

Diplomarbeit

Ermüdungsanalyse von Kugelschiebern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing Dr.-Ing. Christian Bauer

(E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik)

Ass. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak

(E302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Richard Thurner BSc

0726886 (E066 482)

Franz-Pehr Straße 16a

9500Villach

Villach, im Dezember 2017

Richard Thurner



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Villach, im Dezember 2017

Richard Thurner

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während dem Studium und bei der Anfertigung der Diplomarbeit unterstützt und motiviert haben.

Großer Dank gebührt meinen beiden Betreuern vom Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing Dr.-Ing. Christian Bauer und Herrn Ass. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak. Vielen Dank für die zahlreichen Anregungen sowie die konstruktive Kritik beim Schreib- und Forschungsprozess!

Ebenfalls bedanken möchte ich mich beim Konzern „Kelag“. Hier sei im Speziellen Herr DI Stefan Leitner genannt, der mir ebenso immer mit Rat und Tat zur Seite gestanden ist.

Mein Dank gilt auch Herrn Dr. DI Richard Huber von der TVFA, der mich bei fachlichen Fragen, vor allem bezüglich der FKM-Richtlinie mit seinem fundierten Fachwissen unterstützt hat.

Meinen Eltern und meiner Familie danke ich ganz besonders für den emotionalen Rückhalt über die Dauer meines Studiums.

Kurzfassung

Die Liberalisierung des Strommarktes im Jahr 1998 sowie der zunehmende Einfluss erneuerbarer Energien veränderten das Betriebsverhalten von Wasserkraftanlagen in Europa hin zu vermehrtem An- und Abfahren der Maschinen- und Anlagenkomponenten. Vor 1998 errichtete Wasserkraftwerke wurden lediglich statisch richtig ausgelegt und mit ausreichenden Sicherheiten versehen, um den auftretenden dynamischen Belastungen standzuhalten. Heutzutage erfordert die durch das vermehrte An- und Abfahren erhöhte Lastwechselzahl eine Kontrolle der damaligen statischen Berechnungen. Dabei gilt es, deren Gültigkeit für die gegenwärtigen und zukünftigen Belastungshäufigkeiten zu eruieren und des Weiteren zu ermitteln, ob eine Werkstoffschädigung im Sinne von Materialermüdung auftreten könnte. Kraftwerksbetreiber möchten aus wirtschaftlichen Gründen die alten Anlagenkomponenten trotz des neuen Betriebsverhaltens weiter betreiben können, ohne einen ungeplanten Kraftwerksausfall zu erleiden.

Somit bezieht sich das Thema dieser Diplomarbeit auf die Analyse der möglichen ermüdungsrelevanten Maschinenelemente von Kugelschiebern, welche wesentliche Anlagenkomponenten einer Wasserkraftanlage darstellen. Die sich im Inneren der Absperrorgane befindlichen Drehkörper sind in der Regel um 90 Grad drehbar gelagert und können den Triebwasserweg einer Rohrleitung abschließen bzw. öffnen. Alle Kugelschieberkomponenten unterliegen im vollständig geöffneten sowie geschlossenen Zustand mechanischen Kräften sowie Druckschwankungen und während des Öffnungs- und Schließvorganges zusätzlich noch mechanischen Momenten. Je nach Häufigkeit der Betätigung dieser Verschlussorgane könnten diese, abhängig von der Höhe der Belastung, zur Funktionsunfähigkeit führen.

In dieser Diplomarbeit gilt es, diese Belastungen in Form von mechanischen Spannungen sowohl analytisch als auch numerisch darzustellen. Grundvoraussetzung zur Bestimmung dieser mechanischen Spannungen sind Kenntnisse bezüglich hydraulischer Strömungsverhältnisse sowie auftretender Druckschwankungen im Kugelschieber. Schlussendlich ist für jede Hauptkomponente des Kugelschiebers eine passende Norm bzw. Richtlinie zu wählen, mit der eine Ermüdungsfestigkeitsberechnung durchgeführt werden kann.

Abstract

The electricity market liberalisation of 1998 and the growing impact of renewable energies have led to changes in the operating behaviour of European hydroelectric power plants by increasing the start-up and shut-down procedures of machine and plant components. Hydroelectric power plants that were built before 1998 had been construed solely under a static point of view, plus extra safety calculations to withstand dynamic loads. Nowadays, these static calculations need to be rechecked because of the increased start-up and shut-down procedures. Thereby, it is of significant importance to determine the validity for present and future exposure frequency and to evaluate the possible occurrence of fatigue. Power plant operators want to keep the old plant components - regardless of the changed operating behaviour. Still, they do not want to risk unplanned outages and consequently, this calculation is of (economic) importance to them.

This thesis analyses those machine components of spherical valves as substantial parts of hydroelectric power plants that might be susceptible to fatigue. Usually, the rotor in the shut-off elements is pivotally mounted at an angle of 90 degrees in order to open or close the supply canal of a pipe. When fully open or closed, all the components of the spherical valve are subject to mechanical forces and pressure fluctuations. Additionally, during the opening and closing process, these components are subject to mechanical torques. Depending on the frequency of use of the closing gates and depending on the stress intensity, total failure of the spherical valve might occur.

This thesis focuses on the description of mechanical stresses in both the analytical and numerical way. In order to fulfill this task, a broad knowledge of hydraulic flow conditions and pressure fluctuations in spherical valves is needed. Finally, an appropriate standard norm for the calculation of fatigue strength for each main component of a spherical valve has to be chosen.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
1.1	Aufgabenstellung.....	6
2	Allgemeine Grundlagen.....	8
2.1	Absperr- und Regelorgane in Rohrleitungen	8
2.1.1	Konstruktiver Aufbau eines Kugelschiebers.....	9
2.1.2	Aufgabe eines Kugelschiebers.....	12
2.2	Berechnungswege Kugelschieber	13
2.2.1	Druckdifferenz Turbinenkugelschieber.....	17
2.2.2	Druckdifferenz Pumpenkugelschieber	18
2.2.3	Deckelkraft und hydraulisches Moment am Drehkörper	21
2.2.4	Biegenennspannungen am Drehkörper	22
2.2.5	Schubnennspannungen am Drehkörper	26
2.2.6	Kritische Kerbe und Mises Vergleichsspannung	30
2.2.7	Berechnungsansätze	32
2.3	Festigkeitsberechnung	34
2.3.1	Drehkörper mit Drehzapfen.....	34
2.3.2	FKM-Richtlinie für Drehkörper mit Drehzapfen	35
2.3.3	Wöhler- und Lebensdauerlinie	36
2.3.4	Nennspannungen und örtliche Spannungen.....	40
2.3.5	Erkenntnisse und offene Fragen aus FKM-Richtlinie	41
2.3.6	Gehäuse und Anschlussrohre EN 13445-3.....	42
2.3.7	Lager und Dichtungen.....	43
2.3.8	Antrieb und Schrauben	44
2.3.9	Korrosion und Kavitation.....	44
2.4	Ermüdung.....	44
3	Pumpenkugelschieber Oschenik.....	47
3.1	Kenndaten Pumpenkugelschieber Oschenik.....	47
3.1.1	Bestimmung der Druckdifferenzen am Kugelschieber	51
3.1.2	Druckdifferenz am Kugelschieber bei $H_{\text{diff_max}}=976,6\text{m}$	53
3.1.3	Druckdifferenz am Kugelschieber bei $H_{\text{KS}}=788,2\text{m}$	56

3.1.4	Hauptnormalspannungen aus FEM	58
3.1.5	Nachweispunkt 2.....	60
3.1.6	Nachweispunkt 1.....	63
3.1.7	Nachweispunkt 3.....	64
3.2	FKM-Richtlinie für Drehkörper mit Drehzapfen	65
3.2.1	Formzahlen	66
3.2.2	Spannungskollektive	68
3.2.3	Werkstoffkennwerte für NWP 1	68
3.2.4	Konstruktionskennwerte.....	69
3.2.5	Bauteilfestigkeit.....	70
3.2.6	Sicherheitsfaktor	72
3.2.7	Nachweis	72
3.3	EN 13445-3 für Gehäuse und Anschlussrohre	75
3.4	Ermittlung der Restlebensdauer	82
4	Sensibilitätsanalyse	84
4.1	Drehkörper	84
4.1.1	Konstantes Spannungsverhältnis im Zugschwellbereich	84
4.1.2	Konstantes Spannungsverhältnis im Druckschwellbereich	85
4.1.3	Änderung des Rundungsradius r	86
4.1.4	Änderung der mittleren Rauheit R_z	89
4.2	Anschlussrohr Unterwasser.....	91
5	Zusammenfassung und Diskussion	93
5.1	Gesamterkenntnisse.....	95
6	Ausblick.....	98
7	Literaturverzeichnis	99
8	Abbildungsverzeichnis	101
9	Tabellenverzeichnis	103
10	Internetquellen.....	104
11	Abkürzungsverzeichnis.....	105

1 Einleitung

Wie in der Kurzfassung bereits erwähnt, ist das vorrangige Ziel dieser Diplomarbeit die Identifizierung der ermüdungsbeanspruchten Kugelschieberkomponenten. Bevor aber der Ermüdungsfestigkeitsnachweis für jede Hauptkomponente durchgeführt werden kann, bedarf es bestimmter Grundkenntnisse über die Herangehensweise. Um die Sinnhaftigkeit des Einbaus eines Kugelschiebers besser darstellen zu können, ist ein Überblick von hydraulischen Maschinen und Anlagen relevant. Wasserkraftanlagen können unter anderem nach der Nutzfallhöhe eingeteilt werden:

"Niederdruckanlagen (Fallhöhe < 15 m)

Mitteldruckanlagen (Fallhöhe < 50 m)

Hochdruckanlagen (Fallhöhe > 50m)"¹

Niederdruckanlagen werden meistens als Flusskraftwerke errichtet, dienen in der Regel zur Grundlastenergieerzeugung und bestehen grundsätzlich aus einem Einlauf, Auslauf sowie einem dazwischen befindlichen Krafthaus.² Ohne näher darauf einzugehen, soll die nachfolgende Abbildung den Kraftwerksschnitt einer Niederdruckanlage mit ihren Maschinen- und Anlagenkomponenten aufzeigen.

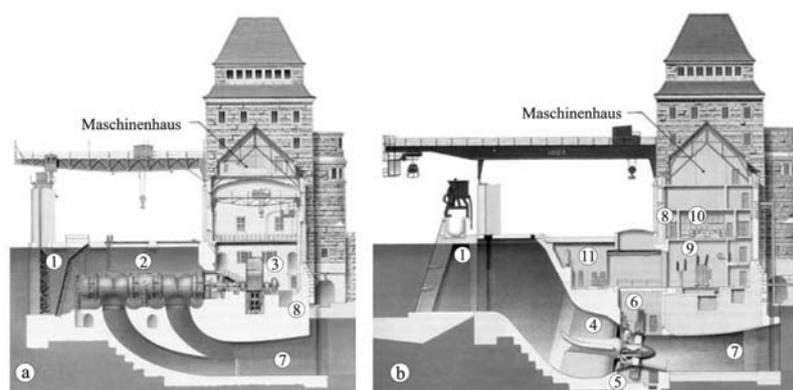


Abb. 15.8: Seitenansicht des Kraftwerks Laufenburg vor (a)/nach dem Umbau 1994 (b):
 1) Einlauf mit Rechen; 2) Francis-Turbinen; 3) Generator; 4) Tragkreuz;
 5) Straflo-Turbine; 6) Außenkranzgenerator; 7) Saugrohr; 8) Energieableitung;
 9) Maschinentransformator; 10) Leitwarte; 11) hydraulischer Turbinenregler
 [15.5]

Abbildung 1: Niederdruckanlage³

¹ Bauer 2016, S. 10

² vgl. ebd., S 11

³ vgl. Giesecke 2014, S.578

Mitteldruckanlagen können als Laufwasser- oder Speicherkraftwerke ausgeführt werden, welche wiederum aus Einlauf, Auslauf, dazwischen befindlichem Krafthaus sowie Druckstollen bzw. Druckrohrleitungen bestehen und dienen sowohl der Grundlast- als auch der Mittellasterzeugung.⁴ Die nachfolgende Abbildung zeigt eine Mitteldruckanlage mit ihren wichtigsten Komponenten, welche als Kanalkraftwerk ausgeführt sind.

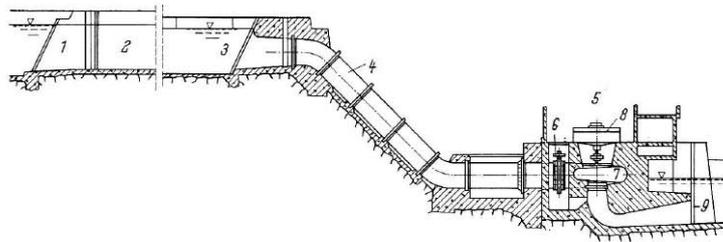


Abbildung 2.2: Mitteldruck-Kanalkraftwerk [19]

1) Einlaufbauwerk; 2) Freispielgelkanal; 3) Freispielgelwasserschloss; 4) Druckrohrleitung; 5) Krafthaus; 6) Drosselklappe; 7) Kaplanspiralturbine; 8) Generator; 9) Dammbalkenfalz

Abbildung 2: Mitteldruckanlage⁵

Hochdruckanlagen werden vorzugsweise als Pumpspeicher, Speicher oder als Kavernenkraftwerk gebaut und werden ab einer Fallhöhe von etwa 50 Metern aufwärts bei verhältnismäßig kleinem Durchfluss verwendet. Dieses Verhältnis verlangt die Auswahl nach Francis- und oder Peltonturbinen und *"setzen sich im Allgemeinen aus Einlauf, Druckstollen, Wasserschloss, Druckrohrleitung, Maschinenhaus und Auslauf zusammen (...)"*⁶ Die nachfolgende Abbildung zeigt den Längsschnitt sowie den Krafthausquerschnitt inklusive Kugelschieber des Pumpspeicherkraftwerkes Glems.

⁴ vgl. Bauer 2015, S. 11

⁵ vgl. Bauer 2015, S. 13

⁶ Bauer 2015, S. 12f

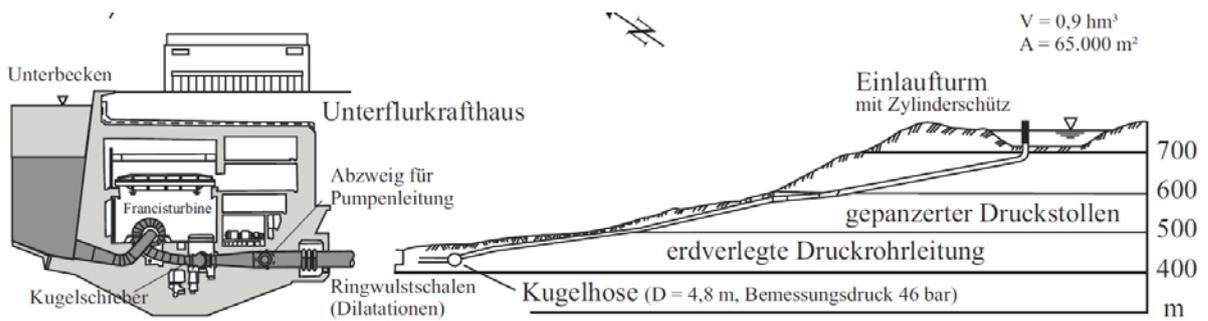


Abbildung 3: Pumpspeicherkraftwerk Gleams⁷

Pumpspeicherkraftwerke eignen sich hervorragend zur Netzregelung und somit zur Bereitstellung von Spitzenlasten. Auf Grund des rasanten Ausbaus erneuerbarer Energieträger wie zum Beispiel durch Wind- und Photovoltaikanlagen müssen die Pumpspeicherkraftwerke die schwer voraussehbare erneuerbare Energiebereitstellung regeln.⁸ Einerseits kann mittels Pumpspeicherkraftwerken der steigende Tagesstrombedarf morgens, mittags und abends innerhalb von Minuten bereitgestellt werden und andererseits kann überschüssige elektrische Energie durch Betreiben einer Wasserpumpe in Wasserspeichern gespeichert werden.⁹ Die nachfolgenden Tabellen sollen den Anstieg der installierten Leistung erneuerbarer Energien in Gigawatt [GW] seit dem Jahr 2008 von Wind- und Solarkraftanlagen im Vergleich zu Wasserkraftanlagen in Europa und Österreich aufzeigen.

Tabelle 1: Wind, Solar, Wasser¹⁰

Europa	2008 [GW]	2011 [GW]	2016 [GW]
Wind	66	96,3	148
Solar	10,3	50,6	98,8
Wasserkraft	235	227	293
Österreich	2008 [GW]	2011 [GW]	2016 [GW]
Wind	0,995	1,08	2,41
Solar	0,0324	0,187	0,9
Wasserkraft	8,43	13,2	13,2

Der Trend hin zu erneuerbaren Energien ist eindeutig erkennbar und somit stellt dies

⁷ vgl. Giesecke 2009, S. 116

⁸ vgl. Bauer 2015, S. 5

⁹ vgl. Bauer, S. 7f

¹⁰ World Energy Council 2017

zusätzliche Anforderungen an die Wasserkraft in Bezug auf Netzregulierung dar. Aus diesen Rahmenbedingungen ergibt sich somit folgende Aufgabenstellung:

1.1 Aufgabenstellung

Auf Grund der Einflüsse erneuerbarer Energien sowie der Strommarktliberalisierung aus dem Jahr 1998 ändert sich das Betriebsverhalten von Wasserkraftanlagen in Richtung vermehrter Starts und Stops aller Maschinen- und Anlagenkomponenten. Wasserkraftwerke, welche Jahrzehnte vor diesen Einflüssen errichtet worden sind und heute noch betrieben werden, wurden nur auf wenige Lastwechsel hin konzipiert und dementsprechend oft nur statisch ausgelegt. Die neue Betriebsweise dieser älteren Wasserkraftwerke mit erhöhten Lastspielen, führt zu einer erhöhten Ermüdungsbelastung ihrer Maschinen- und Anlagenkomponenten. Bietet die statische Auslegung älterer Kraftwerke eine grundlegende Sicherheit, wenn die Ermüdungsbeanspruchung auf Grund der vermehrten Lastwechsel zunimmt? Können diese trotzdem weiter betrieben werden, ohne dauerhafte Schäden davonzutragen? In dieser Diplomarbeit wird deshalb speziell für statisch ausgelegte Kugelschieber ein allgemeines Berechnungsverfahren angegeben, in welchem die Lebensdauer dieses Anlagenelements konkret auf die Betriebsweise derjenigen Anlage dargestellt wird. Es sind die ermüdungsrelevanten Hauptkomponenten eines Kugelschiebers unter der Voraussetzung der statisch richtigen Auslegung zu identifizieren. Welche sind die relevanten Beanspruchungen des Bauteiles? Inwieweit sind diese ermüdungsrelevant? Nach Recherche der Bau- und Betriebsarten des Anlagenelements sollen die Hauptkomponenten nach richtig gewählter Norm bzw. Richtlinie auf ihre Ermüdungsfestigkeit kontrolliert werden. In weiterer Folge stellt sich die Frage, ob die Ermüdung ein sicherheitstechnisches Problem darstellt. Des Weiteren soll ein grober Vergleich der damaligen statischen Berechnungen mit den heutigen dargestellt werden.

Um die auftretenden Spannungen, welche für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis notwendig sind, ermitteln zu können, führt der Weg über die hydraulischen Belastungen hinsichtlich Druckschwankungen, Strömungskräften sowie hydraulischen Momenten. Entscheidend ist die Zuordnung der Belastungsart zur richtigen Hauptkomponente des Kugelschiebers, um eine passende Norm bzw. Richtlinie zu finden, mit der der Ermüdungsfestigkeitsnachweis entsprechend

durchgeführt werden kann. Um die auf den Kugelschieber wirkenden Spannungen zu ermitteln, ist das theoretische Wissen aus Hydraulik, Mechanik, Maschinenelementen sowie von Werkstoffen unumgänglich, welches im nachfolgenden Kapitel 2 erläutert wird.

2 Allgemeine Grundlagen

2.1 Absperr- und Regelorgane in Rohrleitungen

Absperr- und Regelorgane einer Wasserkraftanlage sind wesentliche Anlagenteile zur Regulierung von Wassermassen. Auf Grund zunehmender Anforderungen bezüglich Betriebsdruck, Funktionstüchtigkeit sowie geringer Druckhöhenverlust sind diese Anlagenkomponenten als hochqualitative Sonderausführungen auszulegen. Absperrorgane in Rohrleitungen haben die Aufgabe den Wasserdurchfluss vollständig abzusperren oder ihn komplett freizugeben. Bei den Regelorganen sind Teilöffnungszustände möglich ohne schädigendes Eintreten von Kavitation oder Schwingungen.¹¹

Zu den Absperrorganen zählen Keilschieber, Drosselklappen sowie Kugelschieber und zu den Regulierorganen neben den Ring- und Hochstrahlschieber auch noch die Kegelstrahlschieber.¹² In dieser Diplomarbeit wird von Absperr- und Regulierorganen auch allgemein von Verschlussorganen gesprochen, aber nur auf die Kugelschieber näher eingegangen. Die nachfolgende Abbildung soll exemplarisch potentiell mögliche Einbauorte von Verschlussorganen in einer Wasserkraftanlage darstellen, welche in diesem Fall unmittelbar beim Einlauf, nach dem Wasserschloss sowie vor der Wasserturbine situiert sind.

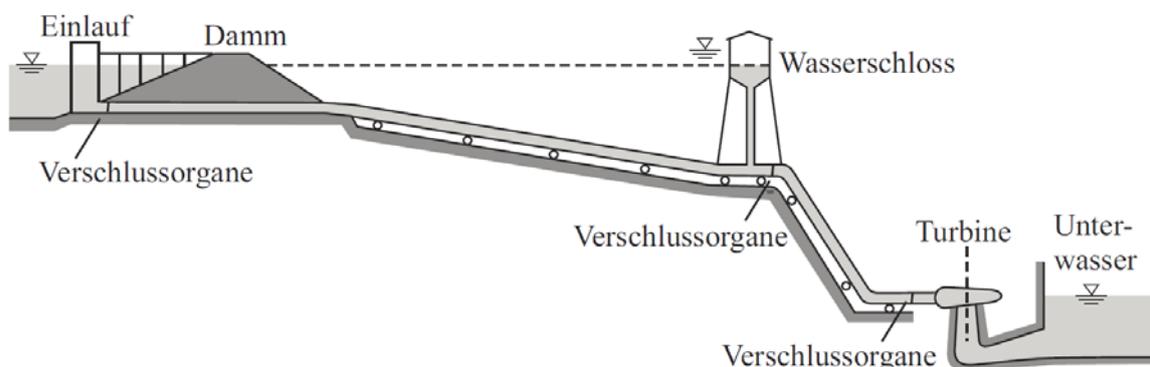


Abbildung 4: Einbauorte von Verschlussorganen¹³

¹¹ vgl. Giesecke u.a., 2009, S. 421

¹² vgl. ebd., S. 423f

¹³ vgl. Giesecke 2009, S. 363

2.1.1 Konstruktiver Aufbau eines Kugelschiebers

*"Ein Absperrschieber der besonderen Art, der im Wasserturbinenbau aufgekommen ist und sich sehr bewährt hat, ist der Kugelschieber mit entlasteten Dichtungsringen von Escher, Wyss & Co., Zürich und Ravensburg, der aus einem kugeligen Gehäuse besteht. (...) Zum Abschließen der Leitung wird der Schieber um 90° gedreht. Die Abdichtung besorgt eine im Drehkörper bewegliche, kugelhaubenförmige Dichtungsplatte, die durch Wasserdruck gegen einen kugelringförmigen Dichtungsring am Gehäuse gepreßt wird."*¹⁴

Das im Inneren des kugelförmigen Gehäuses drehbare Rohrstück, dessen Durchmesser dem der Rohrleitung entspricht, ist mit zwei massiven Zapfen verbunden. In der geöffneten Stellung liegt die Längsachse des Rotors in der Flucht des nachfolgenden Rohrstranges. Dies ermöglicht eine näherungsweise verlustfreie Strömung, da es zu keinen Querschnittseinschnürungen des Durchflusses kommt. Ein Wellenstrang, der durch das Gehäuse führt, wird über einen Hebel oder ein Zahnrad mit dem Antrieb verbunden.¹⁵ Der Antrieb kann mechanisch oder hydraulisch erfolgen. Auch die Kombination mit einem Fallgewicht ist möglich.¹⁶ Die nachfolgende Abbildung soll diese Sachverhalte im offenen und geschlossenen Zustand ohne Druckanschlussrohre verdeutlichen.

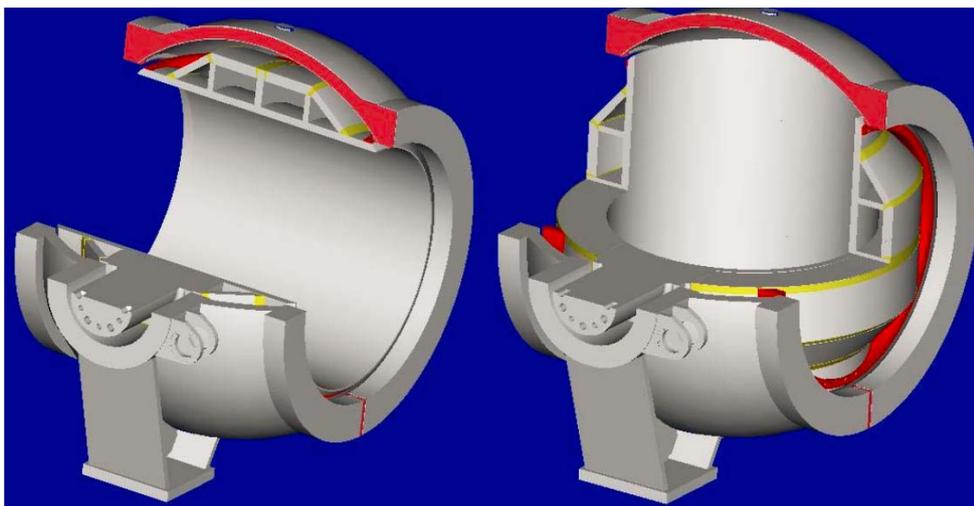


Abbildung 5: Beispiel Kugelschieber offen bzw. geschlossen¹⁷

¹⁴ Tochtermann, 1930, S. 523

¹⁵ vgl. Giesecke u.a., 2014, S. 471f

¹⁶ Bergmeister 2011, S. 299

¹⁷ Pavillet 2005, S. 4

Der Vorteil des kugelförmigen Gehäuses liegt in der Festigkeit und auf Grund von Gewichtseinsparungen sind die geschweißten Konstruktionen von Vorteil.¹⁸ *"Für die Abdichtung des Verschlusskörpers von Kugelschiebern sind drei Möglichkeiten entwickelt worden:*

- *Verschieben einer beweglichen Platte im Drehkörper,*
- *Verschieben eines im Gehäuse sitzenden Ringkolbens,*
- *Verschieben des ganzen Drehkörpers."*¹⁹

Bei der Abdichtung mittels der beweglichen Platte weist ein Lagerungszapfen eine Durchbohrung auf. Diese wird mittels einer weiteren Bohrung mit dem Plattenraum, der zwischen Abdichtplatte und Rohrmantel situiert ist, verbunden. Dieser ist für den Druckausgleich der Abdichtplatte verantwortlich. In der Schließstellung des Drehkörpers wird mittels eines Hilfsschiebers diese Entlastungsleitung unterbrochen und der volle hydrostatische Druck lastet auf dem Dichtungsring, der die Abdichtplatte gegen die Dichtungsfläche der Gehäuseinnenfläche drückt.²⁰ Somit ist ein tropfdichter Abschluss gewährleistet.²¹ Beim Öffnungsvorgang soll sich der Rotor mit möglichst geringem Kraftaufwand bewegen lassen, was mittels Druckausgleich beiderseits der Abdichtplatte ermöglicht wird.²²

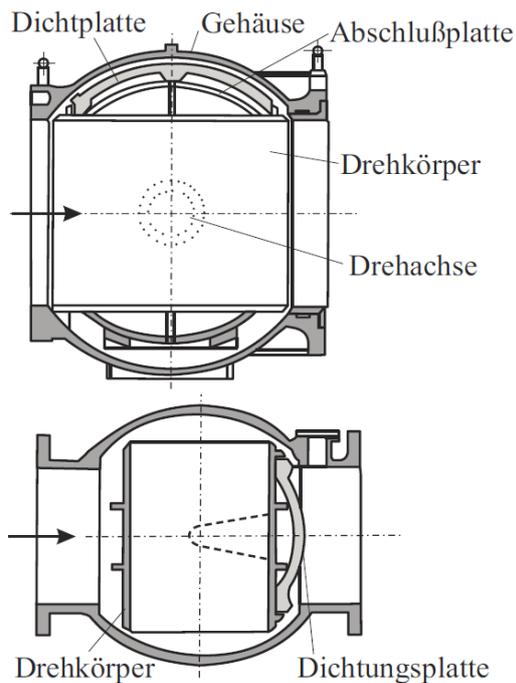
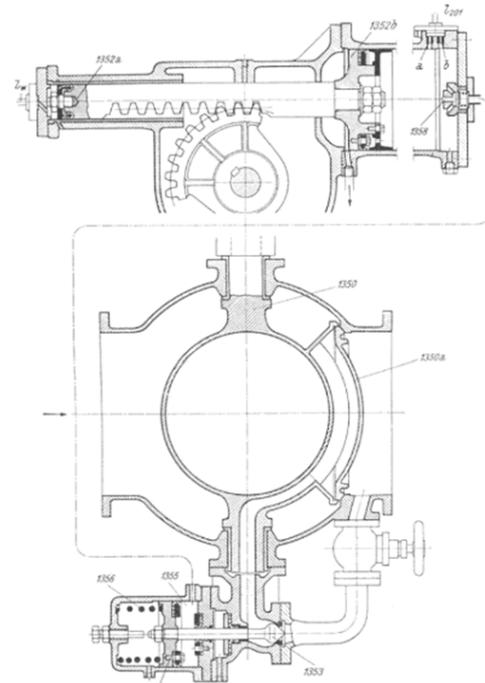
¹⁸ vgl. Giesecke u.a., 2009, S. 452

¹⁹ Giesecke 2009, S. 453

²⁰ vgl. ebd., S. 453

²¹ vgl. ebd., S. 452

²² vgl. ebd., S. 453

Abbildung 6: Kugelschieber mit Dichtplatte ²³Abbildung 7: Antrieb ²⁴

Auf die Abdichtung mittels Ringkolbens sowie auf das Verschieben des ganzen Drehkörpers wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen. Ein Kugelschieber kann noch zusätzlich an der Ein- und Austrittsseite mit einer Revisionsdichtung und einem Betriebsverschluss versehen werden. Dadurch ist es möglich auf ein zweites Verschlussorgan zu verzichten.²⁵ Die Schließ- und Öffnungszeiten des Drehkörpers belaufen sich auf etwa 60-80 Sekunden und sind auf Grund der einfacheren Steuerung auf die gleiche Zeitdauer ausgelegt, welche durch eine Druckstoßrechnung berechnet wird.²⁶ Aus diesen Erklärungen für Kugelschieber ergeben sich die Hauptkomponenten zu:

- Gehäuse
- Dichtungen (Hauptdichtungen: Dichtplatte, Revisionsdichtring, Betriebsverschluss)
- Drehkörper mit Drehzapfen
- Lager
- Antrieb
- Schrauben

²³ vgl. ebd., S. 452

²⁴ Fabritz 1940, S. 187

²⁵ vgl. ebd., S.455

²⁶ vgl. Giesecke u.a., 2009, S. 454

- Anschlussrohre

2.1.2 Aufgabe eines Kugelschiebers

Kugelschieber werden auf Grund der hohen Druckverluste als Absperrorgane von Triebwasserleitungen vor Wasserturbinen eingesetzt.²⁷ *"Im Normalbetrieb hat der Kugelschieber die Aufgabe, bei Reparatur und Wartungsarbeiten an der Turbine die Triebwasserleitung abzusperren, wobei das Schließen nach Herstellung des Druckausgleiches beiderseits der Abdichtplatte in ruhendem Wasser vollzogen wird."*²⁸ Bei Ausfall der Regeleinrichtungen oder des Leitapparates muss der Kugelschieber die Strömung des vollen Turbinendurchflusses abschließen. Bei Netzausfall und bei anschließendem Hochdrehen der Turbine wird im Normalfall nicht mehr als der volle Turbinendurchfluss erreicht. Im Falle eines Rohrbruches, wodurch sich der Durchfluss um ein Vielfaches des Turbinenvolllastdurchflusses erhöhen kann, soll der Kugelschieber ein sicheres Schließen gewährleisten. Dies bedarf einer robusteren Ausführung als Rohrbruchsicherheitsorgan.²⁹ In Offenstellung ist eine nahezu verlustfreie Strömung möglich. In den Zwischenstellungen des durchströmten Kugelschiebers ergeben sich Kavitationserscheinungen, die den Kugelschieber als Regulierorgan ausschließen.³⁰ Die Vorteile liegen in den *"(...) Funktionen Durchfluss in Offenstellung, Abdichtung und Aufnahme des Wasserdruckes in Schließstellung (...)"*³¹. Auf Grund der vielen Vorteile dieser Anlagenkomponente wird diese als Turbinen- und Pumpenabsperrorgan verwendet.³² Aus den gewonnenen Erkenntnissen ergeben sich folgende Betriebsbereiche eines Turbinenkugelschiebers:

- Normalbetrieb: Darunter wird der Regelbetrieb des Öffnungs- und Schließvorganges bei ausgeglichenem Druck verstanden sowie der Wartungsbetrieb in der der Kugelschieber vollständig geschlossen ist und auf den der statische Druck wirkt.
- Turbinenbetrieb: Bei einer Störung des Leitapparates oder Ausfall des Netzes muss sicheres Schließen unter vollem Durchfluss gewährleistet sein.

