen Gegendrucks konnten von der Regelung ausgeregelt werden und hatten keinen nennenswerten Einfluss auf die Gesamtgenauigkeit. Messungen bei einer Förderrate von 0,1 ml/h konnten nicht sinnvoll durchgeführt und ausgewertet werden, da aufgrund hoher Temperaturschwankungen im Messlabor die Verdunstung des Fluids im gewogenen Auffangbehälter einen starken Einfluss auf das Ergebnis hatte. Um bei so geringen Förderraten genaue Messungen durchführen zu können, muss eine Verdunstung des geförderten Fluids minimiert bzw. ausgeschlossen werden. Mit dem Demonstrator konnte weiterhin gezeigt werden, dass die erzielte Auslösung und Geschwindigkeit des optischen Messsystems für einen stabilen Betrieb der Dosierpumpe ausreichend ist. Verbesserungen im Auswerte-Algorithmus sind für die Ladehöhe nötig, um hier keine Fehlinformationen zu erzeugen und an den Regler weiterzugeben.

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde ein neuartiges Pumpkonzept mit Einwegteil für die Medizintechnik untersucht und dessen grundsätzliche Eignung für den Einsatz als hochgenaue Infusionspumpe mit großem Förderratenbereich gezeigt.

Das Grundprinzip der Pumpe basiert auf dem Hubkolbenprinzip mit einem ferromagnetischen Pumpelement, welches als Kugel oder Kolben ausgeführt sein kann. Das Einwegteil kann dabei sowohl mit zwei als auch mit nur einem Ventil betrieben werden. Bei der Variante mit zwei Ventilen ist das zweite Ventil in das bewegte Pumpelement integriert und wirkt als Kolbenventil. Über einen am Einwegteil außen angebrachten Elektromagneten oder Permanentmagneten wird die zum Pumpbetrieb nötige Kraft auf das Pumpelement erzeugt.

Ausgehend von den Anforderungen an eine medizinische Infusionspumpe wurden 5 auf dem Grundprinzip basierende Varianten des Einwegteils aufgebaut und das Förderverhalten experimentell charakterisiert. Jede aufgebaute Variante stellt eine Weiterentwicklung der Pumpe dar, mit dem Ziel, die Pumpe bzgl. der folgenden wichtigen Anforderungen zu optimieren:

- Genauigkeit der eingestellten Förderrate
- Abdeckung des geforderten Ratenbereiches
- Vermeidung von Free-Flow
- Geringer Energieverbrauch

Für die fluidische Auslegung der ersten beiden aufgebauten Demonstratoren mit ventillosem Pumpelement wurden zunächst in einem theoretischen Teil dieser Arbeit der Lade- und Pumphub des Pumpkonzepts betrachtet. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf den Einfluss des Ringspalts zwischen Pumpelement und Pumpkammer auf den Schlupf und die Dauer des Lade- bzw. Pumphubs gelegt. Es konnte gezeigt werden, dass es einen Bereich für den Ringspalt gibt, mit dem sowohl der Schlupf klein ist (unter 10%) als auch die Zykluszeit der Pumpe die Abdeckung des für volumetrische Infusionspumpen geforderten Ratenbereiches erlaubt. Die theoretischen Betrachtungen zeigen jedoch auch, dass ein Einwegteil mit ventillosem

Pumpelement sehr hohe Anforderungen an die Fertigungstoleranzen der Pumpkammer stellt.

Basierend auf den theoretischen Erkenntnissen wurden zwei Demonstratoren mit einer 5 mm Kugellagerkugel bzw. einem Wälzlagerkolben mit 5 mm Durchmesser als Pumpelement aufgebaut und charakterisiert. Die Messungen mit variierten Förderhöhen zeigten, dass der Ringspalt bei Verwendung einer Kugel bzw. eines Kolbens kleiner als 12 μm bzw. 22,5 μm sein muss, um die geforderte Fördergenauigkeit von 10% einhalten zu können. Weiterhin konnte die im theoretischen Teil gewonnene Erkenntnis bestätigt werden, dass der Schlupf nicht von der Viskosität des Fluids abhängig ist. Die Messungen zeigten auch, dass für die Förderung von höherviskosen Fluiden, wie z.B. Glukose 50, Bestromungszeiten des Antriebs von etwa 300 ms nötig sind. Dadurch ist der maximale Ratenbereich der Pumpe unbrauchbar stark eingeschränkt.

