

Bachelorarbeit
konstruktiv

Kraftübertragung für ein Low-Tech Wasserrad

Lukas Geß

BA 166
2015/10



Lehrstuhl für Energiesysteme

Betreuer der Arbeit: Dr. Annelies Vandersickel
Technische Universität München
Lehrstuhl für Energiesysteme
Boltzmannstr. 15
85748 Garching b. München

Ausgegeben: 01.05.2015
Abgegeben: 16.10.2015



Lehrstuhl für Erneuerbare und Nachhaltige Energiesysteme

Betreuer der Arbeit: Dipl.-Phys. Stephan Baur
Technische Universität München
Lehrstuhl für
Erneuerbare und Nachhaltige Energiesysteme
Arcisstraße 21
80333 München

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, die vorliegende Arbeit selbständig und ohne Hilfe Dritter angefertigt zu haben. Gedanken und Zitate, die ich aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommen habe sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen und wurde bisher nicht veröffentlicht.

Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Arbeit durch den Lehrstuhl für Energiesysteme der Öffentlichkeit zugänglich gemacht werden kann.

_____,den_____

Unterschrift

Kurzfassung

Die schwierige energetische Situation in den Entwicklungsländern der Himalaya-Region stellt eine große Herausforderung an die Energieerzeuger dar. Um diesem Problem zu begegnen, kann mithilfe überschlächtiger Wasserräder in Inselsystemen in kleinen Mengen Strom produziert werden. Ein Hauptproblem dabei ist das Finden einer gut funktionierenden und gleichzeitig kostengünstigen und wartungsarmen Anbindung des Generators an das Wasserrad.

Ziel der Arbeit ist es verschiedene Möglichkeiten zur Kraftübertragung zu analysieren und an einem Teststand im Betrieb zu vergleichen. Es wurde eine mathematische Simulation des Wasserradverhaltens entwickelt. Auf Basis der gewonnenen Daten wurden eine Ketten- und eine Riemenübertragung ausgelegt und gefertigt. Die Funktionalität beider Varianten im Betrieb wurde bestätigt und die Einschränkungen wurden herausgearbeitet.

Die Ergebnisse können als Grundlage für weitere Versuchsvarianten genutzt werden und dienen zur Umsetzung von Inselsystemen mit Wasserrädern in Entwicklungsländern.

Schlagwörter: überschlächtiges Wasserrad, Kraftübertragung, Asynchrongenerator, Inselsystem, Entwicklungsland

Abstract

The difficult energy situation in developing countries in the Himalayan region is a big challenge for the energy producers. By using overshoot water wheels it is possible to produce small amounts of electricity in isolated systems. A major problem here is to find an efficient connection of the water wheel and the generator.

The intension of this thesis is to analyse different possibilities of power transmissions and compare them in action at a test stand. A mathematical simulation of the water wheel behaviour has been developed. On basis of the earned data a chain and a belt transmission have been dimensioned and built. The functionality of both types has been confirmed and the restraints have been extracted.

The results can be used as basis for further test versions and serve for the implementation of isolated electrical systems with water wheels in developing countries.

Key Words: overshoot water wheel, power transmission, asynchronous generator, isolated electrical system, developing country

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Inhaltsverzeichnis	III
Abbildungsverzeichnis.....	VII
Tabellenverzeichnis.....	9
Notation	11
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Aufgabenstellung	3
1.3 Gliederung der Arbeit	3
2 Grundlagen	5
2.1 Wasserräder	5
2.1.1 Das überschlächtige Wasserrad.....	6
2.1.2 Teststand am Söllbach.....	8
2.2 Asynchronmaschine als Generator.....	12
3 Getriebetypen	15
3.1 Formschlüssige Getriebe	15
3.1.1 Zahnradgetriebe.....	16
3.1.2 Kettengertriebe.....	16
3.1.3 Zahnriemengetriebe	17
3.2 Reibschlüssige Getriebe	17
3.2.1 Riemengetriebe.....	17
3.2.2 Reibradgetriebe	18
3.3 Anforderungen	18
3.4 Diskussion/Analyse	19
3.5 Geeignete Komponenten	21
4 Modellierung des Wasserrades	23
4.1 Modellierung mit Matlab	23
4.1.1 Gewichts- und Trägheitsmoment.....	23
4.1.2 Impulsmoment	33
4.1.3 Gesamtmoment und Leistung	35

4.1.4	Berechnungsergebnisse	36
4.2	Messungen am Teststand.....	38
4.2.1	Leerlaufdrehzahl.....	38
4.2.2	Stillstandmoment.....	39
4.3	Vergleich und Analyse	39
4.3.1	Leerlaufdrehzahl.....	40
4.3.2	Stillstandmoment.....	42
4.3.3	Fehlerquellen.....	43
4.3.4	Analyse.....	44
5	Auslegung der Getriebevarianten	45
5.1	Rahmenbedingungen der Übersetzung	45
5.1.1	Wasserradseitig.....	45
5.1.2	Generatorseitig.....	45
5.1.3	Übersetzung	47
5.2	Variante 1 – Kettengetriebe	47
5.2.1	Wahl – Kette, Kettenblatt und Ritzel	48
5.2.2	Berechnung – Variante 1	48
5.2.3	Bewertung – Variante 1	53
5.3	Variante 2 – Riemengetriebe	53
5.3.1	Wahl – Riemen und Riemenscheiben.....	53
5.3.2	Berechnung – Variante 2.....	54
5.3.3	Bewertung – Variante 2	57
6	Aufbau der Übertragungseinheit	59
6.1	Schnittstellen	59
6.2	Generatöraufhängung.....	59
6.3	Getriebeeinheiten	62
6.3.1	Variante 1 – Kettengetriebe	62
6.3.2	Variante 2 – Riemengetriebe	64
7	Variantenvergleich	67
7.1	Betriebsverhalten Kette.....	67
7.2	Betriebsverhalten Riemen.....	68
7.3	Generator	69
7.4	Bewertung	69

8 Zusammenfassung und Ausblick	71
Literaturverzeichnis	73
Anhang.....	75

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Entwicklung der Stromkundenzahlen in Nepal von 2006-2015 (Nepal Electricity Authority 2015)	1
Abbildung 1.2: Stromverteilung in Nepal nach Verbrauchern in GWh für das Jahr 2012; basierend auf Daten der (International Energy Agency -).....	2
Abbildung 2.1: Oberschlächtiges Wasserrad schematisch (Deutsches Museum -)	6
Abbildung 2.2: Wirkungsgradverlauf eines oberschlächtigen Wasserrades 1, einer Francis-Turbine 2 und einer Kaplan-Turbine 3 (Jehle 2011, 211)	7
Abbildung 2.3: Lageplan des Teststandes am Söllbach (Penning 2014)	8
Abbildung 2.4: Rahmenbedingungen am Teststand.....	9
Abbildung 2.5: Steuerkasten für den Restwasserstrom.....	9
Abbildung 2.6: modularer Blechschacht.....	10
Abbildung 2.7: Konstruktionszeichnung Wasserrad Söllbach.....	10
Abbildung 2.8: Wasserrad Söllbach komplett.....	12
Abbildung 2.9: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie einer Asynchronmaschine (Lernsystem: Agenda 21 in Herzogenaurach -)	13
Abbildung 4.1: Wasserrad Söllbach - Befüllen und Entleeren	24
Abbildung 4.2: Wasserrad Söllbach - Kammergeometrie	24
Abbildung 4.3: Wasserrad Söllbach - Lage der Kammerschwerpunkte	26
Abbildung 4.4: Wasserrad Söllbach - aktive Schwerpunkte	27
Abbildung 4.5: Wasserrad Söllbach - Länge der Kammertrennwand	28
Abbildung 4.6: Wasserrad Söllbach - Relative Beschleunigung	32
Abbildung 4.7: Impuls an einer Kammer – 2D Näherung	34
Abbildung 4.8: Moment- und Leistungsverläufe aus dem Matlab-Model.....	37
Abbildung 4.9: Digitaler Drehzahlmesser BGS Art 2188 mit Reflektorelement	38
Abbildung 4.10: Aufbau Stillstandmomentmessung	39
Abbildung 4.11: Digitale Kofferwaage DMV-31020/1012.....	39
Abbildung 4.12: Leerlaufdrehzahl - Messung - Berechnung.....	41
Abbildung 4.13: Wasserverluste vor dem Wasserrad.....	44
Abbildung 4.14: Spritzverluste am Wasserrad bei Leerlauf	44
Abbildung 5.1: Generator SEW RF17 DR63L4	46
Abbildung 5.2: Geometrische Kettendaten nach (IWIS 2006)	49
Abbildung 5.3: Abbildung zur Kettenspannung.....	52

Abbildung 5.4: Umschlingungswinkel a) ohne Spannrolle b) mit Spannrolle	55
Abbildung 6.1: Generatorflansch	59
Abbildung 6.2: Wasserradflansch	59
Abbildung 6.3: Übersichtzeichnung Generatorkaufnahme.....	60
Abbildung 6.4: am Teststand montierte Generatorkaufnahme.....	61
Abbildung 6.5: Vorspannvorrichtung.....	61
Abbildung 6.6: Generatorflansch mit montierten Kettenrädern.....	62
Abbildung 6.7: Aufnahme der Ritzel	63
Abbildung 6.8: Ritzelaufnahme mit Ritzeln am Generatorflansch montiert.....	63
Abbildung 6.9: fertiges Kettengetriebe - Generatorseite	63
Abbildung 6.10: fertiges Kettengetriebe - Wasserradseite	63
Abbildung 6.11: Aufnahme der Riemen-scheiben – wasserradseitig	64
Abbildung 6.12: fertige am Wasserrad-flansch montierte Aufnahme der Riemen-scheiben	64
Abbildung 6.13: Aufnahme der Riemen-scheiben – generatorseitig.....	64
Abbildung 6.14: fertige am Generator montierte Aufnahme der Riemenscheiben.....	64
Abbildung 6.15: fertiges Riemengetriebe am Teststand.....	65

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Wirkungsgrade für überschlächtige Wasserräder abhängig von der Fallhöhe (Jehle 2011, 212).....	8
Tabelle 2.2: konstruktive Parameter des Wasserrades am Teststand.....	11
Tabelle 2.3: Referenzparameter der Strömung am Teststand.....	11
Tabelle 3.1: Vergleich der Getriebetypen (++ komplett erfüllt; -- gar nicht erfüllt)	20
Tabelle 4.1: Eingabeparameter der Modellierung - Wasserrad Söllbach	36
Tabelle 4.2: Konstruktive Parameter des Teststand-Wasserrades	40
Tabelle 4.3: Referenzwerte der Strömung am Teststand	40
Tabelle 4.4: Leerlaufdrehzahl - Messung und Berechnung	41
Tabelle 4.5: Stillstandmoment - Messung und Berechnung	42
Tabelle 5.1: Technische Daten der Asynchronmaschine SEW-RF17 DR63L4.....	46
Tabelle 5.2: Technische Daten der Kette 520 Standard (DID 2011) und des Ritzels.....	48
Tabelle 5.3: Parameter des Keilrippenriemen und der Scheiben.....	54

Notation

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
Allgemein und Matlab-Model		
F_x	[N]	Impulskraft auf Kammer in x-Richtung
$F_x(n)$	[N]	drehzahlabhängige Impulskraft in x-Richtung
M_n	[Nm]	Nennmoment des Generators
$M_1(n)$	[Nm]	drehzahlabhängiges Drehmoment durch Gewicht und Trägheit des Wassers
$M_2(n)$	[Nm]	drehzahlabhängiges Drehmoment durch Impuls
P_{max}	[W]	maximale Leistung des Wasserrades
Q_{ref}	[m ³ /s]	Referenzvolumenstrom
R_a	[m]	Außenradius des Wasserrades
$R_s(n)$	[m]	drehzahlabhängiger Schwerpunktradius
$U_{aus,x}$	[m/s]	Ausströmungsgeschwindigkeit in x-Richtung
$U_{ein,x}$	[m/s]	Einströmungsgeschwindigkeit in x-Richtung
V_k	[m ³]	maximales Kammervolumen
$V_{max}(i)$	[m ³]	positionsabhängiges maximal mögliches Kammervolumen
$V_{th,i=1}$	[m ³]	theoretisches im Scheitelpunkt an das Wasserrad übergebenes Wasservolumen
$a_x(i, n)$	[m/s ²]	positions- und drehzahlabhängige Beschleunigung in horizontaler Richtung durch Rotation
$a_y(i, n)$	[m/s ²]	positions- und drehzahlabhängige Beschleunigung in vertikaler Richtung durch Rotation
$b_y(i, n)$	[m/s ²]	positions- und drehzahlabhängige Gesamtbeschleunigung in vertikaler Richtung

d_L	[mm]	Lochkreisdurchmesser
i_r	[-]	reales Übersetzungsverhältnis
\dot{m}	[kg/s]	Wassermassenstrom
$n_{Gen, ein}$	[1/min]	Nenneingangsdrehzahl in Generator mit festem Getriebe
n_{Gen}	[1/min]	Nenngeneratordrehzahl
n_{Grenz}	[1/min]	Grenzdrehzahl zu der die Scheitelzelle maximal gefüllt ist
n_W	[1/min]	Wasserraddrehzahl bei maximaler Leistung
n_d	[1/min]	Drehfelddrehzahl
u_{ref}	[m/s]	Referenzströmungsgeschwindigkeit
v_u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit des Wasserrades
A	[-]	Kammerzahl
B	[m]	innere Breite des Wasserrades
$M(n)$	[Nm]	drehzahlabhängiges Gesamtdrehmoment
$P(n)$	[W]	drehzahlabhängige Leistung
Q	[m ³ /s]	Wasservolumenstrom
S	[-]	Schlupf des Generators
$V(i, n)$	[m ³]	positions- und drehzahlabhängiges Wasservolumen
Y	[-]	Anzahl der aktiven Schwerpunkte
a	[m]	Kranzbreite
d	[m]	Materialdicke
f	[1/s]	Netzfrequenz
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
i	[-]	Übersetzungsverhältnis
n	[1/min]	Drehzahl
p	[-]	Polpaarzahl des Generators
u	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit

z	[m]	Gesamtlänge der Kammertrennwand
Kettenberechnung		
F_B	[N]	Kettenbruchkraft
F_G	[N]	Gesamtzugkraft
F_f	[N]	Fliehkraft der Kette
P_A	[kW]	Leistung im Auslegungspunkt
b_2	[cm]	Gesamte Gelenkbreite
d_2	[cm]	Durchmesser des Kettenniet
f_5	[-]	Korrekturwert für Schmierung
f_6	[-]	Korrekturwert für Triebzahl
l_T	[mm]	Länge des Lasttrums
n_2	[-]	Drehzahl kleines Ritzel
p_r	[N/cm ²]	rechnerische Gelenkflächenpressung
p_v	[N/cm ²]	Richtwert der Gelenkflächenpressung
p_{zul}	[N/cm ²]	zulässige Gelenkflächenpressung
s_{rel}	[%]	relativer Durchhang der Kette
z_1	[-]	Zähnezahl Kettenrad
z_2	[-]	Zähnezahl kleines Ritzel
F	[N]	Kettenzugkraft
Y	[-]	Stoßbeiwert
f	[cm ²]	Gelenkfläche
p	[mm]	Teilung der Kette
q	[kg/m]	spezifisches Kettengewicht
s	[mm]	Durchhang am Leertrum
v	[m/s]	Kettengeschwindigkeit

Riemenberechnung

\ddot{U}_z	[kW]	Leistungsübersetzungszuschlag
F_t	[kN]	Umfangskraft
F_{w0}	[kN]	Wellenbelastung
K_A	[-]	Anwendungsfaktor
P_A	[kW]	Leistung im Auslegungspunkt
$P_{N/R}$	[kW]	übertragbare Leistung je Rippe
c_1	[-]	Winkelfaktor
c_2	[-]	Längenfaktor
d_w	[mm]	Wirkdurchmesser der Riemenscheibe
d_{wg}	[mm]	Wirkdurchmesser der großen Riemenscheibe
d_{wk}	[mm]	Wirkdurchmesser der kleinen Riemenscheibe
$f_{B,zul}$	[1/s]	zulässige Biegefrequenz
f_B	[1/s]	Biegefrequenz
n_k	[1/min]	Drehzahl der kleinen Scheibe
v_{zul}	[m/s]	zulässige Riemen­geschwindigkeit
x_{min}	[-]	Mindestrillenzahl
L	[mm]	Länge des Riemens
a	[mm]	Achsabstand
e	[-]	Scheibenzahl pro Riemen
k	[-]	Korrekturwert für Riementyp
v	[m/s]	Riemen­geschwindigkeit
x	[-]	Rippenzahl

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
--------	---------	-----------

Allgemein und Matlab-Model

ρ_w	[kg/m ³]	Dichte von Wasser
β	[°]	Kammergeometriewinkel
α	[rad]	Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten
γ	[rad]	Gesamtwinkel der aktiven Schwerpunkte

Kettenberechnung

θ_{st}	[-]	statischer Bruchsicherheitsfaktor
θ_{st}	[-]	dynamischer Bruchsicherheitsfaktor
λ	[-]	Reibwegfaktor

Riemenberechnung

δ	[°]	Umschlingungswinkel von Riemen und Scheibe
----------	-----	--

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den Entwicklungsländern der Himalaya-Region leiden die Menschen oft unter einem fehlenden Zugang zu Elektrizität. Am Beispiel Nepals liegt das sowohl an der nicht ausreichenden Erzeugungsleistung als auch an fehlenden, nicht ausreichenden oder nicht funktionsfähigen Stromnetzen. Der Mangel an elektrischer Energie führt zum sogenannten „load shedding“, d. h. die elektrische Energie steht nur eine begrenzte Zeit des Tages zur Verfügung. So wird versucht möglichst alle Regionen des Landes zu verschiedenen Zeiten mit Strom zu versorgen. Im Rechnungsjahr 2014/2015 konnten die Ausfallszeiten erstmals auf einen Wert von maximal 12 Stunden pro Tag gesenkt werden (Nepal Electricity Authority 2015). Dies zeigt sehr deutlich wie schwierig die Situation immer noch ist. Hohe Übertragungsverluste sind zudem dafür verantwortlich, dass ein Großteil der erzeugten elektrischen Energie nicht bei den Verbrauchern ankommt. Laut dem Annual Report 2015 der NEA (Nepal Electricity Authority) lagen die Systemverluste bei der elektrischen Übertragung im Rechnungsjahr 2014/15 bei 24,44%. Dies entspricht fast einem Viertel der erzeugten Energie (Nepal Electricity Authority 2015). Im Vergleich dazu betragen in Deutschland die Netzverluste im ersten Quartal 2015 nur 6,4% des Nettostromverbrauchs (Statistisches Bundesamt -).

Die Probleme der Erzeugung und des Transports werden durch die stetig steigende Nachfrage nach elektrischer Energie noch verschärft.