²⁷ vgl. Giesecke u.a., 2009, S. 451

²⁸ Giesecke 2009, S. 454

²⁹ vgl. ebd., S. 454f

³⁰ vgl. ebd., S. 451f

³¹ ebd., S. 455

³² vgl., ebd., S. 455

- Rohrbruch: Bricht das Rohr zwischen Turbine und Kugelschieber, muss ein sicheres Schließen unter dem Vielfachen des Durchflusses gewährleistet sein.

Wie bereits erwähnt, findet der Öffnungs- und Schließvorgang eines Turbinenkugelschiebers unter ausgeglichenem Druck $\Delta p=0$ statt. Die logische Konsequenz bei Verwendung eines Kugelschiebers als Pumpenabsperrorgan müsste meiner Meinung nach sein, dass sowohl beim Öffnungs- als auch Schließvorgang der Druck Δp unmittelbar vor und nach dem Anlagenteil nicht ausgeglichen ist ($\Delta p \neq 0$). Das bedeutet bei der Bewegung des Drehkörpers, dass das Wasser nicht in Ruhe ist, sondern durch den Kugelschieber strömt. Je nach Höhe der Druckdifferenzen müssten dann auch, abhängig vom Öffnungswinkel, unterschiedliche Kräfte und Momente auf deren Komponenten wirken. Aus dieser Erkenntnis heraus müssten Pumpenverschlussorgane hinsichtlich der Ermüdungsfestigkeit genauer betrachtet werden. Die nachfolgende Tabelle soll die Betriebsbereiche von Turbinenkugelschiebern auf Pumpenkugelschieber ableiten und daraus sollen die ermüdungsrelevanten Betriebsbereiche bestimmt werden.

Tabelle 2: Betriebsbereiche Turbinen- und Pumpenkugelschieber

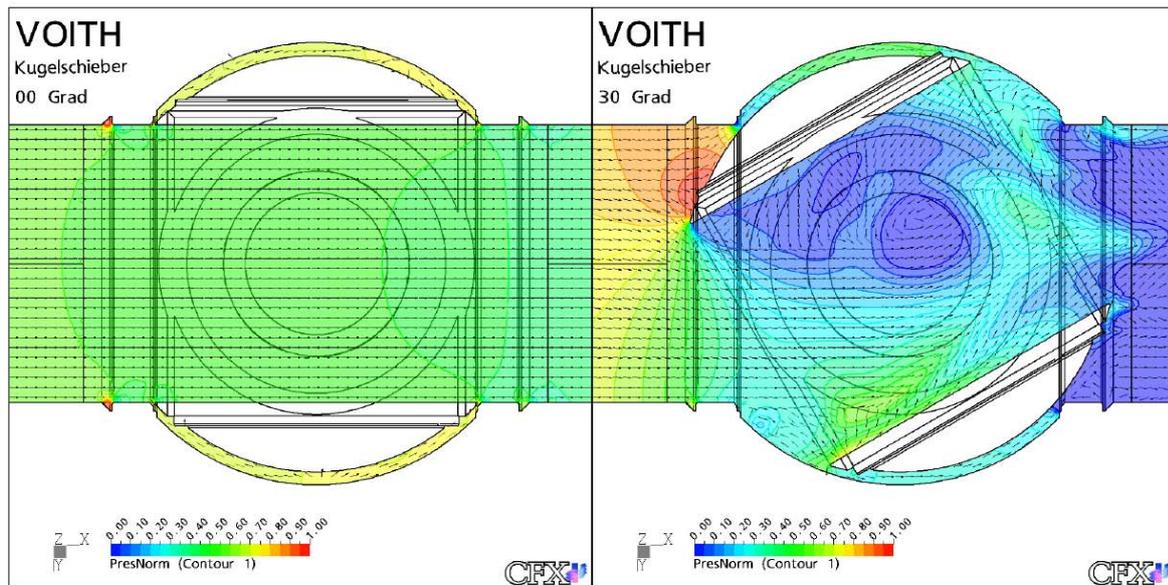
Turbinenkugelschieber	Pumpenkugelschieber
Normalbetrieb: Öffnen&Schließen bei $\Delta p=0$, Wartungsbetrieb	Normalbetrieb: Öffnen&Schließen bei $\Delta p \neq 0$, Wartungsbetrieb
Turbinenbetrieb: Störung Leitapparat, Ausfall des Netzes	Pumpbetrieb: Störung Pumpe, Ausfall des Netzes
Rohrbruch: Schließesicherheit unter dem Vielfachen des Durchflusses	Rohrbruch: Schließesicherheit unter dem Vielfachen des Durchflusses

Es ist anzunehmen, dass im Normalbetrieb des Kugelschiebers speziell der Öffnungs- und Schließvorgang am häufigsten durchgeführt wird. Aus den gesammelten Erkenntnissen ergibt sich, dass das Innere eines Kugelschiebers immer unter Wasser steht und nicht mit atmosphärischer Luft in Kontakt kommt.

2.2 Berechnungswege Kugelschieber

Wie bereits in Kapitel 2.1.2 erwähnt, liefert der Kugelschieber auf Grund der gleichen Durchmesser von Drehkörper und Anschlussleitungen eine näherungsweise verlustfreie Strömung. *"Sehr ungünstige hydraulische Verhältnisse stellen sich*

jedoch bei Teilöffnungen des Kugelschiebers ein (...) "wodurch sich Überdruckgebiete sowie Unterdruckzonen ergeben. "Die unterschiedlichen Druckverhältnisse dieser Bereiche üben eine resultierende Drehwirkung auf den Verschlusskörper aus, die vom Antriebsmechanismus aufzunehmen sind."³³ Die nachfolgende Abbildung zeigt die Druckverhältnisse eines Drehkörpers im offenen Zustand sowie bei einem Öffnungswinkel von 60 Grad.



34

Abbildung 8: Druckverhältnisse Kugelschieber im geöffneten & teilgeöffneten Zustand

"Je ausgeprägter die Totwassergebiete im Vergleich zur Größe des umströmten Abschlusskörpers sind, desto schwieriger ist die Vorbestimmung der vorhandenen Strömungskräfte und der entstehenden Druckverluste."³⁵ Aus Modellversuchen wurden für Turbinenkugelschieber folgende Durchfluss-, Kräfte- und Momentenverläufe mit den zugehörigen Formeln ermittelt:

³³ Giesecke u.a., 2014, S. 474

³⁴ vgl. Penninger 2006, S. 5

³⁵ ebd., S. 429

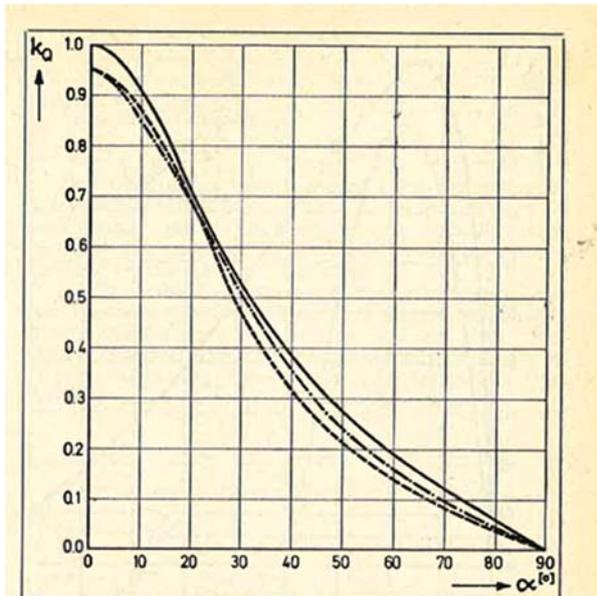


Abbildung 9: Durchflussfaktor³⁶

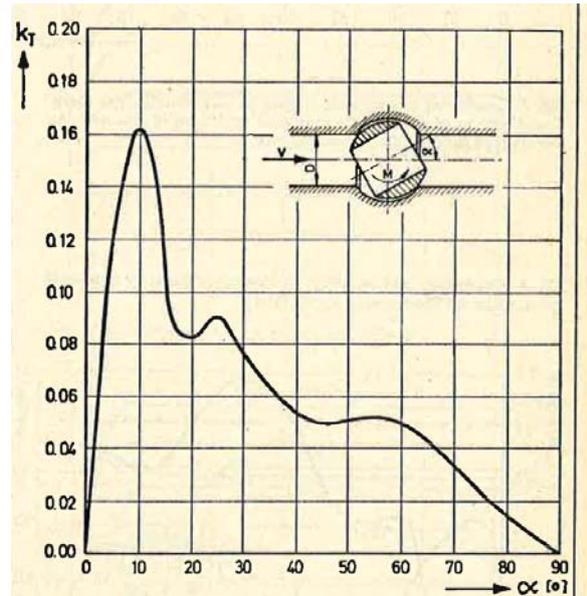


Abbildung 10: Momentenfaktor³⁷

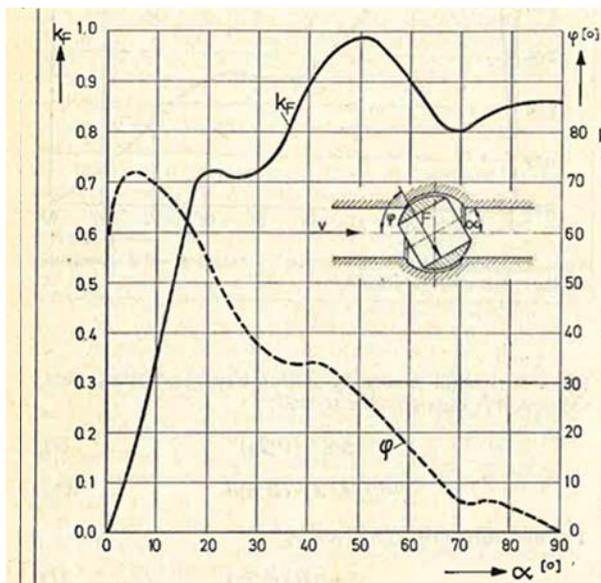


Abbildung 11: Kraftfaktor k_F und Kraftangriffswinkel ϕ ³⁸

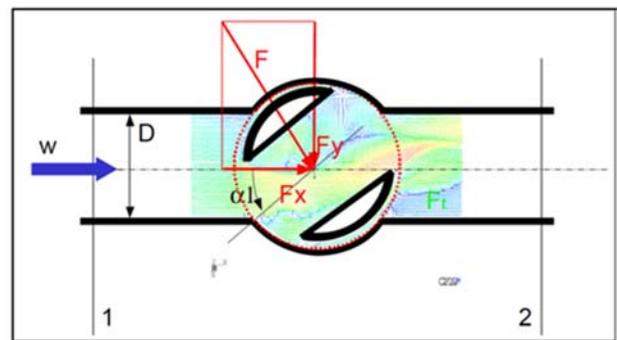


Abbildung 12: Deckelkraft auf Drehkörper³⁹

³⁶ vgl. Waterpower 1977, S. 43

³⁷ vgl. ebd., S. 43

³⁸ vgl. Ebd., S. 44

³⁹ vgl. Penninger 2006, S. 9

Tabelle 3: Formeln Hydraulik⁴⁰

Durchflussfaktor	$k_q = v/\sqrt{2 * g * H}$	(1)
Verlustkoeffizient	$\zeta = \frac{1}{k_q^2} - 1$	(2)
Momentenfaktor	$k_T = M_h/(D^3 * H * \rho * g)$	(3)
Krafftaktor	$k_F = F/(D^2 * H * \rho * g)$	(4)
Verlusthöhe	$H = H_{KS} + (v^2/2g)$	(5)
Kontinuitätsgleichung	$v = Q/A$	(6)
Querschnitt	$A = (D^2 * \pi)/4$	(7)

Aus Abbildung 8 ist im vollständig geöffneten Zustand bei $\alpha=0^\circ$ die verlustfreie Strömung ersichtlich sowie der Momentenfaktor, welcher abhängig vom Öffnungswinkel in Schließrichtung auf den Drehkörper wirkt. In Abbildung 11 ist der Krafftaktor k_F mit dem Kraftangriffswinkel ϕ ersichtlich und in Abbildung 12 die Deckelkraft, welche auf den Drehkörper in Rotormitte in Strömungsrichtung wirkt. Dies bedeutet, dass auf Grund der Druckdifferenz H am Kugelschieber je nach Öffnungswinkel unterschiedliche Kräfte und Momente auf ihn wirken. Das heißt wiederum, dass sich in weiterer Folge auch die Biege- und Torsionsspannungen während des Öffnungswinkels ändern. Die Berechnung der Druckdifferenz wird in den beiden nachfolgenden Kapiteln für Turbinen- und Pumpenkugelschieber erklärt.

An dieser Stelle sei vermerkt, dass diese Lastkurven für Turbinenkugelschieber aus einer unbekanntem Geometrie sowie unbekanntem Durchfluss entstammen und von anderen Kurven abweichen können. In dieser Diplomarbeit wird aber mit den oben genannten Lastkurven gerechnet. Die Grafiken zeigen jedoch nur eine in Betrieb befindliche Anlage und deshalb wird in der nachfolgenden Abbildung die Deckelkraft

⁴⁰ vgl. Waterpower 1977, S. 43

am geschlossenen Kugelschieber dargestellt, bei der die Anlage nicht in Betrieb ist und somit einen rein statischen Lastfall darstellt.

KS geschlossen, Pumpe nicht in Betrieb

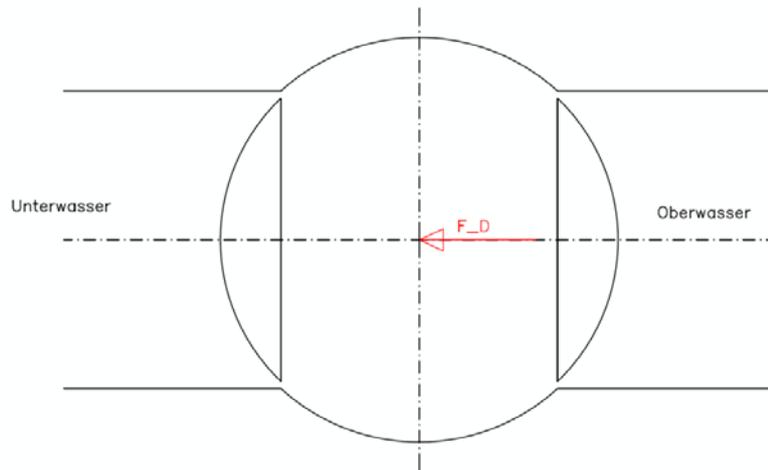


Abbildung 13: Kugelschieber geschlossen, Pumpe nicht in Betrieb

2.2.1 Druckdifferenz Turbinenkugelschieber

Die Verlusthöhe eines Bauteils wird nach folgender allgemeiner Formel berechnet:

Verlusthöhe	$\Delta H = \zeta * \frac{v}{2g}$	(8) ⁴¹
-------------	-----------------------------------	---------------------

wobei ζ den Verlustbeiwert darstellt, der für Turbinenkugelschieber nach Tabelle 3 berechnet wird. Die Formel für die Druckverlusthöhe eines Turbinenabsperrorgans im Turbinenbetrieb ergibt sich somit zu:

Verlusthöhe Turbinenkugelschieber	$H_{KS} = \left(\frac{1}{k_q^2} - 1 \right) * v^2 / (2g)$	(9)
--------------------------------------	--	-------

Die Rohrverlusthöhen der einzelnen Rohrsegmente H_R einer Wasserkraftanlage berechnen sich als Summe der Verluste der Rohrsegmente nach (8), wobei der Verlustbeiwert ζ für eine gerade Rohrstrecke von folgenden Faktoren abhängt:

⁴¹ vgl. Bauer 2015, S. 56

Verlustbeiwert für gerade Rohrstrecke	$\zeta = \lambda(Re, k, D) * L/D$	(10) ⁴²
--	-----------------------------------	----------------------

Die Rohrreibungszahl λ wird über das Colebrook-Diagramm abhängig von der Reynoldszahl, Sandrauheitsbeiwert k sowie dem Rohrdurchmesser bestimmt.

Reynoldszahl	$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Reibungskräfte}} = v * D/\nu$	(11) ⁴³
--------------	---	----------------------

Die Gesamtverlusthöhe der Anlage beinhaltet somit die Druckverlusthöhe des Absperrorgans und die Summe der Rohrabschnitte:

Gesamtverlusthöhe Anlage	$\Delta H = H_{KS} + H_R = \left(\frac{1}{k_q^2} - 1\right) * \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta * v_i^2 / (2g)$	(12)
--------------------------	---	--------

2.2.2 Druckdifferenz Pumpenkugelschieber

In diesem Kapitel soll das Zustandekommen der Druckverlusthöhe eines Drosselorgans zur Geltung kommen, um in weiterer Folge die öffnungswinkelabhängigen Deckelkräfte und hydraulischen Momente mit den Formeln aus Kapitel 2.2 berechnen zu können. In diesem Fall stellt der Kugelschieber das Drosselorgan für diese Berechnung dar, obwohl dies in der Praxis laut Kapitel 2.1.2 nicht vorgesehen ist, aber zur Kräfte- und Momentenbestimmung näherungsweise gültig ist. An dieser Stelle sei vermerkt, dass als Näherung für diese Berechnungen die Lastkurven vom Turbinenkugelschieber verwendet werden. *"Der Betriebspunkt einer Kreiselpumpe ergibt sich als Schnittpunkt der Anlagen- und Pumpenkennlinie."*⁴⁴ In diesem Betriebspunkt ist der Kugelschieber vollständig geöffnet und wegen der verlustfreien Strömung beträgt der Druckabfall des

⁴² vgl. Bauer 2015, S. 56

⁴³ vgl. Bauer 2015, S. 74

⁴⁴ ebd., S. 243

Drosselorgans H_{DRV} null. Die Anlagenkennlinie H_A setzt sich aus einem statischen und dynamischen Anteil (H_{stat} & H_{dyn}) zusammen:

Anlagenkennlinie	$H_A = H_{stat} + H_{dyn}$	(13) ⁴⁵
------------------	----------------------------	----------------------

statischer Anteil	$H_{stat} = H_{geo} + (p_A - p_E)/(\rho g)$	(14) ⁴⁶
-------------------	---	----------------------

dynamischer Anteil	$H_{dyn} = \frac{(c_A^2 - c_E^2)}{2g} + H_V + H_{DRV}$	(15) ⁴⁷
--------------------	--	----------------------

Und somit ergibt sich in Summe für die Anlagenkennlinie:

Anlagenkennlinie	$H_A = H_{geo} + \frac{p_A - p_E}{\rho g} + \frac{c_A^2 - c_E^2}{2g} + H_V + H_{DRV}$	(16)
------------------	---	--------

H_V stellt hier die Druckhöhenverluste sowohl in den Saug- als auch Druckrohrleitungen in Folge von Reibung dar, die nach der Formel (8) zu berechnen sind. Diese werden in weiterer Folge mit H_R bezeichnet. H_{DRV} bezeichnet den Druckabfall des Drosselorgans, der den Kugelschieber darstellen soll, und wird deshalb als H_{KS} bezeichnet.

⁴⁵ vgl. Bauer 2015, S. 74

⁴⁶ Vgl. ebd., S. 244

⁴⁷ vgl. Bauer 2015, S. 244

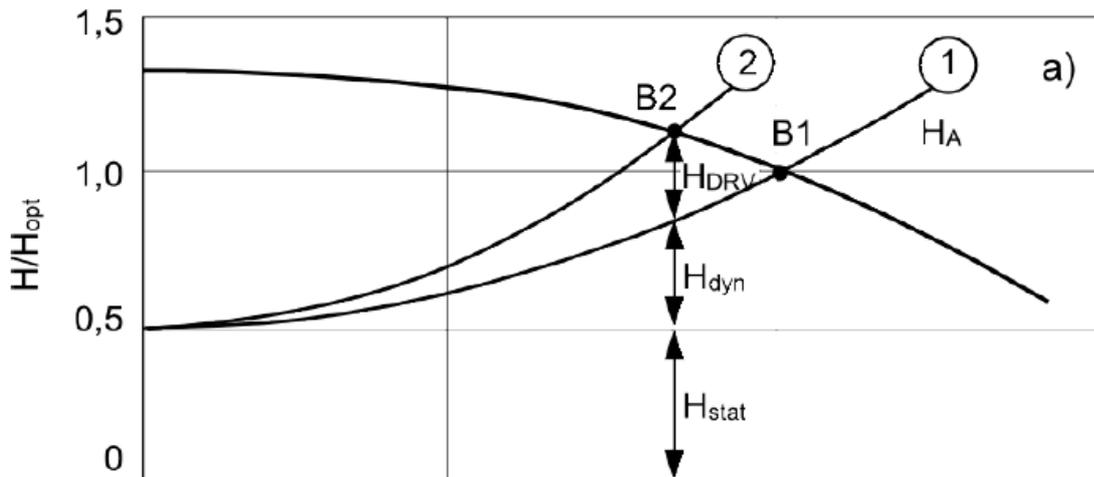


Abbildung 14: Anlagenkennlinien mit Drosselventil bei konstanter statischer Höhe ⁴⁸

Aus diesen Berechnungsvorgaben ist die Druckverlusthöhe wie folgt zu bestimmen: Nach richtiger Auslegung der Kreiselpumpe für den optimalen Betriebspunkt und somit Kenntnis über den Verlauf der Pumpenkennlinie sowie sämtlicher Anlagenkennlinien ist die Anlagenkennlinie gleich der Pumpenkennlinie (siehe Abbildung 14, Betriebspunkt B1) und somit gilt:

Anlagenkennlinie= Pumpenkennlinie	$H_A = H_{PKL}$	(17)
--------------------------------------	-----------------	--------

Der Durchfluss einer Kreiselpumpe ist demnach nicht konstant, sondern von der Druckdifferenz abhängig.⁴⁹ Wegen der verlustfreien Strömung beträgt der Druckabfall des Drosselorgans H_{DRV} null, welches in diesem Fall einen Kugelschieber darstellt und somit mit H_{KS} abgekürzt wird.

Verlusthöhe Kugelschieber im geöffneten Zustand	$H_{KS} = 0$	(18)
--	--------------	--------

Wird nun der Kugelschieber aus vollständig geöffnetem Zustand in einen teilgeöffneten Zustand gebracht, so entsteht am Drosselorgan eine Druckdifferenz H_{KS} , die über die Höhe ausgedrückt wird:

⁴⁸ vgl. ebd., S. 244

⁴⁹ vgl. Bauer 2015, S. 243

Verlusthöhe am Kugelschieber im teilgeöffneten Zustand	$H_{KS} = H_{PKL} - H_{geo} - \frac{p_A - p_E}{\rho g} - \frac{c_A^2 - c_E^2}{2g} - H_R$	(19)
--	--	---------------

Nun ist es auf Grund der Kenntnisse der Pumpenkennlinie möglich, geodätische Höhenunterschiede H_{geo} , Systemdrücke und Absolutgeschwindigkeiten am Eingang und Ausgang (p_E und p_A bzw. c_E und c_A) sowie die Druckverlusthöhe H_R auf Grund von Rohrreibung und die Druckverlusthöhen des Drosselorgans für jeden Öffnungswinkel zu berechnen. Werden die jeweiligen Druckverlusthöhen nun in die Formeln aus Kapitel 2.2 eingesetzt, so erhält man die dazugehörigen hydraulischen Momente und Deckelkräfte, deren Ermittlung im nachfolgenden Kapitel dargestellt wird.

2.2.3 Deckelkraft und hydraulisches Moment am Drehkörper

Laut VGB-Standard treten bei Absperrorganen im *"Bereich der Radienübergänge an Drehzapfen, Bohrungen oder dergleichen (...)"*⁵⁰ die größten Beanspruchungen auf. Beim Einsatz eines einseitigen Antriebes ist die Torsionsbeanspruchung nicht symmetrisch und demnach müsste es eine höher beanspruchte Kerbe geben. Um die Spannungen in den relevanten Nachweispunkten am Drehkörper eines Kugelschiebers zu erhalten, sind nach der Ermittlung der hydraulischen Kräfte und Momente für jeden Öffnungswinkel über mechanische Ersatzmodelle die Biege- und Torsionsspannungen zu ermitteln. Über eine Vergleichsspannung soll dann die größte Spannung abhängig vom Öffnungswinkel ermittelt werden.

Wie bereits erwähnt, ist die Ermittlung der Deckelkräfte sowie der hydraulischen Momente für jeden Öffnungswinkel für Turbinenkugelschieber durch Berechnung seiner Verlusthöhe nach (9) konservativer Weise ohne Berücksichtigung der Rohrverlusthöhe zu bestimmen. Für Pumpenkugelschieber ist die Druckdifferenzhöhe nach (19) zu bestimmen und kann ebenfalls auch ohne den Term H_R berechnet werden.

⁵⁰ vgl. VGB Standard 2014, S. 66

Um nun für jeden Öffnungswinkel die Deckelkräfte und hydraulischen Momente wie in Kapitel 2.2.2 nach (4) und (3) zu bestimmen, genügt es die Formel nach ihnen aufzulösen:

Deckelkraft	$F_D = k_F * D^2 * H_{KS} * \rho * g$	(20)
-------------	---------------------------------------	--------

hydraulisches Moment	$M_{hyd} = k_T * D^3 * H_{KS} * \rho * g$	(21)
----------------------	---	--------

An den Formeln für die Deckelkraft und des hydraulischen Momentes ist ersichtlich, dass ein Pumpenkugelschieber in Bezug auf Ermüdung kritischer zu bewerten ist als ein Turbinenkugelschieber. Der Normalbetrieb eines Turbinenkugelschiebers findet unter ausgeglichenem Druck statt, wodurch die Druckdifferenzhöhe H zu null wird. Dementsprechend werden die Deckelkraft sowie das hydraulische Moment ebenfalls null und die einzige Belastung auf den Rotor ist sein Eigengewicht. Der Normalbetrieb eines Pumpenkugelschiebers muss, um die Wassermassen auf ein höheres Förderniveau zu bringen, eine Druckdifferenz aufweisen. Laut FKM-Richtlinie sollte demnach ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis ab zirka 10.000 Lastspielen durchgeführt werden.⁵¹

2.2.4 Biegenennspannungen am Drehkörper

In diesem Kapitel sollen die mechanischen Ersatzmodelle des Drehkörpers für den Öffnungs- und Schließvorgang dargestellt werden. Diese Modelle entsprechen den Näherungen der linearen Elastizitätstheorie, die für die Berechnungen später in der FKM-Richtlinie auch erlaubt sind.⁵² In der nachfolgenden Abbildung ist ein Pumpenkugelschieber zu sehen, in welchem der Drehkörper im geöffneten Zustand mittels zwei Lagerbuchsen gelagert ist. Die Förderrichtung zeigt in y -Richtung, also aus der Bildebene heraus. In der Zapfenverlängerung des rechten Lagers befindet sich der Antrieb der in diesem Bild nicht abgebildet ist. Wie bereits bekannt, kann die Deckelkraft für einen allgemeinen Öffnungswinkel in zwei Richtungen aufgeteilt

⁵¹ vgl. FKM Richtlinie 2012, S. 10

⁵² vgl. ebd., S. 4

werden. "Dreht das Biegemoment nicht um eine Trägheitshauptachse des Querschnittes (sogenannte schiefe Biegung), so zerlegen wir den Momentenvektor in seine beiden Komponenten M_y und M_z ."⁵³ Somit ergibt sich die Biegespannung bezüglich schiefer Biegung zu:

schiefe Biegung	$\sigma_x(x, y, z) = \frac{M_y}{J_y} z - \frac{M_z}{J_z} y$	(22) ⁵⁴
-----------------	---	----------------------

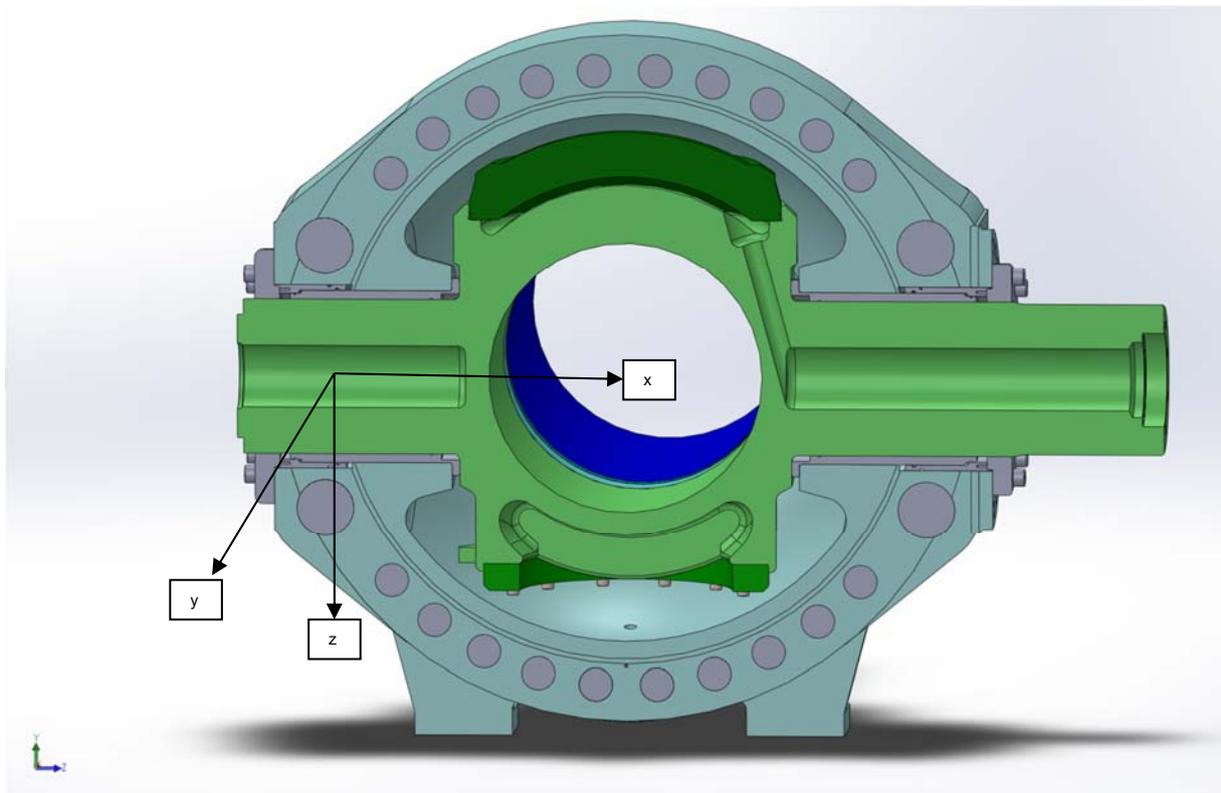


Abbildung 15: Pumpenkugelschieber im geöffneten Zustand, Blickrichtung entgegen Förderrichtung⁵⁵

Die Berechnung der beiden Biegemomentenverläufe M_y und M_z sowie die Normalkraftkomponente in Stabachse ist mittels der linearen E-Theorie für ein stabförmiges Element zu bestimmen. J_y und J_z stellen die Flächenträgheitsmomente der y- und z-Achse dar.

Bei Verwendung eines Zahnstangenantriebes wird in dieser Diplomarbeit ein statisch bestimmtes symmetrisches System vorausgesetzt. Bei Verwendung eines

⁵³ Heinz Parkus 2005, S.190

⁵⁴ ebd., S. 190

⁵⁵ vgl. Gusner 2017

Zahnstangenantriebes wird angenommen, dass die Haltekraft des Antriebes sowohl in y und z -Richtung näherungsweise null wird, da breite Auflager vorausgesetzt werden, und somit stellt sich ein statisch bestimmtes System ein. In diesem System können die Auflagerkräfte in z -Richtung sowie der Biegemomentenverlauf $M_y(x)$ mit dem maximalen Biegemoment $M_y(l/2)$ in der Mitte der x - z Ebene allgemein für jeden Öffnungswinkel bestimmt werden. Bei Verwendung eines Zahnstangenantriebes mit Geradverzahnung sind die Lager in x -Richtung unbelastet. In z -Richtung wirken die anteilmäßige Deckelkraftkomponente sowie das Eigengewicht des Drehkörpers, der Abdichtplatte sowie des Wassers.