Um den Energieverbrauch der Pumpe zu reduzieren und einen bei negativen Förderhöhen auftretenden Free-Flow zu verhindern, wurde ein weiterer Demonstrator konzipiert und aufgebaut, der über ein Kolbenventil verfügt. Es wurden verschiedene Ventilvarianten diskutiert und in einer Bewertungsmatrix miteinander verglichen, wobei das Membranventil für die Anwendung am geeignetsten erschien und deshalb für den Demonstrator zum Einsatz kam. Ein Membranventil gestattet die definierte Einstellung des Ventil-Öffnungsdrucks, über welchen ein Free-Flow bei negativen Förderhöhen verhindert werden kann. Mit dem Demonstrator wurden Messungen in einem Förderhöhenbereich von -1,36m bis +1,36m mit unterschiedlichen Ventilkonfigurationen durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass mit einem vorgespannten Membran-Kolbenventil der Free-Flow im gesamten Förderhöhenbereich verhindert werden kann. Gleichzeitig konnte die Bestromungszeit des Antriebs im Vergleich zum Einsatz mit einem ventillosen Pumpelement deutlich verkürzt werden. Dieser Demonstrator erfüllt prinzipiell schon die Anforderungen an eine volumetrische Infusionspumpe. Als Ersatz für eine Spritzenpumpe kann die Pumpe in dieser Form jedoch nicht dienen, da die Unterbrechung des Flusses bei sehr kleinen Förderraten unzulässig lang ist.

Für den Aufbau der Demonstratoren befasste sich die Arbeit mit der Konzeption und Charakterisierung eines geeigneten Antriebs. Dies wurde exemplarisch für ein zylindrisches Pumpelement mit 16 mm Durchmesser durchgeführt. Es wurden zunächst die wichtigsten Anforderungen an den Antrieb identifiziert und darauf basierend mehrere elektromagnetische Antriebskonzepte erarbeitet. Mithilfe von FEM-Berechnungen wurden Kraft-Weg-Kennlinien von fünf Varianten miteinander verglichen und anhand dieser Erkenntnisse die Variante mit ringförmigem Joch für die weitere experimentelle Charakterisierung ausgewählt. Diese Variante zeigte in den Simulationsrechnungen den geringsten Kraftabfall über dem Kolbenhub, da hier der magnetische Widerstand des Joches und die Streuverluste am kleinsten sind. Es wurden Kraft-Weg-Messungen am aufgebauten Demonstrator durchgeführt, wobei der Werkstoff des Pumpelements variiert wurde. Die Messungen zeigten, dass der Antrieb mit ringförmigem Joch in der Lage ist, die gestellten Anforderungen an den Kraft-Weg-Verlauf, den Energieverbrauch und das Gewicht zu erfüllen. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die ferritischen Edelstähle 1.4016 und 1.4542 für das Pumpelement geeignet sein können, wobei der Werkstoff 1.4542 eine noch höhere Korrosionsbeständigkeit aufweist. Parallel zu den elektromagnetischen Antriebskonzepten wurde eine Variante mit ringförmigem Permanentmagneten aufgebaut. Die daran durchgeführten Kraftmessungen ergaben, dass ein im Bauvolumen und Gewicht erheblich kleinerer Permanentmagnet vergleichbare Kräfte auf das Pumpelement aufbringen kann wie ein Elektromagnet. Wesentliche Nachteile eines Konzepts mit Permanentmagneten liegen jedoch in der vergleichsweise hohen Zahl der benötigten bewegten Bauteile und der sich daraus ergebenden geringeren Betriebsrobustheit. Der Antrieb mit Permanentmagnet ist daher für Anwendungen vorzuziehen, die einen besonders großen Hub des Pumpelements erfordern.

Im letzten Teil dieser Arbeit wurde ein weiterer Demonstrator untersucht, bei welchem über ein geregeltes Dosierventil ein kontinuierlicher Fluss über den gesamten geforderten Ratenbereich von 0,1 – 1000 ml/h hochgenau eingestellt werden kann. Anstelle eines Membranventils wurde eine Lippendichtung als Kolbenventil verwendet, um Leckagen beim Pumphub zu minimieren. Für die Erfassung der Kolbenbewegung wurde ein kamerabasiertes Wegmesssystem in die Pumpe integriert, das mittels Methoden aus der Bildverarbeitung bzw. Kreuzkorrelation die Kolbengeschwindigkeit berechnet. Es konnte gezeigt werden,