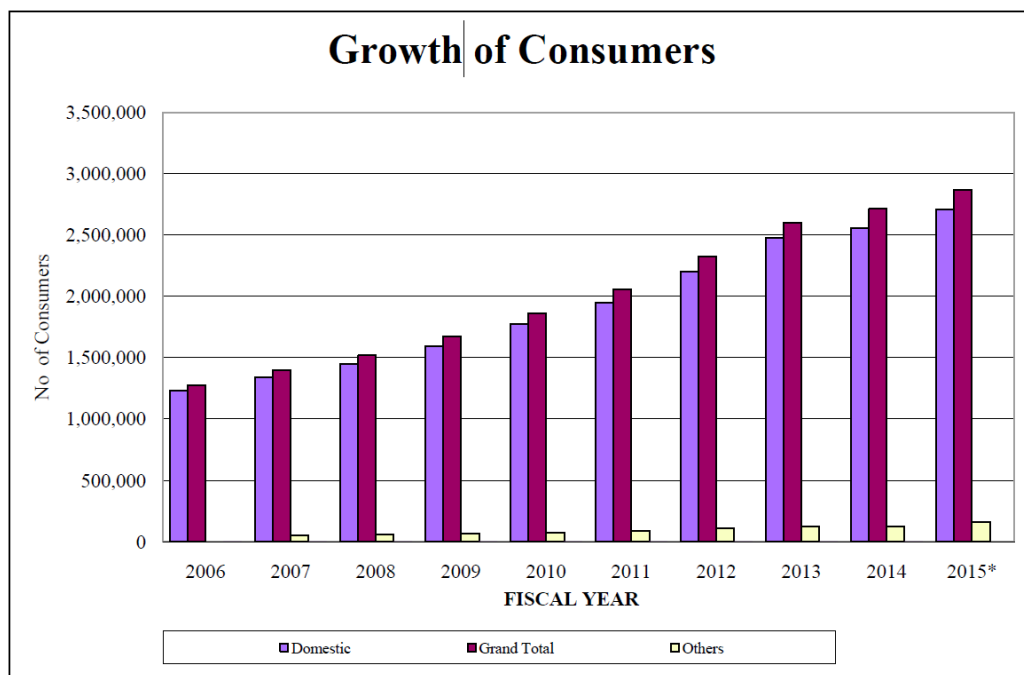


Abbildung 1.1: Entwicklung der Stromkundenzahlen in Nepal von 2006-2015 (Nepal Electricity Authority 2015)

Abbildung 1.1 zeigt sehr anschaulich die gegenüber anderen Abnehmern stark gestiegene Zahl der Haushalte als Stromkunden in den letzten Jahren. Dieser Trend macht deutlich wie hoch das Bedürfnis der Bevölkerung nach elektrischer Energie ist. Obwohl die privaten Haushalte den Hauptteil der Kunden ausmachen, liegt ihr Anteil an der tatsächlich konsumierten Leistung bei unter 50% (vgl. Abbildung 1.2). Das zeigt, dass der Bedarf der einzelnen Haushalte nur sehr gering ist. Verwendet man die Daten aus beiden Diagrammen, so errechnet sich der mittlere jährliche Verbrauch eines nepalesischen Haushaltes auf nur ca. 590kWh/a im Jahr 2012. Vielen Haushalten wäre deshalb schon durch Bereitstellung geringer Energiemengen und Leistungen geholfen.

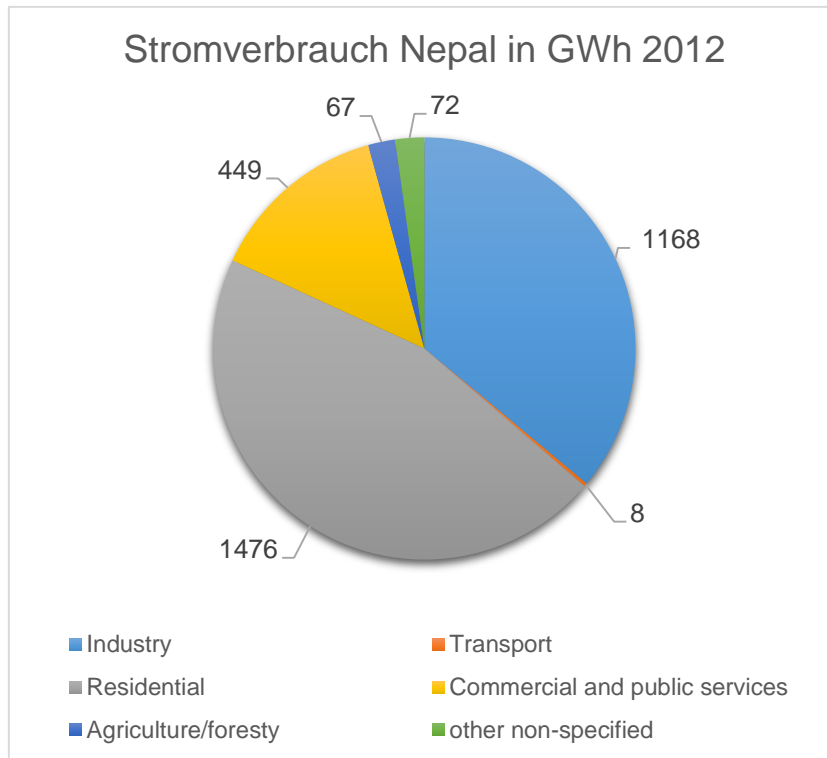


Abbildung 1.2: Stromverteilung in Nepal nach Verbrauchern in GWh für das Jahr 2012; basierend auf Daten der (International Energy Agency -)

Die Topographie der Himalaya-Region bietet in Form vieler kleiner Flüsse und Bäche ein großes ungenutztes Wasserkraftpotenzial. Durch die Verwendung überschlächtiger Wasserräder könnte dieses Potenzial dezentral genutzt werden. In Inselsystemen könnten diese Anlagen in Regionen ohne oder mit nur schwacher Netzanbindung private Haushalte mit einem Mindestmaß an Strom versorgen.

Wie sich bei einem, 2014 in Nepal installierten, Prototyp gezeigt hat, stellt die Kraftübertragung zwischen der Achse des Wasserrades und des Generators eine zu überwältigende Herausforderung dar.

1.2 Aufgabenstellung

Vor dem Hintergrund der Energieproblematik in den Entwicklungsländern der Himalaya-Region, ist das Ziel der Arbeit die Analyse und der Vergleich möglicher Kraftübertragungsformen eines oberflächigen Wasserrades auf einen Generator.

Dazu sollen die Grundlagen verschiedenen Übertragungsmöglichkeiten erarbeitet und miteinander verglichen werden.

Neben dieser theoretischen Analyse des Problems sollen zudem ein einfacher Teststand entwickelt werden, der eine experimentelle Bestätigung der Lösungsvorschläge ermöglicht. Als Basis für diesen Teststand dient ein bereits von Dipl.-Phys. Stephan Baur an der Technischen Universität München entworfenes Wasserrad, das am Söllbach am Tegernsee aufgebaut und in Betrieb genommen werden soll.

An diesem Teststand sollen abschließend zwei theoretisch erarbeitete Varianten praktisch umgesetzt werden. Die Beobachtungen können dann sowohl auf theoretischer als auch auf praktischer Ebene bewertet werden.

1.3 Gliederung der Arbeit

Einführend werden in Kapitel 2 die allgemeinen Grundlagen der Wasserräder dargestellt. Es wird dann vertiefend auf das oberflächige Wasserrad eingegangen und der Teststand am Söllbach vorgestellt. In einem weiteren Punkt werden Asynchronmaschinen und deren Verwendung als Generatoren beschrieben.

Das folgende Kapitel 3 befasst sich mit den gängigen Getriebetypen und es werden deren Funktionsweisen und Eigenschaften dargestellt. Die für den speziellen Anwendungsfall notwendigen Anforderungen werden herausgearbeitet und eine Bewertung der vorgestellten Getriebetypen wird vorgenommen. Abschließend werden Überlegungen zu verwendbaren Komponenten für den späteren Bau der Kraftübertragung angestellt.

Um eine Aussage über das Betriebsverhalten und den Leistungsbereich des Wasserrades zu erhalten, wird in Kapitel 4 ein Matlab-Model zur Simulation oberflächiger Wasserräder entwickelt. Die Aussagekraft der Simulation wird im Anschluss durch Messungen am Teststand verifiziert und bewertet. Die in der Simulation ermittelten Daten dienen als Grundlage für die spätere Auslegung der Kraftübertragungsvarianten.

Nachdem alle Vorarbeiten abgeschlossen sind, werden zwei Varianten für die Kraftübertragung theoretisch ausgelegt. In Kapitel 5 werden dazu zuerst die Rahmenbedingungen herausgearbeitet und anschließend die beiden Varianten berechnet. Basierend auf den Ergebnissen der theoretischen Auslegung wird eine erste Bewertung der beiden Varianten vorgenommen.

Kapitel 6 beschäftigt sich mit der praktischen Umsetzung der beiden in Kapitel 5 ausgearbeiteten Varianten zur Kraftübertragung. Neben den direkt für die Übertragung notwendigen Bauteilen wird außerdem eine Generatöraufhängung konstruiert und hier präsentiert.

Abschließend wird in Kapitel 7 nach der erfolgreichen Inbetriebnahme der Kraftübertragungen ein Vergleich der beiden Varianten vorgenommen. Es wird dargestellt in wieweit sich die theoretischen Überlegungen in der Praxis bestätigen und wo Schwierigkeiten bei der praktischen Umsetzung liegen.

2 Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden die grundlegenden Voraussetzungen zur Auslegung einer Kraftübertragung zwischen einem Wasserrad und einem Asynchrongenerator erarbeitet. Standardtriebtypen werden aufgezeigt, eine mögliche Anwendung der einzelnen Techniken in Bezug auf die gegebenen Randbedingungen wird diskutiert und mögliche Low-Tech Komponenten werden aufgeführt.

2.1 Wasserräder

Die Idee eines Wasserrades ist es die im Wasser in kinetischer und potenzieller Form gespeicherte Energie mechanisch umzusetzen, so dass sie für verschiedene Anwendungen zur Verfügung steht. Historisch dominierte die direkte Verwendung der abgegebenen mechanischen Leistung. So wurden in früheren Zeiten ohne eine Umwandlung in eine andere Energieform z. B. Mühlen, Schmieden, Sägen oder Wasserhebwerke mit Hilfe von Wasserrädern angetrieben (Mosonyi und Giesecke 2009).

Es gibt im Wesentlichen vier Typen von Wasserrädern. Die Flussmühle, das unterschlächtige, das mittelschlächtige oder Niedergefälle-Wasserrad und das oberflächliche Wasserrad (Jehle 2011, 207). Sie unterscheiden sich durch die Art der Einleitung des Wassers in die Kammern oder Schaufeln des Rades. Die verschiedenen Wasserradtypen nutzen daher unterschiedliche Effekte zur Umsetzung der im Wasser gespeicherten Energie.

Beim Flussmühlenrad tauchen die Schaufeln lediglich in fließendes Wasser ein und werden dort von der Stoßkraft des Wassers angetrieben. Die erzeugte Leistung beruht daher nur auf der kinetischen Energie des Wassers (Jehle 2011, 207). Unterschlächtige Wasserräder nutzen kleine und kleinste Fallhöhen. Es wird jedoch eine Schussrinne benötigt, um diesen Wasserradtyp effektiv mit Wasser beaufschlagen zu können. Mit zunehmender Fallhöhe wird auch der Anteil der Schwerkraftnutzung stetig höher (Jehle 2011, 231 f). Bei den Mittelschlächtigen oder Niedergefälle-Wasserrädern erfolgt die Einleitung des Wassers in die Schaufeln etwa auf Höhe der Radachse (Jehle 2011, 222).

Das oberflächliche Wasserrad ist als Zellenrad ausgeführt und wird kurz vor oder hinter dem oberen Scheitelpunkt des Rades mit Wasser beaufschlagt. Diese Bauform „ist die einzige Wasserkraftmaschine, deren Leistungseffekt nur auf der Nutzung der Schwerkraft des Wassers beruht und die praktisch keinen hydrodynamischen Gesetzen unterworfen ist“ (Jehle 2011, 210).

Nepal besitzt, aufgrund seiner Topographie, in den meisten Regionen ein immenses Wasserkraftpotenzial. Die technisch einfachste Nutzung dieser Energie stellen Wasserräder dar. Durch die hohen vorhandenen Gefälle und teils schwankenden Wassermengen bietet das oberflächliche Wasserrad das größte Nutzungspotenzial. Aus diesem Grund wurde auch für den, 2014 in Nepal umgesetzten, Prototyp ein oberflächliches Wasserrad gewählt. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird daher auch nicht mehr näher auf die verschiedenen Wasserradtypen eingegangen. Alle Auslegungen im Folgenden beschränken sich auf die Verwendung des oberflächlichen Wasserrades.

2.1.1 Das überschlächtige Wasserrad

Das überschlächtige Wasserrad nutzt vor allem die potentielle Energie des Wassers. Aus diesem Grund wird es als Zellenrad ausgeführt, weil so das durch die Gewichtskraft des Wassers ausgeübte Drehmoment am besten auf das Wasserrad übertragen werden kann. Es gibt zwei wesentliche Faktoren, die den Effekt des überschlächtigen Wasserrades mindern. Zum einen ist die mechanische Reibung aller sich drehenden Teile zu nennen, zum anderen kann das Wasserrad erst kurz vor oder hinter dem oberen Scheitelpunkt des Rades mit Wasser beaufschlagt werden und die Zellen werden schon vor dem Erreichen des unteren Scheitelpunktes entleert (vgl. Abbildung 2.1) (Jehle 2011, 210).

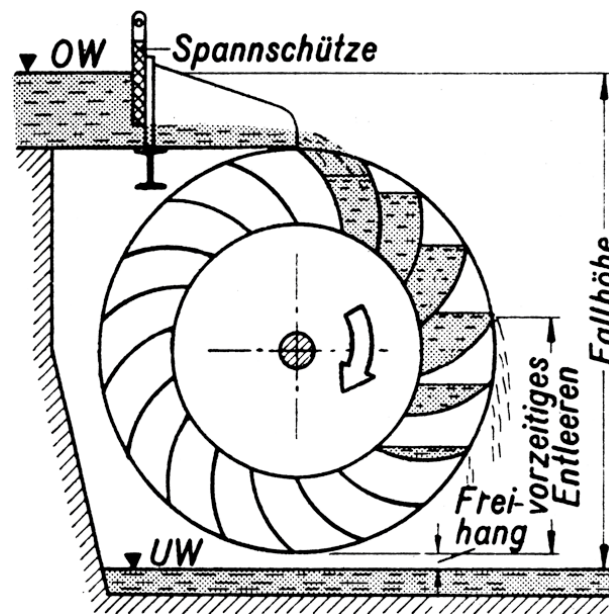


Abbildung 2.1: Überschlächtiges Wasserrad schematisch (Deutsches Museum -)

Durch einfache mechanische Hebelgesetze lässt sich beschreiben, warum es nicht sinnvoll ist das Wasserrad direkt im Scheitelpunkt zu befüllen. Liegt die Gewichtskraft des Wassers senkrecht über der Radachse an, so ist der in die Horizontale projizierte Hebelarm senkrecht zur Erdbeschleunigung um die Wasserradachse gleich null. Es wird daher kein Moment um die Achse erzeugt. Wenn sich die mit Wasser gefüllte Kammer nun in Rotationsrichtung des Wasserrades weiter bewegt, nehmen der projizierte Hebelarm und somit auch das um die Wasserradachse erzeugte Moment zu. Der maximale Hebelarm ist erreicht, wenn die Kammer in der Horizontalen mit der Wasserradachse liegt. Von dieser Position nimmt der Hebelarm bis zum unteren Scheitelpunkt hin wieder bis auf null ab.

Wie in Abbildung 2.1 gut erkennbar ist, entleeren sich die Zellen deutlich vor dem unteren Scheitelpunkt. Die Höhe, bei der die Entleerung beginnt, ist von zwei Faktoren abhängig. Als Erstes ist die Füllmenge der Kammern ausschlaggebend. Sind die Kammern sehr voll, dann beginnt die Entleerung schon sehr früh. Wenn die Kammern hingegen nur zu einem kleinen Teil gefüllt sind, tritt der Entleerungsvorgang erst in einem tieferen Abschnitt des Wasserrades auf. Die Füllmenge wird von einigen Faktoren beeinflusst. Hierzu zählen die Baugröße des Wasserrades und die damit verbundene Zellengröße, die Wassermenge, die dem Wasserrad zugeführt wird, und die Drehzahl des Wasserrades. Zweitens hat die

Geometrie der Zellen einen großen Einfluss auf den Zeitpunkt der Entleerung. Werden die Zellen mit einer Krümmung entgegen der Drehrichtung des Wasserrades versehen, dann bleibt das Wasser möglichst lange in den Kammern (vgl. Abbildung 2.1). Die Einhaltung dieser Konstruktionsvorgaben eines oberflächigen Wasserrades sind die Voraussetzungen um den maximal möglichen Wirkungsgrad zu erzielen.

Hierin liegt auch der große Vorteil oberflächiger Wasserräder gegenüber anderen Wasserkraftmaschinen, wie z. B. Turbinen. Es werden auch bei schwankenden Durchflüssen an Wasser sehr gleichmäßige hohe Wirkungsgrade erreicht. „Gerade bei kleinen Beaufschlagungen sind die Wirkungsgrade der oberflächigen Wasserräder hoch“ (vgl. Abbildung 2) (Nuernbergk 2007, 5). Um den Wirkungsgrad trotz der oben aufgeführten Verlusteffekte möglichst hoch zu halten, wird der Außendurchmesser des Wasserrades nur minimal kleiner als die zur Verfügung stehende Fallhöhe gewählt. Dabei sollte aber darauf geachtet werden, dass das Rad nicht im Unterwasser wadet, da hierdurch große Verluste entstehen. Je weiter von der Radmitte entfernt die Kräfte angreifen, desto höher ist das Moment. Um diese Bedingung zu erfüllen, werden die Kranzbreite und die damit verbundene Kammertiefe eher klein gehalten. Der Kranz eines Wasserrades bezeichnet den Ring, den die Kammern im Wasserrad bilden. Die Kranzbreite ist daher der Abstand der Außenkante des Rades zur Innenkante (vgl. Abbildung 2.7 und Tabelle 2.2).

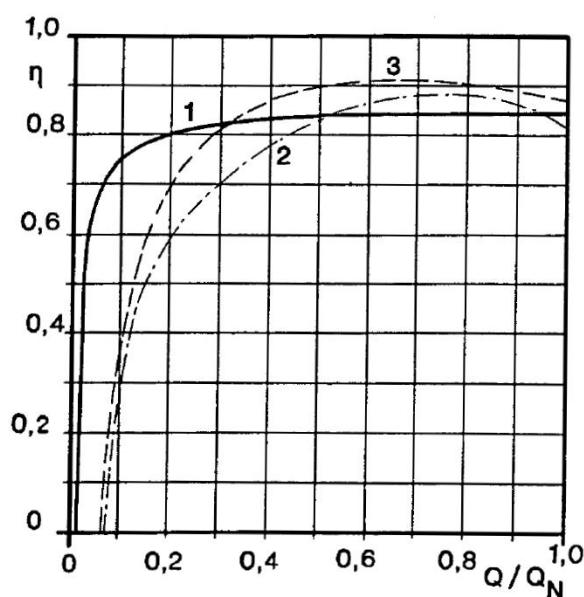


Abbildung 2.2: Wirkungsgradverlauf eines oberflächigen Wasserrades 1, einer Francis-Turbine 2 und einer Kaplan-Turbine 3 (Jehle 2011, 211)

Die in Abbildung 2.2 dargestellten Wirkungsgradverläufe zeigen die Vorteile des Wasserrades deutlich. Im Speziellen bei im Verhältnis zum Nennwert kleinen Wassermengen besitzen sie noch einen recht hohen Wirkungsgrad. Hier sind sie anderen Wasserkraftmaschinen überlegen.

Tabelle 2.1: Wirkungsgrade für overschlächtige Wasserräder abhängig von der Fallhöhe (Jehle 2011, 212)

Fallhöhe H [m]	Wirkungsgrad η
< 8	0,80 – 0,85
5 – 8	0,75 – 0,80
3 – 5	0,65 – 0,75

Tabelle 2.1 zeigt sehr anschaulich, dass mit zunehmender Fallhöhe höhere Wirkungsgrade erzielt werden können. Deshalb muss immer versucht werden das Höhenpotenzial durch eine angepasste Dimension des Wasserrades möglichst gut auszuschöpfen.