Das mechanische Ersatzmodell für den Biegemomentverlauf M_y sieht wie folgt aus:

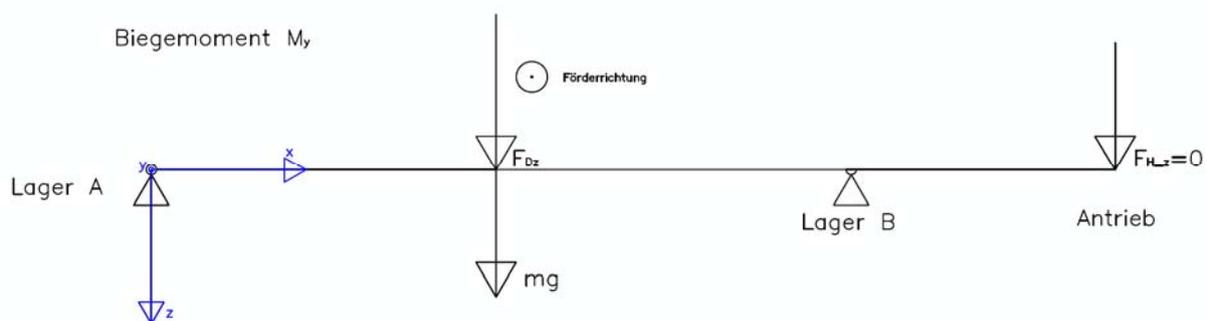


Abbildung 16: mechanisches Ersatzmodell M_y

Die Bestimmung der Auflagerkräfte in y -Richtung sowie des Biegemomentenverlaufes $M_z(x)$ in der x - y -Ebene funktioniert trivial. Das mechanische Ersatzmodell für den Biegemomentverlauf M_z sieht wie folgt aus:

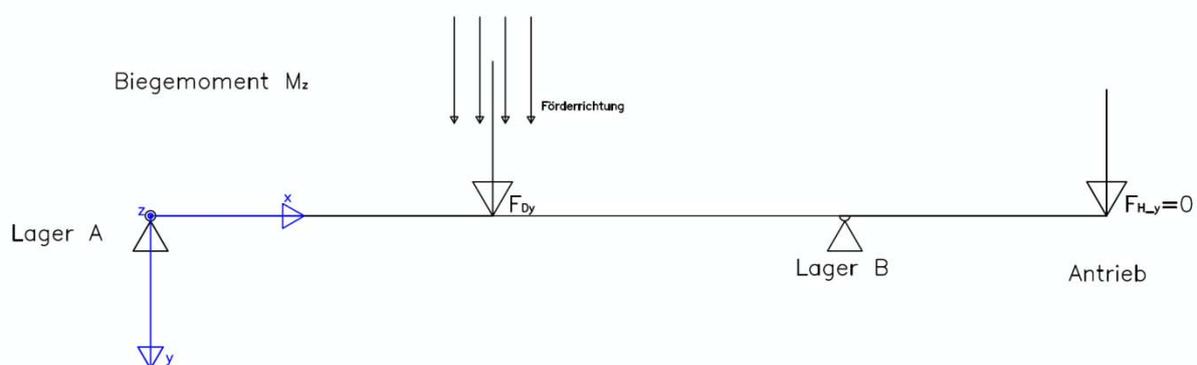


Abbildung 17: mechanisches Ersatzmodell M_z

Die Flächenträgheitsmomente J_y und J_z der y - und z -Achse sowie das polare Flächenträgheitsmoment J_p bezüglich der x -Achse für einen Kreisquerschnitt werden wie folgt berechnet:

Flächenträgheitsmoment	$J_y = J_z = \frac{J_x}{2} = R^4 * \frac{\pi}{4}; J_p = R^4 * \frac{\pi}{2}$	(23) ⁵⁶
------------------------	--	----------------------

Somit ergeben sich die Flächenträgheitsmomente und das polare Flächenträgheitsmoment für einen Kreisringquerschnitt:

Flächenträgheitsmoment Kreisringquerschnitt	$J_y = J_z = (r_a^4 - r_i^4) \frac{\pi}{4}; J_p = (r_a^4 - r_i^4) \frac{\pi}{2}$	(24)
--	--	--------

Um nun die Maximalspannungen in den Kerben bestimmen zu können, müssen zuerst die größten Biegeennspannungen des ungekerbten Stabes an der Stelle der Kerbgründe ermittelt werden. Dies geschieht durch das Aufstellen der beiden Biegemomente M_y und M_z am Kerbgrund für alle Öffnungswinkel sowie durch die Bestimmung der neutralen Achsen, welche spannungsfrei sind. Auf die Bestimmung der neutralen Achsen wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen. Der maximale Normalabstand von der neutralen Achse ergibt die maximale Biegeennspannung.⁵⁷ Dies ist für alle Drehkörperstellungen durchzuführen, um die vorzeichenmäßig höchsten und niedrigsten Spannungen der kritischen Nachweispunkte zu erhalten. Die Zugspannungen besitzen positives und die Druckspannungen negatives Vorzeichen. In der nachfolgenden Abbildung wird die neutrale Achse für einen kreisrunden Querschnitt in einer allgemeinen Lage dargestellt.

⁵⁶ vgl. Mack 2012, S. 150

⁵⁷ vgl. Mack 2012, S. 191

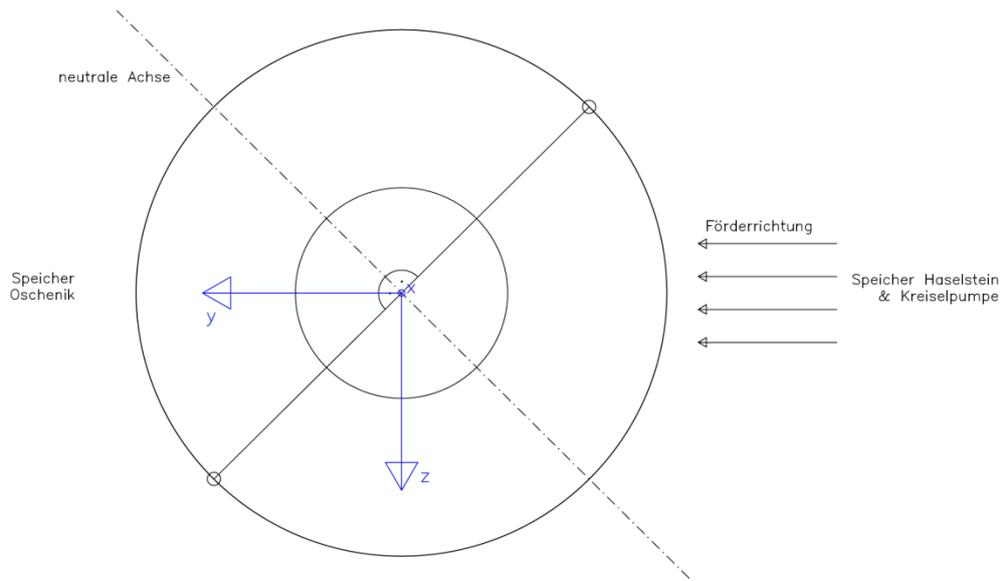


Abbildung 18: neutrale Achse in einer allgemeinen Lage

Somit sind alle Parameter, die für die Gleichung der schiefen Biegung notwendig sind, erfüllt.

2.2.5 Schubnennspannungen am Drehkörper

Der Antrieb ist für die Aufbringung des notwendigen Drehmoments für den Öffnungs- und Schließvorgang verantwortlich. Die sich dabei maximal ergebende Torsionsnennspannung τ_{max} am ungekerbten Stab berechnet sich wie folgt:

maximale Schubnennspannung	$\tau_{max} = \frac{M_t}{J_p} * r_a$	(25) ⁵⁸
-------------------------------	--------------------------------------	----------------------

"Die Schubspannung τ ist also linear über den Querschnitt verteilt und hat am Rand ihr Maximum, (...)"⁵⁹ Auf Grund der Orientierung der Schnittfläche, in welcher der Normalvektor in x-Richtung zeigt und die Torsionsspannung tangential dazu sowie nach dem Hook'schen Gesetz eine Winkeländerung mit einer Schubspannung τ verknüpft ist, stellt die Torsionsspannung eine Schubspannung dar.⁶⁰

⁵⁸ vgl. Mack 2012. S. 198

⁵⁹ ebd., S. 198

⁶⁰ vgl. ebd., S. 198

Der geschlossene Zustand eines Kugelschiebers ist der nachfolgenden Abbildung zu entnehmen. Hierbei fördert die Pumpe das Wasser im blauen Anschlussrohr gegen die Dichtungsplatte und beim Öffnungsvorgang strömt das Fluid in Richtung des roten Anschlussrohres.

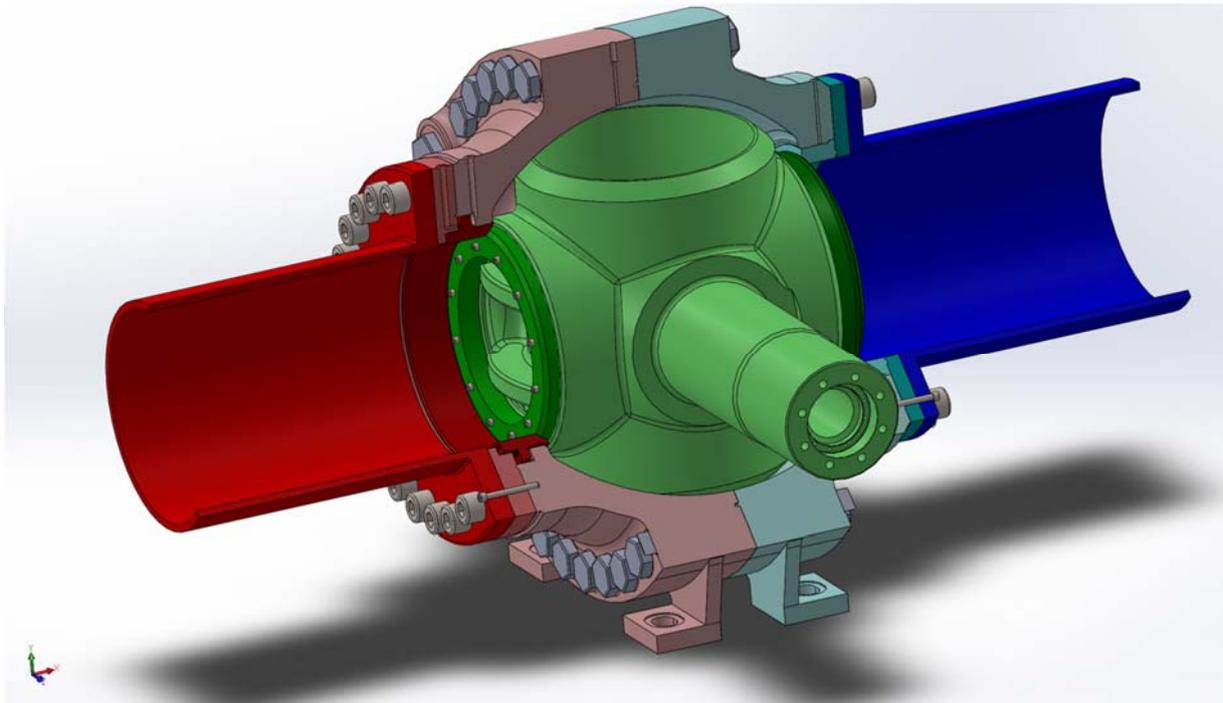


Abbildung 19: Pumpenkugelschieber im geschlossen Zustand. Förderrichtung vom blauen zum roten Anschlussrohr⁶¹

Das mechanische Ersatzmodell zur Ermittlung der Schubnennspannung beim Öffnungsvorgang sieht folgendermaßen aus:

⁶¹ vgl. Gusner 2017

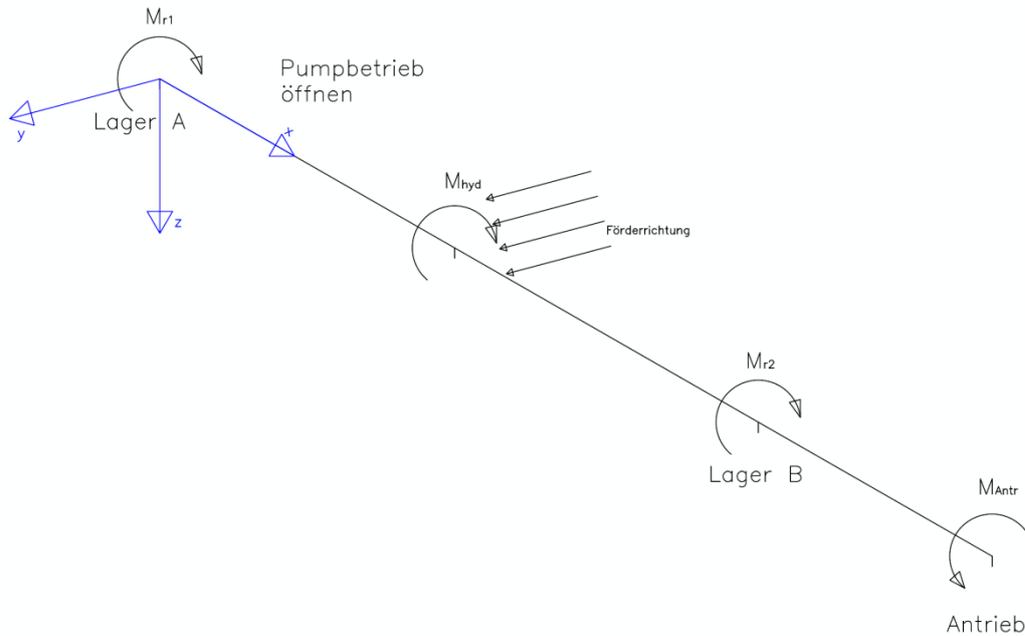


Abbildung 20: Schubspannungen Öffnungsvorgang

Das resultierende Antriebsmoment $M_{Antr_öffnen}$ für den Öffnungsvorgang ergibt sich dabei zu:

Antriebsmoment öffnen	$M_{Antr_öffnen} = M_{r1} + M_{r2} + M_{hyd}$	(26)
-----------------------	--	--------

Das hydraulische Moment hat strömungsbedingt immer Schließendenz und die beiden Lagerreibmomente berechnen sich symmetriebedingt zu:

Lagerreibmomente	$M_{r1} = M_{r2} = \mu_g \cdot \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} \cdot \frac{D}{2}$	(27)
------------------	--	--------

wobei μ_g den Gleitreibungskoeffizienten und $D/2$ den Lagerradius darstellen. Der Torsionsmomentenverlauf sieht für einen allgemeinen Öffnungswinkel wie folgt aus:

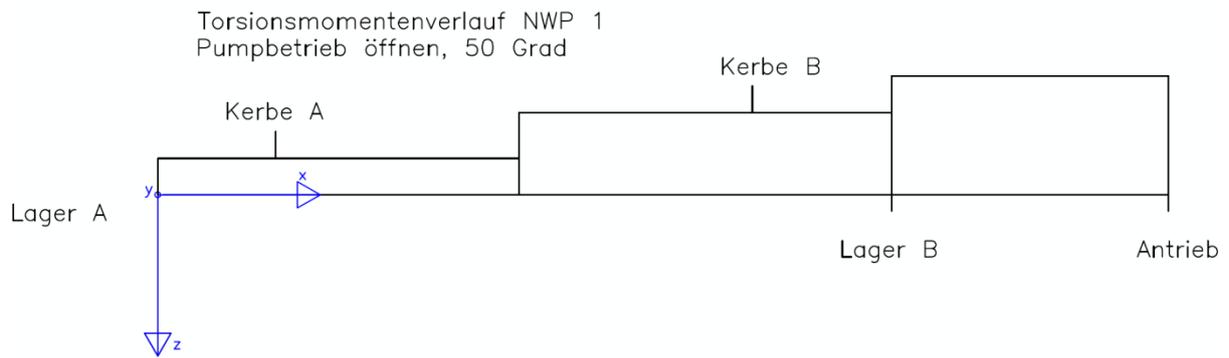


Abbildung 21: Torsionsmomentenverlauf öffnen

Den geöffneten Zustand eines Kugelschiebers zeigt die nachfolgende Abbildung, in der die Achse des Drehkörpers mit den beiden Anschlussrohren in der selben Flucht liegt. Das Fluid strömt vom blauen zum roten Anschlussrohr.

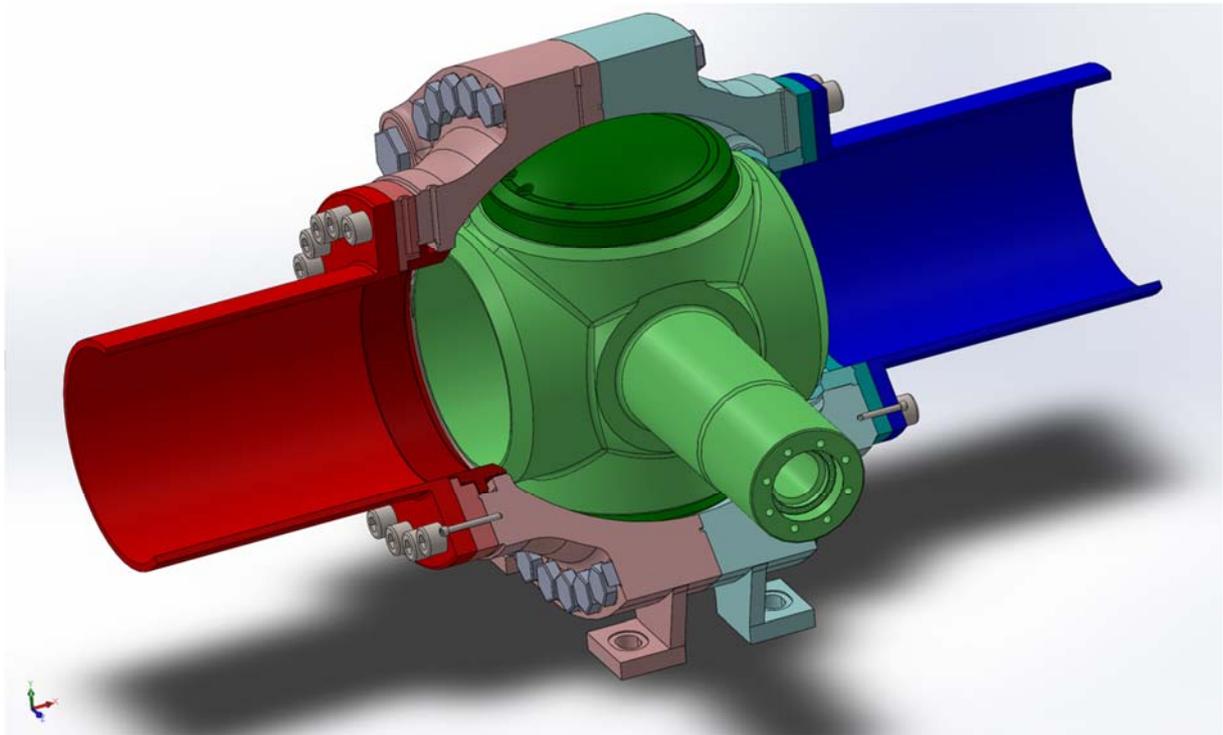


Abbildung 22: Pumpenkugelschieber im offenen Zustand. Förderrichtung vom blauen zum roten Anschlussrohr⁶²

Das resultierende Antriebsmoment für den Schließvorgang ergibt sich dabei zu:

Antriebsmoment schließen	$M_{Antr_schließen} = M_{r1} + M_{r2} - M_{hyd}$	(28)
--------------------------	---	--------

⁶² vgl. Gusner 2017

2.2.6 Kritische Kerbe und Mises Vergleichsspannung

Wie aus der Mechanik allgemein bekannt, gilt Folgendes: Unterliegt ein symmetrisch gelagerter Stab einer äußeren Kraft in Stabmitte, so ist der Biegemomentenverlauf symmetrisch und somit ist auch die Biegenennspannung für beide Kerben gleich groß. Die kritische Kerbe hängt demnach von der Höhe der auftretenden Schubspannung in dieser ab. Wie bereits erwähnt, gehe ich in dieser Diplomarbeit von einem einseitigen Zahnstangenantrieb aus. Die Torsionsbelastung ist nicht symmetrisch und somit kann der Torsionsmomentenverlauf für beide Kerben auch nicht gleich sein. Wird der Torsionsmomentenverlauf aus dem vorigen Kapitel betrachtet, so ist ersichtlich, dass die antriebsseitige Kerbe B beim Öffnungsvorgang ein höheres Torsionsmoment und in weiterer Folge eine höhere Schubspannung hervorruft. Der Grund dafür liegt darin, dass die antriebsseitige Kerbe B beim Öffnen sowohl die Beanspruchung des Lagerreibmomentes im Lagers A als auch des hydraulischen Momentes, welches ja in Schließrichtung zeigt, erfährt.

Für die antriebsseitige Kerbe B ergibt sich somit das Drehmoment für den Öffnungsvorgang zu:

Drehmoment Kerbe B öffnen	$M_{KerbeB_{\text{öffnen}}} = M_{r1} + M_{hyd}$	(29)
---------------------------	---	--------

und für den Schließvorgang:

Drehmoment Kerbe B schließen	$M_{KerbeB} = M_{hyd} - M_{r1}$	(30)
---------------------------------	---------------------------------	--------

Im Vergleich dazu das Torsionsmoment der nicht antriebsseitigen Kerbe A beim Öffnungsvorgang:

Drehmoment Kerbe A schließen und öffnen	$M_{KerbeA_{\text{schließen}}} = M_{KerbeA_{\text{öffnen}}} = M_{r1}$	(31)
--	---	--------

Man kennt hiermit eindeutig die höchst beanspruchte Kerbe B für den Öffnungsvorgang. Somit ist diese die kritischere Kerbe und demnach für die Ermüdungsfestigkeit relevant. Um die ermüdungsrelevanten Nachweispunkte in der kritischeren Kerbe aus einer Biege- und Schubspannung zu erhalten, ist eine Vergleichsspannung für diese zu bilden. Eine sehr bekannte Methode hierfür ist die Vergleichsspannung nach Mises $\bar{\sigma}_V$ für den ebenen Spannungszustand aufzustellen:

Vergleichsspannung Mises	$\bar{\sigma}_V = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$	(32) ⁶³
--------------------------	--	----------------------

Auf Grund der Definition des Querschnittes und somit der Orientierung der Zug- und Druckspannung $\bar{\sigma}_x(x,y,z)$ zufolge schiefer Biegung nach (22) in x-Richtung entfällt $\bar{\sigma}_y$ und somit bleiben insgesamt $\bar{\sigma}_x(x,y,z)$ sowie die Schubspannung τ übrig, wodurch sich die Mises-Vergleichsspannung in der vereinfachten Form

Vergleichsspannung Mises	$\bar{\sigma}_V = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$	(33)
--------------------------	--	--------

darstellen lässt. Setzt man nun die obige Gleichung (33) für alle Öffnungswinkel ein, ist deren Maximum die kritische Stelle am ungekerbten Stab und in weiterer Folge auch in der kritischen Kerbe. Wie aus der Gleichung ersichtlich, kann auf Grund der quadratischen Terme sowie der Quadratwurzel weder auf eine Druck- noch Zugspannung geschlossen werden, welche ja vorzeichenbehaftet sind. Mit der Vergleichsspannung nach Mises sind also nur die Bestimmungen der kritischen Nachweispunkte abhängig vom Öffnungswinkel möglich.

In Kapitel 2.2.4 bei der Berechnung der Biegespannung wurde die Vorzeichenabhängigkeit des Druck- und Zugbereiches erklärt. Dies bedeutet, dass bei Auftreten von schiefer Biegung die Druck- und Zugspannungen eindeutig bestimmt werden können. Die Schubspannung, welche ja linear über den Querschnitt verteilt ist, soll in dieser Diplomarbeit keinen Einfluss auf die Druck- und Zugbereiche

⁶³ vgl. Parkus 2005, S. 181

haben, unabhängig von der Richtung der Torsionsspannung im Nachweispunkt. Das bedeutet, dass die Druck- und Zugbereiche in der Kerbe nur vom Einfluss der schiefen Biegung abhängen.

2.2.7 Berechnungsansätze

Der Öffnungs- und Schließvorgang des Rotors beschreibt einen instationären und somit dynamischen Vorgang, während dessen sich kein mechanischer Gleichgewichtszustand einstellt. Zur Berechnung der auftretenden Spannungen ergeben sich insgesamt drei Optionen. Die analytische Berechnung der Spannungen kann rein statisch mit der größten auftretenden Druckdifferenz oder quasistatisch als Abfolge von Gleichgewichtszuständen über alle Teilöffnungswinkel erfolgen. Dabei wird näherungsweise vorausgesetzt, dass sich in jedem Teilöffnungswinkel eine stationäre Strömung einstellt und somit die Gleichgewichtsbedingungen der linearen Elastizitätstheorie über den vollen Öffnungs- und Schließvorgang Gültigkeit besitzen. Die dritte Möglichkeit kann computerunterstützt mittels einer numerischen Strömungssimulation erfolgen, welche aber nicht Gegenstand dieser Diplomarbeit sein soll. Um den Vergleich des rein analytischen Berechnungsansatzes mit dem heutigen computergestützten Berechnungsansatz zu vergleichen, liefert die nachfolgende Grafik eine übersichtliche Darstellung.

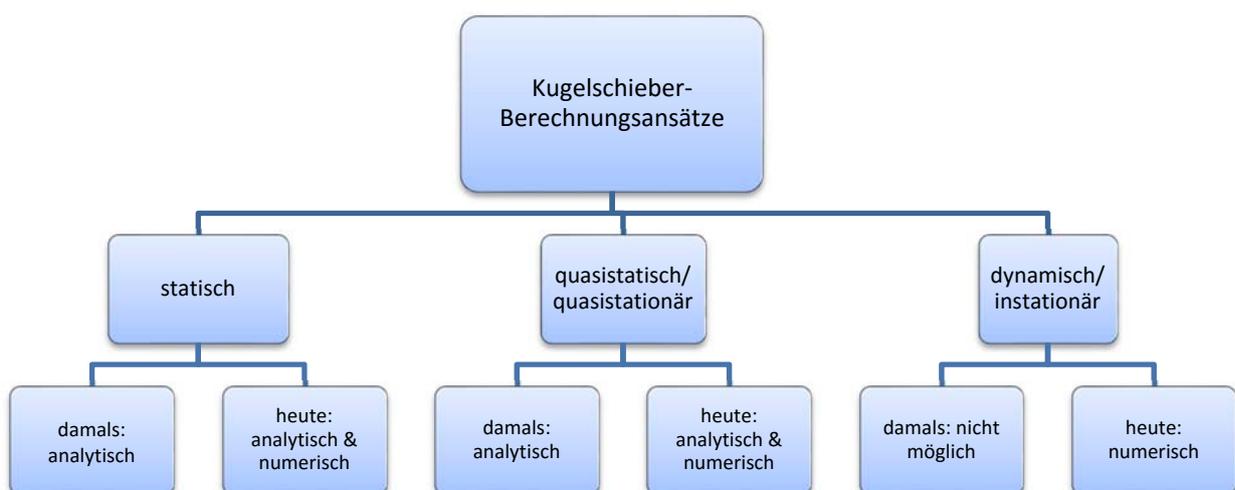


Abbildung 23: Kugelschieber-Berechnungsansätze

Die auftretenden Spannungen beim statischen Berechnungsansatz wurden in den 60er Jahren auf Grund nicht vorhandener Software rein analytisch ermittelt. Für den maximalen Druckstoß eines Absperrorgans war ein Nichtüberschreiten des 0,6-fachen Wertes der Streckgrenze σ_s in der Kerbe des Drehkörpers des verwendeten Werkstoffes eine gängige Vorgabe in der E-Wirtschaft. Die maximal auftretenden Biege- und Torsionsspannungen wurden mittels der Mises Vergleichsspannung für den ebenen Spannungszustand für den maximalen Druckstoß sowie für einen Teilrohrbruch beim maximalen hydraulischen Moment und kurz vor der Schließstellung ermittelt. Die nachfolgende Tabelle soll die gängigen Grenzspannungen für diese Lastfälle darstellen.

Tabelle 4: statische Berechnung

	max. Druckstoß	Teilrohrbruch $M_{\text{hyd-max}}$	Teilrohrbruch vor Schließstellung
σ_v [MPa]	$0,6 \cdot \sigma_s$	$0,15 \cdot \sigma_s$	$0,54 \cdot \sigma_s$

Die Erkenntnisse aus dieser Tabelle sind jene, dass keine Überlegungen über den Ort der maximalen Spannung in der Kerbe gemacht wurden. Des Weiteren wurde der maschinenbautypische Lastfall aus Biegung und Torsion mit der Vergleichsspannung nach Mises berechnet, aus der die Zug- und Druckbereiche nicht bestimmt werden können. Somit kann auch keine Spannungsschwingbreite ermittelt werden, welche für eine weitere mögliche Ermüdungsberechnung notwendig gewesen wäre. Die Hauptnormalspannungen, welche theoretisch größer werden könnten als die Mises Vergleichsspannungen, wurden ignoriert.

Heutzutage kann bei vorhandener virtueller 3D-Geometrie der statische Spannungsnachweis numerisch mit der Methode der finiten Elemente ermittelt werden. Der quasistatische Nachweis, welcher eine Abfolge von statischen Berechnungen ist, kann computerunterstützt für jeden Öffnungswinkel effektiv durchgeführt werden und es können auch die Zug- und Druckbereiche bestimmt werden. Der dynamische Rechenvorgang eines instationären Prozesses könnte heutzutage computerunterstützt numerisch mit enormer Rechnerleistung durchgeführt werden, ist aber nicht Thema dieser Diplomarbeit.

2.3 Festigkeitsberechnung

Um die mechanischen Spannungen der Hauptkomponenten vorerst in analytischer Form berechnen zu können, ist zunächst die Art derer Belastung maßgebend, um in weiterer Folge mit geeigneten Unterlagen den Ermüdungsfestigkeits- bzw. Betriebsfestigkeitsnachweis durchzuführen. Nach intensiver Literaturrecherche ergeben sich für die Hauptkomponenten folgende Erkenntnisse bezüglich Belastungsart bzw. deren Berechnung hinsichtlich Ermüdung:

2.3.1 Drehkörper mit Drehzapfen

In dieser Diplomarbeit wird nur die Kerbe des Drehkörpers betrachtet. Eine für den Drehkörper mit Drehzapfen sinnvolle Berechnungsart stellt der rechnerische Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile (FKM-Richtlinie, 6. Auflage 2012) dar, denn

"Die FKM-Richtlinie

- ist im Maschinenbau und in verwandten Bereichen der Industrie verwendbar,*
- ermöglicht den rechnerischen Festigkeitsnachweis für stabförmige, für flächenförmige und für volumenförmige Bauteile unter Beachtung aller relevanten Einflüsse,*
- beschreibt den statischen und den Ermüdungsfestigkeitsnachweis, letzteren je nach Beanspruchungscharakteristik als Dauer-, Zeit- oder als Betriebsfestigkeitsnachweis, (...)*
- erlaubt die Bewertung von Nennspannungen wie auch örtlicher, unter Anwendung der linearen Elastizitätstheorie bestimmter Spannungen, die mittels analytischer Lösungen, Finite-Elemente- oder Randelementberechnungen oder aus Messungen erhalten werden."⁶⁴*

⁶⁴ FKM-Richtlinie, 2012, S. 4

2.3.2 FKM-Richtlinie für Drehkörper mit Drehzapfen

Die Richtlinie gilt für Bauteile aus Eisen- und Aluminiumwerkstoff (...)⁶⁵. Die nachfolgende Abbildung zeigt den zeitlichen Ablauf des Ermüdungsfestigkeitsnachweises in der FKM-Richtlinie.

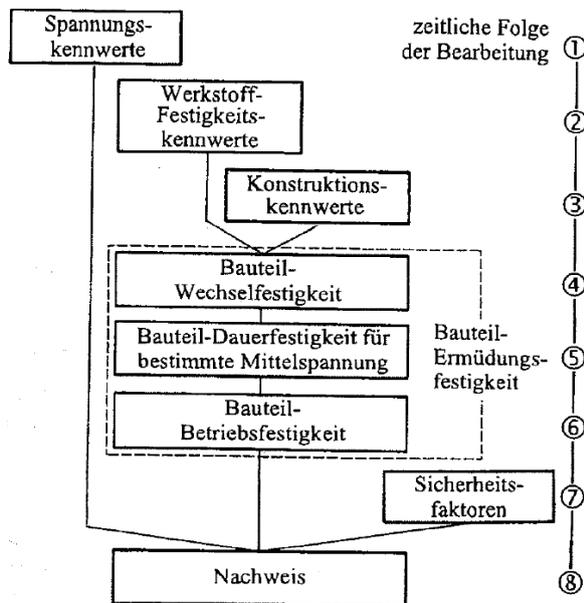


Abbildung 24: zeitliche Abfolge des Ermüdungsfestigkeitsnachweises laut FKM-Richtlinie ⁶⁶

Auffallend in dieser Grafik ist die Interpretation der Ermüdung dieser Richtlinie, in der die Bauteil-Betriebsfestigkeit in der Bauteil-Ermüdungsfestigkeit inkludiert ist. Die FKM-Richtlinie stellt die Betriebsfestigkeit als Teil der Ermüdungsfestigkeit dar. *"Für alle diese Anwendungsfälle gilt ein einheitlich strukturierter Berechnungsablauf. Dieser ist zum überwiegenden Teil zwangsläufig. Der Anwender hat nur wenige Entscheidungen zu treffen."*⁶⁷

Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel nur auf die Wichtigkeit der auftretenden Spannungskennwerte im Nachweispunkt des zu berechnenden Bauteils eingegangen. Der anschließende Ermüdungsfestigkeitsnachweis, der auf diesen ermittelten Spannungen sowie den Werkstofffestigkeits- und Konstruktionskennwerten aufbaut, ist demnach strikt vorgegeben und kann vom Anwender nur wenig beeinflusst werden.