dass die damit erreichbare Wegauflösung im Sub- μm -Bereich liegt und damit den Anforderungen selbst bei sehr kleinen Förderraten genügt. Mit diesem geregelten Demonstrator wurden Genauigkeitsmessungen nach DIN EN 60601-2-24 für verschiedene Förderraten durchgeführt und dabei die Reglerparameter der Flussregelung optimiert. Die erreichte Gesamtgenauigkeit der Förderrate in einem Bereich von 1 – 1000 ml/h lag unter 5 % und genügt damit den Anforderungen. Um noch kleinere Förderraten mit der geforderten Genauigkeit messen zu können, muss der Messaufbau optimiert werden, um insbesondere Verdunstungseffekte ausschließen zu können.

In dieser Arbeit konnte die prinzipielle Eignung des Pumpkonzepts für die Anwendung als Infusionspumpe gezeigt werden. Um die Pumpe als Ersatz für die derzeit am Markt verfügbaren Systeme der Spritzen- und Schlauchpumpen einsetzen zu können, ist die geregelte Variante mit Lippendichtung am Pumpelement aussichtsreich. Insbesondere die Robustheit des Einwegteils und der attraktive Preis machen dieses Konzept als Alternative zu den bestehenden Infusionspumpen am Markt interessant.

8 Abkürzungsverzeichnis

AWZ	Ampèrewindungszahl
IGF	Industrielle Gemeinschaftsforschung
ITO	Institut für Technische Optik, Universität Stuttgart
KV	Kolbenventil
M	Muss-Anforderung
nc	Normally closed
PC	Polycarbonat
PE	Pumpelement
ROI	Region of Interest
RSV	Rückschlagventil
W	Wunsch-Anforderung
WS	Wandstärke (Polymerwandstärke)

9 Verzeichnis der Formelzeichen

\dot{Q}_{pump}	Förderrate der Pumpe	m^3/s
$\dot{Q}_{schlupf}$	Fluidstrom durch Ringspalt beim Pumphub	m^3/s
$\frac{dv}{dh}$	Scherrate	$1/s$
\dot{m}	Fluidstrom	m^3/s
\bar{u}	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
A_{Kolben}	Wirksame Dichtfläche des Kolbens	m^2
C_{Feder}	Federrate	N/m
D_h	Hydraulischer Durchmesser	m
f_{takt}	Taktfrequenz der Pumpe	Hz
f_D	Darcy-Reibungsfaktor	
f_{eigen}	Eigenfrequenz	Hz
F_{Feder}	Federkraft der Pumpfeder	N
F_R	Reibkraft	N
I	elektrischer Strom	A
r	Radius	m
Re	Reynoldszahl	

R_{eingang}	Strömungswiderstand der Eingangsleitung	$\text{N s} / \text{m}^5$
R_{spalt}	Strömungswiderstand eines Ringspalts	$\text{N s} / \text{m}^5$
s_0	Spaltmaß für Ringspalt	m
S	Schlupf	
T_{ein}	Bestromungsdauer des Antriebs	s
T_{lade}	Dauer des Ladehubs	s
T_{pump}	Dauer des Pumphubs	s
U^*	Durchströmter Umfang	m
v	Geschwindigkeit	m/s
V_{Hub}	Hubvolumen	m^3
V_{pump}	Gefördertes Volumen	m^3
Δp	Druckdifferenz	N/m^2
ε	Exzentrizität	
η	Dynamische Viskosität	$\text{N s} / \text{m}^2$
ρ	Dichte	kg/m^3
φ	Korrekturfaktor für Strömungswiderstandsberechnung	