Die Stabilität des Wirkungsgrades bei veränderlichem Durchfluss und die Tatsache, dass Wasserräder im Vergleich zu Turbinen sehr leicht und mit geringem technischem Know-how zu bauen und zu reparieren sind (Müller, Wasserkraft: Elementare Einführung in den Bau und die Anwendung der Wasserräder und Turbinen... 2010, 18), geben den Ausschlag dafür, dass eine Installation von Wasserrädern, gerade unter Bedingungen wie sie in Entwicklungsländern vorzufinden sind, eine ideale Form der Energiegewinnung darstellt.

2.1.2 Teststand am Söllbach

Um die Übertragungsvarianten unter realen Bedingungen testen zu können, wurde am Söllbach am Tegernsee ein overschlächtiges Wasserrad als Teststand gebaut.

Das Wasserrad befindet sich am zum E-Werk Tegernsee gehörenden Stauwehr des Söllbach Druckwasserkraftwerkes (vgl. Abbildung 2.3). Genutzt wird hier der Rücklauf aus dem Rechenhaus ins Bachbett, welcher im Regelfall auf 90 l/s festgelegt ist.



Abbildung 2.3: Lageplan des Teststandes am Söllbach (Penning 2014)

Das Wasser fließt geregelt durch ein Schütz aus dem Rechenhaus in ein Ausflussbecken und fällt von dort ab ins Bachbett. Der Volumenstrom ist über eine Steuereinheit mithilfe eines Schütz auch manuell einstellbar (vgl. Abbildung 2.5). Daher ist es möglich den Betrieb bei verschiedene Durchflussmengen zu testen und das Verhalten im Teillastbereich zu analysieren. Aufgrund von Undichtigkeiten am Schütz der Regelung kann der Volumenstrom nur auf einen minimalen Wert von etwas unter 20 l/s begrenzt werden. Der obere Grenzwert wurde noch nicht ausgereizt. Sicher sind jedoch Volumenströme bis ca. 120 l/s möglich. Die Messung des Volumenstroms erfolgt über eine Ultraschall-Sonde, die den Füllstand im Ausflussbecken detektiert.

Abbildung 2.4 zeigt die Gegebenheiten am Teststand vor dem Aufbau des Wasserrades. Es ist das Ausflussbecken des Restwassers sowie die Ultraschall-Sonde zur Volumenstrommessung markiert.

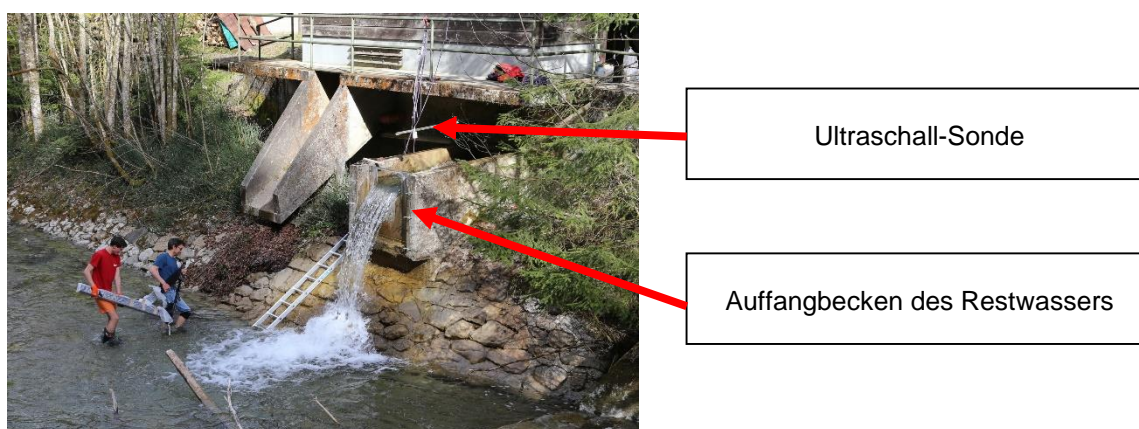


Abbildung 2.4: Rahmenbedingungen am Teststand



Abbildung 2.5: Steuerkasten für den Restwasserstrom

Abbildung 2.5 stellt den Steuerkasten für die Regelung des Restwasserabflusses dar. Im Automatikbetrieb liegt im Regelfall ein Volumenstrom von $Q = 0,09 \text{ m}^3/\text{s}$ vor. Alternativ kann durch manuelles Auf- und Zufahren des Schützes ein Volumenstrom eingestellt werden. Der aktuelle Durchfluss ist in der Anzeige (rot) ablesbar.

Mithilfe eines Gerinnes in Form eines Blechschachtes wird das Wasser vom Austritt aus dem Becken zum Wasserrad geleitet. Der Schacht ist so gestaltet, dass er modular verlängert werden kann. Somit ist es möglich das Wasser an verschiedenen Stellen in das Wasserrad einzuleiten oder bei Bedarf den Wasserstrom vollständig über das Rad hinwegzuleiten.



Abbildung 2.6: modularer Blechschaft

Die Anbringung des Schachtes am Teststand ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Das Gerinne nimmt das Wasser des Beckens vollständig auf und leitet es an den gewählten Abgabeort. Die Breite des Schachtes ist etwas geringer als die innere Breite B des Wasserrades, damit das Wasser möglichst verlustfrei in die Kammern des Wasserrades einströmen kann. Die Luft kann auf diese Weise gut aus den Kammern entweichen (Bach 1886, 129).

An das Ausflussbecken sind die Lagerauflagen des Wasserrades montiert. Auf ihnen ist die Achse des Wasserrades über zwei Lager fixiert. Das Wasserrad besitzt nur einen Außenradius von $R_a = 0,6 \text{ m}$, um auch bei Hochwasser nicht in den Bach einzutauchen. Gemäß Tabelle 2.1 lässt das auf einen geringen Wirkungsgrad der Testanlage schließen, da dieser gerade mit großen Raddurchmessern zunimmt.

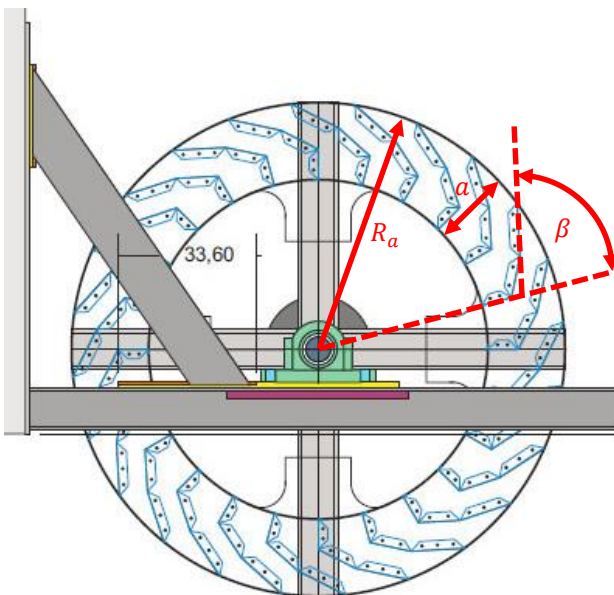


Abbildung 2.7 ist eine Konstruktionszeichnung des Wasserrades am Teststand am Söllbach. Alle zugehörigen konstruktiven Parameter sind nachfolgend in Tabelle 2.2 aufgeführt.

Abbildung 2.7: Konstruktionszeichnung Wasserrad Söllbach

Tabelle 2.2: konstruktive Parameter des Wasserrades am Teststand

Parameter	Wert
Außenradius R_a [m]	0,6
Kranzbreite a [m]	0,2
Innere Radbreite B [m]	0,7
Kammerzahl A [-]	24
Kammergeometriewinkel β [°]	78
Materialdicke d [m]	0,002

Für die exakte Ermittlung von Daten sind zusätzlich Kenntnisse über die Strömungsgeschwindigkeit im Gerinne notwendig. Als Referenzwert wird die Strömungsgeschwindigkeit u_{ref} bei einem Referenzvolumenstrom von $Q_{ref} = 0,0908 \text{ m}^3/\text{s}$ verwendet. Die Referenzwerte werden in Tabelle 2.3 genannt. Wie aus diesem Referenzwert die für jeden Zustand passende Strömungsgeschwindigkeit ermittelt wird ist in Abschnitt 4.1 genauer ausgeführt.

Tabelle 2.3: Referenzparameter der Strömung am Teststand

Parameter	Wert
Referenzvolumenstrom Q_{ref} [m^3/s]	0,0908
Referenzströmungsgeschwindigkeit u_{ref} [m/s]	1,5

Abschließend zeigt Abbildung 2.8 den fertig aufgebauten Teststand ohne Generator und Getriebeeinheit. Diese werden im Abschnitt 6 genauer ausgeführt. Durch die oben genannten Variationsmöglichkeiten können mit diesem Versuchsaufbau eine Vielzahl von verschiedenen Betriebszuständen getestet werden.



Abbildung 2.8: Wasserrad Söllbach komplett

2.2 Asynchronmaschine als Generator

Ziel der Arbeit ist es mit dem Wasserrad über die zu entwickelnde Übertragungseinheit einen Asynchrongenerator anzutreiben. Der Asynchrongenerator ist eine Drehstrommaschine. Er zeichnet sich durch seine, im Vergleich zu anderen Generatortypen wie z. B. dem Synchrongenerator, niedrigen Investitionskosten und hohe Robustheit aus.

Abschnitt 2.2 basiert, wenn nicht weiter gekennzeichnet, auf (Spring 2009)

Da Asynchronmaschinen auch im Generatorbetrieb Blindleistung verbrauchen, muss diese durch eine Kondensatorbatterie zur Verfügung gestellt werden, um einen Inselbetrieb zu ermöglichen. Die genaue Auslegung der Kondensatorbatterie und die Funktionsweise der Asynchronmaschine als Generator sind nicht Teil dieser Arbeit und werden deshalb hier nicht genauer behandelt. Für einen tieferen Einstieg wird hierzu auf (Spring 2009) verwiesen.

Zur Auslegung eines Getriebes sind einige Daten des Generators und Informationen über die grundsätzliche Funktionsweise erforderlich. Das Wichtigste ist die Drehzahl mit der der Generator betrieben werden soll. Im Weiteren wird diese als Nenndrehzahl des Generators bezeichnet. Sie ist durch eine passende Übersetzung des Getriebes von der Wasserradwelle auf die Generatorwelle zu erzeugen. Im Generatorbetrieb muss die Asynchronmaschine in einen Drehzahlbereich über der Drehfelddrehzahl beschleunigt werden. Die Drehfelddrehzahl ist die Rotationsgeschwindigkeit des elektrischen Feldes in

der Asynchronmaschine in den Statorwicklungen. Sie wird von der Frequenz des elektrischen Netzes und den Generatoreigenschaften beeinflusst.

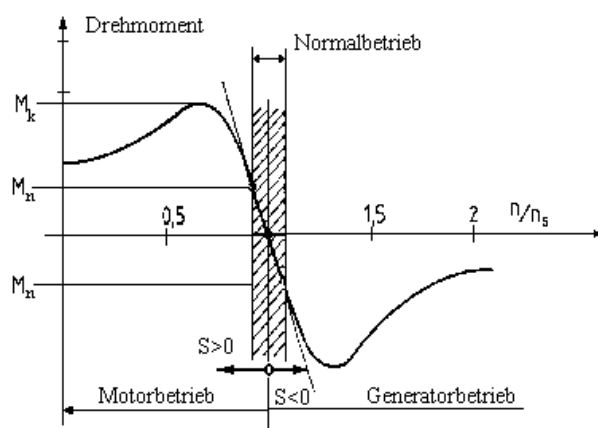


Abbildung 2.9: Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie einer Asynchronmaschine (Lernsystem: Agenda 21 in Herzogenaurach -)

Die in Abbildung 2.9 dargestellte Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie einer Asynchronmaschine zeigt das Betriebsverhalten im Motor- und Generatorbetrieb abhängig von der Rotordrehzahl. M_n bezeichnet das Nennmoment. Der Schlupf S beschreibt die Abweichung der Rotordrehzahl von der Drehfeldfrequenz. Bei einem Schlupf von $S = 0$ befindet sich die Maschine im Leerlauf. In diesem Zustand wird weder Energie verbraucht noch produziert, wenn man mechanische Verluste vernachlässigt. Für Drehzahlen kleiner der Drehfeldfrequenz ($S > 0$) arbeitet die Maschine als Motor, für größere als Generator ($S < 0$). Die Punktsymmetrie der Kurve zum Leerlauf zeigt, dass die

Beträge der Abweichung der Nenn Drehzahlen von der Drehfeldfrequenz im Motor- und Generatorbetrieb gleich sind. Bei Kenntnis der Motordaten kann damit einfach auf die Nenn Drehzahl als Generator geschlossen werden.

Die Drehfeldfrequenz einer Asynchronmaschine ist von der Polpaarzahl der Maschine sowie der Frequenz des Netzes abhängig. Sie wird nach folgender Formel ermittelt:

$$n_d = \frac{f \cdot 60 \frac{s}{min}}{p} \quad (1)$$

$n_d =$ Drehfeldfrequenz [1/min]

$f =$ Netzfrequenz [1/s]

$p =$ Polpaarzahl [-]

Für eine 6-polige Asynchronmaschine, die bei der in Europa üblichen Frequenz $f = 50\text{Hz}$ betrieben wird, ergibt sich eine Drehfeldfrequenz von $n_d = 1000 \text{ 1/min}$.

In einem Inselnetz steht im Netz keine feste Frequenz zur Verfügung, an die sich der Generator anpassen kann. Es ist daher wichtig die Kondensatorbatterie nach der gewünschten Frequenz ausulegen. Ziel ist es die im Leerlauf benötigte Blindleistung zur Verfügung zu stellen. Bei richtig dimensionierten Kondensatoren erregt sich die Asynchronmaschine selbst auf eine Nennspannung und geht weiter in den Generatorbetrieb. Voraussetzung dafür ist ein remanenter Fluss aus dem vorherigen Betrieb der Maschine. Ist dieser nicht vorhanden, dann kann der Startstromfluss mithilfe einer Batterie erzeugt werden. Dazu müssen, bei rotierendem Generator, die offenen Kontakte der Batterie kurz mit zwei der Generatorklemmen in Verbindung gebracht werden.

Auch bei richtiger Auslegung der Kondensatorbatterie entstehen durch elektrische Lasten Frequenzschwankungen im Inselsystem. Das Wasserrad besitzt keine leistungsgesteuerte Regelung und wird mit einer konstanten Wassermenge beaufschlagt, weshalb antriebsseitig nicht auf Lastschwankungen reagiert werden kann. In Extremfällen kann es daher auch zum totalen Entregen der Asynchronmaschine kommen.

3 Getriebetypen

Nachdem im vorangegangenen Kapitel 2 die Grundlagen des Wasserrades und des Generators vorgestellt wurden, werden in diesem Kapitel einige Grundinformationen zu Getrieben vermittelt. Es werden die, für den Anwendungsfall am Wasserrad, vorherrschenden Anforderungen aufgezeigt, verschiedene Getriebetypen vorgestellt und deren Verwendbarkeit diskutiert.

Die Aufgabe eines Getriebes besteht im Wandeln von Drehzahl und Drehmoment. So sollen eine treibende und eine getriebene Maschine, unter besten Arbeitsbedingungen, miteinander verbunden werden.

„Ein Getriebe besteht im Prinzip aus drei Gliedern: Antriebs- und Abtriebswelle und feststehendem Gestell (Gehäuse) in dem beide Wellen – mechanisch, elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch – miteinander gekoppelt sind.“ (Niemann und Winter 2003)

Neben den von Niemann und Winter aufgeführten Getriebetypen kann man weiter zwischen Getrieben konstanter Übersetzung und Verstellgetrieben unterscheiden. Getriebe mit veränderlicher Übersetzung sind für eine Anwendung zur Stromerzeugung in Inselsystemen jedoch nicht zweckmäßig, da das System möglichst robust und selbstständig laufen soll. Im Weiteren werden sie daher hier nicht eingehender betrachtet.

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich außerdem auf einen genaueren Einblick in die mechanischen Getriebe. Elektrische, hydraulische oder pneumatische Getriebevarianten werden für eine Low-Tech Lösung für Entwicklungsländer ausgeschlossen.

Elektrische Getriebe, die als Kombination von Generator und Motor ausgeführt werden, sind für eine Generatorkopplung in einem Inselsystem grundsätzlich nicht sinnvoll. Die Schwierigkeit besteht ja in der Verbindung des Generators mit dem Wasserrad. Auch aus finanziellen Gesichtspunkten ist dies nicht sinnvoll, da die Generatoren grundsätzlich zu den kostenintensiveren Bauelementen gehören.

Hydraulische und pneumatische Getriebe benötigen ein Arbeitsfluid, das durch Zirkulation die Kraft überträgt. Sie besitzen daher hohe Anforderungen an die technische Ausführung und sind in der Wartung deutlich anspruchsvoller als mechanische Getriebe. Aus diesen Gründen sind auch sie für eine Anwendung in Entwicklungsländern ungeeignet.

Die mechanischen Getriebe können nach der Art der Kraftübertragung in form- und reibschlüssig aufgeteilt werden. Im Folgenden werden verschiedene Typen dargestellt und deren Eigenschaften und Einsatzgrenzen beschrieben.

3.1 Formschlüssige Getriebe

Formschlüssige Getriebe übertragen Drehmoment und Drehzahl durch eine genaue Passform der Elemente. Zu dieser Kategorie zählen Zahnrad-, Ketten- sowie Zahnriemengetriebe.

3.1.1 Zahnradgetriebe

Zahnradgetriebe gibt es in vielen Varianten, z. B. als Stirnrad-, Kegelrad- oder Schneckengetriebe. Das grundsätzliche Arbeitsverhalten ist bei allen Typen vergleichbar. Bis auf Ausnahmen, z. B. Schneckenradgetriebe, besitzen sie auch sehr ähnliche Eigenschaften. „Sie eignen für alle Achslagen, Leistungen, Drehzahlen und Übersetzungen“ (Niemann und Winter 2003, 5). Im Allgemeinen zeichnen sich Zahnradgetriebe durch hohe Wirkungsgrade aus. Sie sind kompakt zu bauen und sehr betriebssicher. Jedoch entstehen durch Verzahnungsabweichungen leicht Schwingungen. Durch die starre Kraftübertragung sind sie sehr anfällig gegenüber Schlägen und Ungleichförmigkeiten durch die angeschlossenen Arbeitsmaschinen. In mehrstufiger Ausführung sind Übersetzungsverhältnisse von 1-800 möglich (Niemann und Winter 2003, 5f). Für einen einwandfreien Betrieb ist eine Schmierung unerlässlich und fordert meist ein dichtes Gehäuse (Wittel, et al. 2013, 700).