⁶⁵ FKM-Richtlinie 2012, S. 10

⁶⁶ vgl. ebd., S.15

⁶⁷ FKM-Richtlinie 2012, S. 4

Die FKM-Richtlinie unterscheidet zunächst zwischen geschweißten und nicht geschweißten Bauteilen. Wie in Kapitel 2.2.7 bereits erwähnt, ist die Ermittlung der mechanischen Spannungen sowohl analytisch als auch numerisch durchführbar oder aber auch experimentell. Das Materialverhalten wird als linear-elastisch vorausgesetzt. Die auftretenden Spannungen im Nachweispunkt können mittels

- *"Nennspannungen S und T , oder als*
- *örtliche Spannungen σ und $\tau(\dots)$ "⁶⁸ bestimmt werden.*

Die Nennspannungen werden mit der Technischen Mechanik ermittelt, deren Merkmale die folgenden sind:

- *"der Bezug auf einen definierten Querschnitt des Bauteils,*
- *die Vernachlässigung der lokalen Spannungsspitzen infolge geometrischer Kerben oder Lasteinleitungen."*⁶⁹

*"Örtliche Spannungen enthalten die sich infolge geometrischer Kerben ergebenden Spannungsspitzen."*⁷⁰ Diese können auch über Nennspannung mal Formzahl berechnet werden, wenn ein Bezugsquerschnitt definiert werden kann. Aus diesem Grund wird seit dem Kapitel 2.2 von Nennspannungen gesprochen. Generell erfolgt die Berechnung numerisch mit der finiten Elemente Methode, bei der die realistische Erfassung der Bauteilgeometrie durchgeführt wird.⁷¹ Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis kann auch mit Schubspannungen durchgeführt werden.⁷²

2.3.3 Wöhler- und Lebensdauerlinie

Die nachfolgende Abbildung soll Aufschluss über das Verhältnis von Spannungen und ertragbarer Schwingspielzahl und somit der Lebensdauer eines schwingbeanspruchten Bauteils geben.

⁶⁸ FKM-Richtlinie 2012, S. 11

⁶⁹ ebd. S. 11

⁷⁰ ebd. S. 12

⁷¹ vgl. ebd. S. 12

⁷² vgl. ebd. S. 84

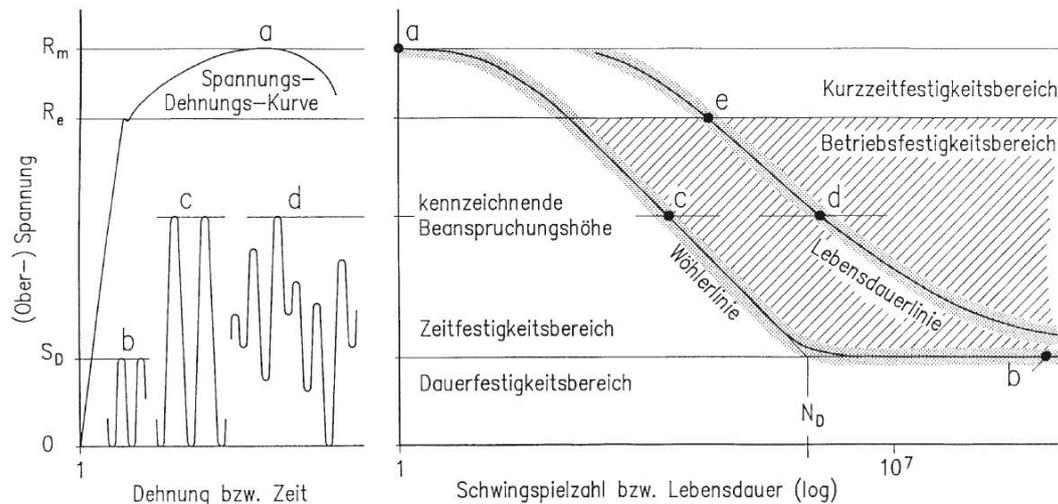


Abb. 1.1–5. Begriffe und Zusammenhänge der Betriebsfestigkeit (dargestellt für den Fall der Schwellbeanspruchung)

Abbildung 25: Spannungs-Dehnungskurve, Wöhlerlinie & Lebensdauerlinie⁷³

Im Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist die Streckgrenze R_e sowie die Zugfestigkeit R_m eines Werkstoffes erkennbar, die bei einmalig überschreitender Belastung ein Bauteilversagen bedeuten würden. Der Kennwert S_D bezeichnet die Dauerfestigkeit, den höchstzulässigen Beanspruchungswert, in der eine Schwingbeanspruchung unendlich oft ertragen werden kann, ohne dass Bauteilversagen eintritt. Oberhalb dieses Beanspruchungswertes tritt für eine endliche Anzahl von Lastspielen der Bruch des Werkstoffes ein. Dies ist der Zeitfestigkeitsbereich, in der die Wöhlerlinie eine Neigung aufweist, dargestellt über die Zeitfestigkeitslinie für eine schwingende Belastung mit gleichbleibenden Amplituden.⁷⁴ *„Die vollständige Wöhlerlinie erstreckt sich von der Zugfestigkeit über die Zeitfestigkeitslinie bis zur Dauerfestigkeitsgrenze.“*⁷⁵ Weist die Belastung zwar den selben Höchstwert auf, aber unterschiedliche Amplituden, so wird die Zeitfestigkeitslinie bei der ertragbaren Schwingspielzahl überschritten und man spricht von der Gaßner'schen Lebensdauerlinie.⁷⁶ *„Die Wöhlerlinie erweist sich somit als unterer Grenzfall aller möglichen Lebensdauerlinien.“*⁷⁷

Es ist klar erkennbar, dass die Lebensdauer des Bauteils im Zeitfestigkeitsbereich von der Neigung der Zeitfestigkeitslinie abhängt. Die Angaben über die

⁷³ Haibach 2006, S. 8

⁷⁴ vgl. Haibach 2006, S. 8

⁷⁵ ebd., S. 8

⁷⁶ vgl. ebd. S. 8

⁷⁷ ebd. S. 9

Dauerfestigkeitslinie und Neigung der Zeitfestigkeitslinie in der FKM-Richtlinie entstammen höchstwahrscheinlich laut Haibach (2006) aus der normierten Wöhlerlinie. Es soll an dieser Stelle nur erwähnt werden, dass sowohl Abknickpunkt als auch die Neigung der Zeitfestigkeitslinie werkstoffspezifische Eigenschaften aufweisen und unabhängig von der Formzahl sind.⁷⁸ Es wird aber an dieser Stelle nicht näher darauf eingegangen, sondern den FKM-Wöhlerlinien vertraut.

In diesem Kapitel ist die Wichtigkeit der Kenntnis über die Maximalspannungen, Amplituden und deren Häufigkeit zu erkennen. *"Maßgeblich sind die Spannungskollektive der einzelnen Spannungskomponenten, mit den aus den Amplituden $\sigma_{a,i}$ und den Mittelwerten $\sigma_{m,i}$ bestehenden Spannungszyklen, (...) sowie mit den zugehörigen Zyklenzahlen entsprechend der geforderten Lebensdauer \bar{N} mit n_i Lastzyklen je Stufe $i=1$ bis j ."*⁷⁹ Ab einer Zyklenzahl von zirka $\bar{N}=10^4$ besitzt diese Rechnung Gültigkeit. Die erste Stufe $i=1$ mit ihrem Mittelwert $\sigma_{m,1}$ und ihrer größten Amplitude $\sigma_{a,1}$ stellt den Bezugswert des Spannungskollektives dar.⁸⁰ *"Ein Spannungskollektiv beschreibt die Häufigkeitsverteilung der Spannungszyklen, die im Spannungs-Zeit-Verlauf enthalten sind. (...) Die Wöhlerlinie beschreibt den Zusammenhang zwischen Spannungsamplitude und ertragbarer Lastwechselzahl und ist für jede Nachweisstelle und jede Spannungskomponente zu bestimmen."*⁸¹ Druckspannungen werden negativ und Zugspannungen werden positiv dargestellt.⁸²

In der nachfolgenden Abbildung sollen die Spannungsverhältnisse sowie die Beanspruchungsfälle dargelegt werden, die sich aus den Zug- und Druckspannungen ergeben.

⁷⁸ vgl. Haibach 2006, S. 186

⁷⁹ FKM-Richtlinie 2012, S. 84

⁸⁰ vgl. ebd., S. 84

⁸¹ ebd., S. 85

⁸² vgl. ebd., S. 84

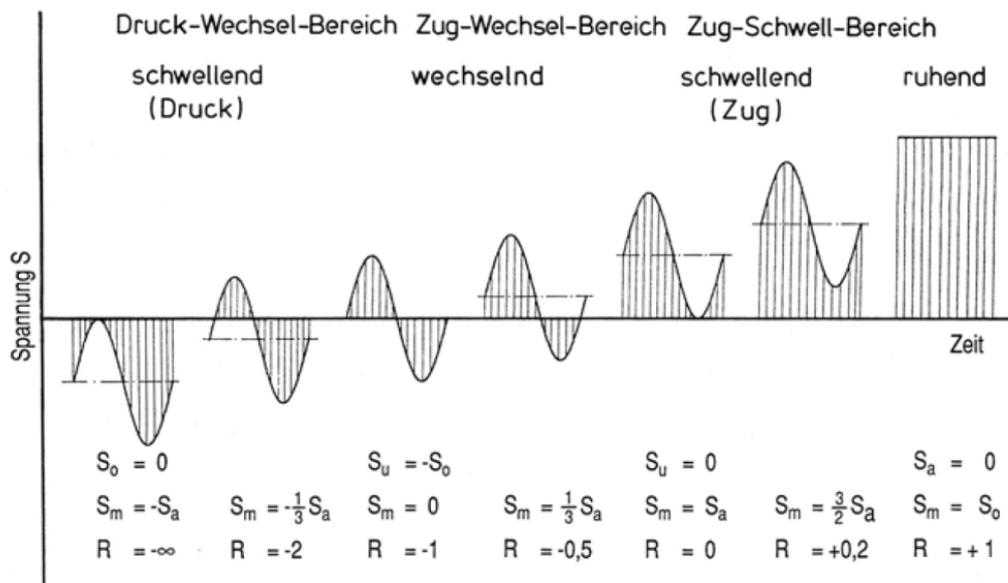


Abbildung 26: Beanspruchungsfälle und Spannungsverhältnisse ⁸³

Beim Ermüdungsfestigkeitsnachweis in der FKM-Richtlinie spielt das Spannungsverhältnis eine maßgebende Rolle, welches durch die Formel

Spannungsverhältnis	$R = (\sigma_m - \sigma_a) / (\sigma_m + \sigma_a)$	(34)⁸⁴
---------------------	---	----------------------------

ausgedrückt wird, wobei σ_m die Mittelspannung und σ_a die Spannungsamplitude darstellen, die wie folgt berechnet werden:

Mittelspannung	$\sigma_m = (\sigma_o + \sigma_u) / 2$	(35)⁸⁵
----------------	--	----------------------------

Spannungsamplitude	$\sigma_a = (\sigma_o - \sigma_u) / 2$	(36)⁸⁶
--------------------	--	----------------------------

⁸³ vgl. Haibach 2006, S. 22
⁸⁴ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 84
⁸⁵ vgl. Haibach 2006, S. 21
⁸⁶ vgl. ebd., S. 21

Aus den obigen Formeln wird die Wichtigkeit der Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma$ des jeweiligen Nachweispunktes ersichtlich, die vor allem die Amplitude und im weiteren die Ermüdungsfestigkeit wesentlich beeinflussen. Das bedeutet, dass aus der mathematisch gesehenen maximalen sowie minimalen Spannung auf das Spannungsverhältnis und somit auf den Beanspruchungsfall geschlossen werden kann. Die nachfolgende Grafik soll den Sachverhalt verdeutlichen.

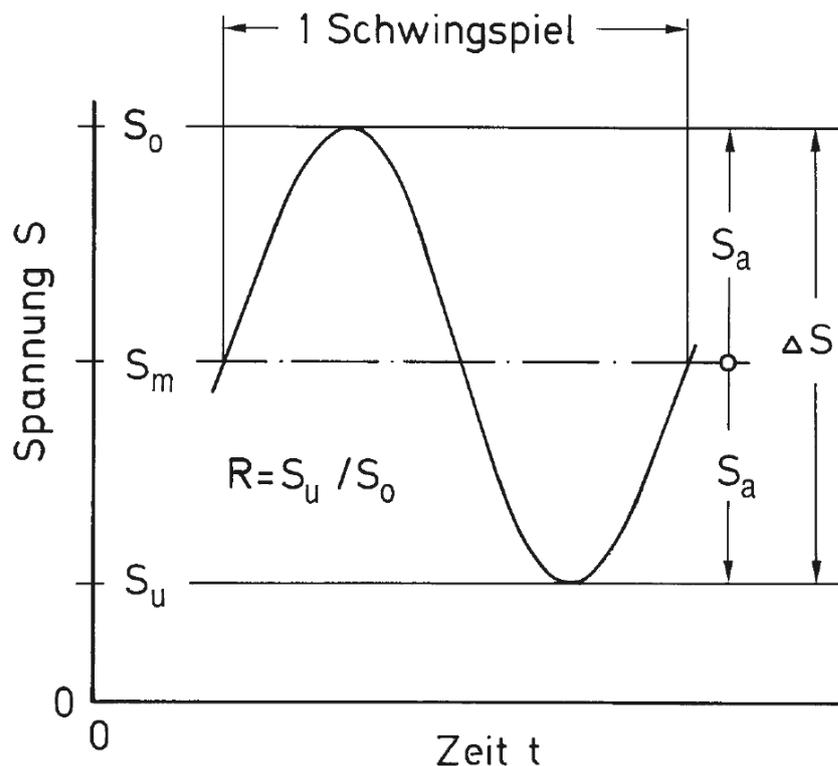


Abbildung 27. Kennwerte eines Schwingspiels⁸⁷

In der Grafik sind nun alle zuvor erklärten Kennwerte über der Zeit ablesbar, die sich zu einem Schwingenspiel ergeben.

2.3.4 Nennspannungen und örtliche Spannungen

Die Nennspannungen werden in der Regel für stabförmige Bauteile verwendet, mit einem bauteilbezogenen Koordinatensystem, in welches die x-Achse in Längsrichtung des Stabes zeigt. Die y- und z-Achse stellen vom Querschnitt die Hauptachsen dar. Die Verwendung dieses Hauptachsensystems bedeutet eine wesentliche Vereinfachung bei der Berechnung der Ermüdungsfestigkeit und deckt

⁸⁷ vgl. Haibach 2006, S. 22

wichtige Anwendungsfälle ab.⁸⁸ Ein Festigkeitsnachweis laut FKM-Richtlinie ist zulässig, wenn der Werkstoff eine Duktilität von $A \geq 6\%$ aufweist und die Formzahl kleiner als 5 ist.⁸⁹

Bei Verwendung von örtlichen Spannungen ist der im Nachweispunkt vorhandene Spannungszustand entscheidend. Die globale Bauteilform kommt nicht mehr zu tragen und im Nachweispunkt gilt ein lokales Koordinatensystem mit der x- und y-Achse in der Bauteiloberfläche. Die z-Achse steht senkrecht dazu, mit der Orientierung in das Bauteilinnere. Voraussetzung dabei ist, dass die kritischen Nachweispunkte in der Bauteiloberfläche liegen. Ein ebener Spannungszustand liegt vor, wenn am Nachweispunkt keine äußere Belastung vorkommt. Die Richtlinie erlaubt die Verwendung von den Normalspannungen σ_x und σ_y sowie die Schubspannung τ_{xy} in der Bauteiloberfläche. Spannungen, die mit der z-Achse auftreten, sollen vernachlässigt werden. Die Verwendung von Hauptspannungen σ_1 und σ_2 in der Bauteiloberfläche und σ_3 senkrecht dazu ist ebenfalls erlaubt. σ_3 tritt nur auf, wenn im Nachweispunkt eine äußere Beanspruchung wirkt.⁹⁰

2.3.5 Erkenntnisse und offene Fragen aus FKM-Richtlinie

Um den Ermüdungsfestigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie durchführen zu können, benötigt diese also die Spannungsamplitude, die Mittelspannung, die sich aus Maximal- und Minimalspannung ergibt, sowie die Zyklenzahl. Die eigens erwähnte Vorzeichenkonvention bei Druck- und Zugspannungen deutet definitiv auf die Wichtigkeit der Spannungsschwingbreite und somit auf die Spannungsamplitude hin, die einen erheblichen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit hat.

Es wird pro Spannungskollektiv mit konstanten Amplituden gerechnet, die sich nach der größten Amplitude über die Lastspielzahl aufsummiert. Deshalb wird in der FKM-Richtlinie nicht von einer Lebensdauerlinie, sondern von einer höchstwahrscheinlich normierten Wöhlerlinie gesprochen.

⁸⁸ vgl. FKM-Richtlinie, S. 11

⁸⁹ vgl. ebd. S. 193

⁹⁰ vgl. ebd. S. 12

Auf die Bestimmung der Spannungskennwerte geht die FKM-Richtlinie nicht ein. Die Schlussfolgerung dazu ist, dass für jeden Anwendungsfall in der die FKM-Richtlinie Gültigkeit besitzt, die Ermittlungen dieser über die lineare Elastizitätstheorie zu erfolgen hat. Das Thema Korrosion ist ebenfalls nicht Gegenstand dieser Berechnungsgrundlage und muss deshalb, falls gefordert, über andere Literaturquellen berücksichtigt werden.

Nach Durchsicht des vierten Kapitels der FKM Richtlinie - Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen- könnten meiner Meinung folgende Faktoren bzw. Kennwerte den größten Einfluss auf die Lebensdauer nehmen:

- Verschieben des Spannungsverhältnisses in den Zug- oder Druckbereich
- Änderung des Rundungsradius r
- Änderung der mittleren Rauheit R_z

Der Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit soll im Kapitel 4 Sensibilitätsanalyse genauer untersucht werden. Aus diesen Informationen stellen sich jetzt natürlich die Fragen, wie beim Drehkörper sowohl beim analytischen als auch beim numerischen Berechnungsvorgang die höchstbeanspruchten Nachweispunkte gefunden werden können. In wie weit benötigt die numerische Berechnung die analytische? Ist der Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit Nennspannungen oder örtlichen Spannungen sinnvoller? Was passiert im maschinenbautypischen Fall bei gleichzeitigem Auftreten von Biegung und Torsion?

2.3.6 Gehäuse und Anschlussrohre EN 13445-3

Das Gehäuse des Kugelschiebers sowie das ober- und unterwasserseitige Anschlussrohr unterliegen, je nach Betriebsart, unterschiedlichen Druckschwankungen. Aus dieser Belastungsart ist die Norm DIN EN 13445 (Version September 2014) für unbefeuerte Druckbehälter nützlich. An dieser Stelle sei vermerkt, dass diese Norm in Teil 1 auf Seite 6 bei den Anwendungen in Teil 7 auf die Druckgeräterichtlinie 97/26/EG verweist.⁹¹ In dieser steht, dass unter anderem die Anwendungen auf Druckrohre und weitere Ausrüstungsteile von

⁹¹ vgl. EN-13445-1, S. 6

Wasserkraftanlagen nicht in den Anwendungsbereich dieser Richtlinie fallen.⁹² Der VGB-Standard verweist aber trotzdem auf Seite 29 auf die Anwendung dieser Norm für druckbeaufschlagte Bauteile und deshalb wird in dieser Diplomarbeit die Richtlinie für unbefeuerte Druckbehälter für das Gehäuse und die Anschlussrohre verwendet.⁹³

Zur Bestimmung der Ermüdungsschädigung durch Druckschwankungen wird die EN-13445-3 herangezogen. Nach Recherche dieser Norm ergaben sich folgende Erkenntnisse: In Kapitel 5.4 wird ein Berechnungsverfahren gezeigt, in welchem unter bestimmten Umständen keine Ermüdungsanalyse erforderlich ist. Werden diese Voraussetzungen nicht erfüllt, können in weiterer Folge in Kapitel 17 eine vereinfachte und in Kapitel 18 eine ausführliche Ermüdungslebensdauerberechnung durchgeführt werden.⁹⁴ In diesem Abschnitt wird nur auf Kapitel 5.4 sowie 17 näher eingegangen.

In der EN-13445-3 Kapitel 5.4, kann auf eine Ermüdungsberechnung verzichtet werden, wenn *"(...) die Anzahl der äquivalenten Druckzyklen über die volle Schwingbreite unter bzw. bei 500 liegt."*⁹⁵

Anzahl äquivalenter Druckzyklen	$n_{eq} = \sum n_i * \left(\frac{\Delta P_i}{P_{max}} \right)^3$	(37) ⁹⁶
------------------------------------	---	----------------------

Hierbei sollen n_i die Druckzyklen, ΔP_i einen bestimmten Druck darstellen und für P_{max} darf als Näherung der Berechnungsdruck verwendet werden. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass aus Zeitgründen nicht näher auf die vereinfachte Ermüdungsberechnung für das Gehäuse und die beiden Anschlussrohre eingegangen wird. Der Ablauf ist nach den Vorgaben in der EN-13445-3 in Kapitel 17 für den gewünschten druckbeaufschlagten Behälter anzuwenden.

2.3.7 Lager und Dichtungen

Wie bereits erwähnt, wird bei den Ermüdungsfestigkeitsberechnungen auf die Lebensdauerverkürzung auf Grund von Verschleiß, Erosion, Kavitation sowie

⁹² vgl. Richtlinie 97/23/EG 1997, S. 7

⁹³ vgl. VGB-Standard 2014, S. 29f

⁹⁴ vgl. EN-13445-3, S. 19, S.438, S. 474

⁹⁵ ebd. S.19

⁹⁶ ebd. S.19

Korrosion verzichtet. Sowohl die Auflager als auch die Hauptdichtungen wie Dichtungsplatte, Revisionsdichtungen und Betriebsdichtungen sind als Verschleißkomponenten einzustufen und deswegen nicht ermüdungsrelevant.

2.3.8 Antrieb und Schrauben

Der Antrieb sowie sämtlich vorhandene Schrauben werden als dauerfest vorausgesetzt und erfahren ebenfalls keinen Ermüdungsfestigkeitsnachweis. Der Kugelschieber dient auch als Rohrbruchsicherheitsorgan und muss im Notfall sicheres Schließen gewährleisten. Die Einmaligkeit der Belastung stellt wie im Kapitel 2.4 beschrieben keine Ermüdungsrelevanz dar und ist somit nicht Gegenstand der Diplomarbeit. Der Antrieb stellt also sicherheitsrelevante Maschinenelemente dar, die für den Notfall statisch richtig ausgelegt sein müssen. Die Sicherheitsrelevanz obliegt also in erster Linie der Schließsicherheit des Antriebes.

2.3.9 Korrosion und Kavitation

Das Thema Korrosion wird in dieser Diplomarbeit gänzlich ausgeschlossen. Durch Beschichtungen sowie konstruktive Vorkehrungen des Kugelschiebers, vor allem durch Dichtungen werden korrosive Angriffe in kritischen Querschnitten ausgeschlossen und somit wird der lebensdauerermindernde Einfluss auf Grund von Korrosion vollständig ignoriert. Der Einfluss von Kavitation soll ebenfalls vernachlässigt werden.

2.4 Ermüdung

"Unter Materialermüdung wird die Schädigung oder das Versagen von Werkstoff und Bauteil unter zeitlich veränderlicher, häufig wiederholter Beanspruchung verstanden. (...) Je höher die Beanspruchung, desto kürzer die Lebensdauer."⁹⁷

Die Ermüdung erstreckt sich vom Anriss über den Rissfortschritt bis hin zum Bruch, wobei die Phase des Rissfortschrittes nach Lastspielen gezählt einen maßgebenden Teil der Gesamtlebensdauer beinhalten kann.⁹⁸

⁹⁷ Radaj 2007, S. 1

⁹⁸ vgl. ebd., S. 10

Der Autor Haibach versteht unter der Betriebsfestigkeit "(...) die lebensdauerorientierte Auslegung schwingbeanspruchter Bauteile und Konstruktionen (...)."99

Der Betriebsfestigkeitsnachweis laut VGB-Standard "(...) umfasst eine lebensdauerorientierte Bewertung eines Bauteils unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Betrieb. (...) Unter dem Begriff Ermüdungsfestigkeitsnachweis wird die systematische Bewertung der Festigkeit eines Bauteils unter den betriebsbedingten zyklischen Ermüdungsbeanspruchungen sowohl im Kurzzeit-, Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich verstanden."100

Ist im Bauteil bereits ein Fehler in Form eines Risses vorhanden, liefert der bruchmechanische Nachweis Abhilfe zur Berechnung des Ermüdungsrisswachstums des Anrisses bis hin zum Versagen des Bauteils.¹⁰¹

*„Einmalig auftretende Spannungen aus Sonderereignissen oder Missbrauch sind im statischen Nachweis zu berücksichtigen.“*¹⁰²

Zusammenfassend beinhalten die obigen Inhalte bezüglich der Ermüdung allesamt die zeitliche Änderung der Beanspruchung. Nicht exakt definiert ist aber, inwieweit der Begriff der Ermüdungsfestigkeit auf die Gesamtlebensdauer eingeht. Die nachfolgende Abbildung soll den Ermüdungsfestigkeitsnachweis als wesentlichen Teil der Gesamtlebensdauer darstellen. Werden diese Informationen nun mit den Betriebsbereichen der Turbinen- und Pumpenkugelschieber aus Tabelle 2 verglichen, so sind für beide Absperrorgane nur jeweils der Normalbetrieb hinsichtlich Ermüdung relevant. Die nachfolgende Abbildung 28 soll sie Phase der Werkstoffermüdung und des Risswachstums darstellen. Wie bereits erwähnt stellt sie FKM-Richtlinie Bauteil-Betriebsfestigkeit als Teil der Bauteil-Ermüdungsfestigkeit dar, also umgekehrt zur nachfolgenden Abbildung.

⁹⁹ Haibach 2006, S. 5

¹⁰⁰ VGB Standard, 2014, S. 14

¹⁰¹ vgl. ebd., S. 14

¹⁰² FKM-Richtlinie 2012, S. 84

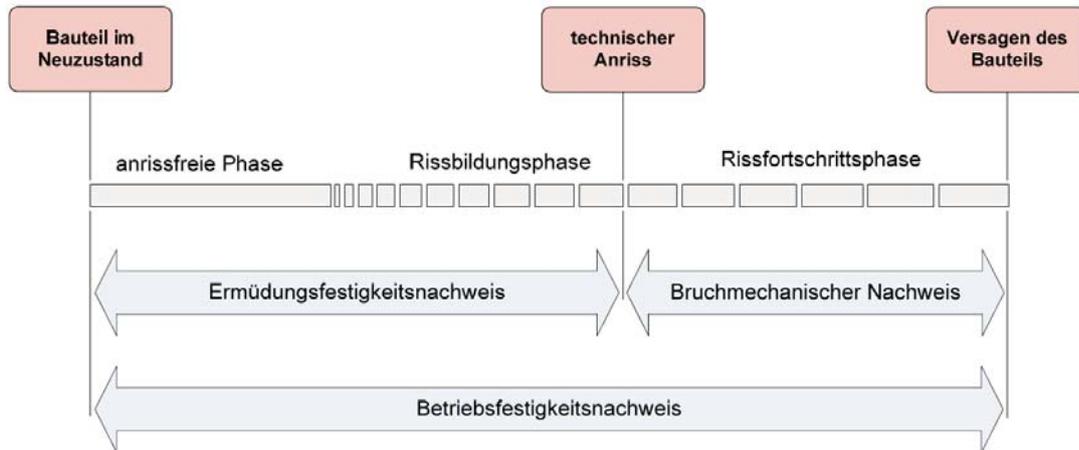


Abbildung 28: Phasen der Werkstoffermüdung und des Risswachstums¹⁰³

¹⁰³ vgl. VGB-Standard 2014, S. 14

3 Pumpenkugelschieber Oschenik

Aus den Erkenntnissen des gesamten Kapitels 2 werden in diesem Kapitel die theoretischen Grundlagen praxisnah am Pumpenkugelschieber Oschenik mit Abdichtplatte, Revisionsdichtring und Betriebsverschluss, welcher im Kraftwerk Innerfragant im Mölltal situiert ist, angewandt. Auf Grund der Themenstellung dieser Diplomarbeit „Ermüdungsanalyse von Kugelschiebern“ ist ein Pumpenkugelschieber, hinsichtlich Ermüdungsfestigkeit kritischer zu bewerten als ein Turbinenkugelschieber. Obwohl die statisch richtige Auslegung aller Hauptkomponenten vorausgesetzt wird, werden in der finiten Elemente Berechnung wesentliche statische Lastfälle des Drehkörpers auf ihre größte Hauptnormalspannung untersucht, um die statisch richtige Auslegung zu bestätigen.

3.1 Kenndaten Pumpenkugelschieber Oschenik

In der nachfolgenden Abbildung ist das Triebwassersystem Oschenik grafisch dargestellt. Zu sehen sind die für den Pumpenkugelschieber Oschenik relevanten Speicherseen Haselstein sowie Oschenik. Die Verteilleitung Innerfragant ist noch einmal gesondert dargestellt, in dem das genannte Absperrorgan sowie die Kreiselpumpe ganz rechts angeordnet sind. Das Wasser wird je nach Bedarf vom Haselsteinspeicher auf den höher gelegenen Oschenikspeicher gefördert.

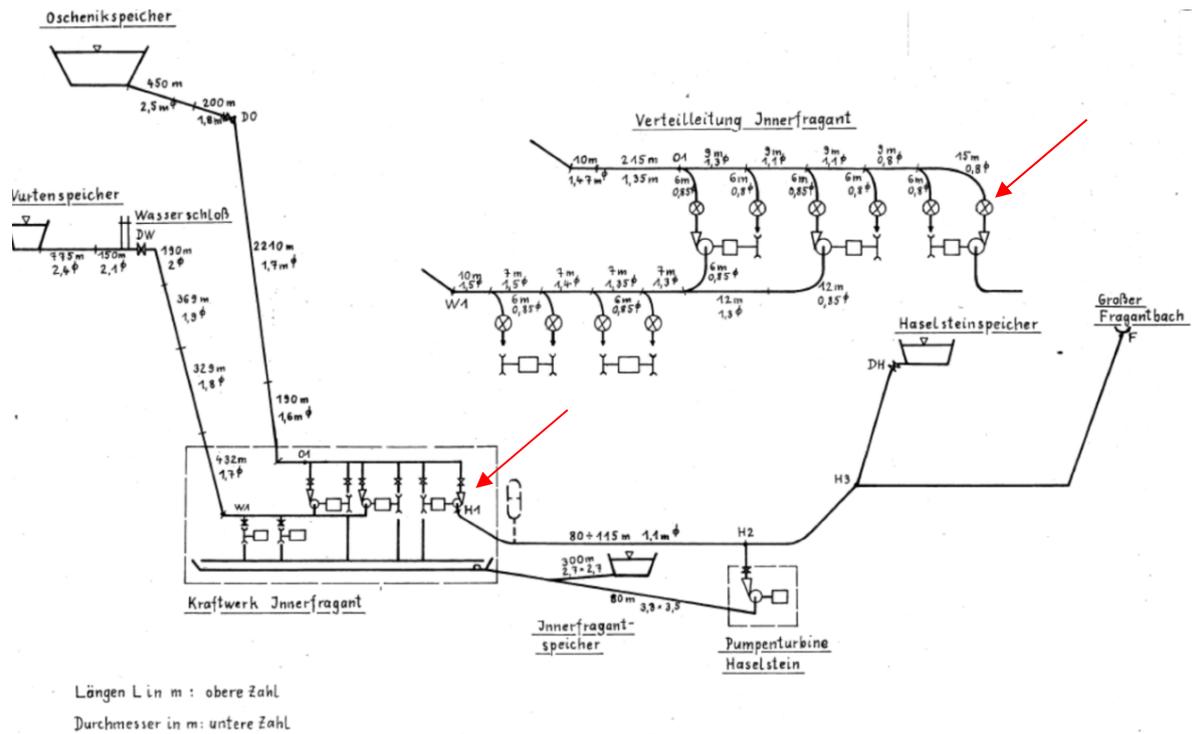


Abbildung 29: Rohrleitungssystem mit Rohrdurchmesser und Rohrleitungslängen¹⁰⁴

Die folgenden Kenndaten stammen von der Kelag:

Oschenikspeicher:

Stauziel: 2393m Seehöhe

Absenkziel: 2245m Seehöhe

Haselsteinspeicher:

Stauziel: 1470,5m Seehöhe

Absenkziel: 1458m Seehöhe

Krafthaus Innerfragant:

1205m Seehöhe

$H_{nenn_pump}=889,4m$

Nenndifferenzdruckhöhe Pumpbetrieb

$D_N=700mm$

Nenndurchmesser Kugelschieber

$Q_{nenn}=3,32m^3/s$

Nenndurchfluss bei H_{nenn_pump}

¹⁰⁴ vgl. ÖZE

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$	Dichte Wasser
$H_{\text{diff_max}} = 935 \text{ m}$ (976,6m)	maximale Differenzdruckhöhe
$H_{\text{diff_min}} = 774,5 \text{ m}$ (788,2m)	minimale Differenzdruckhöhe
$H_{\text{Lastabwurf}} = 1200 \text{ m}$	Druckhöhe bei Netzausfall (Lastabwurf). Aus Druckstoßrechnung
$H_{\text{max-Rohrbruch}} = 1480 \text{ m}$	Druckhöhe bei Rohrbruch. Aus Druckstoßrechnung

An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Betriebsbereich der Kreiselpumpe von einer Differenzdruckhöhe von 788,2m bis 943m reicht. Für die minimale Differenzdruckhöhe wird deshalb 788,2m und aus konservativen Gründen wird mit einer maximalen Differenzdruckhöhe von 976,6m gerechnet. Die Hauptkomponenten des Oschenik-Kugelschiebers enthalten folgende Werkstoffe und Grenzspannungen:

Tabelle 5: Streckgrenzen Hauptkomponenten

<u>Hauptkomponenten</u>	<u>Werkstoff</u>	<u>Streckgrenze</u>
Drehkörper mit Drehzapfen	GS 20Mn5+N	$R_{p0.2} = 300 \text{ N/mm}^2$ ¹⁰⁵
Gehäuse	GS 20Mn5+N	$R_{p0.2} = 300 \text{ N/mm}^2$ ¹⁰⁶
Anschlussrohre	Aldur 47 (Dicke: 30-60mm)	$R_{p0.2} = 315 \text{ N/mm}^2$ ¹⁰⁷
Lagerbüchsen	GzFeALBz F60	
Dichtungsplatte	X3CrNiMo 13-4	
Bolzenschraube zum Teilflansch	24CrMo5	
Bolzenschraube am Teilflansch d. KS	24CrMo5	
Bewegl. Dichtungsring	1.4027 V	

Da seit dem Einbau dieses Verschlussorgans im Jahr 1968 keine nachvollziehbaren Betriebsdaten seitens der Kelag über Differenzdruckhöhen vorhanden sind, wird der Ermüdungsfestigkeitsnachweis in dieser Diplomarbeit einmal mit der maximalen und einmal mit der minimalen Differenzdruckhöhe durchgeführt. Der Kugelschieber wurde im Jahr 2016 revidiert, wodurch sich bei täglich drei Start/Stops seit dem Jahr 1968 eine Lastspielzahl von etwa 52.560 ergibt. Es wurde eine zerstörungsfreie Prüfung

¹⁰⁵ vgl. FKM Richtlinie 2012, S. 119

¹⁰⁶ vgl. ebd., S 119

¹⁰⁷ vgl. Vöest-Alpine

durchgeführt und es wurden dabei keinerlei Schäden wie etwa durch Risse an den Hauptkomponenten festgestellt. Der Betrieb der Kelag bestätigt zusätzlich, dass der Pumpenkugelschieber Oschenik noch keine Belastung auf Grund eines Notschlusses erfahren hat. Zur Vermeidung von thermischen Einflüssen wird der Öffnungsvorgang mit dem Druckausgleich vor und hinter der Abdichtplatte bei einem Rohrbahndruck von etwa 80% eingeleitet. Dies soll aber bei meinen Berechnungen ignoriert werden. Ein Ausblick über das Betriebsverhalten dieses Verschlussorganes über die nächsten Jahrzehnte ist seitens des Kraftwerkbetreibers auf Grund des schwankenden Strombedarfes leider nicht möglich. Deshalb wird mit der bereits vorhandenen Lastspielzahl von 52.560 Schwingspielen der Ermüdungsfestigkeitsnachweis durchgeführt. Im Anschluss soll die Interpretation der Ergebnisse einen Ausblick über das weitere mögliche Betriebsverhalten veranschaulichen. Optimal für den weiteren Betrieb des Kugelschiebers wäre der Nachweis der Dauerfestigkeit.