10 Literatur

- [1] Christine Thiel, Skript zur Lehrveranstaltung „Therapeutische Gerätetechnik“, TU-Dresden, 2008
- [2] Fresenius Kabi Deutschland GmbH, Produktdatenblatt Optima, 2009
- [3] CareFusion Deutschland, Produktdatenblatt Alaris Gp plus, Wurmlingen, 2010
- [4] B. Braun Melsungen AG, Produktdatenblatt BBraun Space, Melsungen, 2011
- [5] FIFL GmbH, Entwicklung und Optimierung technischer Systeme am Beispiel einer Rotor-Schlauchpumpe, Stuttgart, 2013
- [6] B. Braun Melsungen AG, Produktdatenblatt Infusomat FMS, Melsungen, 2011
- [7] Yu, K., Auslegung, Konstruktion und Aufbau einer Dosierpumpe für kleine Fluidvolumina, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2009
- [8] Brandt Medizintechnik, Produktdatenblatt MCP 50, Frankfurt am Main, 2009
- [9] Ernst Scherzinger GmbH, Zahnradpumpen, Sellier Verlag, 2011
- [10] F. Wolter, K.-P. Fritz, C. Mannal, V. Mayer, M. Schober, H. Kück, „A new technology for contamination free dispensing“, 4M Conference Karlsruhe, 2009
- [11] K.-P. Fritz, H. Kück, F. Wolter, „Contamination Free Dispensing“, Posterbeitrag am 1. MicroMountains Innovationsforum für Mikrotechnik, Villingen-Schwenningen, 2009
- [12] K.-P. Fritz, H. Kück, V. Mayer, M. Schober, F. Wolter, T. Grözinger, R. Mohr, „Dosiersystem zur kontaminationsfreien Handhabung von Flüssigkeiten“, MST Kongress, Berlin, 2009
- [13] K.-P. Fritz, H. Kück, F. Wolter, „High performance dispensing system“, Posterbeitrag am 2. MicroMountains Innovationsforum für Mikrotechnik, Villingen-Schwenningen, 2010

- [14] H. Stroppe, Physik für Studierende der Natur- und Ingenieurwissenschaften, Carl Hanser Verlag, aktualisierte Auflage, 3. November 2011
- [15] Maik Würthner, Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten, Doktorarbeit, Universität Stuttgart, 2003
- [16] Uwe Braun, Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung, Hochschulschrift, Universität Stuttgart, 2000
- [17] Holger Watter, Hydraulik und Pneumatik, Friedrich Vieweg + Sohn Verlag, Wiesbaden, 2007
- [18] F. Wolter, K.-P. Fritz, H. Kück, R. Heitmeier, D. Niedenzu, "High Performance Metering Pump with Disposable Pump Unit", ACTUATOR 2010, Session A2.3, 14.06.2010, Bremen, 2010
- [19] Tobias Grözinger, Modellierung eines fluidischen Pumpsystems über ein Netzwerkmodell, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2009
- [20] Dieter Meschede, Gerthsen Physik, Auflage 23, Springer, Berlin Heidelberg New York, 2006
- [21] F. Wolter, K.-P. Fritz, H. Kück, „Liquid dispensing system with disposable pump unit“, 4M Conference 2011, Session 2, Stuttgart, 2011
- [22] Hans-Dieter Stölting, Eberhard Kallenbach, Handbuch Elektrische Kleinantriebe, 3. Auflage, Hanser, 2011
- [23] Tobias Grözinger, FEM-Simulationen zu verschiedenen Antriebsvarianten, IZFM Stuttgart, 2010
- [24] BASF AG, Produktdatenblatt „Ultraform Hauptbroschüre“, Internet: www.plasticsportal.eu/ultraform, 2013
- [25] Vacuumschmelze GmbH Hanau, Produktdatenblatt „Weichmagnetische Eisen-Kobalt-Legierungen“, 2010
- [26] Vernay Laboratories, Inc., Produktdatenblatt „Medical Valves“, Oldenzaal, NL, 2013
- [27] Beijing Sihai Xiangyun Plastic Parts Co. Ltd., Produktdatenblatt "Mini Valves", Peking, China

- [28] K.-P. Fritz, F. Wolter, H. Kück, K. Körner, W. Lyda, A. Burla, "Sensor-controlled metering pump with disposable pump unit", ACTUATOR 2012, Session C2.4, Bremen, 2012
- [29] Francis Galton, "Co-relations and their measurement, chiefly from anthropometric data", Proceedings of the Royal Society, 1988
- [30] Benjamin Hengstler, Modellierung und Implementierung einer Regelstrecke für ein geregeltes Pumpsystem in Labview, Bachelor-Arbeit, Universität Stuttgart, 2010
- [31] IGF-Forschungsprojekt „Untersuchungen zu geregelten Systemen mit Durchfluss-Sensorik und Einweg-Pumpelement für energiesparende und kontaminationsfreie Handhabung flüssiger Medien“, Laufzeit 01.08.2010 – 31.07.2012, Abschlussbericht, Durchführende Forschungsstellen: HSG-IMAT und Institut für Technische Optik der Universität Stuttgart, Download auf www.hsg-imat.de möglich.
- [32] Institut für Technische Optik (ITO) der Universität Stuttgart