3.1.2 Kettengetriebe

Kettengetriebe eignen sich für parallele Wellen auch bei größeren Achsabständen. Sie sind unempfindlich gegen Feuchtigkeit und Wärme und zeichnen sich durch einfache Montage und Demontage aus. Die Lebensdauer wird jedoch durch den Verschleiß in den Gelenken begrenzt, weshalb große Leistungen nur durch parallel geschaltete Kettenstränge möglich sind. Mit einer Stufe ist ein Übersetzungsverhältnis von 1-6 erreichbar. (Niemann und Winter 2003, 6+9)

Weitere Vorteile liegen in der leicht stoßdämpfenden Wirkung und der schlupffreien Kraftübertragung. Durch eine geringe notwendige Vorspannung werden die Wellen und Lager, verglichen mit Riemen, nur leicht belastet. Außerdem sind Kettengetriebe leicht nachträglich umzubauen. Durch den Tausch einzelner Kettenräder kann die Übersetzung leicht verändert werden. (Niemann und Winter 1983, 106)

Nachteilig ist die, durch den Verschleiß entstehende, Kettenlängung. Sie muss durch Nachspannen oder Kürzen der Kette ausgeglichen werden. Die Verwendung von Ketten erfordert eine hohe Genauigkeit der Achsparallelität. Am besten sind waagrechte Achsen geeignet. Stöße und hohe Umfangsgeschwindigkeiten können zu unerwünschten Kettenschwingungen führen. (Niemann und Winter 1983, 106)

„Die Einsatzgrenzen von Kettengetrieben werden durch die Versagenskriterien bestimmt: Festigkeit, Verschleiß und Fehler bei Fertigung und Montage“ (Funk 1995, 90). Das Hauptproblem stellt hierbei der Verschleiß dar. Während des Betriebes wird die Kette schwellend beansprucht. Richtige Wartung und Schmierung sind unentbehrlich zum Erreichen langer Kettenlebensdauern. Laut Hersteller (IWIS 2006) sind bei Wartung und Schmierung folgende Punkte zu beachten:

- Regelmäßige Sichtkontrolle
- Verschleißlängung bis maximal 3%
- Kontrolliertes Nachspannen
- Nachschmierung und Reinigung
- Achten auf Anlauf- und Verschleißerscheinungen durch Spurfehler

3.1.3 Zahnriemengetriebe

Zahnriemen bilden „die einzige Bauform formschlüssiger Riemengetriebe“ (Funk 1995, 115). In ihrer Funktionalität sind sie mit Ketten zu vergleichen. Auch hier kann formschlüssig Energie über größere Wellenabstände übertragen werden. Sie laufen schlupffrei wie Ketten, können aber nur geringere Leistungen übertragen als andere Riemenformen. Die überwindbare Übersetzung mit einer Getriebestufe liegt bei 1-8. (Niemann und Winter 2003)

Bei Zahnriemen werden die Einsatzgrenzen durch die maximale Belastbarkeit und das Verschleißverhalten bestimmt. Im Gegensatz zu Kettengetrieben können Zahnriemengetriebe wartungsfrei betrieben werden. Außerdem macht eine geringe bleibende Dehnung ein Nachspannen unnötig. Das Verschleißverhalten ist nur schwer vorauszusagen, weshalb Zahnriemen oft überdimensioniert werden. (Funk 1995)

Nach „Maschinenelemente Band III“ (Niemann und Winter 1983) verbindet der Zahnriemen die Eigenschaften der Riemen- und der Kettengetriebe:

- Konstante Übersetzung und kleine Vorspannung
- Hoher Wirkungsgrad bei geringem Gewicht
- Wartungs- und Schmierungsfrei
- Unempfindlich gegen Öl und Benzin
- Temperaturgrenzen und Umwelteinflüsse durch Riemenmaterial beschränkt
- Stoßdämpfung günstiger als Kette, jedoch schlechter als bei anderen Riemen

3.2 Reibschlüssige Getriebe

Reibschlüssige Getriebe werden in erster Linie durch Riemengetriebe (Ausnahme Zahnriemen) vertreten. Eine zweite Form der reibschlüssigen Getriebe bilden die Reibradgetriebe. Bei diesen Getriebearten wird die zu übertragende Leistung mithilfe von Reibung zwischen den einzelnen Getriebekomponenten übertragen.

3.2.1 Riemengetriebe

Wie schon bei den Zahnradgetrieben gibt es bei den Riemengetrieben eine Vielzahl verschiedener Formen. Diese besitzen, bis auf die in 3.1.3 behandelten Zahnriemengetriebe, sehr ähnliche Eigenschaften. Daher werden sie hier auch im Gesamten betrachtet.

Bei den Riemengetrieben wird die Umfangskraft durch Reibung zwischen der An- bzw. Abtriebsscheibe und dem Zugmittel, dem Riemen, übertragen. Bei Überschreiten der Belastungsgrenze beginnt das Zugmittel durchzurutschen. Durch eine keilförmige Gestaltung des Zugmittels können die Anpresskräfte bei gleicher Belastung erhöht werden, was in der Umsetzung vom Flachriemen zum Keil- oder Keilrippenriemen führt. Die nötigen Anpresskräfte müssen mittels einer Vorspannung erzeugt werden. Aufgrund des vorhandenen Schlupfes ist mit dieser Getriebeform keine synchrone Leistungsübertragung möglich (Funk 1995). Es kommt daher in einem gewissen Rahmen auch zu leicht schwankenden Übersetzungen. Abhängig vom Riementyp sind Übersetzungen von 1-8 in einer Stufe möglich (Niemann und Winter 2003, 6).

Die Vorteile von Riemen spiegeln sich in einer elastischen Stoßaufnahme und Stoßdämpfung wider. Der Aufbau ist sehr einfach und erfordert nur eine geringe Genauigkeit. Eine Schmierung ist nicht vorzusehen und Wartung kaum nötig. Des Weiteren zeichnen sich Riemengetriebe durch geringe Kosten und eine einfache Ersatzbeschaffung aus. Es können zudem große Achsabstände überwunden werden. Durch den Gleitschlupf sind Riemengetriebe unempfindlich gegen kurzzeitiges Überlasten. (Niemann und Winter 1983, 147)

Die Nachteile sind, nach „Maschinenelemente Band III“ (Niemann und Winter 1983, 147), das größere Bauvolumen und die höhere Wellenbelastung. Außerdem wird der Wirkungsgrad negativ von Staub, Schmutz, Öl, Temperatur oder Feuchtigkeit beeinflusst. Zudem ist ein winkelngeauer Betrieb durch den bei Riemen ständig vorhandenen Dehnschlupf nicht möglich.

3.2.2 Reibradgetriebe

Reibradgetriebe bestehen aus zwei aufeinander abrollenden Elementen. Ohne Verwendung eines Zugmittels wird die Leistung, durch Reibung, direkt von der Antriebs- auf die Abtriebswelle übertragen. Um genügend Reibung zur Kraftübertragung zu erzeugen sind Anpresskräfte nötig, die von den Reibungszahlen der Kontaktfläche abhängen. Je größer der Reibkoeffizient desto geringer sind die benötigten Anpresskräfte. Bei herkömmlichen Reibpaarungen ist die elastische Stoßaufnahme eher gering. Die überwindbare Übersetzung der Reibradgetriebe liegt, wie die der Kettengeräte, bei 1-6 in einer Stufe. (Niemann und Winter 2003, 10)

Die Vorteile von Reibradgetrieben sind eine einfache und genaue Herstellung, gleichförmige Bewegungsübertragung sowie eine spielfreie Richtungsumkehr. Darüber hinaus laufen sie sehr geräuscharm und können abhängig vom Werkstoff auch ungeschmiert eingesetzt werden. (Niemann und Winter 1983, 189)

Die Anpresskräfte erzeugen jedoch hohe Belastungen der Wellen und Lager. Durch Linien- oder Punktberührung liegen im Gegensatz zu Riemengetrieben örtlich hohe Beanspruchungen vor. Abhängig von der Werkstoffpaarung tritt ein mehr oder weniger starker Schlupf auf. Meist sind zum Erhalten der Anpresskräfte spezielle Vorrichtungen notwendig. (Niemann und Winter 1983, 189)

„Sehr einfache und preiswerte Reibradgetriebe erhält man durch Verwendung von Automobil-Luftreifen.“ (Niemann und Winter 1983, 200) Dies kann in kleinerer Dimension auch auf Fahrradreifen oder ähnliches übertragen werden. Die Verwendung von Luftreifen hat den Vorteil, dass die Anpresskräfte durch den Reifendruck eingestellt werden können. Außerdem ist die elastische Stoßaufnahme verbessert.

3.3 Anforderungen

Mehrere Faktoren sind ausschlaggebend für die spezifischen Anforderungen an die Kraftübertragung in diesem Anwendungsfall. Einschränkungen ergeben sich durch den Betrieb in einem Inselssystem, die Lage in einem Entwicklungsland, durch das Wasserrad als Energiequelle, sowie den verwendeten Generator.

Der Betrieb im Inselsystem fordert eine sehr große Robustheit und Verlässlichkeit des Systems. Jeder Ausfall führt zu einem kompletten Zusammenbruch der elektrischen Energieversorgung. Inselsysteme werden in der Regel in sehr entlegenen Regionen verwendet, in denen eine Anbindung an das herkömmliche Stromnetz nicht möglich oder unrentabel ist. Es ist daher auch drauf zu achten, dass es mit geringem Aufwand möglich ist die Komponenten der gesamten Anlage, also auch des Getriebes, an den gewünschten Standort zu bringen. Im Fall des Himalaya-Staates Nepal muss daher auf möglichst leichte und platzsparende oder modulare Varianten zurückgegriffen werden, da es in vielen Bergregionen noch keine Straßen gibt. Des Weiteren muss der Betrieb einfach und wartungsarm erfolgen, da das System ohne häufiges Eingreifen stabil laufen soll. Auch nicht speziell ausgebildetes Personal muss die Anlage nach einer Einweisung betreiben und reparieren können.

Das Konzept wird für eine Anwendung in Entwicklungsländern entworfen. Es ist deshalb wichtig auf Bauteile zu setzen, die weltweit am besten in Massenware verfügbar sind. Besonders interessant sind daher Komponenten aus der Automobil- und Motorradbranche. Ersatzteile sind in dieser Branche sehr leicht zu bekommen und können schnell eingebaut werden um lange Ausfallszeiten oder gar eine Stilllegung der Energieerzeugungsanlage zu verhindern. Ausschlaggebend für die Auswahl des am besten geeigneten Systems sind die Kosten für das Getriebe. Sie müssen sehr niedrig sein, damit die Anlage für Menschen in ärmeren Regionen bezahlbar ist. Darüber hinaus dürfen die Anforderungen an die Montage des Getriebes nicht zu hoch sein. Aufgrund von Mangel an Spezialwerkzeugen und den Fertigungsbedingungen sind hochpräzise Konzepte nicht zielführend.

Das Wasser als treibende Kraft birgt weitere Einschränkungen. Aus Sicherheitsgründen und wegen der längeren Haltbarkeit ist ein möglichst großer Abstand des Generators vom Wasser und somit auch vom Wasserrad wünschenswert. Das führt dazu, dass das Getriebe die Energie über große Strecken bzw. Achsabstände übertragen können sollte. Außerdem darf das Getriebe nicht anfällig für Feuchtigkeit sein oder muss davor geschützt werden. Durch schwankende Wassermengen kann es zudem zu Stößen kommen. Auch Ungenauigkeiten in der Montage, die z. B. zu einem unrunden Lauf der Wasserradwelle führen, entstehen sehr leicht, wie sich am Prototyp in Nepal gezeigt hat. Sowohl die Stöße als auch Laufabweichungen müssen vom Getriebe bestmöglich abgefedert werden.

Der Generator bildet den letzten Einflussfaktor. Dessen Nenndrehzahl ist ausschlaggebend für das Übersetzungsverhältnis, das mit dem Getriebe überwunden werden muss. Abhängig von der Polpaarzahl (vgl. 2.2) sind sehr hohe Drehzahlunterscheide zu übersetzen, da das Wasserrad grundsätzlich eine sehr langsamdrehende Arbeitsmaschine ist. Wird ein Generator mit fest vorgeschaltetem Getriebe verwendet, so ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Wasserrad- und Generatorwelle deutlich kleiner. Getriebemotoren sind jedoch ca. 4-mal teurer als Asynchronmaschinen ohne festes Getriebe.

3.4 Diskussion/Analyse

Nachdem verschieden Getriebevarianten bekannt sind und auch die Anforderungen für eine Verwendung im Entwicklungsland Nepal erarbeitet wurden wird die Eignung der verschieden Typen diskutiert.

Tabelle 3.1: Vergleich der Getriebetypen (++ komplett erfüllt; -- gar nicht erfüllt)

Anforderung	Getriebe typ	Zahnrad-	Ketten-	Zahnriemen-	Riemen-	Reibrad-
leicht / platzsparend / modular		+	++	++	++	+
geringe Komplexität		-	++	++	++	++
wartungsarm		-	+	++	++	+
Massenware		++	++	++	++	++
leichte Reparatur		--	++	++	++	++
einfache Montage		-	++	++	++	++
kostengünstig		-	+	++	++	+
großer Achsabstand		--	++	++	++	+
gutes Stoßverhalten		--	+	+	++	+
feuchtigkeitsresistent		-	++	+	-	--
große Übersetzung		++	++	++	++	++
Flexibilität		--	++	+	+	-

In Tabelle 3.1 sind die einzelnen Getriebetypen bezüglich der Anforderungen von Doppelminus (gar nicht erfüllt) bis Doppelplus (komplett erfüllt) bewertet. Es ist gut erkennbar, dass sich das Zahnradgetriebe trotz einiger Vorzüge für das gegebene Szenario nicht eignet. Es besitzt zwar den Vorteil einer kompakten Bauform auch bei mehreren Getriebestufen, ist aber nur schwer an individuelle Übersetzungsverhältnisse anzupassen. In funktionsfähigem Zustand in einem geschlossenen Gehäuse ist es ein sehr guter Getriebetyp. Treten jedoch Schäden auf ist für die Reparatur technisches Know-how und Spezialwerkzeug erforderlich oder das Getriebe muss als Ganzes ausgetauscht werden. Aus diesen Gründen wird das Zahnradgetriebe in vorliegender Arbeit nicht weiter vertieft.

Die anderen dargestellten Getriebetypen stellen sich als weitaus geeigneter heraus. Die Bewertung einiger Anforderungen ist aber auch von der Umsetzung abhängig. Mit einem herkömmlichen Reibradgetriebe kann z. B. kein großer Achsabstand überwunden werden. Wird auf eine Variante mit Autoreifen oder Ähnlichem zurückgegriffen sind größere Achsabstände zu verwirklichen.

Die Riemen und Kettenvarianten sind am vielversprechendsten. Sie sind alle als gleich gut zu interpretieren, auch wenn sie sich in einigen Punkten unterscheiden. Ketten- und Zahnriemengetriebe sind, im Gegensatz zu den übrigen Riemengetrieben, unempfindlich gegenüber Feuchtigkeit. Reibschlüssige Riemenvarianten bestechen durch ihr gutes elastisches Stoßverhalten und den quasi wartungsfreien Betrieb.

3.5 Geeignete Komponenten

Wie unter den Anforderungen in 3.3 aufgeführt müssen die Getriebe aus weltweit verfügbarer Massenware bezogen werden können. Besonders gut eignen sich hierfür Elemente aus der Branche der Transportmittel, wie Automobil- und Motorradbau sowie Fahrradteile. In allen diesen Bereichen gibt es vorgefertigte Teile, die zur Übersetzung von Drehmoment und Drehzahl, nach den oben gargestellten Varianten, verwendet werden können.

Beim Fahrrad und den meisten Motorrädern erfolgt die Leistungsübertragung vom Motor auf das Rad über einen Kettentrieb. Die Ketten und die Ritzel können direkt als Teile eines Kettengeriebes verwendet werden. Alle Teile sind auch sehr gut einzeln erhältlich, was einen leichten Zugang zu Ersatzteilen gewährleistet. Es existiert außerdem eine große Bandbreite an Zahnrädern verschiedener Zähnezahlen, wodurch die geforderten Übersetzungen sehr gut einzustellen sind. Bei Motorrädern gibt es zusätzlich noch Ketten und Ritzel für verschieden Teilungen. Die Kettenteilung ist mit ausschlaggebend für die Dimension der Kette. Verschiedene Ketten können deshalb unterschiedliche Leistungen übertragen. Mit den Reifen können Reibradgetriebe umgesetzt werden. Die Ketten können durch Entnahme oder Hinzufügen von Gliedern optimal an die Gegebenheiten am Einsatzort angepasst werden. Es gibt aber auch Motorräder mit Riemenantrieben. Ist das der Fall stehen Riemen und Riemenscheiben zur Verfügung.

In Automotoren werden für die Versorgung der verschiedenen Aggregate meist Riemen eingesetzt. Die verschiedenen Hersteller verwenden dabei unterschiedliche Riementypen. Daher besteht ein großes Potential an verschiedenen Riemen und Riemenscheiben. Da im Speziellen Riemenscheiben über die Nutzungsdauer eines Autos nur minimal verschleifen, ist es möglich Teile aus Schrottautos zum Bau eines Getriebes zu verwenden, was diese Methode besonders kosteneffizient macht. Die Riemen sind in verschiedenen Längen erhältlich, deshalb kann der Generator-Wasserrad-Abstand relativ frei eingestellt werden. Nach dem Technischen Handbuch Keilrippenantriebe (Optibelt Group) sind z. B. Keilrippenriemen, wie sie häufig in Automotoren verwendet werden, bis zu einer Länge von 4145 mm verfügbar. Die gängigen Größen für Keilrippenscheiben bewegen sich zwischen 50 und 200 mm. In den meisten Autos werden eher die kleineren Scheiben verbaut. Dadurch wird das mögliche Übersetzungsverhältnis je Stufe eingeschränkt.

4 Modellierung des Wasserrades

Für die Auswahl eines geeigneten Generators und die Auslegung einer Getriebeeinheit zur Übertragung der Leistung vom Wasserrad auf den Generator sind einige Informationen über das Wasserrad und die abgegebenen Leistungen notwendig. Um diese Daten möglichst schnell und reproduzierbar abschätzen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Matlab-Modell für überschlächtige Wasserräder entwickelt. Ziel ist es nach Eingabe einiger Parameter und Variablen des Wasserrades das Drehmoment und die abgegebene Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl des Wasserrades zu bestimmen.

4.1 Modellierung mit Matlab

Für die Modellierung des Systems „überschlächtiges Wasserrad“ müssen zu allererst alle wichtigen Effekte, die auf die Leistung des Wasserrades Einfluss haben, herausgearbeitet werden. Es gibt treibende Kräfte und Verlustmechanismen. Durch die Gewichtskraft des Wassers in den Zellen sowie die durch den Impuls auf die Kammern übertragene kinetische Energie wird Leistung auf das Wasserrad übertragen. Durch Reibung am Rad und durch hydrodynamische Verluste in den Zellen beim Ein- und Ausströmen des Wassers geht ein Teil der übertragenen Energie wieder verloren. Um das System nicht zu komplex werden zu lassen, müssen einige Annahmen und Näherungen getroffen werden.

Da die Reibungsverluste an der Radachse sehr stark von der Verarbeitung und der Montage abhängen, ist es sehr schwer hier allgemeingültige Formeln oder Werte zu bestimmen. Dieses Modell beschränkt sich daher auf die Umsetzung der Energie des Wassers im Wasserrad. Das Ergebnis stellt somit die durch das Wasserrad vom Wasser aufgenommene Leistung dar, bevor andere Verlustmechanismen greifen.