Die nachfolgende Abbildung wurde von der Kelag zur Verfügung gestellt und zeigt den Einbauplan der Oschenik-Kreiselpumpe sowie den zugehörigen Pumpenkugelschieber am linken Bildrand.

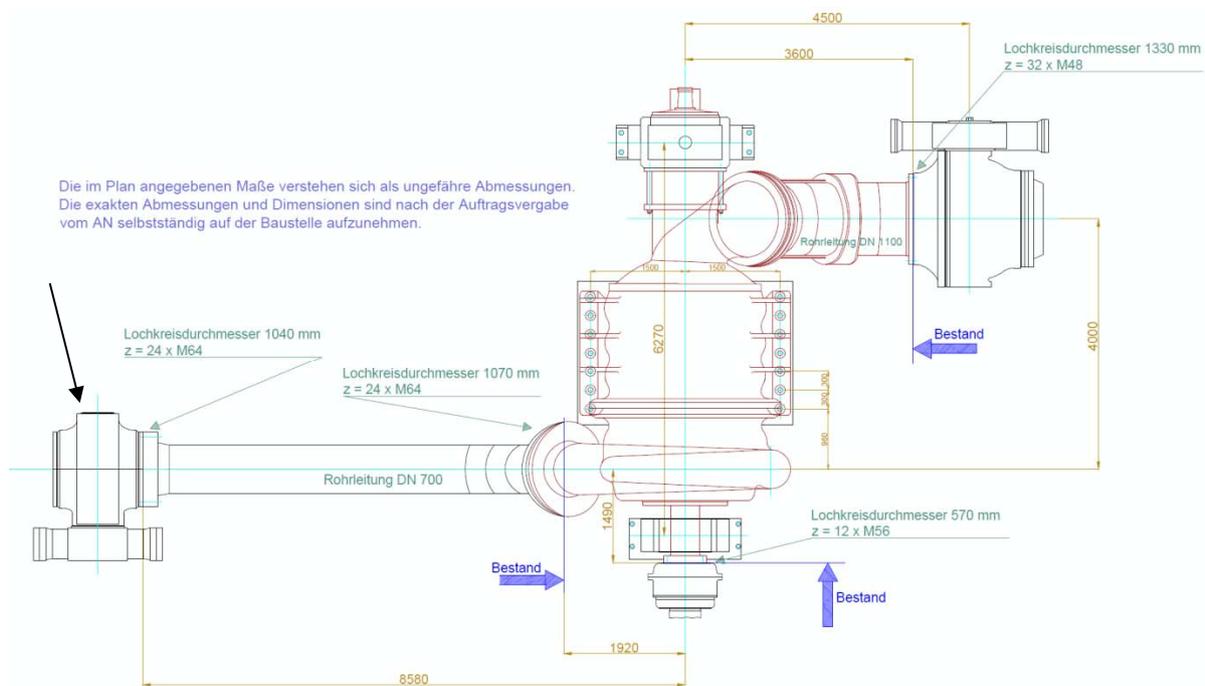


Abbildung 30: Einbauplan Kreiselpumpe und Kugelschieber

3.1.1 Bestimmung der Druckdifferenzen am Kugelschieber

Die Bestimmung der Druckdifferenz am Pumpenkugelschieber erfolgt durch Einsetzen aller Parameter in (19). Auf Grund der Wahl der Systemgrenzen an den beiden Oberwasserspiegel der Speicherseen sind die Atmosphärendrücke p_A und p_E näherungsweise gleich, die Absolutgeschwindigkeiten c_E und c_A in den Seen werden zu null und somit vereinfacht sich (19) zu:

Verlusthöhe am Kugelschieber	$H_{KS} = H_{PKL} - H_{geo} - H_R$	(38)
---------------------------------	------------------------------------	---------------

Auf der Abszisse ist der Durchfluss in m^3/s und auf der Ordinate die Differenzdruckhöhe/100 in Metern abgebildet. Auf der Pumpenkennlinie kann nun die durchflussabhängige Differenzdruckhöhe H_{PKL} abgelesen werden. Der statische Anteil H_{stat} ist nur mehr vom geodätischen Höhenunterschied H_{geo} der Speicherseen abhängig und somit ergibt sich für den minimalen H_{geo_min} und maximalen geodätischen Höhenunterschied H_{geo_max} , Werte von 788,2m und 976,6m. Der dynamische Anteil reduziert sich auf den Druckhöhenverlust auf Grund von saug- und druckseitiger Rohrreibung zu H_R und bestimmt somit die Anlagenkennlinie. Zur besseren Übersicht wird in der nachfolgenden Abbildung 31 die Pumpenkennlinie der Oschenik Kreiselpumpe sowie die Anlagenkennlinien bei den statischen Differenzdruckhöhen von 976,6m und 788,2m angegeben. Die Pumpenkennlinie wurde nach Auskünften des Kraftwerksbetreibers Kelag erstellt. Auffallend an der Pumpenkennlinie ist, dass die Nullförderhöhe der sechsstufigen Kreiselpumpe nicht die maximale Differenzdruckhöhe aufweist, sondern dass diese bei einem Durchfluss von $1,8m^3/s$ zu finden ist. Zwischen den beiden horizontalen Geraden befindet sich der Betriebsbereich der Pumpe. Die Schnittpunkte der beiden gekrümmten Anlagenkennlinien mit der Pumpenkennlinie, stellen die Betriebspunkte bei der minimalen und maximalen Differenzdruckhöhe dar. Der Rotor des Kugelschiebers ist dabei vollständig geöffnet und das Wasser strömt näherungsweise verlustfrei durch.

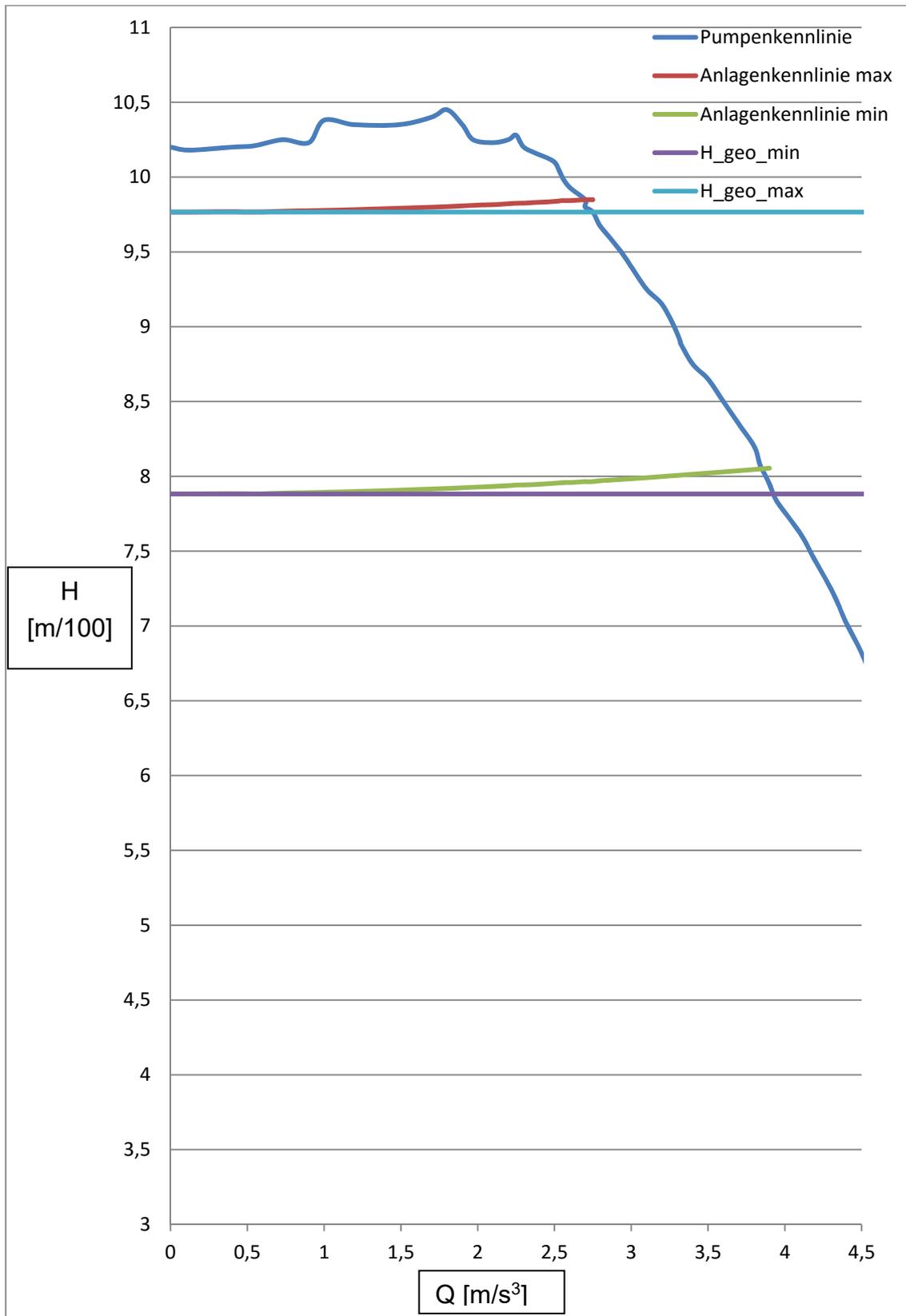


Abbildung 31: Pumpenkennlinie Oschenik

3.1.2 Druckdifferenz am Kugelschieber bei $H_{\text{diff_max}}=976,6\text{m}$

In Kapitel 2.2.3 wurde darauf hingewiesen, dass die größten Beanspruchungen in Radienübergängen an den Drehzapfen auftreten und deshalb wird in dieser Diplomarbeit der Rotor sehr genau untersucht. Die Lastspielzahl eines des ermüdungsrelevanten Betriebsbereich Pumpbetrieb setzt sich aus dem geschlossenen Kugelschieber und ausgeschalteter Pumpe, dem anschließenden Anfahren der Pumpe bis zum notwendigen Betriebsdruck, über den Öffnungsvorgang bis zum vollständig geöffneten Zustand und anschließendem Schließvorgang bis zum vollständig geschlossenen Zustand bei ausgeschalteter Pumpe zusammen. Für den statischen Fall der ausgeschalteten Pumpe und geschlossenen Kugelschieber ist H_{KS} nur vom geodätischem Höhenunterschied abhängig und somit ergibt sich für die Druckdifferenz:

$$H_{KS} = -H_{geo} = -976,6\text{m}$$

Das negative Vorzeichen soll nur den statischen Lastfall charakterisieren, in weiterer Folge aus praxisrelevanten Gründen aber positiv dargestellt werden. Für den Öffnungsvorgang muss nun für H_{PKL} die gesamte Pumpenkennlinie von der Nullförderhöhe, punktweise bis zum Betriebspunkt, das heißt bis zum vollständig geöffneten Zustand, abgetastet werden. Den vollständig geöffneten Zustand beschreibt der Schnittpunkt der Anlagenkennlinie_max mit der Pumpenkennlinie. Der geodätische Höhenunterschied H_{geo} wird dabei als konstant vorausgesetzt und H_R wird wiederum punktförmig von der Nullförderhöhe bis zum Betriebspunkt berechnet. Die Berechnung des Schließvorgangs liefert dieselben Ergebnisse für die Deckelkräfte sowie für die hydraulischen Momente. In der nachfolgenden Tabelle sollen die markanten, öffnungswinkelabhängigen Druckdifferenzen dargestellt werden. Zur besseren Übersicht werden auch die dazugehörigen Deckelkräfte F_D , hydraulischen Momente M_{hyd} und die sich ergebende Vergleichsspannungen nach Mises σ_v , in Abhängigkeit von der Biege- und Schubspannung $\sigma_x(x,y,z)$ und Schubspannung τ dargestellt. Das genaue mechanische Ersatzmodell mit allen Abmessungen und Vorzeichenkonventionen wird im nachfolgenden Kapitel dargestellt.

Tabelle 6: Belastungen Normalbetrieb, Lastfall öffnen für $H_{KS}=976,6m$

α	$H_{KS}[m]$	$F_D[kN]$	$M_{hyd}[Nm]$	$\bar{\sigma}_{x_zug}(x,y,z)$ [N/mm ²]	τ [N/mm ²]	$\bar{\sigma}_V$ [N/mm ²]
90°	-976,6m	-4037,2	0	+71,54	0	+71,54
0°	8,58m	0	0	0,73	0,59	1,25
50°	61,21m	+288,33	-11.533,26	+5,14	-4,45	9,27
24°	68,4	+235,1	-20.714	+4,57	-3,83	8,05

Die größte Vergleichsspannung ergibt sich im statischen Fall beim geschlossenen Kugelschieber und ausgeschalteter Pumpe, bei der die Druckdifferenz den höchsten Wert besitzt. Es liegt nur eine Biegespannung und keine Schubspannung vor, womit die Vergleichsspannung den selben Wert wie die Biegeennspannung besitzt. Beim vollständig geöffneten Drehkörper ist die Strömung durch den Rotor verlustfrei und die Druckhöhendifferenz am Kugelschieber von 8,58 Metern und entsteht auf Grund der druck- und saugseitigen Rohrreibung. Der höchste Wert von H_{KS} zwischen Offen- und Schließstellung liegt bei 68,4 Metern bei einem Öffnungswinkel von 24 Grad. Die größte Vergleichsspannung allerdings liegt bei 9,27N/mm² unter dem Öffnungswinkel von 50 Grad. Auf Grund dieser geringen Vergleichsspannungen bleiben diese Nachweispunkte bei der späteren Ermüdungsberechnung unberücksichtigt und es wird nur der sich ergebende Nachweispunkt mit der Vergleichsspannung von 71,54MPa berücksichtigt, in weiterer Folge als Nachweispunkt 1 bezeichnet. Wie bereits erwähnt, werden mit der Vergleichsspannung nach Mises die kritischen Nachweispunkte vorerst am ungekerbten Stab und aufbauend darauf auch in der kritischeren Kerbe ermittelt. Die nachfolgende Abbildung soll diesen Nachweispunkt angeben, welcher sich aus dem maximalen Normalabstand von der neutralen Achse ergibt.

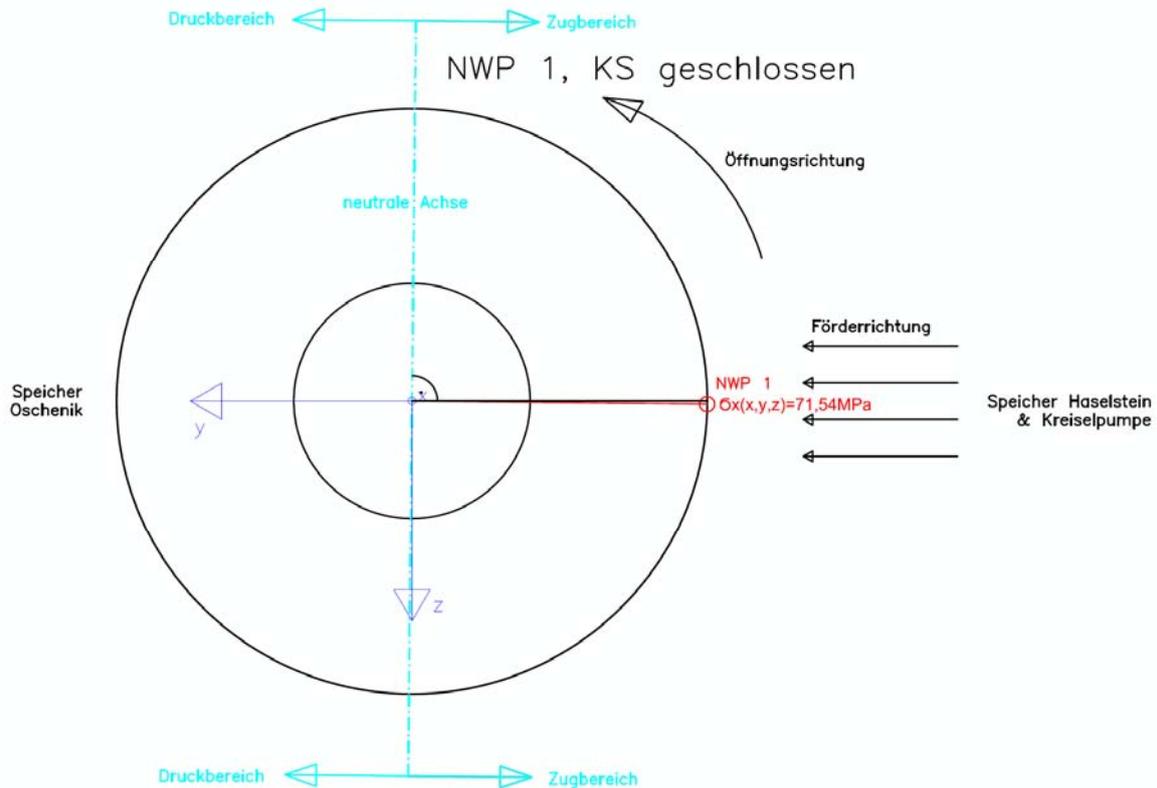


Abbildung 32: NWP 1, Kugelschieber geschlossen

Wie in der Skizze ersichtlich, verläuft die neutrale Achse durch den Koordinatenursprung, wodurch sich zwei größte Normalabstände ergeben. Durch Einsetzen von den negativen y sowie positiven z-Werten für die Randfaser in die Formel für die schiefe Biegung ergibt sich im ermittelten Nachweispunkt 1 eine maximale Biegezugspannung von $\sigma_x(x,y,z)=+71,54\text{N/mm}^2$, welche vorzeichenbedingt die Zugspannung darstellt. Beim Einsetzen der positiven y sowie negativen z-Werte, ergibt sich bezüglich der neutralen Achse ein spiegelverkehrter Nachweispunkt mit einer Biegezugspannung von $\sigma_x(x,y,z)=-71,54\text{N/mm}^2$, welche vorzeichenbedingt die Druckspannung darstellt. Eine Erklärung für diese symmetrischen Spannungsverhältnisse in Bezug auf Biegung sind die symmetrische Geometrie, Belastung sowie der Verlauf der neutralen Achse durch den Koordinatenursprung.

Auf der linken Seite der Skizze befindet sich das oberwasserseitige Anschlussrohr mit dem statischen Druck vom Oschenik-Speichersee und auf der rechten Seite der geringere statische Druck vom Haselsteinspeichersee, wodurch sich bekanntlich eine Druckdifferenzhöhe am Kugelschieber von $H_{KS}=976,6$ Metern einstellt. Mit einem gewissen mechanischen Grundverständnis ist der Zug- und Druckbereich für den statischen Lastfall nachvollziehbar. Die Aufgabe der Kreiselpumpe besteht darin,

diese Druckdifferenzhöhe zu überwinden, und deshalb muss der in Summe aufgebrachte Druck auf der Seite des Haselsteinspeichers unmittelbar vor dem Öffnen bis zum vollständig geöffneten Zustand höher als der Druck seitens des Oschenikspeichers sein. Das müsste auch bedeuten, dass Nachweispunkt 1 während des Öffnungsvorganges permanent im Druckbereich liegt. Diese mechanischen Überlegungen sollen später neben der Ermittlung der auftretenden Spannungen bei der FEM Rechnung überprüft werden.

3.1.3 Druckdifferenz am Kugelschieber bei $H_{KS}=788,2m$

Die Berechnung funktioniert analog dem vorangegangenen Kapitel, allerdings mit einem anderen Betriebspunkt. Der vollständig geöffnete Zustand beschreibt den Schnittpunkt der Anlagenkennlinie_min mit der Pumpenkennlinie. Es ergeben sich folgende Belastungskennwerte:

Tabelle 7: Belastungen Normalbetrieb, Lastfall öffnen für $H_{KS}=788,2m$

α	H_{KS} [m]	F_D [kN]	M_{hyd} [Nm]	$\sigma_{x_zug}(x,y,z)$ [N/mm ²]	τ [N/mm ²]	σ_v [N/mm ²]
90°	-788,2m	-3528,4	0	+57,73	0	57,73
0°	16,82m	0	0	0	0	0
27°	239,8m	+821,87	-71.812,9	+15,02	29,56	53,36
33°	256,8m	+913,47	-58.326	+15,98	25,8	47,45

In dieser Tabelle zeigt sich ein völlig anderes Bild als im vorigen Lastfall. Die Vergleichsspannung im statischen Fall zeigt zwar eine geringere Vergleichsspannung $\sigma_v=57,73N/mm^2$ als bei $H_{diff_max}=976,6m$, aber bei dem Öffnungswinkel von 27 Grad zeigt sich eine ähnlich hohe, nämlich $\sigma_v=53,36N/mm^2$. Dieser Wert wird in dieser Diplomarbeit keinesfalls vernachlässigt und wird ebenfalls einer Ermüdungsberechnung unterzogen. Die höchste Druckhöhendifferenz von 256,8m am Kugelschieber ist bei $\alpha=33^\circ$ vorzufinden, die Vergleichsspannung ist aber geringer als beim Öffnungswinkel von 27 Grad. Bemerkenswert hierbei ist, dass beim Öffnungswinkel von 27 Grad die Druckdifferenzhöhe von 239,8 Metern um ein Vielfaches geringer ist als beim statischen Druck von 788,2 Metern, die

Vergleichsspannungen aber annähernd gleich. Auch bei der minimalen Differenzdruckhöhe von $H_{\text{diff_min}}=788,2\text{m}$ ist die größte Vergleichsspannung des ungekerbten Stabes von $\sigma_v=57,73\text{N/mm}^2$ im statischen Fall vorzufinden, in Folge als Nachweispunkt 2 bezeichnet. Die Ermittlung der Schwingbreite funktioniert analog dem vorangegangenen Kapitel.

Ein weiterer interessanter Nachweispunkt, in weiterer Folge Nachweispunkt 3 bezeichnet, ergibt sich bei einem Öffnungswinkel von 27 Grad. Um diesen Nachweispunkt analytisch zu identifizieren, muss die Lage der neutralen Achse für diese Rotorstellung berechnet werden. Der maximale Normalabstand von dieser, liefert den kritischen Nachweispunkt, wobei wiederum der Zugbereich betrachtet wird. Durch Einsetzen von $y=+136,6\text{mm}$ und $z=+146\text{mm}$ in die Gleichung der schiefen Biegung wird dieser berechnet. Um nun die volle Spannungsschwingbreite für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis zu erhalten, gilt es Überlegungen hinsichtlich der maximalen und somit kritischen Spannungsschwingbreite durchzuführen. Da die maximale Zugspannung im Nachweispunkt bereits bekannt ist, wird die Spannungsschwingbreite umso höher, je größer seine Druckspannung wird. Die Druckspannung ist für diesen Punkt logischer Weise im statischen Lastfall am höchsten und kann durch Zurückdrehen um 27 Grad in die Schließstellung und durch den größten Normalabstand von der neutralen Achse des statischen Falles ermittelt werden. Die nachfolgende Skizze soll dies veranschaulichen.

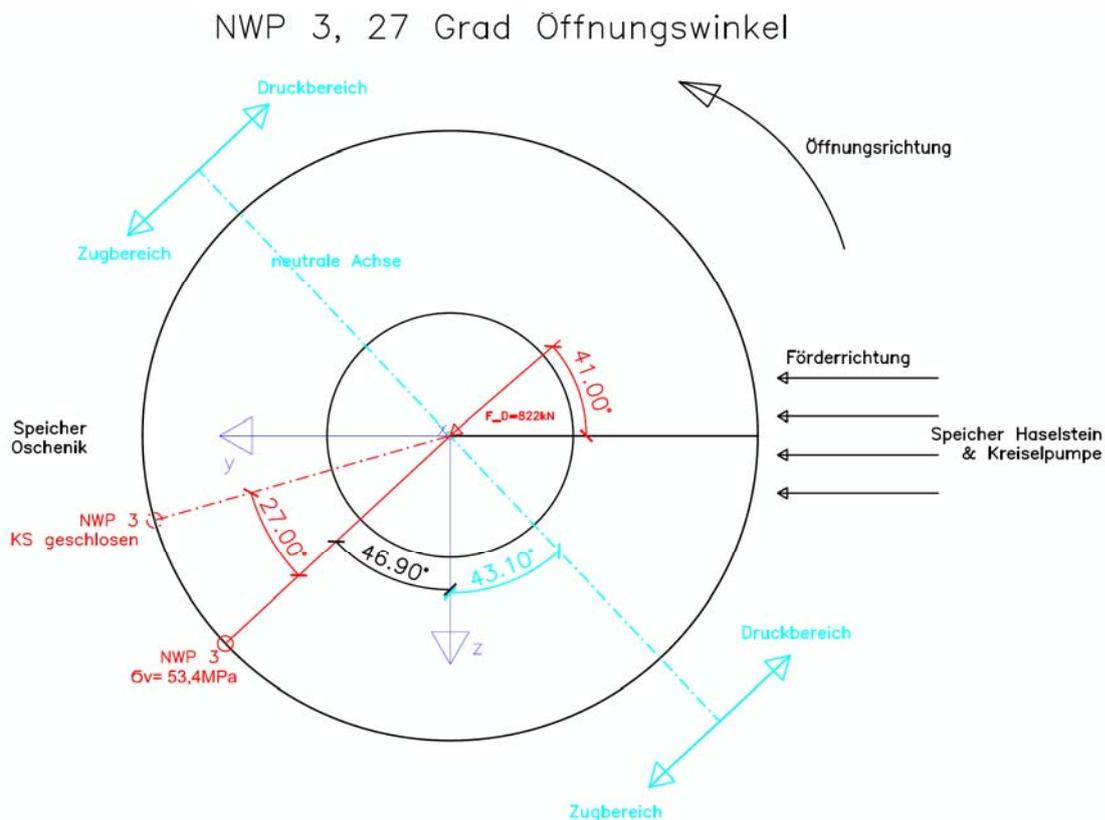


Abbildung 33: NWP 3, 27 Grad Öffnungswinkel

3.1.4 Hauptnormalspannungen aus FEM

Die Ermittlung der auftretenden Spannungen in der Kerbe wurde im Zuge der Projektarbeit „Finite Elemente Analyse eines Kugelschiebers“ mit der Software ANSYS Workbench 18.1 durchgeführt. Die Vernetzungseigenschaften, Randbedingungen sowie Vereinfachungen sind aus dieser Projektarbeit zu entnehmen.¹⁰⁸ Zur Ermittlung der auftretenden Hauptnormalspannungen benötigt die FEM-Berechnung folgende Eingabedaten: Deckelkraft mit zugehörigem Kraftangriffswinkel, hydraulisches Moment sowie die Lagerreibmomente. Zur Ermittlung der Spannungsamplitude und der Mittelspannung wird die mathematisch größte und kleinste Spannung gesucht. Da es nicht offensichtlich ist, bei welchem Öffnungswinkel diese auftreten, wird der Öffnungsvorgang des Rotors in fünf Grad Abständen mittels der FEM-Rechnung durchgeführt. Somit ist es ersichtlich, dass ein quasistatischer Berechnungsansatz mit numerischer Berechnung vollzogen wird. Zur Ermittlung der Deckelkräfte sowie der hydraulischen Momente wurden die Druckdifferenzen für den geschlossenen und offenen Kugelschieber sowie für alle Teilöffnungswinkel berechnet.

¹⁰⁸ vgl. Raberger 2017

Es ergeben sich aus der finiten Elemente Berechnung für den gekerbten Stab für die drei potentiellen Nachweispunkte folgende Hauptnormalspannungen und Mises-Vergleichsspannungen:

Tabelle 8: Spannungen der Nachweispunkte aus FEM¹⁰⁹

H_{Ks}=976,6m	α [°]	σ_1 [N/mm²]	σ_2 [N/mm²]	σ_v [N/mm²]	$\Delta \sigma = \sigma_{1max} - \sigma_{1min}$ [N/mm²]
NWP 1	90	147,9	44,6	131,2	162,37
	50	-12,47	-3,35	11,16	
H_{Ks}=788,2m					
NWP 2	90	119,4	35,16	106,18	167,63
	50	-48,23	-13,00	43,18	
H_{Ks}=788,2m					
NWP 3	90	-87,84	-13,0	82,09	127,55
	27	39,71	-5,26	42,58	

Aus dieser Tabelle zeigen sich folgende Erkenntnisse: Die größte Spannungsschwingbreite erscheint nicht, wie vielleicht erwartet, beim Nachweispunkt 1 bei der maximalen Differenzdruckhöhe von 976,6 Metern, sondern beim Nachweispunkt 2, mit einer Spannungsschwingbreite von 167,63N/mm². Dadurch ergeben sich höhere Spannungsamplituden, die die Ermüdungsberechnung wesentlich beeinflussen. Die Schwingbreiten beziehen sich pro Nachweispunkt auf die größten Hauptnormalspannungen σ_1 . Die dritte Hauptnormalspannung σ_3 ist in allen Fällen näherungsweise null, wodurch ein ebener Spannungszustand bestätigt wird. Die Vorzeichenkonventionen von σ_1 bestätigen die Annahmen über die positiven Zug- und negativen Druckbereiche trotz des Auftretens von Schubspannungen bei den Öffnungswinkeln von 50 und 27 Grad. (siehe Kapitel 2.2.6 und 3.1.2) Auffallend sind die geringeren Vergleichsspannungen nach Mises im Vergleich zu deren größten Hauptnormalspannungen in allen drei Nachweispunkten. Die Verwendung der örtlichen Spannungen wird hiermit untermauert, um die

¹⁰⁹ vgl. Raberger 2017, S. 12

maximale und somit kritische Spannungsschwingbreite für die Ermüdungsberechnung zu erhalten.

Trotz der größten statischen Druckdifferenzhöhe von 976,6 Metern und auch größter Hauptnormalspannung ist die Schwingbreite für den Nachweisunkt 1 nicht am höchsten. Der Grund dafür liegt offensichtlich bei einer zu geringen Druckspannung in welcher die größte Hauptnormalspannung einen Wert von $\sigma_1 = -12,47 \text{ N/mm}^2$ aufweist. Der Grund dafür soll nun in den nachfolgenden Kapiteln erläutert werden. Dadurch dass Nachweisunkt 2 eine höhere Schwingbreite aufweist als Nachweisunkt 1, wird dieser zuerst genauer untersucht. Der Belastungsverlauf des Nachweispunktes 1 funktioniert trivial.

3.1.5 Nachweisunkt 2

Die nachfolgende Tabelle soll einerseits die mathematisch größte und geringste Hauptnormalspannung zeigen, den Durchfluss Q zur Bestimmung der Lage auf der Pumpenkennlinie sowie den Kraftangriffswinkel ϕ (von y -Achse aus, im Uhrzeigersinn) der Deckelkraft, die Lage der neutralen Achse β (von z -Achse, im Uhrzeigersinn) und den Kraftfaktor k_f bei den Öffnungswinkeln α von 90 und 50 Grad. Beim geschlossenen Kugelschieber befindet sich Nachweisunkt 2 nahezu an derselben Stelle wie Nachweisunkt 1 laut Abbildung 32 mit einer Biegeennspannung $\sigma_x(x,y,z) = +57,73 \text{ MPa}$ und wird deshalb an dieser Stelle grafisch nicht dargestellt.