4.1.1 Gewichts- und Trägheitsmoment

Zuerst soll das durch Erdbeschleunigung und Trägheit entstehende Moment bestimmt werden. Dazu muss festgelegt werden wie viele Zellen zwischen dem Punkt der Beaufschlagung und dem absoluten Entleerungspunkt liegen. Um die Verluste in der Fallhöhe zu minimieren, wird von einer Befüllung der Kammern kurz nach dem Scheitelpunkt des Wasserrades ausgegangen (vgl. Abbildung 4.1). Der Entleerungspunkt ist, wie Abbildung 4.1 darstellt, vom Winkel β abhängig. Der Winkel β beschreibt die Geometrie der Kammern. Sein Wert gibt an wie stark die Kammeröffnung gegenüber dem Radius des Wasserrades verwinkelt ist. Dies ist in Abbildung 4.1 detaillierter dargestellt. Die Verbindungslinie von der Radmitte zum oberen Scheitelpunkt des Rades wird als 0°-Referenz und der Uhrzeigersinn als positive Winkeldrehrichtung festgelegt. Eine Zelle des Wasserrades ist damit genau dann total entleert, wenn sie vom Scheitelpunkt um den Winkel $\pi/2 + \beta$ um die Achse des Wasserrades rotiert ist.

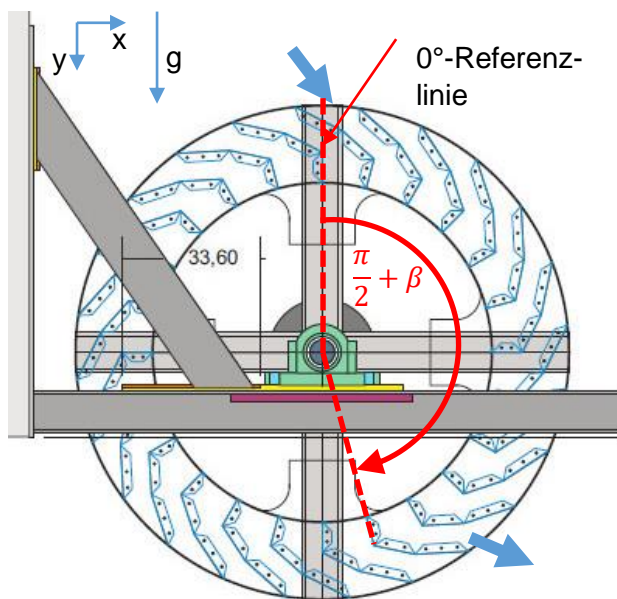


Abbildung 4.1: Wasserrad Söllbach - Befüllen und Entleeren

Abbildung 4.1 ist eine Darstellung des am Teststand am Söllbach am Tegernsee montierten Wasserrades. Die beiden Pfeile zeigen jeweils den Wassereintritts- und totalen Entleerungspunkt an. Der eingezeichnete Winkel $\pi/2 + \beta$ beschreibt den Bereich vom Wassereintritt im Scheitelpunkt bis zum absoluten Wasseraustritt, welcher von der Form der Zellen abhängig ist.

Abbildung 4.2 zeigt das genaue Abbild eines Kammerquerschnittes und beschreibt den Winkel β . Der horizontale Schenkel des Winkels β schneidet in Verlängerung den Mittelpunkt des Wasserrades. Der andere Schenkel ist die Tangente an die die Zellenform beschreibende Kurve im äußersten Punkt.

Wird nun der Winkel β verkleinert kann das Wasser nicht mehr so lange in der Zelle gehalten werden. Die Zellen des Wasserrades würden dann schon früher entleert wodurch die Verluste steigen würden. Eine unbeschränkte Vergrößerung des Winkels β zum Senken der Austrittsverluste ist aber auch nicht zielführend, da sonst ein Eintritt des Wassers in die Kammern erschwert werden würde.

„Die Form der Zelle muss 3 Anforderungen erfüllen:

- Es soll der Rückschlag gegen den Schaufelrücken möglichst klein gehalten werden
- Der eintretende Strahl soll vollständig umgelenkt werden
- Der Austritt des Wassers aus den Zellen soll so tief wie möglich erfolgen“ (Nuernbergk 2007, 48)

Die Bestimmung des, aus diesen Bedingungen folgenden, optimalen Winkels β soll aber nicht Gegenstand dieser Arbeit sein und wird daher nicht weiter betrachtet. Der Winkel β wird hier aus den Konstruktionsdaten des Wasserrades entnommen und beträgt $\beta = 78^\circ$.

Zur Berechnung des Moments um die Wasserradachse ist der Hebelarm, mit dem die Kraft des Wassers angreift, essentiell. Dieser wird durch die Lage des Schwerpunktes der

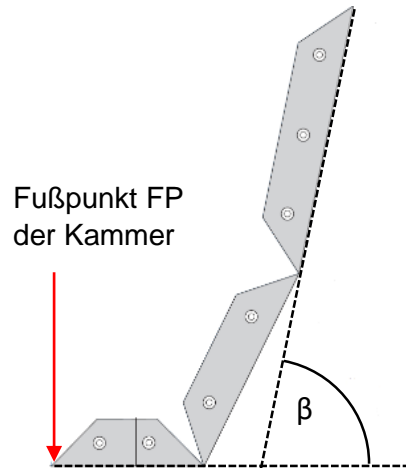


Abbildung 4.2: Wasserrad Söllbach - Kammergeometrie

mit Wasser gefüllten Kammer bestimmt. Zunächst müssen daher die Positionen der Zellenschwerpunkte bestimmt werden. Der genaue Ort des Schwerpunktes ist von der Füllmenge und der Position der Kammer abhängig.

Aus der Anzahl der Kammern des Wasserrades können mit Formel (2) die Winkelwinkelschritte α zwischen zwei Kammerschwerpunkten bestimmt werden.

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{A} \quad (2)$$

α = Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]

A = Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [-]

Um den Schwerpunkt möglichst einfach definieren zu können, wird er näherungsweise auf einer Halbgeraden durch den Radmittelpunkt festgelegt. Die Lage dieser Halbgeraden wird durch den Positionswinkel des jeweiligen Kammerfußpunktes minus den Winkel α bestimmt (vgl. Abbildung 4.3). Somit ist die Position des Schwerpunktes nur noch entlang dieser Halbgeraden verschiebbar. Für eine eindeutig festgelegte Positionierung wird der von D. Nuernbergk in „Wasserräder mit Freihang“ (Nuernbergk 2007, 42) beschriebene mittlere Schwerpunktradius als Abstand des Schwerpunktes vom Radmittelpunkt angewandt.

$$R_s(n) = \sqrt{\frac{Q \cdot 60}{2\pi \cdot n \cdot B} + (R_a - a)^2} \quad (3)$$

(Nuernbergk 2007, 42)

$R_s(n)$ = mittlerer Schwerpunktradius [m]

Q = Wasservolumenstrom [m^3/s]

n = Drehzahl des Wasserrades [1/min]

B = Breite des Wasserrades [m]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

a = Kranzbreite des Wasserrades [m]

Die von Nuernbergk verwendete Formel (3) berücksichtigt, durch die Drehzahl des Wasserrades, auch den Einfluss verschiedener Füllmengen der Kammern auf den Schwerpunktradius $R_s(n)$. Bei hohen Drehzahlen nimmt jede Kammer des Wasserrades weniger Wasser auf als bei langsamen Drehzahlen, da durch höhere Drehzahlen die Verweilzeiten der Kammern im Wassereintrittsbereich verkürzt werden. Bei geringer Auslastung des Kammervolumens, also hohen Drehzahlen, ist der mittlere Schwerpunktradius deutlich kleiner als bei hohen Auslastungen. Hier zeigt sich zum ersten Mal formelmäßig, dass die Effekte im Wasserrad durch die Drehzahl beeinflusst werden. Dies wird sich im weiteren Verlauf der Modellbildung noch verdeutlichen und führt uns schließlich dazu die Leistungsdaten in Abhängigkeit der Drehzahl darzustellen.

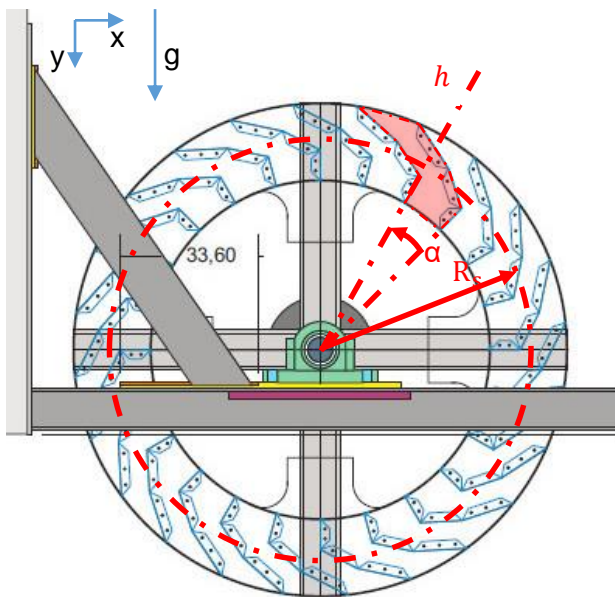


Abbildung 4.3 zeigt die Positionierung eines Kammerschwerpunktes. Der Schwerpunkt S ist bestimmt durch zwei geometrische Bedingungen. Zum einen über den nach Nuernbergk in Formel (3) bestimmten mittleren Schwerpunktradius $R_s(n)$, zum anderen durch die Halberade h durch den Wasserradmittelpunkt. Die Lage von h ist bestimmt durch die Lage des Fußpunktes FP der Kammer abzüglich des Zwischenwinkel α zweier Schwerpunkte.

Abbildung 4.3: Wasserrad Söllbach - Lage der Kammerschwerpunkte

Jetzt sollen die Anzahl der an der Erzeugung des Momentes beteiligten Kammerschwerpunkte (aktive Schwerpunkte) ermittelt werden. Dazu muss in einem ersten Schritt, unter Verwendung der Bedingungen für die Position der Schwerpunkte, der Gesamtwinkel γ bestimmt werden, den die aktiven Schwerpunkte aufspannen (vgl. Abbildung 4.4). Der Winkel γ lässt sich nach folgender Gleichung (4) bestimmen:

$$\gamma = \frac{\pi}{2} + \beta - \alpha \quad (4)$$

γ = Gesamtwinkel der aktiven Schwerpunkte [rad]

β = Kammergeometriewinkel [rad]

α = Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]

Als zweites lässt sich mit Hilfe des Winkels γ die Anzahl der aktiven Kammerschwerpunkte berechnen (vgl. Formel (5)).

$$Y = \text{round} \left(\frac{\gamma}{2\pi} \cdot A \right) \quad (5)$$

Y = ganzzahlig gerundete Anzahl der aktiven Schwerpunkte [-]

γ = Gesamtwinkel der aktiven Schwerpunkte [rad]

A = Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [-]

Die Positionen der aktiven Schwerpunkte werden jetzt eindeutig durch den Winkel α und den Schwerpunktradius $R_s(n)$ bestimmt. α ist unabhängig von der Drehzahl, weshalb die

Schar der Halbgeraden h über alle Drehzahlen hinweg als unverändert betrachtet wird. Die Berechnung des Moments um die Achse basiert daher auf einer Momentaufnahme, zu der die Positionen der Kammern immer wie in Abbildung 4.4 angeordnet sind. Die Lage der Halbgeraden wird im Modell über die ganzzahlige Laufvariable $i \in [1; Y]$ beschrieben. Bei jeder Drehzahl müssen daher die Einzelmomente der aktiven Kammern bestimmt und zum drehzahlspezifischen Gesamtmoment um die Wasserradachse zusammengefasst werden. Die Bewegung einer Kammer um das Wasserrad wird somit indirekt durch die Betrachtung der einzelnen Positionen beschrieben.

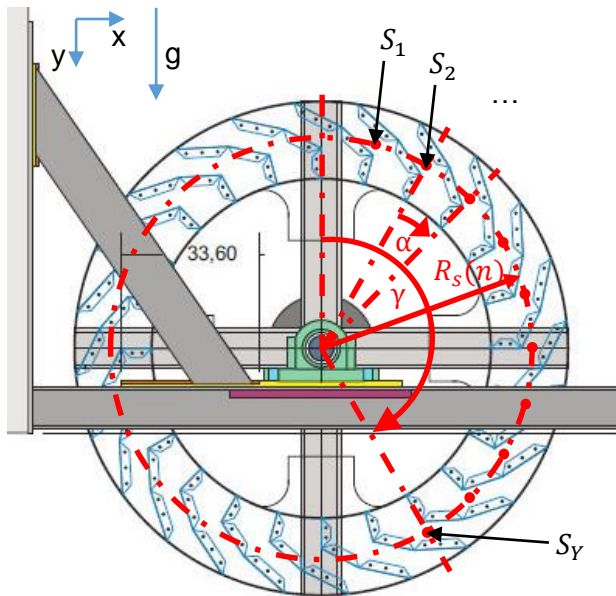


Abbildung 4.4 zeigt graphisch alle aktiven Kammerschwerpunkte von S_1 bis S_Y . Y beschreibt dabei die in Formel (5) errechnete Anzahl der aktiven Schwerpunkte. Der Winkel γ wird vom Referenzpunkt im oberen Scheitel des Wasserrades bis zum Schwerpunkt der letzten noch gefüllten Kammer aufgespannt. Er ist daher genau um den Anteil α kleiner als der anfangs erarbeitete Zusammenhang $\pi/2 + \beta$, der von den Fußpunkten der aktiven Kammern aufgespannt wird.

Abbildung 4.4: Wasserrad Söllbach - aktive Schwerpunkte

Als nächstes muss das Volumen des Wassers im Rad bestimmen werden. Dazu wird zuerst das maximale Kammervolumen V_k gebraucht. Gleichung (6) beschreibt den Zusammenhang aus dem Innenvolumen des Wasserrades der Anzahl der Kammern sowie der Materialdicke der Kammertrennwand.

$$V_k = \frac{(R_a^2 - (R_a - a)^2) \cdot \pi \cdot B}{A} - z \cdot d \cdot B \quad (6)$$

$V_k =$ maximales Kammervolumen [m^3]

$R_a =$ Außenradius des Wasserrades [m]

$a =$ Kranzbreite des Wasserrades [m]

$B =$ Breite des Wasserrades [m]

$A =$ Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [–]

$d =$ Materialdicke der Kammertrennwand [m]

$z =$ Gesamtlänge der Kammertrennwand [m]

Die Gesamtlänge der Kammertrennwand z ist eine vom Winkel β abhängige Größe. Da die Bestimmung von β hier aber nicht genauer ausgeführt wird, werden die beiden Vorfaktoren (vgl. Formel (7)), die zur Bestimmung der Gesamtlänge der Kammertrennwand nötig sind aus den Konstruktionsdaten des Teststandwasserrades bestimmt (siehe Abbildung 4.5). Soll dieses Matlab-Modell also für stark von $\beta = 78^\circ$ abweichende Werte verwendet werden, muss dies auch in der Berechnungsformel für z beachtet werden oder der Wert für z direkt aus Messungen ermittelt und manuell eingetragen werden. Die Länge z berechnet sich nach:

$$z = 0,4 \cdot a + 1,47 \cdot \frac{2\pi \cdot R_a}{A} \quad (7)$$

z = Gesamtlänge der Kammertrennwand [m]

a = Kranzbreite des Wasserrades [m]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

A = Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [-]

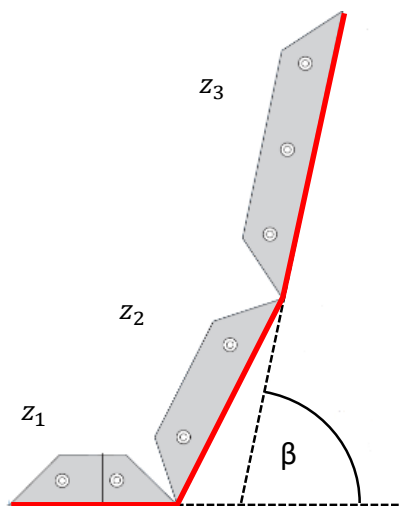


Abbildung 4.5 zeigt die Gesamtlänge der Kammertrennwand, die zur Berechnung des Kammervolumens gebraucht wird. Der Wert für z ergibt sich aus der Summe der einzelnen Abschnitte. Wird die gezeigte Geometrie mit $\beta = 78^\circ$ als Standard festgelegt, kann die Berechnung von z nach Formel (7) automatisiert werden. Aus den Konstruktionsdaten für das Teststandwasserrad wurden die beiden Vorfaktoren der Berechnung zu $z_1/a = 0,4$ und $(z_2 + z_3) \cdot A / (2 \cdot \pi \cdot R_a) = 1,47$ bestimmt.

**Abbildung 4.5: Wasserrad Söllbach
- Länge der Kammertrennwand**

Durch die Rotation der Kammern um das Wasserrad sinkt das maximal mögliche Fassungsvermögen $V_{max}(i)$ der Zellen vom Scheitelpunkt des Wasserrades von $V_{max}(i = 1) = V_k$ zum totalen Entleerungspunkt bis $V_{max}(i = Y) = 0$. Die Laufvariable i beschreibt hierbei die Position des Schwerpunktes. Y ist die in Formel (5) bestimmte Anzahl der aktiven Schwerpunkte. Näherungsweise wurde ein linearer Verlauf von $V_{max}(i)$ angenommen, was der Realität nicht ganz entspricht, die Modellierung aber deutlich vereinfacht. Sie kann somit auch bei unterschiedlichen Kammergeometrien oder Kammerzahlen ohne Nachbearbeitung verwendet werden. Unter diesen Einschränkungen ergibt sich $V_{max}(i)$ zu:

$$V_{max}(i) = V_k \cdot \left(-\frac{i \cdot \alpha}{\gamma} + 1 + \frac{\alpha}{\gamma} \right); \quad \text{mit } i \in [1; Y] \quad (8)$$

$V_{max}(i)$ = maximales Fassungsvermögen einer Zelle abhängig von der Position [m^3]

V_k = maximales Kammervolumen [m^3]

i = Laufvariable der Schwerpunktposition [-]

Y = ganzzahlig gerundete Anzahl der aktiven Schwerpunkte [-]

γ = Gesamtwinkel der aktiven Schwerpunkte [rad]

α = Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]

Da wir die Grenzen des Fassungsvermögens der Zellen kennen, können wir nun auf das Wasservolumen eingehen, das sich in einer Kammer befindet. Es ist abhängig von dem vorhandenen Wasservolumenstrom Q , den Parametern des Wasserrades und der Drehzahl n . Gleichung (9) gibt uns den theoretischen Wert $V_{th,i=1}$ Wasservolumens der Zelle am Eintrittspunkt im oberen Scheitel des Wasserrades an. Es setzt sich zusammen aus dem Volumenstrom Q und der Zeit, die eine Kammer Öffnung zum Passieren des Scheitelpunktes braucht.

$$V_{th,i=1} = Q \cdot \Delta t_{\text{Öffnung}}$$

$\Delta t_{\text{Öffnung}}$ ist bestimmt durch die Zeit für eine Umdrehung und dem Verhältnis einer Kammeröffnung zum gesamten Umfang des Wasserrades.

$$\Delta t_{\text{Öffnung}} = \frac{60}{n} \cdot \frac{1}{2\pi \cdot R_a} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot R_a}{A} - d \right)$$

Führt man alles zusammen, dann erhält man folgenden Ausdruck für $V_{th,i=1}$.

$$V_{th,i=1} = \frac{Q \cdot 60}{n} \cdot \left(\frac{1}{A} - \frac{d}{2\pi \cdot R_a} \right) \quad (9)$$

$V_{th,i=1}$ =

theoretisches Wasservolumen, das im Scheitelpunkt an das Rad übergeben wird [m^3]

Q = Wasservolumenstrom [m^3/s]

A = Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [-]

d = Materialdicke der Kammertrennwand [m]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

n = Drehzahl des Wasserrades [1/min]

Man kann erkennen, dass $\lim(V_{th,i=1}(n \rightarrow 0)) \rightarrow \infty$ geht. Es ist aber nicht möglich, dass die Kammern des Wasserrades eine unbegrenzte Menge an Wasser aufnehmen. Die aus Gleichung (9) berechnete Masse stellt daher nur einen theoretischen Wert dar und kann

nur eingeschränkt verwendet werden. Für die Berechnung wird eine Fallunterscheidung nötig. Es kann eine Grenzdrehzahl n_{Grenz} des Wasserrades bestimmt werden, bei der das maximale Fassungsvermögen der Kammer im Scheitelpunkt erstmals voll ausgefüllt ist und kein weiteres Wasser aufgenommen werden kann. Betrachten wir nun Drehzahlen kleiner n_{Grenz} kann die Wassermasse in der Eintrittszelle nicht weiter zunehmen, sondern ist auf den Wert $m_{i=1,n_{Grenz}}$ beschränkt. Der Differenzwert von $m_{i=1,n_{Grenz}}$ zu $m_{th,i=1}$ beschreibt die Masse an Wasser, die nicht mehr in die Eintrittskammer aufgenommen werden kann. Sie fließt direkt am Wasserrad vorbei und verrichtet keine Arbeit. n_{Grenz} lässt sich wie folgt durch Gleichsetzen des maximalen Kammervolumens V_k und des Volumens der theoretischen Wassermasse (Formel (10)) bestimmen.

$$V_k = \frac{m_{th,i=1}}{\rho_W}$$

$$V_k = \frac{Q \cdot 60}{n_{Grenz}} \cdot \left(\frac{1}{A} - \frac{d}{2\pi \cdot R_a} \right)$$

$$n_{Grenz} = \frac{Q \cdot 60}{V_k} \cdot \left(\frac{1}{A} - \frac{d}{2\pi \cdot R_a} \right) \quad (10)$$

n_{Grenz} = Grenzdrehzahl, bei der die Eintrittszelle maximal gefüllt ist [1/min]

V_k = maximales Kammervolumen [m^3]

Q = Wasservolumenstrom [m^3/s]

A = Anzahl der Zellen des Wasserrades über den gesamten Umfang [–]

d = Materialdicke der Kammertrennwand [m]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

Für Drehzahlen $n \leq n_{Grenz}$ wird also die Eintrittskammer im oberen Scheitelpunkt des Wasserrades maximal gefüllt. Da diese Zelle nach dem positionsabhängigen Fassungsvermögens $V_{max}(i)$ der Kammern diejenige mit dem maximalen Fassungsvermögen von $V_{max}(i=1) = V_k$ ist, sind auch alle weiteren aktiven Kammer des Rades bis zu ihrem maximalen Volumen gefüllt (vgl. Gleichung (8)). Der Entleerungsvorgang beginnt in diesem Fall schon ab dem Scheitelpunkt. Für alle Drehzahlen $n \leq n_{Grenz}$ befindet sich deshalb auch eine konstante maximale Wassermasse in den aktiven Kammern.

Die ermittelte Grenzdrehzahl setzt außerdem eine Fallunterscheidung für den, in Formel (3) aufgestellten, Schwerpunktradius R_s fest. Dieser würde ohne Beachtung der Grenzdrehzahl n_{Grenz} für kleine Drehzahlen unbeschränkt ansteigen. Für $n \leq n_{Grenz}$ gilt $R_s(n) = R_s(n_{Grenz})$. Für $n > n_{Grenz}$ berechnet sich $R_s(n)$ nach Formel (3).

Eine im Scheitelpunkt befüllte Kammer wird während ihrer Rotation um die Achse kontinuierlich entleert. Dadurch verändert sich auch die Masse des Wassers in den Kammern abhängig von der Position. Bei welcher Kammerposition der Entleerungsvorgang beginnt ist durch die Masse an Wasser in der Eintrittskammer und somit durch die Drehzahl n und den Wasservolumenstrom Q bestimmt. Je voller die erste Kammer, desto früher beginnt die Entleerung, da das maximale Fassungsvermögen je Position $V_{max}(i)$ konstant

bleibt und $V_{max}(i)$ bei einer höheren Eingangsmasse $m_{th,i=1}$ früher ausgeschöpft ist. In der Modellierung wurde dieser Sachverhalt durch eine vergleichende Funktion gelöst. Es wird dabei das Wasservolumen in der ersten aktiven Kammer $V(i=1) = m_{i=1}/\rho_W$ mit dem Fassungsvermögen der Kammer $V_{max}(i)$ an der zu berechnenden Position verglichen. Ist $m_{i=1}/\rho_W < V_{max}(i)$ wird $m_{i=1}$ als Wassermasse für diese Position gesetzt. Falls $m_{i=1}/\rho_W > V_{max}(i)$ ist die Zelle maximal gefüllt und die Wassermasse in der Kammer berechnet sich zu $m(i) = V_{max}(i) \cdot \rho_W$. Somit können wir die Masse an Wasser bei allen Kammerpositionen abhängig von der Drehzahl und dem Wasservolumenstrom bestimmen.

Als letzte Größe zur Bestimmung des Drehmoments fehlt nun noch die Beschleunigung b die auf das Wasser wirkt. Sie wird durch die Erdbeschleunigung g sowie durch die Rotation des Rades bestimmt. Da sich die Kammerwände durch die Rotation von dem fallenden Wasser wegbewegen entsteht eine Relativbeschleunigung, die ausschlaggebend ist für die Kraft die das Wasser auf die Zellen aus üben kann. Zuerst soll die Beschleunigung der Wasserradzellen in y-Richtung bestimmt werden (vgl. Abbildung 4.6). Allgemein berechnet sich die Beschleunigung als die Ableitung der Geschwindigkeit nach der Zeit. Betrachten wir nun nur die y-Komponente der Geschwindigkeit im Schwerpunkt führt uns das zu folgendem Zusammenhang.

$$v_y = \omega \cdot R_s(n) \cdot \sin(\omega \cdot t)$$

$$a_y = \dot{v}_y = \omega^2 \cdot R_s(n) \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad \text{mit } \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

$$a_y = \left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot R_s(n) \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Das Produkt $\omega \cdot t$ im Kosinus definiert die Position, an der die Beschleunigung bestimmt wird. In der vorliegenden Modellierung werden die Positionen der Schwerpunkte durch den Winkel α beschrieben. Das Produkt im Kosinus kann daher mit $\omega \cdot t = i \cdot \alpha$ ersetzt werden.

$$a_y(i, n) = \left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot R_s(n) \cdot \cos(i \cdot \alpha) \quad i \in [1; Y]$$

Die Beschleunigung $a_y(i, n)$ beschreibt die Bewegung der Kammern. Um die relative vertikale Beschleunigung, die das Wasser gegenüber einer Kammer an der Position i bei der Drehzahl n besitzt, zu bestimmen, muss $a_y(i, n)$ von der Erdbeschleunigung g abgezogen werden. Die gesamte Beschleunigung die das Wasser relativ zu den Kammern erfährt gibt Gleichung (11) wieder.

$$b_y(i) = g - a_y(i)$$

$$b_y(i, n) = g - \left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot R_s(n) \cdot \cos(i \cdot \alpha) \quad i \in [1; Y] \quad (11)$$

$b_y(i, n)$ = Gesamtbeschleunigung in vertikaler Richtung [m/s^2]

$a_y(i, n)$ = Beschleunigung in vertikaler Richtung durch Rotation [m/s^2]

$g = \text{Erdbeschleunigung [m/s}^2]$

$R_s = \text{mittlerer Schwerpunktradius [m]}$

$n = \text{Drehzahl des Wasserrades [1/min]}$

$Y = \text{ganzzahlig gerundete Anzahl der aktiven Schwerpunkte [-]}$

$\alpha = \text{Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]}$

Das Wasser wird durch die Rotation auch in horizontaler Richtung beschleunigt und verzögert und nimmt dadurch weiter Einfluss auf das Drehmoment des Wasserrades. Die horizontale Beschleunigung berechnet sich analog zur Beschleunigung $a_y(i)$ siehe Gleichung (12):

$$v_x = \omega \cdot R_s(n) \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

$$a_x = -\left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot R_s(n) \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad \text{mit } \omega \cdot t = i \cdot \alpha$$

$$a_x(i, n) = -\left(\frac{2\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot R_s(n) \cdot \sin(i \cdot \alpha) \quad i \in [1; Y] \quad (12)$$

$a_x(i, n) = \text{Beschleunigung in horizontaler Richtung durch Rotation [m/s}^2]$

$R_s = \text{mittlerer Schwerpunktradius [m]}$

$n = \text{Drehzahl des Wasserrades [1/min]}$

$Y = \text{ganzzahlig gerundete Anzahl der aktiven Schwerpunkte [-]}$

$\alpha = \text{Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]}$

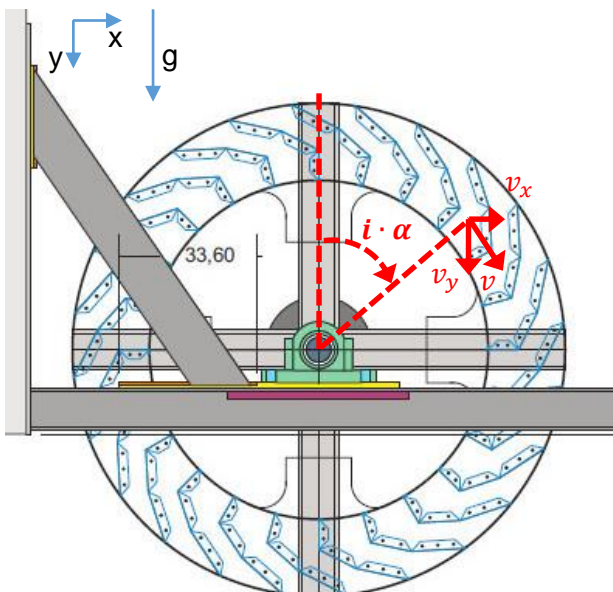


Abbildung 4.6 stellt die Aufspaltung der Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunkt in Abhängigkeit des Winkels $i \cdot \alpha$ dar. Darauf aufbauend können mit den Formeln (11) und (12) die Beschleunigungen, mit denen das Wasser auf die Zellenwände wirkt, bestimmt werden.

Abbildung 4.6: Wasserrad Söllbach - Relative Beschleunigung

Nun kann das Drehmoment durch die Gewichtskraft und Trägheit ermittelt werden. Dazu müssen die Einzelmomente aller aktiven Kammern bei den jeweiligen Drehzahlen zusammengefasst werden. Das Drehmoment berechnet sich deshalb wie folgt:

$$M_1(n) = \rho_W \cdot R_S(n) \sum_{i=1}^Y [V(i, n) \cdot (b_y(i, n) \cdot \sin(i \cdot \alpha) - a_x(i, n) \cdot \cos(i \cdot \alpha))] \quad (13)$$

$M_1(n)$ = Drehmoment durch Gewicht und Trägheit des Wassers [Nm]

ρ_W = Dichte von Wasser [kg/m³]

$R_S(n)$ = mittlerer Schwerpunktradius [m]

n = Drehzahl des Wasserrades [1/min]

$V(i, n)$ = Wasservolumen in i -ter Kammer

$b_y(i, n)$ = Gesamtbeschleunigung in vertikaler Richtung [m/s²]

$a_x(i, n)$ = Beschleunigung in horizontaler Richtung durch Rotation [m/s²]

α = Winkel zwischen zwei Kammerschwerpunkten [rad]

Die in Gleichung (13) enthaltenen Ausdrücke $\sin(i \cdot \alpha)$ und $\cos(i \cdot \alpha)$ beschreiben zusammen mit $R_S(n)$ die Hebelarme, mit denen die Einzelmomente bestimmt werden. $R_S(n) \cdot \sin(i \cdot \alpha)$ bildet den Hebelarm für die Kräfte in y-Richtung und $R_S(n) \cdot \cos(i \cdot \alpha)$ den für die Kräfte in x-Richtung.

4.1.2 Impulsmoment

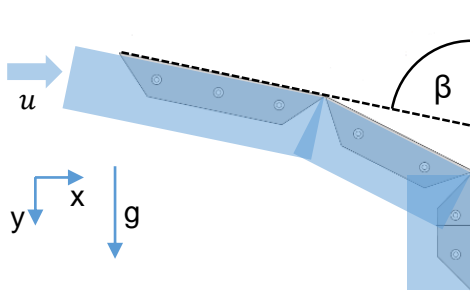
Als zweiter wichtiger Bestandteil übt das Wasser durch seine Strömungsgeschwindigkeit beim Einströmen in die Zellen einen Impuls auf das Wasserrad aus. Für die Bestimmung des Impulsmoments muss die Referenzströmungsgeschwindigkeit u_{ref} im Zulaufgerinne bei einem bekannten Volumenstrom Q_{ref} gemessen werden. Die Messung von Referenzwerten ist deshalb notwendig, da somit auch bei einem geringeren Volumenstrom eine Strömungsgeschwindigkeit angenähert werden kann. Die Strömungsgeschwindigkeit u wird in Abhängigkeit der Referenzwerte als Wurzelfunktion mit $u(Q = 0) = 0$ und $u(Q_{ref}) = u_{ref}$ angenähert, was zu folgendem Ausdruck führt.

$$u = \sqrt{Q \cdot \frac{u_{ref}^2}{Q_{ref}}} \quad (14)$$

Diese Näherung beruht auf Beobachtungen am Teststand, wonach die Strömungsgeschwindigkeit u erst bei sehr kleinen Volumenströmen Q stark abfällt. Bei der Modellierung führt diese Näherung zu deutlich besseren Ergebnissen als z. B. eine lineare Variante.

Mit Kenntnis von u kann nun die Kraft durch den Impuls berechnet werden. Hier verwendet das Modell die Formel aus dem Impulssatz für eine bewegte angeströmte Schaufel nach (Becker 1993) „Technische Strömungslehre“. Wir beschränken uns dabei

auf die Kraftwirkung in x-Richtung. Der Impuls in y-Richtung wird vernachlässigt, da bei einer Befüllung im Scheitelpunkt des Wasserrades der Hebelarm um die Radachse für Kräfte in y-Richtung gegen null geht. Es wird also nur ein verschwindend kleines Drehmoment durch diesen Impulsanteil erzeugt.



In Abbildung 4.7 ist der optimale Strömungsverlauf des Wassers entlang der Zellwand einer Kammer dargestellt. Darauf basierend kann nun der Impulssatz in x-Richtung, nach (Becker 1993) „Technische Strömungslehre“, aufgestellt werden.

Abbildung 4.7: Impuls an einer Kammer – 2D Näherung

$$F_x = \dot{m} \cdot U_{ein,x} - \dot{m} \cdot U_{aus,x} \quad (15)$$

(Becker 1993, 61)

F_x = Kraft des Wassers auf die Zellen in x – Richtung [N]

\dot{m} = Wassermassenstrom [kg/s]

$U_{ein,x}$ = Einströmungsgeschwindigkeit in x – Richtung

$U_{aus,x}$ = Ausströmungsgeschwindigkeit in x – Richtung

Da das Wasser in der Kammer auf die Geschwindigkeit der Kammer abgebremst wird und somit den Kontrollraum in x-Richtung nicht mehr verlässt, ist $U_{aus,x} = 0$. Formt man den verbleibenden Zusammenhang um und bestimmt den Massenstrom in Abhängigkeit der Dichte ρ_W , der Einströmungsgeschwindigkeit U_{ein} und der Querschnittsfläche C des Wasserstrahls so ergibt sich:

$$F_x = \rho_W \cdot U_{ein}^2 \cdot C \quad (16)$$

Bezieht man nun noch die Bewegung des Wasserrades mit ein und stellt die Querschnittsfläche A in Abhängigkeit des Volumenstroms Q und der Strömungsgeschwindigkeit u dar, dann erhält man den endgültigen Zusammenhang für die Impulskraft in horizontaler Richtung:

$$F_x(n) = \rho_W \cdot \left(u - \frac{n \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_a}{60} \right)^2 \frac{Q}{u} \quad (17)$$

$F_x(n)$ = drehzahlabhängige Impulskraft in x – Richtung [N]

ρ_W = Dichte von Wasser [kg/m^3]

n = Drehzahl des Wasserrades [1/min]

Q = Wasservolumenstrom [m^3/s]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

u = Strömungsgeschwindigkeit des Wassers [m/s]

Auch hier ist es wieder notwendig eine Fallunterscheidung vorzunehmen. Für $u - n \cdot 2 \cdot \pi \cdot R/60 \geq 0$ gilt $F_x(n) > 0$, sonst gilt $F_x(n) < 0$. Dreht das Wasserrad langsamer als das Wasser strömt, dann wird durch den Impuls Kraft auf das Wasserrad übertragen. Dreht das Wasserrad schneller, dann wird das Wasser zum Teil vom Wasserrad weggeschlagen. Durch diesen Effekt wird das Wasserrad gebremst. Er äußert sich durch ein starkes Spritzen des Wassers, wie es in Abschnitt 4.3.3 beschrieben wird.

Aus der oben bestimmten Impulskraft wird nach Formel (18) das Impulsmoment $M_2(n)$ berechnet.

$$M_2(n) = F_x(n) \cdot (R_a - 0,5 \cdot a) \quad (18)$$

$M_2(n)$ = Drehmoment durch den Impuls [Nm]

$F_x(n)$ = drehzahlabhängige Impulskraft in x – Richtung [N]

R_a = Außenradius des Wasserrades [m]

a = Kranzbreite des Wasserrades [m]

Als Kraftangriffspunkt wird die Mitte der Kammer gewählt. Für den Hebelarm wird daher die halbe Kranzbreite a vom Außenradius R abgezogen.

4.1.3 Gesamtmoment und Leistung

Aus den beiden Momentanteilen $M_1(n)$ und $M_2(n)$ wird das Gesamtmoment um die Wasserradachse bestimmt.

$$M(n) = M_1(n) + M_2(n) \quad (19)$$

$M(n)$ = gesamtes Drehmoment [Nm]

$M_1(n)$ = Drehmoment durch Gewicht und Trägheit des Wassers [Nm]

$M_2(n)$ = Drehmoment durch den Impuls [Nm]

Der Momentverlauf $M(n)$ beschreibt nun sehr schön den Verlauf in Abhängigkeit der Drehzahl. Mit Formel (19) kann die Leerlaufdrehzahl $n_{leer} = n_{max}$ bestimmt werden, indem man $M(n) = 0$ setzt und den Ausdruck nach der Drehzahl auflöst.

Das zweite Ziel der Modellierung war eine Aussage über die Leistung des Wasserrades in Abhängigkeit der Drehzahl. Diese lässt sich sehr schnell aus dem Momentverlauf generieren.

$$P(n) = \frac{2 \cdot \pi \cdot M(n) \cdot n}{60} \quad (20)$$

$P(n)$ = Leistung [W]

$M(n)$ = gesamtes Drehmoment [Nm]

n = Drehzahl des Wasserrades [1/min]

Mit der Bestimmung des Leistungs- und Momentverlaufes über der Drehzahl ist die Modellierung überschlächtiger Wasserräder in Matlab abgeschlossen. Der ausführliche Programmcode ist im Anhang einzusehen.

4.1.4 Berechnungsergebnisse

Beispielhaft ist das Ergebnis einer Berechnung mit den Parametern des Teststandes am Söllbach in Abbildung 4.8 dargestellt.

Tabelle 4.1: Eingabeparameter der Modellierung - Wasserrad Söllbach

Parameter	Wert
Volumenstrom Q [m^3/s]	0,09
Referenzvolumenstrom Q_{ref} [m^3/s]	0,0908
Referenzströmungsgeschwindigkeit u_{ref} [m/s]	1,5
Außenradius R [m]	0,6
Kranzbreite a [m]	0,2
Radbreite B [m]	0,7
Kammerzahl A [–]	24
Kammergeometriewinkel β [°]	78
Materialdicke d [m]	0,002

Tabelle 4.1 zeigt die Parameter auf, die den in Abbildung 4.8 dargestellten Verläufen zu Grunde liegen. Alle diese Werte müssen vor der Anwendung des Programms bekannt sein oder empirisch ermittelt werden können.