Tabelle 9: Nachweisunkt 2

α [°]	σ_1 [N/mm ²]	Q [m ³ /s]	ϕ [°]	β [°]	k_f	σ_x [N/mm ²]	τ [N/mm ²]
90	119,4	0	0	0	0	57,73	0
50	-48,23	1,058	28	29,75	0,98	-18,06	23,69

Anschaulicherweise wird nur auf die größte Hauptnormalspannung im Druckbereich von $\sigma_1 = -48,23 \text{ N/mm}^2$ näher eingegangen, denn die größte Hauptnormalspannung im Zugbereich findet im statischen Lastfall bei der Druckdifferenzhöhe von 788,2 Metern statt. Der Durchfluss in der Drehkörperstellung von $\alpha = 50$ Grad beträgt $1,058 \text{ m}^3/\text{s}$ und bei Abgleich dieses Stromes mit der Pumpenkennlinie aus Abbildung 35 wird eine Druckhöhendifferenz am Kugelschieber von 246,8 Metern festgestellt. Das heißt der untere Extremwert der Hauptnormalspannung von $\sigma_1 = -48,23 \text{ N/mm}^2$, besitzt sein

Minimum nicht bei der höchsten Druckhöhedifferenz am Kugelschieber, welche bei einem Öffnungswinkel von 33 Grad bei 256,8 Metern gelegen wäre. Die nachfolgende Abbildung 34 zeigt Nachweispunkt 2 bei einem Öffnungswinkel von 50 Grad mit der auftretenden Biegeennspannung $\sigma_x(x,y,z)=-18,1\text{MPa}$ sowie der Schubspannung von $\tau=23,7\text{MPa}$.

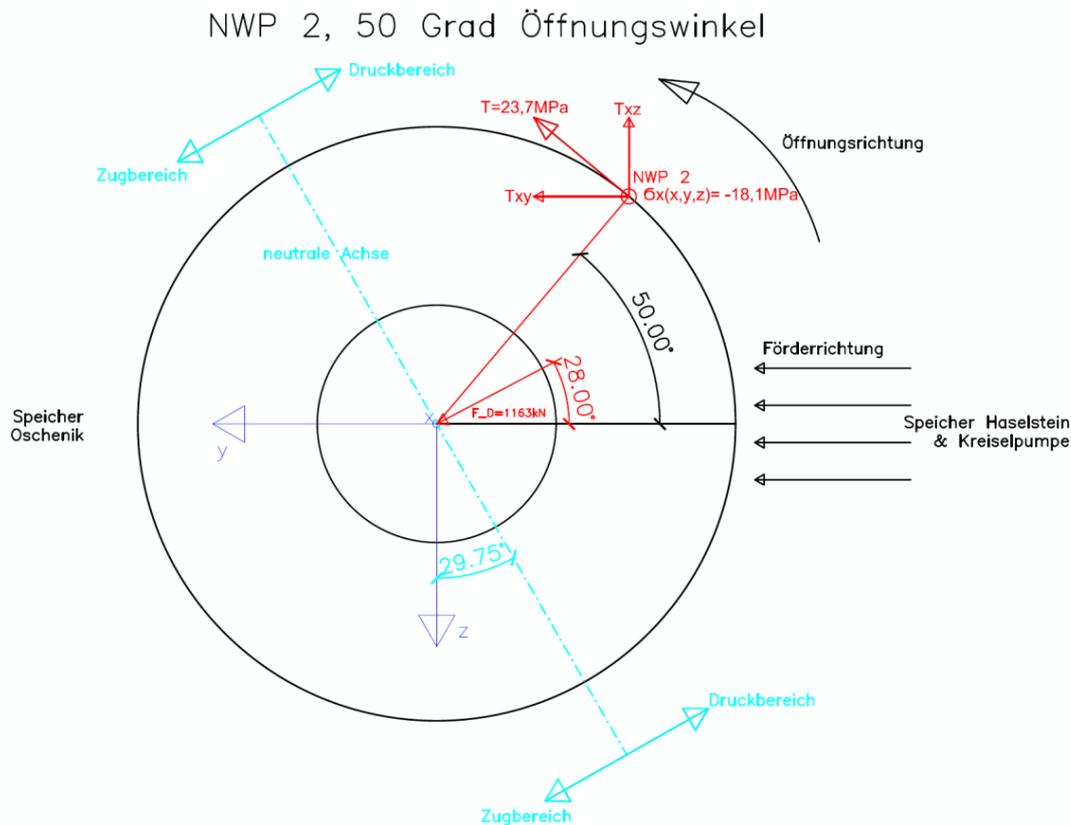


Abbildung 34: NWP 2, 50 Grad Öffnungswinkel

Der Kraftfaktor erreicht bei einem Öffnungswinkel von 51 Grad mit $k_f=0,985$ seinen höchsten Wert und bei $\alpha=50$ Grad beträgt $k_f=0,98$. Dies deutet offensichtlich auf einen engen Zusammenhang zwischen der Höhe der Druckdifferenz und der Höhe des Kraftfaktors hin. Die nachfolgende Abbildung 35 soll den Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz am Kugelschieber und dem Kraftfaktor über dem Durchfluss in der Pumpenkennlinie besser darstellen. Der Kraftfaktor wird hierbei speziell für die Druckdifferenzhöhe von 788,2 Metern über dem Durchfluss berechnet und der Pumpenkennlinie mit der Anlagenkennlinie_min gegenübergestellt.

Das Auftreten der maximalen Hauptnormalspannung bei einem Durchfluss von $1,058\text{m}^3/\text{s}$, bei einer Druckdifferenzhöhe von 246,8 Metern unter Öffnungswinkel von 50 Grad ist eindeutig auf das Maximum des Kraftfaktors zurückzuführen. Im Vergleich dazu, tritt die maximale Druckdifferenzhöhe am Kugelschieber bei einem

Durchfluss von $Q=1,79\text{m}^3/\text{s}$ sowie einem Öffnungswinkel von 33 Grad auf und beträgt 256,8 Meter. Der starke Abfall des skalierten Kraftfaktors verhindert aber die Maximierung der Hauptnormalspannung im Druckbereich bei der höchsten Druckdifferenzhöhe. Das kritische Verhältnis von Kraftfaktor und Druckdifferenzhöhe liegt also bei einer Druckdifferenzhöhe von 246,8 Metern mit einem Kraftfaktor k_f von 0,98.

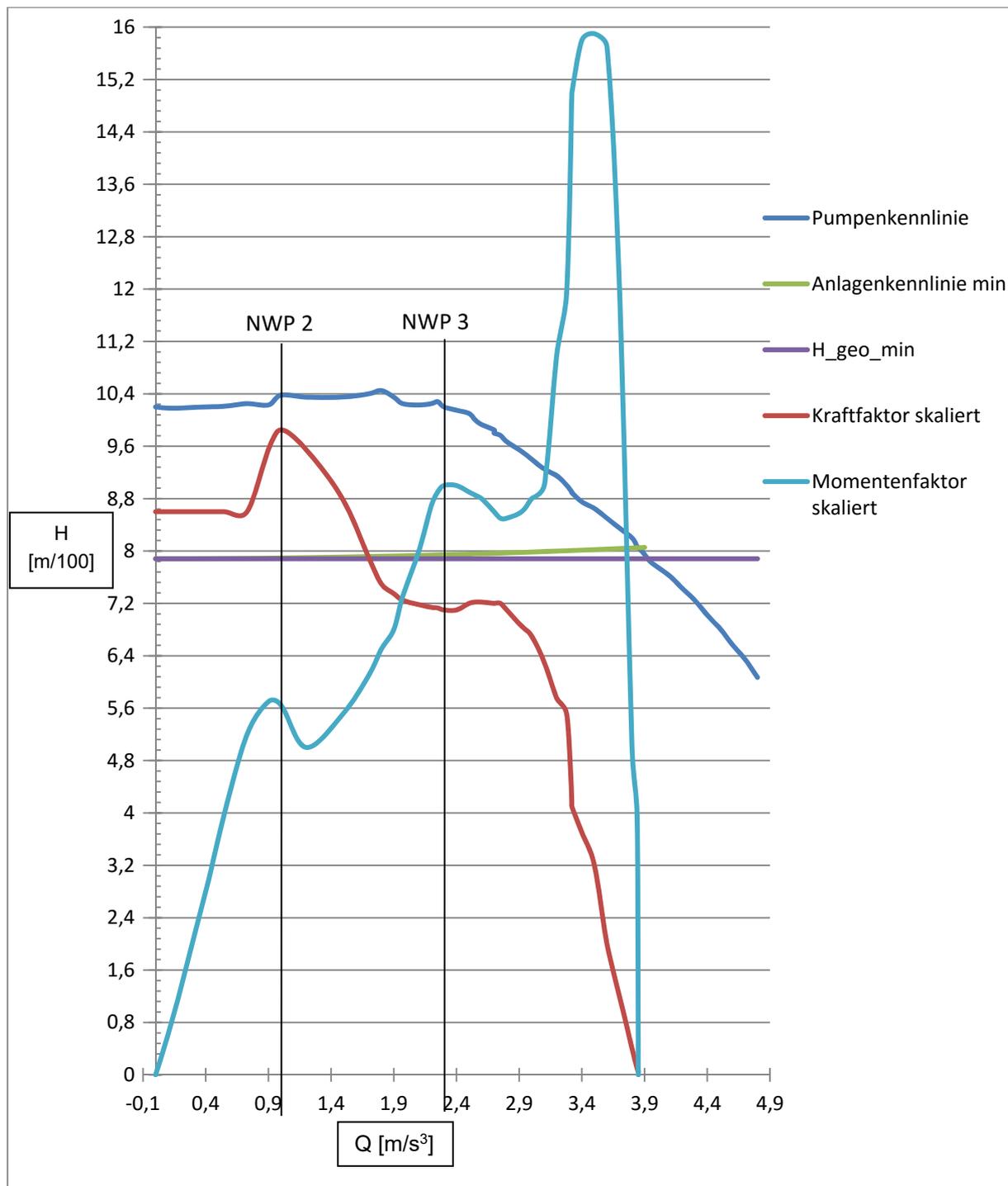


Abbildung 35: Pumpenkennlinie inklusive Lastkurven

Um den Einfluss des Momentenfaktors k_t zu berücksichtigen, wurde dieser ebenfalls über dem Durchfluss und der Druckdifferenzhöhe in die Pumpenkennlinie eingearbeitet. Zur Interpretation dieser Kennlinie, die einen maßgeblichen Einfluss auf die Schubspannung in der kritischen Kerbe darstellt, wird nachfolgend die Schubnennspannung der Biege- und Schubspannung zunächst beim Öffnungswinkel von 50 Grad gegenübergestellt. Die Tabelle 9 zeigt eine Biege- und Schubspannung von $\sigma_x(x,y,z) = -18,06 \text{ N/mm}^2$ und eine höhere Schubspannung von $\tau = 23,69 \text{ N/mm}^2$. Obwohl die Nennspannungen laut FKM-Richtlinie nur am ungekerbten Stab auftreten, eignen sie sich an dieser Stelle trotzdem zur Erklärung der auftretenden Kräfte und Momente. Das Drehmoment in der kritischen Kerbe beim Öffnungsvorgang setzt sich aus der Summe des Lagerreibmomentes M_r sowie des hydraulischen Momentes M_{hyd} zusammen. Der Betrag des Lagerreibmomentes beim Öffnungswinkel von 50 Grad beträgt $26,013 \text{ Nm}$ und der Betrag des hydraulischen Momentes $46,505 \text{ Nm}$ bei einer Höhe des Momentenfaktors $k_t = 0,056$ und einer Druckhöhendifferenz von $239,8$ Metern. Diese Konstellation aus Druckdifferenz, Kraft- und Momentfaktor ist offensichtlich verantwortlich für das Auftreten der größten Druckspannung in der kritischen Kerbe.

Wird in der Berechnung nach dem größten hydraulischen Moment gesucht, so ergibt sich dieses bei einem Öffnungswinkel von 27 Grad und einem Durchfluss $Q = 1,56 \text{ m}^3/\text{s}$ zu $M_{\text{hyd}} = 71,813 \text{ Nm}$. Unter Betrachtung des eingearbeiteten Momentenfaktors in die Pumpenkennlinie wird dieses Maximum bei einer Druckhöhendifferenz von $239,8$ Metern erreicht. Das bedeutet, dass die Druckdifferenzhöhe im Vergleich zum Öffnungswinkel von 50 Grad nur um sieben Metern angestiegen ist, sich das hydraulische Moment aber um $25,308 \text{ Nm}$ erhöht. Dies ist eindeutig auf den steilen Anstieg des Momentenfaktors k_t zurückzuführen.

3.1.6 Nachweispunkt 1

Die Berechnung des Nachweispunktes 1 funktioniert nach demselben Schema wie für Nachweispunkt 2 und liefert sinngemäß die gleichen Erkenntnisse. Deshalb werden in der nachfolgenden Tabelle nur die spezifischen Kennwerte des Nachweispunktes 1 sowie die Spannungen beim Öffnungswinkel von 50 Grad ohne Interpretation dieser angegeben.

Tabelle 10: Nachweispunkt 1

α [°]	$\bar{\sigma}_1$ [N/mm ²]	Q [m ³ /s]	phi [°]	β [°]	k_f	$\bar{\sigma}_x$ [N/mm ²]	τ [N/mm ²]
90	147,9	0	0	0	0	71,54	0
50	-12,47	0,74	28	29,75	0,98	5,14	4,45

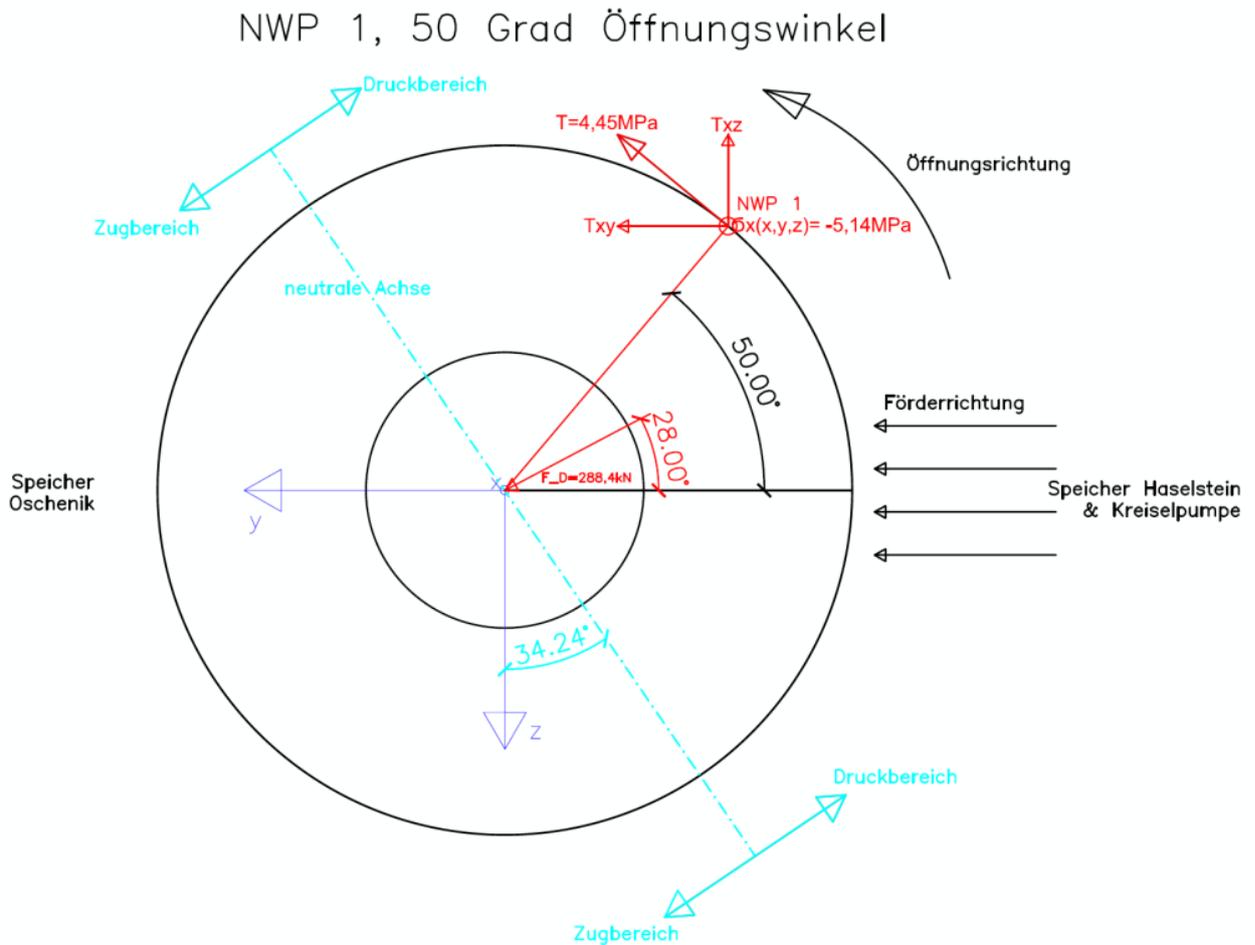


Abbildung 36: NWP 1, Öffnungswinkel 50 Grad

3.1.7 Nachweispunkt 3

Obwohl dieser Nachweispunkt die geringste Spannungsschwingbreite aufweist, wird er auf Grund seiner interessanten Eigenschaften in diesem Kapitel trotzdem angeführt.

Tabelle 11: Nachweispunkt 3

α [°]	$\bar{\sigma}_1$ [N/mm ²]	Q [m ³ /s]	phi [°]	β [°]	k_f	$\bar{\sigma}_x$ [N/mm ²]	τ [N/mm ²]
90	-87,84	0	0	0	0	k.A.	0
27	39,71	2,233	41	43,08	0,713	+15,02	29,56

Im vorangegangenen Kapitel wurde das Auftreten des maximalen hydraulischen Momentes von $M_{\text{hyd}}=71.813\text{Nm}$ bei einem Öffnungswinkel von 27 Grad gezeigt. Das Lagerreibmoment beträgt dabei $M_r=18.685\text{Nm}$, wodurch sich eine Schubnennspannung von $\tau=29,56\text{N/mm}^2$ ergibt. Der Einfluss auf die Schubnennspannung auf Grund des hydraulischen Momentes ist also wesentlich höher. Die Biege- und Schubnennspannung beläuft sich auf zirka die Hälfte dieser Werte und beträgt $\sigma_x(x,y,z)=+15,02\text{N/mm}^2$. Diese Beanspruchungen verursachen die zweitgrößte Vergleichsspannung nach Mises von $\sigma_v=53,36\text{N/mm}^2$, nach der statischen von $\sigma_v=57,73\text{N/mm}^2$, bei einer Biege- und Schubnennspannung von $\sigma_x(x,y,z)=57,73\text{N/mm}^2$. Die Schubspannung hat zusätzlich auch noch einen größeren Einfluss auf die Mises-Vergleichsspannung, da diese nach dem Quadrieren noch mit dem Faktor drei multipliziert wird (siehe (32)). Das bedeutet, dass dieser Nachweis nicht wegen der hohen statischen Belastung auf Grund einer Biegebeanspruchung zustande kommt, sondern vorwiegend auf Grund der Höhe der Schubnennspannung, die beim kritischen Verhältnis von Druckhöhendifferenz und hydraulischem Moment bei 27 Grad Öffnungswinkel ihr Maximum erreicht. Dieses Erkenntnis weist wiederum auf die enge Verknüpfung von Druckhöhendifferenz und Momentenfaktor k_t sowie deren Auswirkungen auf das hydraulische Moment und somit der Schubspannung und in weiterer Folge auf die Mises-Vergleichsspannung. Die Vorzeichenkonventionen der Hauptnormalspannungen in der Kerbe deuten zusätzlich darauf hin, dass der Einfluss der Zug- und Druckspannungen nur auf die Lage der neutralen Achse auf Grund der schiefen Biegung zurückzuführen sind. In Kapitel 2.1.2 wurde auf die Wichtigkeit des Kugelschiebers zur Aufnahme des vollen statischen Wasserdruckes hingewiesen, der dynamische Anteil darf aber aus den oben genannten Gründen in keinsten Weise unterschätzt werden und deshalb muss der Betriebsbereich der Kreiselpumpe genauestens betrachtet werden.

3.2 FKM-Richtlinie für Drehkörper mit Drehzapfen

Einleitend in diesem Kapitel soll erwähnt werden, dass auf Grund der Vielzahl an Faktoren und Kennwerten in der FKM-Richtlinie nicht auf jeden einzelnen eingegangen werden kann, da dies den Rahmen der Diplomarbeit sprengen würde. In diesem Abschnitt sollen die ermittelten Spannungskennwerte für den Drehkörper

des Pumpenkugelschiebers Oschenik aus den vorangegangenen Kapiteln spezifisch auf den Ermüdungsfestigkeitsnachweis in der FKM-Richtlinie angewandt werden.

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die Vorgehensweise zur Bestimmung der auftretenden Spannungen und deren Schwingbreite zur Genüge erläutert. Diese sind Voraussetzung zur Bestimmung des Ermüdungsfestigkeitsnachweises mittels der FKM-Richtlinie. Wie bereits erwähnt, kann der Ermüdungsfestigkeitsnachweis in der FKM-Richtlinie mittels Nenn- oder örtlichen Spannungen durchgeführt werden. Auf Grund der geometrischen Form der Kerbe ist es meines Erachtens nur sinnvoll den Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen durchzuführen. Wie aus der FEM-Rechnung hervorgeht, stellen die Hauptnormalspannungen in allen Nachweispunkten die größten Spannungen dar und deshalb wird auch mit diesen die Berechnung durchgeführt. Da der Berechnungsablauf einen strikten Berechnungsvorgang mit einer Vielzahl von Faktoren vorgibt, wird in dieser Diplomarbeit nur auf diejenigen näher eingegangen, die meiner Meinung nach den größten Einfluss hinsichtlich Ermüdung aufweisen.

3.2.1 Formzahlen

In der nachfolgenden Grafik wird die Kerbe des Drehkörpers in Anlehnung an die FKM-Richtlinie für einen Rundstab mit Absatz dargestellt.

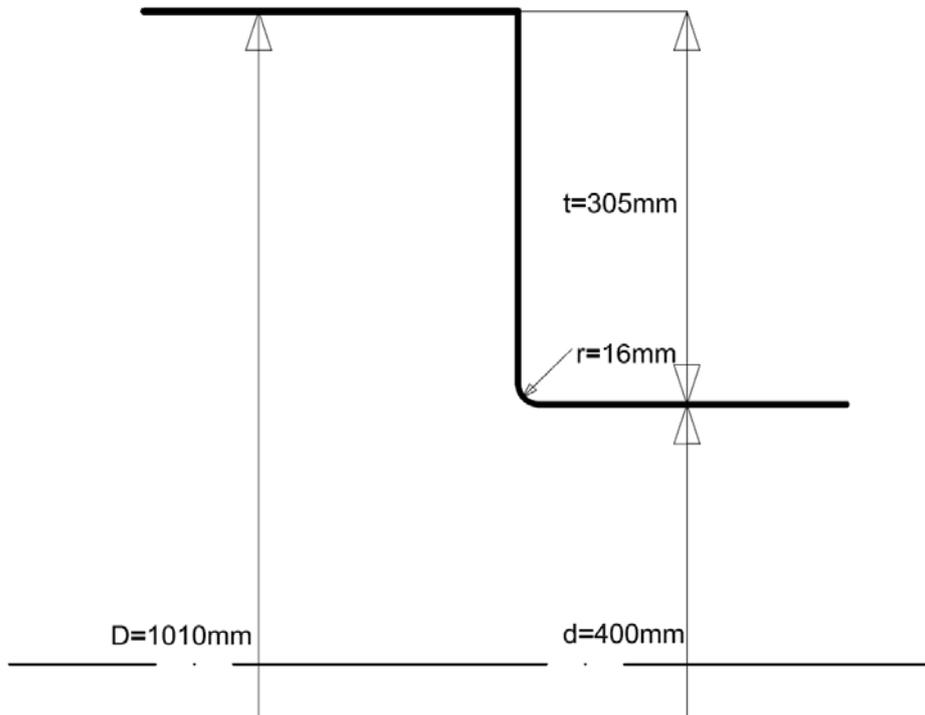


Abbildung 37: Kerbe Drehkörper Pumpenkugelschieber Oschenik¹¹⁰

Aus der geometrischen Form dieser Kerbe ergeben sich folgende Abmessungen und daraus können anschließend die Formzahlen gebildet werden.

Tabelle 12: Geometriefaktoren Kerbe

Geometriefaktoren	[mm]
r=	16
$t_{\max_GS20Mn5+N=}$	305
d=	400
$D_{\max=}$	1010

Formzahl Rundstab mit Absatz bei Biegung	$K_{t,b} = 2,32$	(39) ¹¹¹
--	------------------	-----------------------

Formzahl Rundstab mit Absatz bei Torsion	$K_{t,t} = 1,72$	(40) ¹¹²
--	------------------	-----------------------

¹¹⁰ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 152

¹¹¹ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 152

¹¹² vgl. ebd.

3.2.2 Spannungskollektive

Die Lastwechselzahl laut Kapitel 3.1 belief sich vom Jahr 1968 bis ins Jahr 2016 auf etwa 52.560 Lastwechsel. Ein exakter Ausblick über die nächsten Jahrzehnte ist aus derzeitiger Sicht seitens der Kelag leider nicht möglich und deshalb wird in dieser Diplomarbeit vorerst mit oben genannter Lastwechselzahl gerechnet. Somit wird ein konstantes Spannungsverhältnis angenommen und der Begriff Wöhlerlinie als unterer Grenzfall aller möglichen Lebensdauerlinien besitzt somit Gültigkeit.

Tabelle 13: Spannungskollektiv Pumpenkugelschieber Oschenik

Spannungskollektiv		
Stufe i	$\bar{\sigma}_{a,i} / \bar{\sigma}_{a,1}$	n_i
geschlossen (statisch)	0	0
Öffnungsvorgang	1	52.560
Schließvorgang	0	0
geschlossen (statisch)	0	0
Gesamtzyklenzahl N		52.560

Auf Grund der konservativen Annahmen der Betrachtung des reinen Öffnungsvorganges des Rotors kann dieses Kollektiv als Sonderfall betrachtet werden. Es herrscht ein Einstufenkollektiv vor und dabei gilt: $\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_{a,i} = \bar{\sigma}_{a,1}$.¹¹³ Somit ist die Gesamtzyklenzahl N zugleich die Lastspielzahl n des Öffnungsvorganges. Die nachfolgenden Kapitel sollen am Beispiel des Nachweispunktes 1 meine rechnerischen Ergebnisse aus den Excel-Files für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis darstellen.

3.2.3 Werkstoffkennwerte für NWP 1

Der verwendete Werkstoff des Drehkörpers G 20Mn5+N erlaubt uns die Verwendung der Bauteil-Wöhlerlinie Typ 1, welche bei der Lastspielzahl ab $N_{D,6} = 10^6$ für Normalspannungen einen horizontalen Verlauf aufweist.¹¹⁴ In diesem Kapitel werden die Werkstoffkennwerte in tabellarischer Form aus der FKM-Richtlinie angegeben.

¹¹³ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 93

¹¹⁴ vgl. ebd., S. 103

Tabelle 14: Festigkeitskennwerte in MPa für Vergütungsstahlguss¹¹⁵

Sorte	Symbol	d _{eff,N}	R _{m,N}	R _{e,N}	$\bar{\sigma}_{W,zd,N}$	$\bar{\sigma}_{Sch,zd,N}$	$\bar{\sigma}_{W,b,N}$	T _{W,s,N}	T _{W,t,N}
G20Mn5	+N	30	480	300	165	135	190	95	115

Für die Werkstoff-Wechselfestigkeit für Zugdruck ergibt sich:

Werkstoff- Wechselfestigkeit	$\bar{\sigma}_{W,zd} = f_{W,\sigma} * R_m = 0,34 * 383,66 \frac{N}{mm^2} = 130,4 \frac{N}{mm^2}$	(41) ¹¹⁶
---------------------------------	--	-----------------------

3.2.4 Konstruktionskennwerte

In diesem Kapitel wird nur auf den Rauheitsfaktor sowie auf die Kerbwirkungszahl näher eingegangen, da die Berechnung der Stieler'schen Stützzahl n_1 auf den Geometrie- und Werkstoffeigenschaften der Kerbe beruhen und der Randschichtfaktor K_v sowie der Schutzschichtfaktor K_s näherungsweise zu eins gewählt werden. Die Berechnung des Rauheitsfaktors ergibt sich aus der Werkstoffsorte sowie aus der mittleren Rauheit $R_z = 3,2\mu m$ zu:

Rauheitsfaktor	$K_{R,\sigma} = 0,971$	(42) ¹¹⁷
----------------	------------------------	-----------------------

Für Rundstäbe mit Längsbohrung für Biegung sind in der FKM-Richtlinie keine Kerbwirkungszahlen vorhanden.¹¹⁸ Haibach (2006) berechnet die Kerbwirkungszahl K_f aus dem Verhältnis von Formzahl $K_{t,b}$ zu Stützzahl n_1 zu:

Kerbwirkungszahl	$K_f = \frac{K_{t,b}}{n_1} = 2,07$	(43) ¹¹⁹
------------------	------------------------------------	-----------------------

¹¹⁵ vgl. FKM Richtlinie 2012, S. 119

¹¹⁶ ebd., S. 87

¹¹⁷ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S.

¹¹⁸ vgl. ebd., S. 161

¹¹⁹ vgl. Haibach 2006, S. 190

Der Konstruktionsfaktor $K_{WK,1}$ ergibt sich zu:

Konstruktionsfaktor	$K_{WK,1} = 0,909$	(44) ¹²⁰
---------------------	--------------------	-----------------------

3.2.5 Bauteilfestigkeit

Der ertragbare Nennwert der Bauteilwechselfestigkeit unter Berücksichtigung des Konstruktionsfaktors ergibt sich zu:

Bauteilwechselfestigkeit	$\bar{\sigma}_{WK,1} = \frac{\bar{\sigma}_{W,zd}}{K_{WK,1}} = 143,55 MPa$	(45) ¹²¹
--------------------------	---	-----------------------

Die FKM-Richtlinie (2012) zeigt die Zusammenhänge der auftretenden Spannungsamplituden $\bar{\sigma}_{a,1}$ und der Lastspielzahl im logarithmischen Maßstab sowie die Bauteil-Wöhlerlinie, Bauteil-Lebensdauerlinie, Bauteil-Betriebsfestigkeit $\bar{\sigma}_{BK}$ und Bauteil-Dauerfestigkeit $\bar{\sigma}_{AK}$.¹²²

Der Mittelspannungsfaktor K_{AK} ergibt sich zu:

Mittelspannungsfaktor	$K_{AK,1} = 0,92$	(46) ¹²³
-----------------------	-------------------	-----------------------

und somit ergibt sich für den ertragbaren Nennwert der Amplitude der Bauteildauerfestigkeit $\bar{\sigma}_{AK,1}$:

¹²⁰ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S.89

¹²¹ vgl. ebd., S. 96

¹²² vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 104

¹²³ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 98

Bauteildauerfestigkeit	$\sigma_{AK,1} = K_{AK,1} * \sigma_{WK,1} = 0,92 * 143,55MPa$ $= 132,38MPa$	(47) ¹²⁴
------------------------	---	-----------------------

Auf die Ermittlung des Mittelspannungsfaktors $K_{AK,1}$ wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen, sondern auf die FKM-Richtlinie verwiesen. Für den Dauerfestigkeitsnachweis eines Einstufenkollektives, d.h. für die Lastspielzahl $N=\infty$, wird der Betriebsfestigkeitsfaktor K_{BK} zu:

Betriebsfestigkeitsfaktor	$K_{BK,1} = 1$	(48) ¹²⁵
---------------------------	----------------	-----------------------

und in weiterer Folge berechnet sich σ_{BK} zu:

Betriebsfestigkeit	$\sigma_{BK,1} = K_{BK,1} * \sigma_{AK,1} = 1 * 132,38MPa = 132,38MPa$	(49) ¹²⁶
--------------------	--	-----------------------

Für den Nachweis der Zeitfestigkeit ist K_{BK} wie folgt zu berechnen:

Betriebsfestigkeitsfaktor	$K_{BK,1} = \left(\frac{N_D}{N}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{10^6}{52560}\right)^{\frac{1}{5}} = 1,8$	(50) ¹²⁷
---------------------------	---	-----------------------

und in weiterer Folge berechnet sich $\sigma_{BK,1}$ zu:

Betriebsfestigkeit	$\sigma_{BK,1} = K_{BK,1} * \sigma_{AK,1} = 1,8 * 132,38MPa = 238,62MPa$	(51) ¹²⁸
--------------------	--	-----------------------

¹²⁴ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 96

¹²⁵ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 104

¹²⁶ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 102

¹²⁷ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 104

¹²⁸ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 102

Ohne auf die notwendigen Faktoren einzugehen, ergibt die Kontrolle der ertragbaren Amplitude der Bauteil-Betriebsfestigkeit $\bar{\sigma}_{BKmax,1}$ einen Maximalwert von:

Betriebsfestigkeit Maximum	$\bar{\sigma}_{BKmax,1} = 401,63MPa > \bar{\sigma}_{BK,1} = 238,62MPa$	(52) ¹²⁹
-------------------------------	--	-----------------------

3.2.6 Sicherheitsfaktor

Der Gesamtsicherheitsfaktor j_D errechnet sich zu:

$$j_D = j_s * \frac{j_f * j_g}{K_{t,D}} = 1,0 * 1,5 * \frac{1,4}{1} = 2,1$$

wobei j_s den Lastsicherheitsfaktor, j_f den Materialsicherheitsfaktor, j_g den Gussfaktor und $K_{t,D}$ den Temperaturfaktor darstellen.