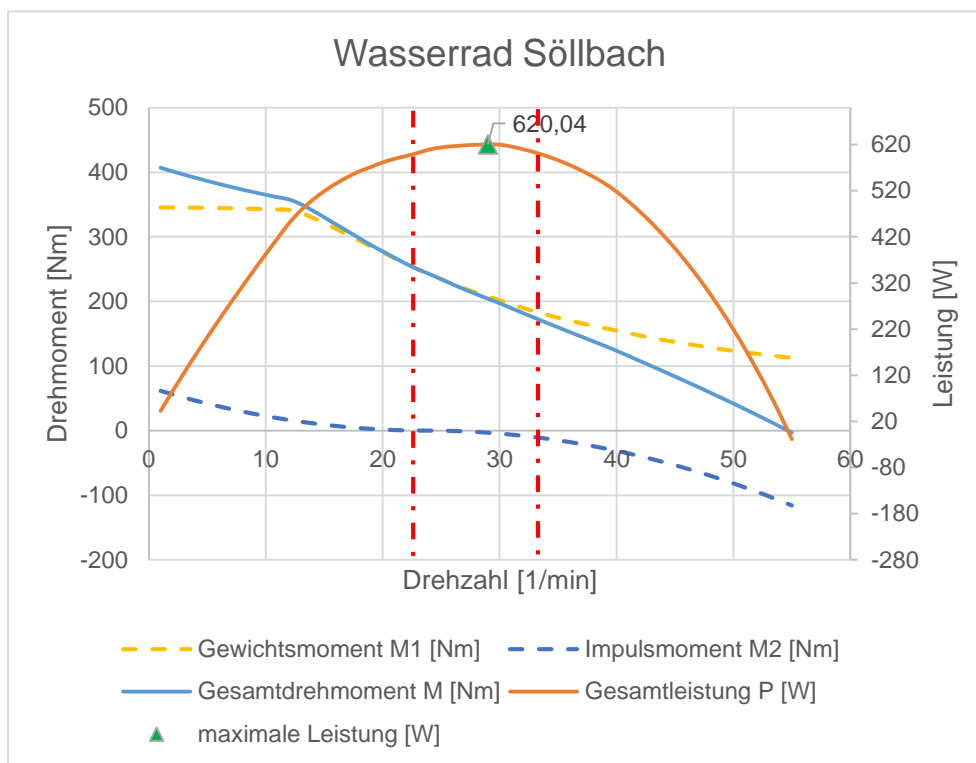


Abbildung 4.8: Moment- und Leistungsverläufe aus dem Matlab-Model

Abbildung 4.8 stellt die Drehmoment- und Leistungsverläufe in Abhängigkeit der Wasserraddrehzahl graphisch dar. Gestrichelt in gelb und blau sind das Gewichts- und Trägheitsmoment $M_1(n)$ sowie das Impulsmoment $M_2(n)$ aufgeführt. Die blaue Kurve zeigt das Gesamtdrehmoment $M(n)$ und die orange Kurve den Verlauf der Leistung $P(n)$. Die maximale Leistung beträgt $P_{max} = 620,04 \text{ W}$ bei einer Drehzahl von $n = 29 \text{ 1/min}$. Der maximale Leistungspunkt liegt sehr schön in dem von Nuernbergk definierten Auslegungsbereich für überschlächtige Wasserräder. Dieser Bereich ist abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit und ist in obigem Diagramm durch die senkrechten roten Linien dargestellt (Nuernbergk 2007, 98). Die untere Grenze liegt bei der Drehzahl $n = 24 \text{ 1/min}$, was einer Umfangsgeschwindigkeit von $v_{U,1} = 1,5 \text{ m/s}$ entspricht. Die obere Grenze des Auslegungsbereiches ist durch eine Umfangsgeschwindigkeit $v_{U,2} = 2,2 \text{ m/s}$ definiert und liegt im vorliegendem Beispiel bei einer Drehzahl von $n = 35 \text{ 1/min}$.

Bei 12 Umdrehungen pro Minute ist im Verlauf von $M_1(n)$ ein Knick zu erkennen, der sich auch im Gesamtmomentverlauf $M(n)$ widerspiegelt. An diesem Punkt liegt in obigem Beispiel die vorher eingeführte Grenzdrehzahl n_{Grenz} vor. Bei allen Drehzahlen kleiner n_{Grenz} sind die Kammern immer maximal mit Wasser gefüllt. Das Drehmoment hängt daher nur noch von der Drehzahl ab. Dies zeigt sich im Graphen durch die nur leicht steigende Kurve.

Weiter ist ablesbar, dass im Bereich der maximalen Leistung, welche den gewünschten Arbeitspunkt darstellt, das Impulsmoment $M_2(n)$ annähernd null ist. Dies erklärt die

Aussage vieler Literaturquellen, wonach das überschlächtige Wasserrad rein durch die Schwerkraft des Wassers in den Kammern arbeitet (Jehle 2011, 210).

In Abschnitt 4.3 wird noch genauer auf die Aussagekraft der Modellierung eingegangen. Die Berechnungsergebnisse werden dort mit Messergebnissen verglichen und die Aussagekraft des Modells analysiert.

4.2 Messungen am Teststand

Um die Ergebnisse aus der Modellierung verifizieren zu können, ist es wichtig Messungen am Teststand durchzuführen. Es bieten sich zwei aussagekräftige Experimente an. Die Leerlaufdrehzahl und das Stillstandmoment können gemessen werden

4.2.1 Leerlaufdrehzahl

Die Leerlaufdrehzahl stellt sich ein, wenn das Wasserrad ohne Abführen von Energie betrieben wird. Sie kann mithilfe eines Drehzahlmessers bestimmt werden. Auf die Wasserradwelle muss ein Reflektorelement aufgeklebt werden, damit die vom Messgerät ausgesendeten Laserstrahlen reflektiert werden. Befindet sich die Welle nun in einer Drehbewegung so passiert der Reflektor immer wieder das Laserlicht des Messgerätes und der Detektor am Messgerät misst die Zeitabstände der Reflexionen. Aus diesen Daten wird die Drehzahl der Welle bestimmt und auf dem Messgerät angezeigt.



Zur Messung wird der in Abbildung 4.9 dargestellte digitale Drehzahlmesser BGS Art 2188 verwendet. Neben dem Messgerät ist ein Reflektorelement abgebildet, das auf dem rotierenden Körper befestigt werden muss.

Abbildung 4.9: Digitaler Drehzahlmesser BGS Art 2188 mit Reflektorelement

4.2.2 Stillstandmoment

Das Stillstandmoment tritt auf, wenn das Wasserrad bis auf eine Drehzahl von $n = 0$ abgebremst wird. In diesem Fall sind alle aktiven Kammern (vgl. Abschnitt 4.1) maximal gefüllt. Für die Messung werden daher alle Kammern vom Scheitelpunkt bis zum absoluten Entleerungspunkt komplett mit Wasser gefüllt. Mit einem Kraftmesser und einem Hebelarm bekannter Länge kann das auftretende Moment gemessen werden.

Da für diesen Versuch das Wasserrad manuell befüllt wird und während der Messung, aus Sicherheitsgründen, der Wasserfluss am Rad vorbei gelenkt wird, kann nur das Gewichtsmoment, nicht jedoch das gesamte Drehmoment aus Impuls- und Gewichtskraft gemessen werden.

Zur Kraftmessung wird die in Abbildung 4.11 gezeigte digitale Kofferwaage DMV-31020/1012 verwendet. Die Waage gibt einen Massenwert m [kg] aus, der unter Verwendung der Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ in einen Kraftwert $F = m \cdot g$ [N] umgerechnet werden kann.



Abbildung 4.10: Aufbau Stillstandmomentmessung



Abbildung 4.11: Digitale Kofferwaage DMV-31020/1012

Abbildung 4.10 zeigt den Aufbau der Messung am Teststand. Die Holzleiste dient als Hebelarm der Messung und besitzt Markierungen für den Angriffspunkt des Messgerätes.

4.3 Vergleich und Analyse

Mithilfe der in 4.2 erarbeiteten Messverfahren wird nun analysiert wie genau die Ergebnisse der Modellierung aus 4.1 mit der Realität übereinstimmen. Hierfür wird das Matlab-Modell mit den bei der Messung vorliegenden Parametern berechnet. Die Ergebnisse werden anschließend mit den Messwerten verglichen.

Die allgemeinen konstruktiven Parameter des Teststand-Wasserrades sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Tabelle 4.2: Konstruktive Parameter des Teststand-Wasserrades

Parameter	Wert
Außenradius R_a [m]	0,6
Kranzbreite a [m]	0,2
Radbreite B [m]	0,7
Kammerzahl A [–]	24
Kammergeometriewinkel β [°]	78
Materialdicke d [m]	0,002

Für die Berechnungen der Leistungs- und Momentverläufe sind zusätzlich noch Informationen über die Wasserströmung in Form von Referenzwerten vorausgesetzt. Diese gemessenen Daten einer Strömungsgeschwindigkeit u_{ref} bei einem zugehörigen Volumenstrom Q_{ref} im Gerinne zeigt Tabelle 4.3.

Tabelle 4.3: Referenzwerte der Strömung am Teststand

Parameter	Wert
Referenzvolumenstrom Q_{ref} [m ³ /s]	0,0908
Referenzströmungsgeschwindigkeit u_{ref} [m/s]	1,5

4.3.1 Leerlaufdrehzahl

Der tatsächliche Wasservolumenstrom Q kann am Teststand durch die Restwasserregelung variiert werden. Dies bietet die Möglichkeit die Leerlaufdrehzahl für verschiedene Wasservolumenströme Q zu messen. Damit kann auch eine Aussage über die Teillastgenauigkeit der Matlab-Modellierung getroffen werden. Exemplarisch sind in Tabelle 4.4 die Werte einer Messreihe dargestellt.

Tabelle 4.4: Leerlaufdrehzahl - Messung und Berechnung

Wasservolumenstrom Q [m^3/s]	Messwert Leerlaufdrehzahl $n_{0,m}$ [1/min]	Berechnung Leerlaufdrehzahl $n_{0,b}$ [1/min]
0,108	48,8	58
0,099	48	56
0,0862	46,5	55
0,0753	45,3	53
0,0587	44,8	49
0,0464	39,8	47
0,0212	36,2	38
0,0188	36,1	37

Tabelle 4.4 stellt die Messwerte der Leerlaufdrehzahlen zu bestimmten Volumenströmen Q denen für diese Volumenströme berechneten Leerlaufdrehzahlen gegenüber. Die Messungen wurden mit einer Gerinnelänge von 0,91 m durchgeführt, was einer Befüllung der Kammern kurz nach dem Scheitelpunkt entspricht.

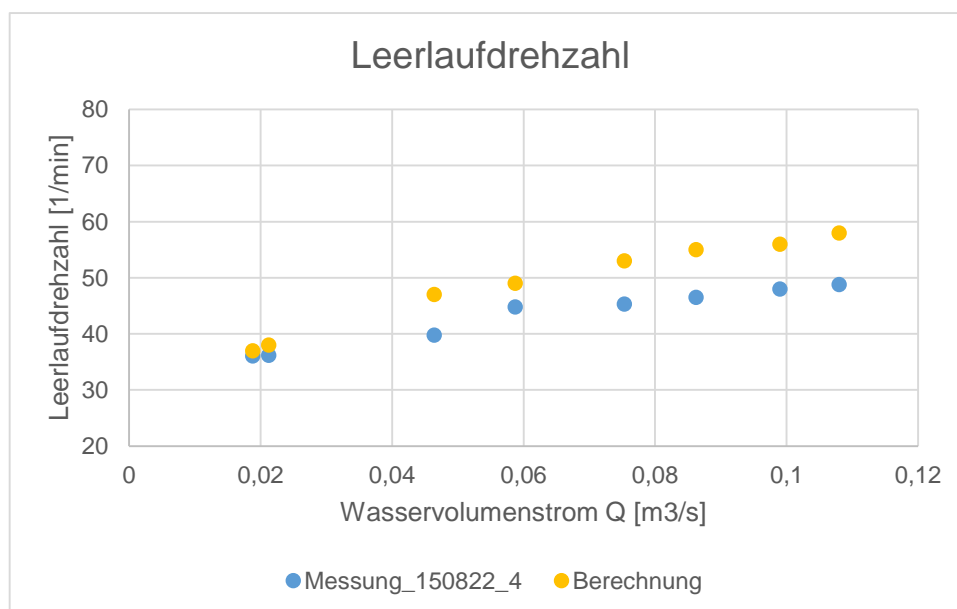


Abbildung 4.12: Leerlaufdrehzahl - Messung - Berechnung

Abbildung 4.12 stellt die Werte aus Tabelle 4.4 graphisch dar. Die in gelb dargestellten Werte der Simulation zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf wie die Messwerte (blau). Die Berechnungswerte liegen im Allgemeinen über den Messwerten. Diese Abweichungen sind vereinfachenden Annahmen der Modellierung, z. B. Verlustfreiheit, und Mess-

ungenauigkeiten am Teststand geschuldet. Es ist beispielsweise erkennbar, dass die Messungen bei den beiden kleinsten Volumenströmen die gleiche Leerlaufdrehzahl ergeben. Das ist aber aus physikalischen Gründen nicht möglich. Alle Fehlerquellen werden in Abschnitt 4.3.3 noch genauer herausgearbeitet.

4.3.2 Stillstandmoment

Das Stillstandmoment M_0 ist unabhängig vom Volumenstrom Q , solange dieser größer null ist und der Einfluss des Impulses nicht beachtet wird (vgl. 4.2.1). Da sich das Wasserrad in diesem Grenzfall nicht dreht, sind alle aktiven Kammern maximal gefüllt. Das Gewichtsmoment ist deshalb rein eine Funktion der konstruktiven Parameter des Wasserrades. Für die Berechnung bedeutet dies, dass sich für alle Volumenströme das gleiche Gewichtsmoment einstellt. Die Messungen können jedoch verschiedene Werte aufweisen, da es sehr schwer ist jedes Mal exakt gleiche Bedingungen zu schaffen. Durch Undichtigkeit der Kammern tritt z. B. kontinuierlich Wasser aus, was die Messwerte verfälscht.

Tabelle 4.5 enthält die Ergebnisse mehrerer Messungen des Stillstandmoments am Teststand. Alle Messungen wurden mit einem Hebelarm von einem Meter durchgeführt.

Tabelle 4.5: Stillstandmoment - Messung und Berechnung

Messwert Stillstandmoment $M_{0,m}[Nm]$	Berechnung Stillstandmoment $M_{0,b}[Nm]$
369,79	345,31
359,29	345,31
390,68	345,31
420,21	345,31
400,59	345,31

Bildet man den Mittelwert der Messungen, so erhält man $\overline{M_{0,m}} = 388,1 Nm$. Die empirische Standardabweichung beträgt $s = 24,29 Nm$. Somit liegen $\pm 6,3\%$ der Messwerte in einem Bereich von $\pm 6,3\%$ um den Mittelwert. Dies verdeutlicht die schwankenden Messungen. Durch eine höhere Anzahl von Messungen könnte die Abweichung besser eingeschränkt werden. Vergleicht man den Mittelwert mit dem Wert aus der Berechnung zeigt sich, dass diese zumindest im selben Größenordnungsbereich liegen. Der Berechnungswert weicht um ca. 11% vom gemittelten Messwert ab, was Ungenauigkeiten in der Berechnung und Verlusten im Experiment geschuldet ist (vgl. Abschnitt 4.3.3).

4.3.3 Fehlerquellen

Durch den obigen Vergleich der Messwerte mit den Berechnungsergebnissen zeigt sich, dass Fehlerquellen vorliegen, die die Ergebnisse beeinflussen. Diese liegen sowohl auf Seite des Berechnungsmodells als auch bei der Umsetzbarkeit der Messungen am Teststand vor. Alle zum jetzigen Zeitpunkt bekannten negativen Einflussfaktoren sollen hier noch einmal aufgeführt werden.

Matlab-Berechnungs-Modell

- Lineare Näherung zum Verlauf des maximalen Kammervolumens
 - beeinflusst die tatsächlich am Moment beteiligte Wassermasse
- Quadratwurzel-Näherung zur Strömungsgeschwindigkeit bei Teillast
 - in Realität komplexerer Zusammenhang
- Berechnung in ganzen Kammerschritten bei fester Radstellung
 - abhängig von der Kammerzahl entstehen Rundungsverluste im Entleerungspunkt
- Kammerschwerpunkte auf Halbgeraden fixiert
- Vernachlässigung der Reibungsverluste
- Annahme der optimalen Kammerfüllung
 - gerade bei höheren Drehzahlen fließt in der Realität viel Wasser durch Spritzverluste am Rad vorbei

Experiment am Teststand

- Kammern sind undicht
 - Verluste bei der Gewichtskraft
- Wasserverlust vor und am Schacht, bevor das Wasser das Wasserrad erreicht (Abbildung 4.13)
- Ungenauigkeit beim Einstellen des Restwasserabflusses
 - durch starke Schwankungen schwer reproduzierbar
- unterschiedliche Schachtlänge
 - leichtes Verändern des Wassereintrittspunktes beeinflusst die Wasseraufnahme und Spritzverluste stark (Abbildung 4.14)
- durch Spritzwasser werden die Drehzahlmessungen gestört
- Schwierigkeit bei der Momentmessung den Kraftmesser am Teststand ruhig zu halten (hohes Moment)
 - stark schwankende Anzeige



Abbildung 4.13: Wasserverluste vor dem Wasserrad



Abbildung 4.14: Spritzverluste am Wasserrad bei Leerlauf

Abbildung 4.13 zeigt an einem Beispiel die Wasserverluste, die am Teststand schon vor dem Wasserrad auftreten. Hier tritt Wasser am Sammelbecken des Restwasserstromes aus. Es gibt weitere undichte Stellen am Übergang des Sammelbeckens in das Zulaufgerinne sowie am Gerinne selbst.

Abbildung 4.14 steht exemplarisch für Wasserverluste am Wasserrad. Die Spritzverluste, die mit steigender Drehzahl auftreten, sind gut zu erkennen. Dieses Wegschlagen des Wassers führt dazu, dass ein Teil des Wassers nicht in die Kammern eintritt.

4.3.4 Analyse

Zusammenfassend ist festzustellen, dass die Modellierung für den Grenzfall der Leerlaufdrehzahl gute Ergebnisse liefert. Für den Grenzfall des Stillstandmoments weichen die Werte etwas mehr von den Messwerten ab. Um noch genauere Ergebnisse zu erzielen muss das Matlab-Modell noch verfeinert und erweitert werden. Für eine Abschätzung des Verhaltens des Wasserrades reichen die Ergebnisse jedoch aus.

Da es nicht möglich ist mit einfachen Methoden Messungen über den gesamten Drehzahlverlauf hinweg durchzuführen, beschränken sich die Vergleichsmöglichkeiten nur auf die beiden Grenzfälle. Es kann daher keine eindeutige Aussage über das reale Verhalten zwischen Stillstand und Leerlauf getroffen werden. Das Modell baut jedoch auf den auftretenden physikalischen Effekten auf, weshalb bei passenden Grenzwerten auch von einem annähernd gültigen Verlauf im Zwischenbereich ausgegangen werden kann. Dies ist notwendig, um durch die Berechnung den maximalen Leistungspunkt des Wasserrades zu finden (vgl. Abbildung 4.8). Das Getriebe soll nämlich möglichst so ausgelegt werden, dass die Übersetzung auf den Generator in diesem Drehzahlbereich passend ist. Auf diese Weise können in diesem Bereich die höchsten Wirkungsgrade erzielt werden und bei hohem Energiebedarf wird somit das Potenzial des Wasserrades am besten ausgeschöpft.