3.2.7 Nachweis

Der zyklische Auslastungsgrad α_{BK} für den Nachweis der Dauerfestigkeit muss einen Wert kleiner als eins ergeben und berechnet sich nach folgender Formel:

zyklischer Auslastungsgrad	$\alpha_{BK,1} = \frac{\bar{\sigma}_{a,1}}{\frac{\bar{\sigma}_{BK,1}}{j_D}} = \frac{80,16MPa}{\frac{132,38MPa}{2,1}} = 1,35$	(53) ¹³⁰
-------------------------------	--	-----------------------

Der zyklische Auslastungsgrad für die Spannungskomponente ist nicht erfüllt. Der Dauerfestigkeitsnachweis für eine unendlich hohe Lastspielzahl ist nicht erbracht. Das bedeutet, dass der Kugelschieber im Zeitfestigkeitsbereich der Wöhlerlinien vorzufinden ist und somit nach einer gewissen Lastspielzahl ermüdet. Es zeigt sich, dass bei 52.560 Schwingspielen die Amplitude der Betriebsfestigkeit $\bar{\sigma}_{BK,1}$ bei $K_{BK,1}=1,8$ einen Spannungswert von 238,62MPa ertragen könnte, bevor der Drehkörper einen Anriss aufweist. Da diese Belastung nur theoretisch möglich ist, stellt sich die Frage, nach wie vielen Lastspielen bei gegebener Spannungsschwingbreite Ermüdung eintritt. Um einen zyklischen Auslastungsgrad

¹²⁹ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 102

¹³⁰ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 107

von 1 zu erreichen, darf die Schwingspielzahl einen Wert von 218.000 nicht überschreiten. Bei realistischer Betrachtungsweise von täglich 3 Start/Stops des Verschlussorganes ergibt sich eine Lebensdauer von etwa 199 Jahren. Die Kreiselpumpe ist auf eine Lebensdauer von 75 Jahren mit theoretisch 10 Start/Stops pro Tag ausgelegt und bei dieser Zyklusanforderung würde der Oschenik-Pumpenkugelschieber nach etwa 59 Jahren einen Ermüdungsschaden aufweisen. Der Betriebsfestigkeitsfaktor K_{BK} verringert sich dabei zu 1,27 und die Amplitude der Betriebsfestigkeit σ_{BK} beträgt somit 168,43MPa. Die Abhängigkeit der Lastspielzahl bei einem Einstufenkollektiv betrifft einzig den Betriebsfestigkeitsfaktor, der umso kleiner desto größer die Lastspielzahl wird. Die nachfolgenden Tabellen sollen nun für alle Nachweispunkte die wichtigsten Werte darstellen.

Tabelle 15: Spannungen und Lebensdauer NWP 1

Nachweispunkt 1: $\Delta \sigma = 162,37\text{MPa}$; $R_1 = -0,084$; $R_2 = -0,036$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1 /$ $\alpha_{BK,v} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{AK,2} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{BK,2} [\text{MPa}]$	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,35/1,204	124,22	1	124,22		
Betriebsfest	0,752/0,668	124,22	1,8	223,91	48	14,4
N=218.000						
Betriebsfest	0,999/0,892	124,22	1,356	168,46	199	59,72
N=385.000						
Betriebsfest	0,999	124,22/121,21	1,21	150,35/146,71	351,6	105,5

Tabelle 16: Spannungen und Lebensdauer NWP 2

Nachweispunkt 2: $\Delta \sigma = 167,63 \text{ MPa}$; $R_1 = -0,4$; $R_2 = -0,369$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1} [\text{MPa}]$	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,32	133,13	1	133,13		
Betriebsfest	0,733	133,13	1,8	239,97	48	14,4
N=247.000						
Betriebsfest	0,999	133,13	1,32	176,1	225,57	67,67
N=465.000						
Betriebsfest	0,999	133,13/132,33	1,165	155,13/154,2	424,66	127,4

Tabelle 17: Spannungen und Lebensdauer NWP 3

Nachweispunkt 3: $\Delta \sigma = 127,55 \text{ MPa}$; $R_1 = -2,21$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1}$ [MPa]	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	0,8681	154,28	1	154,28	∞	∞

Die obigen Tabellen liefern folgende Erkenntnisse: Nur Nachweispunkt 3 fällt in den Dauerfestigkeitsbereich, ermüdet somit nicht und ist nicht weiter zu beachten. Bei Nachweispunkt 1 und Nachweispunkt 2 liegt Ermüdung vor, sie fallen in den Zeitfestigkeitsbereich, wobei Nachweispunkt 1 trotz der kleineren Schwingbreite nach 218.000 Lastspielen um 29.000 Schwingspiele früher ermüdet als Nachweispunkt 2.

Der Nachweispunkt 2, welcher bei der minimalen statischen Druckdifferenzhöhe von 788,2 Metern die größte Spannungsschwingbreite aufweist, ermüdet bei etwa 247.000 Lastspielen. Dieser Nachweispunkt liefert eine Lebensdauer des Kugelschiebers, abhängig von der Anzahl der Start/Stops von 225 bzw. 67 Jahren.

Nachweispunkt 1 ist also der kritische Punkt an der Kerboberfläche und erfährt nach 218.000 Lastspielen eine Werkstoffschädigung. Der Grund für die frühere Ermüdung trotz geringerer Spannungsschwingbreite könnte im Spannungsverhältnis $R = -0,084$ liegen, welches im Vergleich zum Nachweispunkt 2 von $R = -0,4$ höher liegt. In Folge

dessen ist anzunehmen, dass die Höhe der Mittelspannung dazu beiträgt, die Lebensdauer zu verkürzen. Die Abbildung in der FKM-Richtlinie (2012) zeigt die Amplitude der Betriebsfestigkeit $\bar{\sigma}_{BK}$ in Abhängigkeit von der Mittelspannung $\bar{\sigma}_m$ und des Spannungsverhältnisses R dargestellt im Haigh-Diagramm.¹³¹ Es zeigt sich eine Verringerung des ertragbaren Wertes von $\bar{\sigma}_{BK}$ bei höher werdendem $\bar{\sigma}_m$ und eine Steigerung von $\bar{\sigma}_{BK}$ bei gleichzeitiger Verringerung von $\bar{\sigma}_m$. Dies bedeutet eine Verkürzung der Lebensdauer, je weiter sich die Spannungsschwingbreite in den Zugwechselbereich bzw. ab $R=0$ in den Zugschwellbereich bewegt. Im gegenteiligen Fall, bei kleiner werdendem R erhöht sich die Lebensdauer des Bauteils auf Grund des Anstieges von $\bar{\sigma}_{BK}$. Dies würde auch die Dauerfestigkeit des Nachweispunktes 3 erklären, der sowohl die geringste Spannungsschwingbreite von $\Delta \bar{\sigma} = 127,55 \text{ MPa}$, als auch das geringste Spannungsverhältnis von $R = -2,21$ aufweist. Die oben genannten Sachverhalte sollen später im Kapitel Sensibilitätsanalyse rechnerisch genauer behandelt werden.

3.3 EN 13445-3 für Gehäuse und Anschlussrohre

Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis für Gehäuse und die beiden Anschlussrohre verlangt folgende Angaben:

Tabelle 18: Anschlussrohr Unterwasser: EN-13445-3

Anschlussrohr Unterwasser		
Werkstoff	Aldur 47	$R_e = 315 \text{ N/mm}^2$
Innendurchmesser	700mm	
Wandstärke	35mm (lokal 32mm)	
max. Druck (Druckstoß)	$p_{\max} = 150 \text{ bar}$	15 N/mm^2
Pumpstart	$p_s = 131,2 \text{ bar}$	$13,12 \text{ N/mm}^2$
Stillstand	$p_u = 26,6 \text{ bar}$	$2,66 \text{ N/mm}^2$
Lastwechsel (10 Start/Stops)	273.750	75 Jahre
Lastwechsel (3 Start/Stops)	52.560	48

¹³¹ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 102

Tabelle 19: Anschlussrohr Oberwasser

Anschlussrohr Oberwasser		
Werkstoff	Aldur 47	$R_e=315\text{N/mm}^2$
Innendurchmesser	700mm	
Wandstärke	35mm (lokal 32mm)	
max. Druck (Druckstoß)	$p_{\max}=150\text{bar}$	15N/mm^2
Pumpstart	$p_s=131,2\text{bar}$	$13,12\text{N/mm}^2$
Stillstand	$p_u=104,4\text{bar}$	$10,44\text{N/mm}^2$
Lastwechsel (10Start/Stops)	273.750	75 Jahre
Lastwechsel (3 Start/Stops)	52.560	48

Tabelle 20: Gehäuse: EN-13445-3

Gehäuse		
Werkstoff	GS-20Mn5	$R_e=300\text{N/mm}^2$
Innendurchmesser	1370mm	
Wandstärke	100mm (lokal 97mm)	
max. Druck (Druckstoß)	$p_{\max}=150\text{bar}$	15N/mm^2
Pumpstart	$p_s=131,2\text{bar}$	$13,12\text{N/mm}^2$
Stillstand (konservativ)	$p_u=104,4$	$10,44\text{N/mm}^2$
Lastwechsel (10Start/Stops)	273.750	75 Jahre
Lastwechsel (3 Start/Stops)	52.560	48

Tabelle 21: Grenzspannungen

	Membranspannung	Spannungsspitzen
Normalbetrieb	$0,5 \cdot R_{e,\min}=157,5\text{N/mm}^2$	$0,65 \cdot R_{e,\min}=204,75\text{N/mm}^2$

Es wird in diesem Kapitel nicht näher auf den genauen Berechnungsweg eingegangen, sondern diejenigen Formeln speziell ausgewählt, welche für den spezifischen Anwendungsfall notwendig sind, da es sonst den Rahmen der Diplomarbeit sprengen würde.

Auf Grund der höheren Druckschwankungsbreite des Anschlussrohres Unterwasser wird dieses als erstes untersucht. Die Lastspielzahl von 273.750 der Kreiselpumpe

wurde auf die nächsten 75 hin konzipiert und somit erfährt das Anschlussrohr die gleiche Lastspielzahl, sowie die bereits ertragene von 52.560, womit sich eine Gesamtschwingenspielzahl von 326.310 ergibt. Zur Überprüfung, ob Ermüdung überhaupt vorliegt, wird die EN 13445-3 für unbefeuerte Druckbehälter im Kapitel 17 für die vereinfachte Berechnung der Ermüdungsfestigkeit verwendet. Es werden zwei unterschiedliche Fälle untersucht, einmal die Vernachlässigung der Kerbwirkung und einmal unter Miteinbeziehung dieser.

Fall 1: Vernachlässigung der Kerbwirkung: Bei der vereinfachten Ermüdungsberechnung und Vernachlässigung der Kerbwirkung darf die Anzahl der äquivalenten Druckzyklen n_{eq} über die volle Schwingbreite den Wert 500 nicht überschreiten:

äquivalente Druckzyklen	$n_{eq} < 500$	(54) ¹³²
----------------------------	----------------	-----------------------

	$n_{eq} = \sum n_i * \left(\frac{\Delta p_i}{p_{max}} \right) = (52.560 + 273.750) * \left(\frac{131,2 - 26,6}{150} \right)^3 = 114.827$ $>> 500$	(55) ¹³³
--	--	-----------------------

Es liegt Ermüdung des unteren Anschlussrohres vor und somit muss die vereinfachte Ermüdungsberechnung laut EN 13445-3 Kapitel 17 durchgeführt werden. Für die Bezugsspannungsschwingbreite $\Delta \sigma_R$ in den Berechnungsermüdungskurven für die Lastspielzahl von 326.310 ergibt sich:

Bezugsspannungsschwingbreite	$\Delta \sigma_R = \frac{46.000}{\sqrt{N}} + 140 = \frac{46.000}{\sqrt{326.310}} + 140$ $= 220,5 MPa$	(56) ¹³⁴
------------------------------	--	-----------------------

¹³² vgl. EN-13445-3 2014, S. 19

¹³³ vgl. ebd.

¹³⁴ vgl. ebd., S. 458

Bei dieser Lastspielzahl darf die Spannungsschwingbreite den Wert von $\Delta\sigma=220\text{MPa}$ nicht überschreiten, da es sonst zu einer Materialschädigung kommen würde. Für die pseudoelastische Spannungsschwingbreite ergibt sich:

pseudoelastische Spannungsschwingbr.	$\Delta\sigma = \frac{\Delta P}{P_{max}} * \eta * f = \frac{131,2 - 26,6}{150} * 1 * 157,5\text{MPa}$ $= 109,83\text{MPa}$	(57) ¹³⁵
---	--	-----------------------

wobei $\eta = 1$ als Näherung gewählt wurde und $f = 0,5 * 315\text{MPa} = 157,5\text{MPa}$. Die fiktive Spannungsschwingbreite eines ungeschweißten Bereiches wird wie folgt berechnet:

fiktive Spannungsschwingbr.	$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e * C_t} \right) * K_f = \frac{109,83\text{MPa}}{0,9554 * 1} * 1 = 115\text{MPa} < \sigma_D$ $= 172,5\text{MPa}$	(58) ¹³⁶
--------------------------------	---	-----------------------

Die fiktive Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma^*$ ist kleiner als die Dauerwechselfestigkeit bei konstanter Spannungsschwingbreite $\sigma_D=172,5\text{MPa}$ und somit wird die Ermüdungswirkung der Wechselbeanspruchung ohne Kerbwirkungseinfluss vernachlässigt.¹³⁷

Fall 2: Anschlussrohr Unterwasser unter Berücksichtigung der Kerbwirkung: Die Berücksichtigung der Kerbwirkung soll keine reale Kerbe berücksichtigen, sondern zum Beispiel eine theoretisch mögliche Rostmulde oder ein sehr kleiner Rundungsradius des Anschlussrohres darstellen. Der theoretische Kerbfaktor K_t sowie der effektive Kerbfaktor berechnen sich zu:

theoretischer Kerbfaktor	$K_t = 1,8$	(59) ¹³⁸
-----------------------------	-------------	-----------------------

¹³⁵ vgl. EN-13445-3 2014, S. 447

¹³⁶ vgl. ebd., S. 456

¹³⁷ vgl. ebd., S. 459

¹³⁸ ebd. S. 456

effektiver Kerbfaktor	$K_f = 1,77$	(60) ¹³⁹
-----------------------	--------------	-----------------------

Die fiktive Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma^*$ erhöht sich auf:

fiktive Spannungsschwingbr.	$\Delta \sigma^* = 212,8MPa > \sigma_D = 172,5MPa$	(61)
--------------------------------	--	--------

Das bedeutet, dass die fiktive Spannungsschwingbreite größer als die Dauerwechselfestigkeit bei konstanter Spannungsschwingbreite σ_D ist. Das bedeutet, dass Ermüdungswirkung auf Grund der Wechselbeanspruchung vorliegt, wodurch folgende Formel für die zulässige Lastzyklenanzahl zu verwenden ist:

zulässige Lastzyklenzahl	$N = \left(\frac{46.000}{\Delta \sigma^* - 140} \right)^2 = \left(\frac{46.000}{203,47 - 140} \right)^2 = 399.172 > 326.310$	(62) ¹⁴⁰
-----------------------------	--	-----------------------

Die zulässige Lastzyklenzahl auf Grund von der Wechselbeanspruchung übersteigt also die Gesamtschwingspielzahl von 326.310. Für $n_{eq} > 10.000$ darf die maximale Gesamtermüdungsschädigungskennzahl den Wert $D_{max} = 0,3$ nicht überschreiten.¹⁴¹

Die Gesamtermüdungsschädigungskennzahl D berechnet sich allgemein zu:

Gesamtermüdungs= schädigungskennzahl	$D = \sum_1^k n_i / N_i = \frac{326.310}{525.265} = 0,82 > 0,3$	(63) ¹⁴²
---	---	-----------------------

¹³⁹ ebd. S. 455

¹⁴⁰ vgl. EN-13445-3 2014, S. 459

¹⁴¹ vgl. ebd., S. 439

¹⁴² vgl. ebd., S. 472

Die Gesamtermüdungsschädigungskennzahl von $D=0,82$ für das Anschlussrohr Unterwasser übersteigt den maximalen Wert von $D_{\max}=0,3$ und somit ist ein kritischer Bereich vorhanden.

Tabelle 22: EN 13445-3 Anschlussrohr Unterwasser

Anschlussrohr Unterwasser	Ermüdung ja/nein ($n_{eq}>500$)	Lastspielzahl N	$D_{\max}=0,3$ für $n_{eq}>10.000$
Fall 1: $s=35\text{mm}$,keine Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-
Fall 2: $s=35\text{mm}$ mit Kerbwirkung	ja	399.172	0,82

Unter Vernachlässigung der Kerbwirkung überschreitet das Anschlussrohr Unterwasser die maximale Anzahl der äquivalenten Druckzyklen von $n_{eq}<500$ und somit liegt Ermüdung vor. Dadurch, dass die fiktive Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma^*$ bei dieser Hauptkomponente unterhalb der Dauerwechselfestigkeit bei konstanter Spannungsschwingbreite σ_D liegt, ist die Lastspielzahl unbegrenzt und die Ermüdungswirkung kann vernachlässigt werden.

Auf Grund der hohen Druckschwankungsbreite des Anschlussrohres Unterwasser unter Berücksichtigung der Kerbwirkung, übersteigt die zulässige Zyklenzahl N von 399.172 die geforderte von 326.310 Schwingspielen. Die Gesamtermüdungsschädigungskennzahl beläuft sich auf $D=0,82$ und überschreitet somit den maximal erlaubten von $D_{\max}=0,3$ für ein $n_{eq}>10.000$. Für ein Nichtüberschreiten dieses Grenzwertes dürfte die Gesamtschwingspielzahl den Wert von 119.751 nicht übersteigen. Dieser ist aber kleiner als die geforderte Schwingspielzahl von 326.310. Die nachfolgende Tabelle soll bei der maximal erlaubten Schwingspielzahl von 119.751 die Lebensdauer abhängig von den täglichen Start/Stops angeben. Des Weiteren soll bei der Gesamtlebensdauer von 123 Jahren diejenige Anzahl von Start/Stops angegeben werden, die maximal ertragen werden kann. Die 123 Jahre setzen sich aus den bereits vergangenen 48 Jahren seit Einbaubeginn im Jahr 1968 sowie aus den zukünftigen 75 Jahren, der geforderten Lebensdauer der neu ausgelegten Kreiselpumpe, zusammen.

Tabelle 23: EN 13445-3 Lebensdauer Anschlussrohr UW mit Kerbwirkung

N=119.751	10St/St	3St/St	St/St
Lebensdauer [Jahre]	32,8<123	109,3<123	
123 Jahre			2,66

Bei der maximalen Anzahl von 10 Start/Stops pro Tag wäre die Ermüdungsfestigkeit unter Berücksichtigung der Kerbwirkung nach etwa 32 Jahren erreicht worden. Da dieses Anschlussrohr aber seit 48 Jahren problemlos in Betrieb ist, deutet dies eindeutig auf eine geringere Lastspielzahl der gesamten Anlage hin. Bei realistischen 3 Start/Stops würde ein Anriss erst nach etwa 109 Jahren auftreten und für das Erreichen der Gesamtlebensdauer von 123 Jahren dürfen pro Tag streng genommen nicht mehr als 2 Start/Stops durchgeführt werden. Somit ist die Hauptkomponente Anschlussrohr Unterwasser eindeutig als ermüdungsrelevantes Maschinenbauteil identifiziert. Auf eine ausführliche Berechnung der Lebensdauer nach EN 13445-3 laut Kapitel 18 wird in dieser Diplomarbeit aus Zeitgründen verzichtet.

Die Berechnungen für das Gehäuse sowie das Anschlussrohr funktionieren analog der Berechnung des Anschlussrohres Unterwasser und sind in den nachfolgenden Tabellen angeführt.

Tabelle 24: EN 13445-3 Anschlussrohr Oberwasser

Anschlussrohr Oberwasser	Ermüdung ja/nein ($n_{eq}>500$)	Lastspielzahl N	$D_{max}=0,3$ für $n_{eq}>10.000$
Fall 1: s=35mm, keine Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-
Fall 2: s=35mm mit Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-

Tabelle 25: EN 13445-3 Gehäuse

Gehäuse	Ermüdung ja/nein ($n_{eq}>500$)	Lastspielzahl N	$D_{max}=0,3$ für $n_{eq}>10.000$
Fall 1: $s=100\text{mm}$, keine Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-
Fall 2: $s=100\text{mm}$ mit Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-

Beide Hauptkomponenten überschreiten die maximale Anzahl der äquivalenten Druckzyklen von $n_{eq}=500$ mit und ohne Berücksichtigung der Kerbwirkung. Auf Grund der jeweils fiktiven Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma^* < 172,5\text{MPa}$ können sowohl das obere Anschlussrohr als auch das Gehäuse eine theoretisch unbegrenzt hohe Lastspielzahl ertragen.

3.4 Ermittlung der Restlebensdauer

In diesem Kapitel soll die Restlebensdauer der nicht dauerfesten Kugelschieber-Hauptkomponenten berechnet werden. Die kritische Kugelschieber-Hauptkomponente des Pumpenkugelschiebers Oschenik stellt das Anschlussrohr Unterwasser mit einer Lastspielzahl von $N=119.751$ dar. Diese Komponente stellt abhängig vom täglichen An- und Abfahren der Kreiselpumpe die Lebensdauer des gesamten Kugelschiebers dar. Die nachfolgende Tabelle soll abhängig von der Restschwingspielzahl $N_{Rest}=119.751-52.560=67.191$ sowie von der Anzahl der Start/Stops die Lebensdauer des Kugelschiebers ab dem Jahr 2016 angeben.

Tabelle 26: Restlebensdauer Anschlussrohr Unterwasser mit Kerbwirkung

	10St/St	9St/St	8St/St	7St/St	6St/St	5St/St	4St/St	3St/St	2St/St	1St/St
Restlebensdauer [J]	18,4	20,5	23,0	26,3	30,7	36,8	46,0	61,4	92,0	184,1

Die Tabelle zeigt eindeutig die Zunahme der Lebensdauer des unteren Anschlussrohres bei abnehmenden Start/Stopps der Wasserpumpe. Die Neuauslegung der sechsstufigen Oschenik Kreiselpumpe beläuft sich bei täglich 10 Start/Stopps auf 75 Jahre und das Anschlussrohr Unterwasser ermüdet nach etwa 18 Jahren, also um etwa 57 Jahre früher.

Der Drehkörper des Pumpenkugelschiebers Oschenik ist ebenfalls nicht dauerhaft ausgelegt und erfährt bei der Restschwingspielzahl $N_{\text{Rest}}=218.000-52.560=165.440$ folgende Restlebensdauern:

Tabelle 27: Restlebensdauer Drehkörper

	10St/St	9St/St	8St/St	7S/St	6St/St	5St/St	4St/St	3St/St	2St/St	1St/St
Restlebensdauer [J]	45,3	50,4	56,7	64,8	75,5	90,7	113,3	151,1	226,6	453,3

Der Drehkörper ermüdet bei täglich 10 Start/Stops nach 45 Jahren, also um 27 Jahre früher als die Kreiselpumpe.

Die weitere an- und abfahrabhängigen Lebensdauer der beiden Hauptkomponenten sollen dem Kraftwerksbetreiber Aufschluss darüber geben, wie lange der Kugelschieber mit den alten Anlagenkomponenten noch betrieben werden kann, bevor Materialermüdung in Form eines Anrisses entsteht. Voraussetzung dafür sind natürlich Datenerhebungen über die Betriebsweise der Wasserkraftanlage.

4 Sensibilitätsanalyse

Im Zuge einer Sensibilitätsanalyse werden diejenigen Faktoren bzw. Kennwerte in einem von mir gewählten Rahmen verändert, die meines Erachtens die größten Einflüsse auf die Ermüdungsfestigkeit haben könnten. Es werden dabei nur der Drehkörper und das Anschlussrohr Unterwasser betrachtet.

Bei der Sensibilitätsanalyse des Drehkörpers werden diejenigen Nachweispunkte ausgewählt, die meiner Meinung nach die Sinnhaftigkeit der Abänderung der Faktoren am besten widerspiegelt. Dieses Kapitel soll in erster Linie keinen Bezug zur Praxis herstellen, sondern nur eine Sensibilisierung für diejenigen Faktoren aufzeigen, die die Ermüdungsfestigkeit am ehesten beeinflussen.

4.1 Drehkörper

4.1.1 Konstantes Spannungsverhältnis im Zugschwellbereich

In diesem und in den nächsten beiden Abschnitten soll bei einem konstanten Spannungsverhältnis R und einer konstante Spannungsschwingbreite der Zugschwellbereich, Druckwechsel- und Schwellbereich sowie der reine Wechselbereich untersucht werden. Dies bedeutet eine konstante Amplitude, aber eine Änderung der Mittelspannung. Hierbei wird auf Grund der größeren Spannungsschwingbreite Nachweispunkt 2 gewählt und konservativer Weise nur die Spannungsschwingbreite der größten Hauptnormalspannungen betrachtet. Die nachfolgenden Tabellen sollen die Änderung der Lebensdauer im Zugschwellbereich bei einem Spannungsverhältnis $R=0$ aufzeigen.

Tabelle 28: NWP 2, R=0 & R=0,2

Nachweispunkt 2: $\Delta \sigma = 167,63\text{MPa}$; R=0=konst.						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1$	$\sigma_{AK,1}$ [MPa]	K_{BK}	$\sigma_{BK,1}$ [MPa]	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,452	121,21	1	121,21		
Betriebsfest	0,8055	121,21	1,8	218,49	48	14,4
N=154.000						
Betriebsfest	0,999	121,21	1,45	176,1	140,64	42,2
Nachweispunkt 2: $\Delta \sigma = 167,63\text{MPa}$; R=0,2=konst.						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1$	$\sigma_{AK,1}$ [MPa]	K_{BK}	$\sigma_{BK,1}$ [MPa]	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,494	117,8	1	117,8		
Betriebsfest	0,818	117,8	1,8	212,34	48	14,4
N=134.000						
Betriebsfest	0,999	117,8	1,49	176,09	122,37	36,71

Wie bereits in Kapitel 3.8 vermutet, wirkt sich die Erhöhung des Spannungsverhältnisses negativ auf die Lebensdauer des Kugelschiebers aus. Die ertragbare Lastspielzahl bei R=0,2 beträgt 134.000, bei R=0 154.000 und bei realem R=-0,084 218.000. Vollständigkeitshalber wird im nachfolgenden Kapitel der Druckschwellbereich bei einem Spannungsverhältnis von näherungsweise R=-∞ untersucht.

4.1.2 Konstantes Spannungsverhältnis im Druckschwellbereich

Die nachfolgende Tabelle soll bei dem konstanten Spannungsverhältnis von näherungsweise R=-∞ die Lebensdauer angeben, welche mit 276.000 Schwingspielen fast doppelt so hoch liegt wie bei R=0.

Tabelle 29: NWP 2; R=-unendlich

Nachweispunkt 2: $\Delta \sigma = 167,63 \text{ MPa}$; $R = -\infty = \text{konst.}$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1 /$ $\alpha_{BK,v} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{AK,2} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{BK,2} [\text{MPa}]$	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,29/1,217	136,08	1	136,08		
Betriebsfest	0,717/0,649	136,08	1,8	245,28	48	14
N=276.000						
Betriebsfest	0,999/0,904	136,08	1,29	176,04	252,05	75,61
N_v=455.000						
Betriebsfest	0,999	136,08/121,21	1,17	159,29/141,89	415,52	124,65

4.1.3 Änderung des Rundungsradius r

Um auf dem analytischen Rechenweg die Spitzenspannung in der Kerbe aus der Nennspannung des ungekerbten Stabes zu berechnen, bedient sich die FKM-Richtlinie der bereits erwähnten Formel:

$$\text{Spitzenspannung} = \text{Nennspannung} \times \text{Formzahl}$$

Der tatsächliche Rundungsradius der Kerbe beläuft sich auf 16 Millimeter und dieser wird systematisch bis auf einen Rundungsradius von $r=0,1$ Millimeter verkleinert. An dieser Stelle sei angemerkt, dass sich auf Grund der Verringerung der Rundungsradien auch die zugehörigen Spannungen durch Vergrößerung der Formzahlen ändern, welche nicht mehr numerisch mit der finiten Elemente Methode, sondern analytisch berechnet werden. Die größte Vergleichsspannung im Druckbereich ergibt sich bei der analytischen Berechnung wiederum beim Teilöffnungswinkel von $\alpha=50$ Grad. Der lebensdauerverlängernde Einfluss der zweitgrößten Hauptnormalspannung soll vernachlässigt werden. Der Normalspannungsvektor n_x steht senkrecht zur Schnittfläche und die Torsionsspannung steht tangential zur Schnittfläche und stellt somit die Schubnennspannung dar. Diese muss noch abhängig vom Öffnungswinkel in τ_{xy} und

τ_{xz} mittels den trigonometrischen Formeln aufgeteilt werden und im Anschluss können sowohl die Spitzenbiegespannung als auch die maximalen Schubspannungen durch Multiplikation mit der Formzahl für Biegung bzw. Torsion berechnet werden. Die Nennspannungen für den ungekerbten Stab sind unabhängig vom Rundungsradius und müssen deshalb nicht neu berechnet werden.

maximale Biegespannung	$\sigma_{b,max} = \sigma_{b,nenn} * K_{t,b}$	(64)
---------------------------	--	--------

maximale Schubspannung	$\tau_{max} = \tau_{nenn} * K_{t,t}$	(65)
---------------------------	--------------------------------------	--------

Die Schubnennspannungen beim Öffnungswinkel von 50 Grad (siehe Abbildung 36), wobei der erste Index die Richtung der Flächennormale angibt und der zweite die Orientierung der Komponente, ergeben sich zu:

Schubnennspannung	$\tau_{xy} = \tau * \cos 50^\circ$	(66)
-------------------	------------------------------------	--------

Schubnennspannung	$\tau_{xz} = \tau * \sin 50^\circ$	(67)
-------------------	------------------------------------	--------

und somit ergeben sich folgende maximalen Normal - und Schubspannungszustände am Beispiel des Rundungsradius von $r=10\text{mm}$.

Tabelle 30: Normal- und Schubspannungen bei r=10mm

$\alpha=90^\circ$		$\alpha=50^\circ$	
[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
$\bar{\sigma}_{b,max}=194,22$	$\tau_{max}=0$	$\bar{\sigma}_{b,max}=14$	$\tau_{max}=8,7$
$\bar{\sigma}_x=194,22$	$\tau_{xy}=0$	$\bar{\sigma}_x=14$	$\tau_{xy}=8$
$\bar{\sigma}_y=0$	$\tau_{yz}=0$	$\bar{\sigma}_y=0$	$\tau_{yz}=0$
$\bar{\sigma}_z=0$	$\tau_{xz}=0$	$\bar{\sigma}_z=0$	$\tau_{xz}=6,7$

Mit diesen Angaben können nun die Hauptnormalspannungen mit den folgenden allgemeinen Formeln berechnet werden:

Hauptnormalspannungen	$\bar{\sigma}_{1,2} = \frac{\bar{\sigma}_x + \bar{\sigma}_y}{2} \pm \frac{1}{2} * \sqrt{(\bar{\sigma}_x - \bar{\sigma}_y)^2 + 4 * \tau_{xy}^2}$	(68) ¹⁴³
-----------------------	---	-----------------------

In der nachfolgenden Tabelle sind abhängig vom Rundungsradius die mathematisch größte sowie geringste Hauptnormalspannung $\bar{\sigma}_1$ und $\bar{\sigma}_2$ abzulesen, wodurch sie eine Spannungsschwingbreite $\Delta \bar{\sigma}$ ergibt, die die Lebensdauer beeinflusst.

Tabelle 31: Einfluss Rundungsradius auf Lebensdauer

r [mm]	$\bar{\sigma}_{b,max}$ $\bar{\sigma}_1$ [MPa] $\alpha=90^\circ$	τ_{max} [MPa] $\alpha=50^\circ$	$\bar{\sigma}_2$ [MPa] (xz) $\alpha=50^\circ$	$\Delta \bar{\sigma}$ MPa	α_{BK} N=52.560	N $\alpha_{BK}=1$	Lebens- dauer 3 St/St
20	155,6	7,4	-13,5	168	0,796	162.500	148
16	166	7,7	-14,14	181	0,847	120.000	109
12	182,6	8,3	-15,7	199	0,917	81.000	73
10	194,3	8,7	-16,6	211	0,965	62.700	57
8	210	9,2	-17,9	228	1,027	45.700	41
6	232,9	10	-19,7	253	1,112	30.400	27
4	270,9	11,3	-22,8	294	1,253	17.000	15
3	302,8	12,4	-25,3	328	1,36	11.250	10

¹⁴³ vgl. Heinz Parkus 2005, S. 170

2	356,1	14,2	-30	386	1,52	6.300	5
0,1	1355,2	48,2	-109,8	1.465	4,56	0	0

Die Tabelle zeigt eindeutig die Verminderung der Lebensdauer bei Abnahme des Rundungsradius und eine Verlängerung der Lastspielzahl bei Zunahme des Rundungsradius. Die Streckgrenze des Werkstoffes GS-20Mn5 beträgt $R_e=300\text{MPa}$ und bei einem Rundungsradius von $r=3\text{mm}$ wird diese überschritten. Obwohl dies laut FKM-Richtlinie zwar grundsätzlich zulässig ist, wird an dieser Stelle auf den elastisch plastischen Bereich nicht näher eingegangen. *"Wenn der Radius sehr klein wird, wachsen die Spannungen sehr rasch an und werden im Grenzfall unendlich groß. In Wirklichkeit ist natürlich dem Anwachsen eine Grenze gesetzt, z.B. dadurch, dass Fließen des Werkstoffes eintritt."*¹⁴⁴ Dieses Zitat soll einerseits das Erreichen der Streckgrenze ab einem Rundungsradius von $r=3\text{mm}$ aufzeigen, als auch die Verwendung eines theoretischen Rundungsradius von $r=0,1\text{mm}$, bei der die größte Hauptnormalspannung von $\sigma_1=1.355,2\text{MPa}$ die Zugfestigkeit von $R_m=480\text{MPa}$ übersteigt. Die fiktive Fließgrenze kann unter Berücksichtigung der Plastifizierung laut FKM Richtlinie zwar höher als die Zugfestigkeit sein, soll aber auch ebenfalls nicht Gegenstand dieser Diplomarbeit sein. Ergänzend ist noch die zu erwartende höhere Lebensdauer bei einem Rundungsradius von $r=20\text{mm}$ angeführt. Bemerkenswert bei der analytischen Ermittlung der Spitzenspannungen in der Kerbe beim tatsächlichen existierenden Rundungsradius von $r=16\text{mm}$ ist die höhere Spannungsschwingbreite von $\Delta\sigma=181\text{MPa}$ aufweist im Vergleich zur numerischen Berechnung, welche eine Spannungsschwingbreite von $\Delta\sigma=162,37\text{MPa}$. Die ertragbare Lastspielzahl beträgt nur mehr 120.000 Schwingspiele im Vergleich zu den 218.000 bei der numerischen Berechnung. Somit sind auch die Unterschiede zwischen der numerischen und der analytischen Berechnung in Bezug auf diesen spezifischen Kerbfall ersichtlich.

4.1.4 Änderung der mittleren Rauheit R_z

In diesem Kapitel soll im Nachweispunkt 1 der Einfluss der mittleren Rauheit R_z der Oberfläche des Bauteils auf die Ermüdungsfestigkeit untersucht werden. An dieser

¹⁴⁴ ebd. S. 226

Stelle sei angemerkt dass die nachfolgenden Mittenrauheitswerte nur theoretischer Natur sind und somit unabhängig vom Fertigungsverfahren sind.

Tabelle 32: Nachweispunkt 1, $R_z=0,006\mu\text{m}$

Nachweispunkt 1: $\Delta \sigma = 162,37\text{MPa}$; $R_1 = -0,084$; $R_2 = -0,036$; $R_z = 0,006\mu\text{m}$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1 /$ $\alpha_{BK,v} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{AK,2} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{BK,2} [\text{MPa}]$	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,26/1,12	133,5	1	133,5		
Betriebsfest	0,699/0,622	133,5	1,8	240,67	48	14,4
N=313.000						
Betriebsfest	0,999/0,888	133,5	1,26	168,41	285,84	85,75
N_v=565.000						
Betriebsfest	0,999	133,5/133,16	1,12	149,65/149,27	515,98	157,79

Tabelle 33: Nachweispunkt 1, $R_z=200\mu\text{m}$

Nachweispunkt 1: $\Delta \sigma = 162,37\text{MPa}$; $R_1 = -0,084$; $R_2 = -0,036$; $R_z = 200\mu\text{m}$						
N=52.560	$\alpha_{BK,1} < 1 /$ $\alpha_{BK,v} < 1$	$\sigma_{AK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{AK,2} [\text{MPa}]$	K_{BK}	$\sigma_{BK,1} [\text{MPa}] /$ $\sigma_{BK,2} [\text{MPa}]$	Lebensd. [J] (3 St/St)	Lebensd. [J] (10 St/St)
Dauerfest	1,43/1,27	117,27	1	117,27		
Betriebsfest	0,796/0,707	117,27	1,8	211,38	48	14,4
N=164.000						
Betriebsfest	0,999/0,888	117,27	1,43	168,35	149,77	44,93
N_v=295.000						
Betriebsfest	0,999	117,27/116,97	1,27	149,7/149,33	269	80,82

Die Erhöhung des mittleren Rauheit R_z verursacht eine Erhöhung des Konstruktionsfaktors K_{WK} , wodurch sich der Nennwert der Amplitude der Betriebsfestigkeit reduziert und somit die Lebensdauer verringert. Die beiden von mir

gewählten Mittenrauheitswerte von $R_z=0,006\ \mu\text{m}$ und $R_z=200\ \mu\text{m}$ zeigen diesen Sachverhalt mit einer deutlich unterschiedlichen Lastspielzahl eindeutig auf.

4.2 Anschlussrohr Unterwasser

In der Sensibilitätsanalyse wird für das Anschlussrohr Unterwasser ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit einer um drei Millimeter verminderten Wandstärke ermittelt. An dieser Stelle sei erwähnt, dass eine verminderte Wandstärke ohne Angabe von Gründen auftreten kann, die in dieser Diplomarbeit wiederum nur theoretischer Natur ist, um den Einfluss einer Wandstärkenminderung auf die Lebensdauer zu erkennen. Der Berechnungsgang funktioniert analog den Berechnungsvorgaben aus der EN 13445-3. Die nachfolgende Tabelle zeigt bei der Wandstärke von $e=32\text{mm}$ folgende Lebensdauer.

Tabelle 34: EN 13445-3 Anschlussrohr UW $e=32\text{mm}$

Anschlussrohr Unterwasser	Ermüdung ja/nein ($n_{eq}>500$)	Lastspielzahl N	$D_{max}=0,3$ für $n_{eq}>10.000$
Fall 1: $s=32\text{mm}$, keine Kerbwirkung	ja	unbegrenzt	-
Fall 2: $s=32\text{mm}$, mit Kerbwirkung	ja	456.360	0,72

Die Tabelle zeigt eine höhere Lastspielzahl von 456.360 im Vergleich zu einer Wandstärke von $e=35\text{mm}$ mit einer Schwingspielzahl von 399.172. Die Begründung aus mathematischer Sicht liegt beim Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Wandstärke C_E , der wie folgt berechnet wird:

Korrekturfaktor Wandstärke	$C_E = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,25}$	(69) ¹⁴⁵
-------------------------------	--	-----------------------

¹⁴⁵ vgl. EN-13445-3 2014, S. 454

und die fiktive Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma^*$ verkleinert und die in weiterer Folge zulässige Lastzyklenzahl erhöht. An dieser Stelle erfolgt auf Grund der verminderten Wandstärke eine Kontrolle der statischen Sicherheit mit der Kesselformel:

Ringspannung	$\sigma_{\varphi} = \frac{p_m * D}{2 * s} = \frac{15MPa * 700mm}{2 * 32mm} = 164MPa > 157,5MPa$	(70) ¹⁴⁶
--------------	---	-----------------------

Die Ringspannung σ_{φ} übersteigt zwar die maximale Membranspannung von $f=157,5MPa$, aber auf Grund der nur lokal auftretenden verminderten Wandstärke und des großzügig gewählten Sicherheitsfaktors von 0,5 kann die statische Sicherheit trotzdem gewährleistet werden.

¹⁴⁶ vgl. Giesecke 2009, S. 263

5 Zusammenfassung und Diskussion

Laut meinen Berechnungen sind das Anschlussrohr Unterwasser sowie der Drehkörper des Pumpenkugelschiebers Oschenik eindeutig die hinsichtlich Ermüdung kritisch identifizierten Kugelschieber-Hauptkomponenten. Die nachfolgende Tabelle soll die Restlebensdauer der Hauptkomponenten aufsteigend von der geringsten bis hin zur Dauerfestigkeit, abhängig von der Anzahl der Start/Stops darstellen. Diese jeweilige Lebensdauer wird unter der Voraussetzung der Neuwertigkeit erreicht.

Tabelle 35: Lebensdauer Hauptkomponenten Pumpenkugelschieber Oschenik

Hauptkomponente	Lebensdauer [J] 10St/St	Lebensdauer [J] 3St/St	geforderte Lebensdauer [J]
Anschlussrohr UW	32	109	48+75=123
Drehkörper	59	199	48+75=123
Anschlussrohr OW	Dauerfest	Dauerfest	48+75=123
Gehäuse	Dauerfest	Dauerfest	48+75=123

Bei der Inbetriebnahme der Anlage im Jahr 1968 und zehnmalem täglichem Anfahren dieser wäre eine Werkstoffermüdung im Jahr 2000 unter Berücksichtigung der Kerbwirkung des Anschlussrohres Unterwasser aufgetreten. Da aber im Jahr 2016 bei der zerstörungsfreien Prüfung keine Schäden festgestellt wurden, bestätigt dies die Annahme, dass die Lastspielzahl in den vergangenen 48 Jahren eindeutig geringer war und die Angabe seitens der Kelag mit durchschnittlich täglich drei Start/Stops realistisch ist. Die kürzeste Lebensdauer aller Kugelschieber-Hauptkomponenten des Anschlussrohres Unterwasser liefert somit die Gesamtlebensdauer des Pumpenkugelschiebers Oschenik. Der Drehkörper des Kugelschiebers ist ebenfalls nicht dauerfest ausgelegt, ermüdet aber später als das Anschlussrohr Unterwasser.

Die nachfolgende Tabelle soll die Restlebensdauer der beiden nicht dauerfesten Kugelschieber-Hauptkomponenten darstellen, um die in Kapitel 1.1 geforderte Fragestellung nach dem möglichen Weiterbetreiben der alten Anlagenkomponenten ohne Ermüdungsschäden davonzutragen.

Tabelle 36: Restlebensdauer Anschlussrohr UW & Drehkörper

Hauptkomponente	Restlebensdauer [J] 10St/St	Restlebensdauer [J] 3St/St	geforderte Lebensdauer [J] 10St/St
Anschlussrohr UW	18	61	75
Drehkörper	45	151	75

Da die Lebensdauer der Kreiselpumpe bei täglich 10 Start/Stops auf eine Lebensdauer von 75 Jahren ausgelegt wurde, ist meiner Meinung nach nur der Vergleich mit der gleichen Lastwechselzahl der beiden kritischen Hauptkomponenten sinnvoll. Die Lebensdauer des Anschlussrohres Unterwasser sowie des Drehkörpers liegt weit unter der geforderten Lebensdauer der Kreiselpumpe von 75 Jahren und ermüden um 57 bzw. 30 Jahre früher. Somit geht ganz klar hervor, dass das Anschlussrohr Unterwasser sowie der Drehkörper unter den von mir konservativ angenommenen Berechnungsansätzen die Lebensdauer der Oschenikpumpe nicht erreichen werden und im Jahr 2034 bzw. 2061 auszutauschen bzw. zu sanieren sind.

Auf Grund einiger Näherungen in den Berechnungsansätzen des Rotors, wie etwa punktförmige Lastannahmen in den Auflagern, Vernachlässigung der Zwangskraft des Antriebes auf Grund der enormen Lagerbreiten, Verwendung der Lastkurven eines Turbinenkugelschiebers, Betrachtung der maximalen sowie der minimalen statischen Druckdifferenzhöhen, Vernachlässigung von Korrosion, beeinflussen das Gesamtergebnis, welches nur schwer einzuschätzen ist. Aus diesem Grund muss auch der Drehkörper im Jahr 2034 mittels zerstörungsfreier Prüfung begutachtet werden und nach professioneller Bewertung mindestens einer Sanierung unterzogen werden. Die Erkenntnisse der Sensibilitätsanalyse aus dem Kapitel 4.1 haben gezeigt, dass eine Erhöhung der Lebensdauer des Drehkörpers am effektivsten durch eine Vergrößerung des Rundungsradius zur Verringerung der auftretenden Spannungen in der Kerbe erzielt werden kann. Zusätzlich empfiehlt sich ein Bearbeiten der Materialoberfläche zur Verkleinerung der mittleren Rauheit und somit zu einer Lebensdauererweiterung. Bei auftretenden Schäden wie etwa Risse sämtlicher Arten ist der Drehkörper auszutauschen.

Weitere Einschränkungen dieser Diplomarbeit beliefen sich auf die Vernachlässigung der Ermüdungswirkung des Antriebes, der Schrauben und die Verschleißkomponenten wie Lagerbuchsen sowie sämtliche Dichtungen.

5.1 Gesamterkenntnisse

Eine der besonderen Erkenntnisse dieser Diplomarbeit ist meiner Meinung nach die höhere Spannungsschwingbreite in der Kerbe des Drehkörpers bei der minimalen statischen Differenzdruckhöhe von $HKS=788,2m$ im Vergleich zur maximalen von $976,6m$, was nicht zu erwarten war. Grund dafür ist die konstante Leistung der eingeschalteten Kreiselpumpe, die eine höhere Druckdifferenz während des Öffnungsvorganges aufweist und nur 29.000 Lastwechsel mehr verträgt. Bei der Auslegung einer Kreiselpumpe oder Pumpturbine muss der untere Betriebsbereich für die Ermüdungsberechnung eines Pumpenkugelschiebers unbedingt miteinbezogen werden. Dabei erreicht die Deckelkraft höhere Werte, die von den beiden Lagern abgefangen werden müssen, und somit kommt es zu einem erhöhten Lagerverschleiß. Die Nebenerkenntnis dieser Diplomarbeit ist also jene, dass es aus ermüdungsrelevanter Sicht zwar sinnvoller ist, die Wasserkraftanlage bei der minimalen Druckdifferenzhöhe zu betreiben, aus verschleißtechnischer Sicht jedoch bei der maximalen.

Die Bildung der Vergleichsspannung nach Mises σ_v , welche einen einachsigen Spannungszustand simuliert, aber geringere Werte aufweisen kann als die größte Hauptnormalspannung und zusätzlich keine Aussagen über Zug- und Druckbereiche liefert, ist meines Erachtens eine weitere wichtige Erkenntnis. Als Vergleich dient Nachweispunkt 3, der zwar eine fast gleich große Vergleichsspannung wie Nachweispunkt 2 aufweist, aber auf Grund der dominierenden Lage im Druckwechselbereich dauerfest ist und Nachweispunkt 2 nicht. Dass Überlegungen hinsichtlich Zug- und Druckbereichen von wichtiger Bedeutung sind, ist in der Sensibilitätsanalyse in den Kapiteln 4.1.1 sowie 4.1.2 ganz klar hervorgegangen, wobei der Zugbereich kritischer als der Druckbereich in Bezug auf die Ermüdungsfestigkeit zu bewerten ist. Die Verwendung dieser Vergleichsspannungshypothese in Bezug auf Ermüdung ist in der Wasserkraftbranche, in der eine hohe Betriebssicherheit gefordert wird, also unsinnig und deshalb ist der Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit der Berechnung der größten Hauptnormalspannung zu präferieren. In dieser Diplomarbeit erwies sich die Mises-Vergleichsspannung nur zur Ermittlung der relevanten Nachweispunkte in der Kerbe des Drehkörpers als sinnvoll und die FEM-Rechnung bestätigte das Auftreten maximaler Hauptnormalspannungen bei den maximalen Vergleichsspannungen.

Ein ähnliches Bild zeigte sich bei der Berechnung des zyklischen Auslastungsgrades $\alpha_{BK,V}$ für zusammengesetzte Spannungsarten, welche laut FKM-Richtlinie auf der Normalspannungs- und Gestaltänderungshypothese beruhen und wider Erwarten eine längere Lebensdauer hervorrufen.¹⁴⁷ (siehe Tabellen 15-17) Daraus schließe ich, dass die Verwendung der Hypothese für die zusammengesetzten Spannungsarten in dieser Diplomarbeit für mich keine logischen Schlussfolgerungen zulässt und diese deshalb zu verwerfen sind.

Ein Turbinenkugelschieber, der im Normalbetrieb unter ausgeglichenem Druck betätigt wird und deswegen keine Deckelkraft und kein hydraulisches Moment besitzt, muss also nur die Biegespannung bezüglich seines Eigengewichts inklusive Wasser sowie die Torsionsspannung bezüglich der Lagerreibmomente überwinden. Es ist sehr unwahrscheinlich, dass die damit auftretende Spannungsschwingbreite einen ermüdungsrelevanten Wert erreicht und somit ist ein Turbinenkugelschieber unter der Voraussetzung der Drehung dessen Rotors bei Druckausgleich sowie statisch richtiger Auslegung keine ermüdungskritische Anlagenkomponente eines Wasserkraftwerkes. Werden nun die statischen Berechnungen des Turbinenkugelschiebers mit dieser Erkenntnis betrachtet, so ist es absolut legitim, diesen nur statisch richtig mit ausreichenden Sicherheiten bezüglich des maximalen Druckstoßes auszulegen. In Kapitel 2.2.7 ergab die maximale Vergleichsspannung nach Mises bei der statischen Auslegung eines Turbinenkugelschiebers aus den 1980er Jahren ein Erreichen des 0,6-fachen Wertes der Streckgrenze. Die Berechnungen mit dieser Vergleichsspannung sind meines Erachtens auch zulässig, denn es ist nicht zu erwarten, dass die größte Hauptnormalspannung den Wert der Streckgrenze erreichen wird.

Bei der Auslegung eines Pumpenkugelschiebers ist dies nicht zu empfehlen und wie bereits mehrfach erwähnt der Betriebsbereich der Kreiselpumpe bzw. die Druckdifferenzhöhen von entscheidender Bedeutung.

Eine spannende Nebenerkenntnis ist jene, dass beim Schließvorgang strömungsbedingt das hydraulische Moment mit Schließ Tendenz in den Winkelbereichen von etwa $\alpha=2^\circ-40^\circ$ größer als die beiden entgegenwirkenden Lagerreibmomente wird und somit die Richtung des Antriebsmomentes entgegen der

¹⁴⁷ vgl. FKM-Richtlinie 2012, S. 109

Schließrichtung zeigt. Grund dafür ist der steile Verlauf des Momentenfaktors. (siehe Abbildung 10)

Ein weiterer interessanter Gesichtspunkt bei der Bestimmung der kritischen Nachweispunkte in der Kerbe des Drehkörpers ist jener, dass zwischen den Öffnungswinkeln $\alpha=10^\circ-90^\circ$ der Kraftangriffswinkel ϕ nahezu exakt im rechten Winkel auf die neutrale Achse steht. (siehe beispielhaft Abbildung 33)

Dass die Torsionsspannung keinen Einfluss auf die Zug- und Druckbereiche in der Kerbe besitzt, sondern diese nur von den Biegespannungen abhängen, wurde auch in der FEM-Rechnung bestätigt.

Zur Klärung der Frage, inwieweit die FEM Rechnung die analytische benötigt bzw. umgekehrt, kam ich zu folgendem Ergebnis: Zur numerischen Spannungsermittlung müssen zuerst alle äußeren Kräfte und Momente analytisch ermittelt werden. Da es für mich nicht vorhersehbar war, bei welchem Teilöffnungswinkel die maximale Druckspannung auftritt, lieferte die FEM-Rechnung eine wesentliche Vereinfachung. Analytische Überlegungen müssen zur Interpretation der numerischen Ergebnisse trotzdem angewandt werden. Da aus den Berechnungsunterlagen älterer Kraftwerke oft Gewichtsangaben diverser Maschinenbauteile fehlen und diese auf Grund komplexer Geometrie nicht einfach berechnet werden können, können nach der Digitalisierung der Bestandspläne unter Voraussetzung der Kenntnis des Materials computerunterstützt die Gewichtskraftkomponenten ermittelt werden. Somit können heutzutage alt bewährte mechanische Grundsätze mit modernen Hilfsmittel wie etwa den numerischen Berechnungen abgerundet werden.

Obwohl die statische Auslegung in dieser Diplomarbeit vorausgesetzt wird, wurde im Zuge der FEM-Rechnung ein statischer Lastfall bei einem maximalen Druckstoß von 1500 Metern durchgeführt. Die größte Hauptnormalspannung wies einen Wert von 212MPa auf, also $0,71 \cdot \sigma_s$ der minimalen Streckgrenzen vom Drehkörper. Die statisch richtige Auslegung des Drehkörpers ist somit bestätigt.

Der Abschlusssatz dieser Diplomarbeit lautet: Die Hauptkomponenten des Pumpenkugelschiebers Oschenik sind mit der heutigen Betriebsweise nicht dauerfest.

6 **Ausblick**

Wie aus dieser Diplomarbeit zur Ermüdungsbewertung der Maschinenelemente von Wasserkraftanlagen hervorgeht, sind die mathematisch größten und kleinsten Spannungen zur Ermittlung der Spannungsschwingbreite von entscheidender Bedeutung.

Auf Grund der Ausführung von Kugelschiebern als Sonderkonstruktionen, empfehlen sich CFD-Strömungssimulationen der individuellen Geometrieabmessungen, in denen die Lastkurven wie Durchflussfaktor, Krafftaktor sowie Momentenfaktor speziell für den jeweiligen Kugelschieber ermittelt werden können. In einer darauf aufbauenden theoretischen Arbeit könnten weitere mögliche Erkenntnisse durch das Simulieren von Teilöffnungsstellungen gewonnen werden.

Der Korrosionseinfluss, welcher in dieser Thesis ausgeschlossen wurde, könnte in einer weiterführenden Forschungsarbeit behandelt werden. In Folge dessen könnte mit den vorliegenden Ergebnissen der lebensdauerermindernde Einfluss auf Kugelschieber auf Grund von Korrosion prognostiziert werden.

Das Anschlussrohr Unterwasser, welches laut meinen Berechnungen die kritische Kugelschieber-Hauptkomponente darstellt, könnte mit der ausführlichen Berechnung der Ermüdungslebensdauer mit der EN 13445-3 nach Kapitel 18 untersucht werden.

Darüber hinaus könnten mittels einer Anlagenmessung, durch das Aufbringen von Dehnmessstreifen am Anschlussrohr Unterwasser sowie in der Kerbe des Drehkörpers, die auftretenden Spannungen am präzisesten bestimmt und mit den analytischen sowie den numerischen Berechnungen verglichen werden.

7 Literaturverzeichnis

- Bauer, C. (2015). *Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II*. Skriptum zur Vorlesung. An der TU Wien.
- DIN Normenausschuss Chemischer Apparatebau (FNCA). (Dezember 2016). DIN EN 13445-3 unbefeuerte Druckbehälter. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin.
- Europäisches Parlament. (19. Mai 1997). *Richtlinie 97/23/EG des europäischen Parlaments und des Rates*.
- Fabritz, G. (1940). *Die Regelung der Kraftmaschinen*. Wien: Verlag von Julius Springer.
- FKM-Richtlinie. (6. überarbeitete Auflage 2012). *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. 60528 Frankfurt am Main: VDMA Verlag GmbH.
- Giesecke, J., Heimerl, S., & Mosonyi, E. (2014). *Wasserkraftanlagen, Planung, Bau und Betrieb*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
- Gusner, L. (2017). *Konstruktion Pumpenkugelschieber Oschenik. Nicht veröffentlichte Studienarbeit*. TU Wien.
- Haibach, E. (2006). *Betriebsfestigkeit*. 65189 Wiesbaden: Springer Verlag Wien Heidelberg 2006.
- Mack, W. (2012). *Mechanik 1*. Skriptum zur Vorlesung. An der TU Wien.
- ÖZE österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft. (1969). *Kraftwerksgruppe Fragant*. Wien: Verband der Elektrizitätswerke Österreich.
- Parkus, H. (2005). *Mechanik der festen Körper*. Wien: Springer Verlag/Wien.
- Pavillet, R. (2005). *16 spherical valves for three pump storage power stations in China*. 38000 Grenoble, France: Robert Pavillet.
- Penninger, G., & Benigni, H. (2006). *Numerical Simulation an design of spherical valves for modern pump storage power plants*. St. Pölten, Graz: Penninger, Benigni.
- Raberger, L. (2017). *Finite Elemente Berechnung eines Kugelschiebers. Nicht veröffentlichte Studienarbeit*. TU Wien.
- Strohmer, F. (1977). *Investigating the characteristics of shutoff valves by model tests*. Linz, Austria: Waterpower and Dam Construction, Volume Twenty-Nine.

- Tochtermann, W. (1930). *Maschinenelemente Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion für Maschinebauschulen und für die Praxis mittlerer Techniker*. Berlin: Julius Springer.
- VGB Power Tech e.V.; (2014). *Leitfaden für die Bewertung ermüdungsbeanspruchter Bauteile in Wasserkraftanlagen*. 45136 Essen: VGB Power Tech Service GmbH.
- Vöest-Alpine. (1977). *Vöest-Alpine-Baustähle Sondergüte Aldur; Aldur 35 bis Aldur 58/72*. Vöest-Alpine.

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Niederdruckanlage.....	3
Abbildung 2: Mitteldruckanlage.....	4
Abbildung 3: Pumpspeicherkraftwerk Glems.....	5
Abbildung 4: Einbauorte von Verschlussorganen.....	8
Abbildung 5: Beispiel Kugelschieber offen bzw. geschlossen.....	9
Abbildung 6: Kugelschieber mit Dichtplatte.....	11
Abbildung 7: Antrieb.....	11
Abbildung 8: Druckverhältnisse Kugelschieber im geöffneten & teilgeöffneten Zustand.....	14
Abbildung 9: Durchflussfaktor.....	15
Abbildung 10: Momentenfaktor.....	15
Abbildung 11: Kraftfaktor k_F und Kraftangriffswinkel ϕ	15
Abbildung 12: Deckelkraft auf Drehkörper.....	15
Abbildung 13: Kugelschieber geschlossen, Pumpe nicht in Betrieb.....	17
Abbildung 14: Anlagenkennlinien mit Drosselventil bei konstanter statischer Höhe..	20
Abbildung 15: Pumpenkugelschieber im geöffneten Zustand, Blickrichtung entgegen Förderrichtung.....	23
Abbildung 16: mechanisches Ersatzmodell M_y	24
Abbildung 17: mechanisches Ersatzmodell M_z	24
Abbildung 18: neutrale Achse in einer allgemeinen Lage.....	26
Abbildung 19: Pumpenkugelschieber im geschlossen Zustand. Förderrichtung vom blauen zum roten Anschlussrohr.....	27
Abbildung 20: Schubspannungen Öffnungsvorgang.....	28
Abbildung 21: Torsionsmomentenverlauf öffnen.....	29
Abbildung 22: Pumpenkugelschieber im offenen Zustand. Förderrichtung vom blauen zum roten Anschlussrohr.....	29
Abbildung 23: Kugelschieber-Berechnungsansätze.....	32
Abbildung 24: zeitliche Abfolge des Ermüdungsfestigkeitsnachweises laut FKM-Richtlinie.....	35
Abbildung 25: Spannungs-Dehnungskurve, Wöhlerlinie & Lebensdauerlinie.....	37
Abbildung 26: Beanspruchungsfälle und Spannungsverhältnisse.....	39
Abbildung 27: Kennwerte eines Schwingspiels.....	40
Abbildung 28: Phasen der Werkstoffermüdung und des Risswachstums.....	46
Abbildung 29: Rohrleitungssystem mit Rohrdurchmesser und Rohrleitungslängen..	48
Abbildung 30: Einbauplan Kreiselpumpe und Kugelschieber.....	50
Abbildung 31: Pumpenkennlinie Oschenik.....	52
Abbildung 32: NWP 1, Kugelschieber geschlossen.....	55
Abbildung 33: NWP 3, 27 Grad Öffnungswinkel.....	58

Abbildung 34: NWP 2, 50 Grad Öffnungswinkel	61
Abbildung 35: Pumpenkennlinie inklusive Lastkurven	62
Abbildung 36: NWP 1, Öffnungswinkel 50 Grad	64
Abbildung 37: Kerbe Drehkörper Pumpenkugelschieber Oschenik	67

9 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Wind, Solar, Wasser	5
Tabelle 2: Betriebsbereiche Turbinen- und Pumpenkugelschieber	13
Tabelle 3: Formeln Hydraulik.....	16
Tabelle 4: statische Berechnung	33
Tabelle 5: Streckgrenzen Hauptkomponenten.....	49
Tabelle 6: Belastungen Normalbetrieb, Lastfall öffnen für $H_{KS}=976,6m$	54
Tabelle 7: Belastungen Normalbetrieb, Lastfall öffnen für $H_{KS}=788,2m$	56
Tabelle 8: Spannungen der Nachweispunkte aus FEM.....	59
Tabelle 9: Nachweispunkt 2.....	60
Tabelle 10: Nachweispunkt 1.....	64
Tabelle 11: Nachweispunkt 3.....	64
Tabelle 12: Geometriefaktoren Kerbe.....	67
Tabelle 13: Spannungskollektiv Pumpenkugelschieber Oschenik.....	68
Tabelle 14: Festigkeitskennwerte in MPa für Vergütungsstahlguss.....	69
Tabelle 15: Spannungen und Lebensdauer NWP 1	73
Tabelle 16: Spannungen und Lebensdauer NWP 2	74
Tabelle 17: Spannungen und Lebensdauer NWP 3	74
Tabelle 18: Anschlussrohr Unterwasser: EN-13445-3.....	75
Tabelle 19: Anschlussrohr Oberwasser	76
Tabelle 20: Gehäuse: EN-13445-3	76
Tabelle 21: Grenzspannungen	76
Tabelle 22: EN 13445-3 Anschlussrohr Unterwasser	80
Tabelle 23: EN 13445-3 Lebensdauer Anschlussrohr UW mit Kerbwirkung.....	81
Tabelle 24: EN 13445-3 Anschlussrohr Oberwasser.....	81
Tabelle 25: EN 13445-3 Gehäuse	82
Tabelle 26: Restlebensdauer Anschlussrohr Unterwasser mit Kerbwirkung	82
Tabelle 27: Restlebensdauer Drehkörper	83
Tabelle 28: NWP 2, $R=0$ & $R=0,2$	85
Tabelle 29: NWP 2; $R=-\infty$	86
Tabelle 30: Normal- und Schubspannungen bei $r=10mm$	88
Tabelle 31: Einfluss Rundungsradius auf Lebensdauer	88
Tabelle 32: Nachweispunkt 1, $R_z=0,006\mu m$	90
Tabelle 33: Nachweispunkt 1, $R_z=200\mu m$	90
Tabelle 34: EN 13445-3 Anschlussrohr UW $e=32mm$	91
Tabelle 35: Lebensdauer Hauptkomponenten Pumpenkugelschieber Oschenik.....	93
Tabelle 36: Restlebensdauer Anschlussrohr UW & Drehkörper	94

10 Internetquellen

World Energy Council:

<https://www.worldenergy.org/data/resources/region/europe/wind/>.

aufgerufen am 22.12.2017, um 18:52

11 Abkürzungsverzeichnis

A	Querschnitt
c_A	Geschwindigkeit druckseitiger Behälter
c_E	Geschwindigkeit saugseitiger Behälter
D	Durchmesser
D_{max}	Gesamtermüdungsschädigungskennzahl maximal
F	Kraft
F_D	Deckelkraft
g	Fallbeschleunigung
H	Druckdifferenzhöhe
H_A	Anlagenkennlinie
H_{DRV}	Druckverlusthöhe Drosselorgan
H_{dyn}	Höhe dynamischer Anteil
H_{geo}	gedätische Höhe
H_{PKL}	Pumpenkennlinie
H_R	Rohrverlusthöhe
H_{stat}	Höhe statischer Anteil
J_y	Tragheitsmoment der y-Achse
J_z	Flächenträgheitsmoment der z-Achse
J_p	polares Flächenträgheitsmoment
$K_{(t, b)}$	Formzahl Rundstab mit Absatz bei Biegung
$K_{(t, t)}$	Formzahl Rundstab mit Absatz bei Torsion
k_F	Krafftaktor
k_q	Durchflussfaktor
k_T	Momentenfaktor
KS	Kugelschieber
$M_{(Antr_öffnen)}$	Antriebsmoment öffnen
$M_{(Antr_schließen)}$	Antriebsmomet schließen
M_h	hydraulisches Moment
M_r	Reibmoment
M_t	Drehmoment
M_y	Biegemoment um y-Achse
M_z	Biegemoment um z-Achse
N	Gesamtzyklenzahl
\bar{N}	Lastspielzahl, Zyklenzahl
p_A	Druck druckseitiger Behälter
p_E	Druck saugseitiger Behälter
Q	Durchfluss
R	Spannungsverhältnis, Radius
r_a	Außenradius
r_i	Innenradius
Re	Reynoldszahl
$R_{p0.2}$	Streckgrenze
R_z	mittlere Rauheit
v	Geschwindigkeit
α	Öffnungswinkel
Δp	Druckdifferenz
$\Delta \sigma$	Spannungsschwingbreite

ζ	Verlustkoeffizient
λ	Rohrreibungszahl
μ_g	Gleitreibungskoeffizient
ν	kinematische Viskosität
ρ	Dichte Wasser
τ	Schubspannung
τ_{\max}	Schubnennspannung maximal
ϕ	Kraftangriffswinkel
σ	Biegespannung
σ_o	maximale Spannung
σ_u	minimale Spannung
σ_V	Vergleichsspannung Mises
$\sigma_x(x, y, z)$	Biegespannung schiefe Biegung
σ_1	Hauptnormalspannung
σ_2	Hauptnormalspannung
$\sigma_{a,i}$	Spannungsamplitude
$\sigma_{m,1}$	Mittelspannung
σ_s	Streckgrenze