5 Auslegung der Getriebevarianten

Alle Voraussetzungen für den Entwurf eines Getriebes für Low-Tech Wasserräder wurden in den vorangegangenen Kapiteln erarbeitet. Die Anforderungen für einen Einsatz in einem Entwicklungsland sind bekannt und die verwendbaren Getriebetypen wurden dahingehend eingegrenzt. In diesem Kapitel werden zwei ausgewählte Getriebevarianten theoretisch ausgelegt. Im Anschluss werden diese praktisch umgesetzt und am Teststand auf ihre Funktionalität hin überprüft.

5.1 Rahmenbedingungen der Übersetzung

Vor dem Beginn der endgültigen Dimensionierung der Übertragungseinheiten werden hier nochmals die Rahmenbedingungen zusammengestellt. Sie ergeben sich aus dem über die Simulation bestimmten Arbeitspunkt des Wasserrades und dem Betriebspunkt des Generators.

5.1.1 Wasserradseitig

Um die Betriebsbedingungen des Wasserrades im Vorhinein abschätzen zu können wurde das im Kapitel 4 vorgestellte Matlab-Modell entwickelt. Mit dessen Hilfe ist es möglich eine optimale Drehzahl zu ermitteln, zu der das Getriebe ausgelegt werden soll. Als Auslegungspunkt wird der maximale Leistungspunkt festgesetzt. Der Vorteil bei dieser Wahl ist, dass das System bei der maximalen Leistungsabgabe am effizientesten arbeitet. Bei geringerer Auslastung steigt die Drehzahl des Wasserrades und daher bleibt die angeschlossene Asynchronmaschine trotzdem im Arbeitsbereich als Generator (vgl. Abschnitt 2.2).

Die Wasserraddrehzahl bei maximaler Leistung wird im Berechnungsprogramm direkt ermittelt. Für die Bedingungen am Teststand beläuft sie sich auf $n_W = 29 \text{ 1/min}$. Dies stimmt mit der graphischen Darstellung des Leistungsverlaufs in Abschnitt 4.1.4 überein. Die maximale Leistung, die somit theoretisch mit der Übertragungseinheit abgeführt werden muss, entspricht der maximalen Leistung des Wasserrades. Im Falle des Teststandes beträgt sie, bei einem Wasservolumenstrom von $Q = 0,09 \text{ m}^3/\text{s}$ im Automatikbetrieb $P_{max} = 620,04 \text{ W}$.

5.1.2 Generatorseitig

Auf Seite des Generators beruhen die Rahmenbedingungen auf den technischen Daten der Asynchronmaschine. Zur Verwendung stehen sowohl Asynchronmaschinen mit einem fest verbauten Getriebe, sogenannte Getriebemotoren, als auch Maschinen ohne Getriebe zur Verfügung.

Der Vorteil an Asynchronmaschinen ohne Getriebe liegt in den niedrigen Kosten. Mit einem vorgeschaltetem Getriebe liegen diese ca. 4-fach höher. Nach Hersteller-

informationen kostet z. B. ein 6-poliger Drehstrommotor für eine Leistung von 0,55 kW 91,79 €. Das gleiche Modell mit fest vorgeschaltetem Getriebemotor kostet 348,89 € (JS-Techik). Wählt man den getriebelosen Generator, dann kann das eingesparte Geld für den Bau der Kraftübertragung zwischen Wasserrad und Generator verwendet werden.

Da die Konstruktionen, aus finanziellen Gründen, möglichst einfach gehalten werden sollten, beschränkt sich diese Arbeit auf die Verwendung eines Generators mit fest vorgeschaltetem Getriebe. So ist es möglich die Kraftübertragung in einer Stufe auszuführen und es können verschiedene Varianten kostengünstig verwirklicht werden. Für eine grundsätzliche Funktionsanalyse ist dieser Versuchsaufbau vollkommen ausreichend. Letztendlich wurde ein 4-poliger Generator des Herstellers SEW Eurodrive verwendet (vgl. Abbildung 5.1).



In nebenstehender Abbildung 5.1 ist der verwendete Generator zu sehen. Er besitzt auf der Seite der Ausgangswelle einen Montageflansch über den er mittels Schrauben an einer Aufhängung befestigt werden kann.

Abbildung 5.1: Generator SEW RF17 DR63L4

Tabelle 5.1: Technische Daten der Asynchronmaschine SEW-RF17 DR63L4

Parameter	Wert
Nennleistung im Motorbetrieb [kW]	0,25
Drehfeldzahl der Asynchronmaschine vor Getriebe bei einer Frequenz von $f = 50\text{Hz}$ [1/min]	1500
Nennzahl im Motorbetrieb vor Getriebe [1/min]	1300
Nennzahl im Motorbetrieb nach Getriebe [1/min]	46
Übersetzungsverhältnis des Getriebes	28,26

Tabelle 5.1 listet die technischen Daten der verwendeten Asynchronmaschine auf. Ziel ist es möglichst eine Netzfrequenz von $f = 50\text{Hz}$ zu erzeugen. Mithilfe dieser Informationen kann die Nennzahl im Generatorbetrieb ermittelt werden, die für die gewünschte Netzfrequenz notwendig ist. Genauer wurde dies bereits im Abschnitt 2.2 behandelt. Die

Nenn Drehzahl im Motorbetrieb liegt 200 Umdrehungen pro Minute unter der Drehfeld Drehzahl. Für den Generatorbetrieb wird eine Drehzahl oberhalb der Drehfeld Drehzahl benötigt. Durch die Symmetrie der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie (vgl. Abbildung 2.9) wird die Nenn Drehzahl im Generatorbetrieb auf einen Wert von 200 Umdrehungen pro Minute über die Synchron Drehzahl festgesetzt. Die Nenn Drehzahl im Generatorbetrieb beträgt somit $n_{Gen} = 1700 \text{ 1/min}$. Unter Beachtung des Übersetzungsverhältnis des fest vorgeschalteten Getriebes ergibt sich auf der Eingangswelle in den Generator eine notwendige Nenn Drehzahl von $n_{Gen,ein} = 60,16 \text{ 1/min}$.

Vergleicht man die Nennleistung der Asynchronmaschine mit der errechneten Nennleistung des Wasserrades so ist erkennbar, dass das Wasserrad eine deutlich höhere Leistung liefert als die Asynchronmaschine im Motorbetrieb verbraucht. Es ist jedoch trotzdem möglich den Generator zur betreiben, da sich die Leistungsabgabe des Wasserrades über die Drehzahl automatisch einstellt. Außerdem geht durch Verluste im Wasserrad, in der Kraftübertragung sowie im Generator auch noch ein Teil der mechanischen Leistung verloren.

5.1.3 Übersetzung

Aus den wasserradseitig und generatorseitig vorliegenden Rahmenbedingungen wird das mit der Kraftübertragung zu überwindende Übersetzungsverhältnis i ermittelt. Es berechnet sich nach Gleichung (21) zu:

$$i = \frac{n_{ein}}{n_{aus}} = \frac{n_W}{n_{Gen,ein}} = 0,482 \quad (21)$$

i = Übersetzungsverhältnis [–]

n_W = Drehzahl des Wasserrades bei maximaler Leistung [1/min]

$n_{Gen,ein}$ = Nenn Drehzahl des Generators [1/min]

Da es sich hier um eine Übersetzung ins Schnelle handelt ist das Übersetzungsverhältnis $i < 1$. Der Kehrwert der Übersetzung ist deutlich anschaulicher: $1/i = 2,07$. Auf Basis dieses Übersetzungsverhältnisses werden im Folgenden zwei Getriebevarianten ausgelegt.

5.2 Variante 1 – Kettengetriebe

In einer ersten Variante wird ein einstufiges Kettengetriebe entworfen, das die vom Wasserrad abgegebenen Leistungen übertragen kann. Die Auslegung der Kette basiert wenn nicht weiter gekennzeichnet auf dem „Handbuch Kettentechnik“ (IWIS 2006).

5.2.1 Wahl – Kette, Kettenblatt und Ritzel

Grundvoraussetzung für den Bau der Übertragungseinheit ist, dass diese auch in einem Entwicklungsland, in unserem Fall speziell in Nepal, umgesetzt werden kann. Dies ist bei der Wahl der einzelnen Komponenten zu beachten.

Als Anhaltspunkt liegt eine in Nepal standardmäßig verbaute Motorradkette vor. Diese entspricht in der Dimensionierung der in Deutschland gängigen Normkette 520. Deshalb soll eine Kraftübertragung mithilfe einer DID Standard-Kette 520 realisiert werden.

Die Wahl von Kettenblatt und Ritzel wird durch das notwendige Übersetzungsverhältnis bestimmt. In Abschnitt 5.1.3 wurde dieses Übersetzungsverhältnis bereits zu $i = 0,482$ ermittelt. Es wurden, passend zur Kette, ein Kettenblatt mit 39 Zähnen und ein Ritzel mit 16 Zähnen gewählt, woraus sich ein reales Übersetzungsverhältnis von $i_r = z_2/z_1 = 0,41$ ergibt. Die Tatsache, dass das reale Übersetzungsverhältnis etwas kleiner ist als das errechnete Übersetzungsverhältnis, stellt kein Problem dar. Die Asynchronmaschine wird so etwas schneller gedreht und bleibt trotzdem im Generatorbetrieb.

5.2.2 Berechnung – Variante 1

Wenn die zu verwendenden Ketten, Ritzel und Kettenblätter, wie in diesem Fall, schon gewählt sind, dann beschränkt sich die Auslegung auf eine Kontrollrechnung. Es wird damit überprüft, ob die Kette den auftretenden Belastungen standhält, oder ob eine andere Lösung gefunden werden muss.

Zuallererst müssen die Daten der Kette, des Kettenblatts und des Ritzels genau erfasst werden. In Tabelle 5.2 werden alle wichtigen Parameter aufgeführt. Die Kettendaten basieren auf den Herstellerdaten (DID 2011). Zum besseren Verständnis der Kettendaten sind die geometrischen Zusammenhänge einer Kette in Abbildung 5.2 dargestellt.

Tabelle 5.2: Technische Daten der Kette 520 Standard (DID 2011) und des Ritzels

Parameter	Wert
Teilung der Kette p [mm]	15,88
Gelenkfläche $f = b_2 \cdot d_2$ [cm ²]	0,72
Kettenbruchkraft F_B [N]	29822,4
spezifische Kettengewicht q $\left[\frac{kg}{m}\right]$	0,894
Zähnezahl kleines Ritzel z_2 [–]	16
Drehzahl kleines Ritzel n_2 $\left[\frac{1}{min}\right]$	70,7

Die in Tabelle 5.2 definierte Drehzahl des kleinen Ritzels ist durch die Drehzahl des Wasserrades im Auslegungspunkt, also bei maximaler Leistung, sowie die in 5.1.3 ermittelte tatsächliche Übersetzung i_r bestimmt.

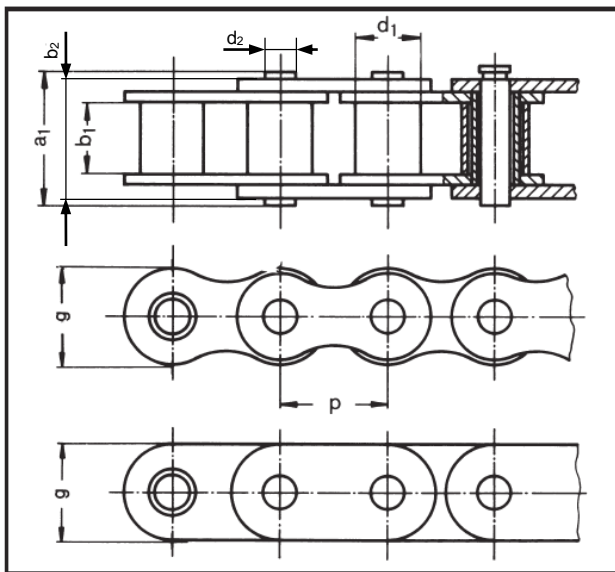


Abbildung 5.2 zeigt die wichtigsten Maße einer Kette. Für die Auslegung sind die Teilung p , der Durchmesser des Niet d_2 sowie die gesamte Gelenkbreite b_2 wichtig.

Abbildung 5.2: Geometrische Kettendaten nach (IWIS 2006)

Mithilfe dieser Daten und einiger betriebsbedingter Einsatzwerte kann die Kettenübertragung in vier Schritten ausgelegt werden.

Als erstes wird die Kettengeschwindigkeit v bestimmt.

$$v = \frac{z_2 \cdot n_2 \cdot p}{60000} = 0,29 \frac{m}{s} \quad (22)$$

v = Kettengeschwindigkeit [m/s]

z_2 = Zähnezahl des kleine Ritzels [-]

n_2 = Drehzahl des kleine Ritzels [1/min]

p = Teilung der Kette [mm]

Unter Verwendung der in Gleichung (22) berechneten Kettengeschwindigkeit kann im Anschluss über die Kettenzugkraft und die Fliehkraft die Gesamtzugkraft bestimmt werden. Es ist bei der Anwendung der Formel besonders darauf zu achten alle Werte in den geforderten Einheiten einzusetzen.

Als zweites muss die Gesamtzugkraft F_G bestimmt werden.

Hierbei wird zunächst die reine Kettenzugkraft F berechnet. Die Leistung im Auslegungspunkt, hier die maximale Leistung P_{max} des Wasserrades, muss in der Einheit kW eingesetzt werden.

$$F = \frac{1000 \cdot P_A}{v} = 2138,07 \text{ N} \quad (23)$$

$F = \text{Kettenzugkraft [N]}$

$P_A = \text{Leistung im Auslegungspunkt [kW]}$

$v = \text{Kettengeschwindigkeit [m/s]}$

Im Anschluss wird die auftretende Fliehkraft bestimmt. Diese fällt jedoch meist vernachlässigbar klein aus.

$$F_f = q \cdot v^2 = 0,0752 \text{ N} \quad (24)$$

$F_f = \text{Fliehkraft der Kette [N]}$

$q = \text{spezifisches Kettengewicht [kg/m]}$

$v = \text{Kettengeschwindigkeit [m/s]}$

Auch in diesem Fall fällt die Fliehkraft, im Vergleich zur Kettenzugkraft, sehr gering aus und kann in der Realität vernachlässigt werden. Die Gesamtzugkraft F_G ergibt sich daher vereinfacht zu:

$$F_G = F + F_f = 2138,07 \text{ N} \quad (25)$$

$F_G = \text{Gesamtzugkraft [N]}$

$F = \text{Kettenzugkraft [N]}$

$F_f = \text{Fliehkraft der Kette [N]}$

Als drittes müssen die rechnerische und zulässige Gelenkflächenpressung p_r und p_{zul} berechnet werden.

Die rechnerische Gelenkflächenpressung wird durch die Gesamtzugkraft F_G und die Gelenkfläche f der Kette bestimmt (vgl. Tabelle 5.2).

$$p_r = \frac{F_G}{f} = 2969,07 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (26)$$

$p_r = \text{rechnerische Gelenkflächenpressung [N/cm}^2\text{]}$

$F_G = \text{Gesamtzugkraft [N]}$

$f = \text{Gelenkfläche [cm}^2\text{]}$

Die zulässige Gelenkflächenpressung hängt über einen Richtwert zur Gelenkflächenpressung p_v , die beiden Korrekturfaktoren f_5 und f_6 und einen Reibwegfaktor λ , von der Einsatzform des Kettengetriebes ab. Alle diese Werte können aus den Tabellen des Handbuchs Kettentechnik (IWIS 2006) ermittelt werden. Der Richtwert der Gelenkflächenpressung liegt bei $p_v = 2888 \text{ N/cm}^2$.

Geht man in Anbetracht einer Verwendung im Entwicklungsland von einer mangelhaften Schmierung und gleichzeitiger Verschmutzung aus, so muss $f_5 = 2,5$ gewählt werden. Am Teststand werden jedoch ideale Bedingungen angenommen, weshalb für unseren Auslegungsfall $f_5 = 1$ gesetzt wird. Der Faktor f_6 beachtet den Einfluss der Kettenradzahl an einer Kette. Für eine Anordnung mit einer Antriebs- und einer Abtriebswelle, wie sie hier vorliegt, ist $f_6 = 1$.

Zur Bestimmung des Reibwegfaktor λ müssen zusätzlich aus den Tabellen noch ein Stoßbeiwert Y , sowie das Verhältnis aus Achsabstand a und Teilung p definiert werden. Eine kleine langsamlaufende Wasserturbine mit einem Generator als Kleinanlage kommt unserem Anwendungsfall am nächsten. Der Stoßbeiwert wird deshalb zu $Y = 2,5$ bestimmt. Der Achsabstand a beträgt am Teststand ca. 1,5 m. Unter Verwendung dieser Zwischenwerte ergibt sich der Reibwegfaktor zu $\lambda = 0,7$.

Mithilfe dieser Werte kann nun die zulässige Gelenkflächenpressung ermittelt werden.

$$p_{zul} = \frac{p_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} = 2021,6 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (27)$$

p_{zul} = zulässige Gelenkflächenpressung [N/cm^2]

p_v = Richtwert der Gelenkflächenpressung [N/cm^2]

f_5 = Korrekturwert zur Schmierung [–]

f_6 = Korrekturwert zur Triebzahl [–]

Im vorliegenden Fall ist $p_{zul} < p_r$. Damit die vom Hersteller angegebene Kettenlebensdauer von 15000 Betriebsstunden (IWIS 2006) erreicht wird, muss die zulässige Gelenkflächenpressung immer größer der auftretenden Gelenkflächenpressung sein. Um die am Teststand am Söllbach vorliegenden Leistungen übertragen zu können, müssen daher zwei Ketten parallel geschaltet werden.

Als viertes werden abschließend noch der statische und der dynamische Bruchsicherheitsfaktor bestimmt.

$$\theta_{st} = \frac{F_B}{F_G} = 13,95 \quad (> 7) \quad (28)$$

θ_{st} = statischer Bruchsicherheitsfaktor [–]

F_B = Kettenbruchkraft [N]

F_G = Gesamtzugkraft [N]

Der empfohlene Mindestwert des statischen Bruchsicherheitsfaktors beträgt $\theta_{st,min} = 7$. Der berechnete Wert liegt mit $\theta_{st} = 13,95$ weit über diesem Grenzfall.

Nach Gleichung (29) berechnet sich der dynamische Bruchsicherheitsfaktor θ_{dyn} zu:

$$\theta_{dyn} = \frac{F_B}{F_G \cdot Y} = 5,57 \quad (> 5) \quad (29)$$

θ_{dyn} = dynamischer Bruchsicherheitsfaktor [–]

F_B = Kettenbruchkraft [N]

F_G = Gesamtzugkraft [N]

Y = Stoßbeiwert [–]

Auch der dynamische Bruchsicherheitsfaktor ist größer als der empfohlene Mindestwert von $\theta_{dyn,min} = 5$. Somit liegt die Variante sowohl in der statischen als auch in der dynamischen Bruchsicherheit innerhalb der zulässigen Toleranzen. Da aufgrund der Verwendung von zwei parallelen Ketten die Belastung je Kette zusätzlich noch halbiert wird, liegen die Sicherheitsfaktoren in der Realität noch deutlich höher.

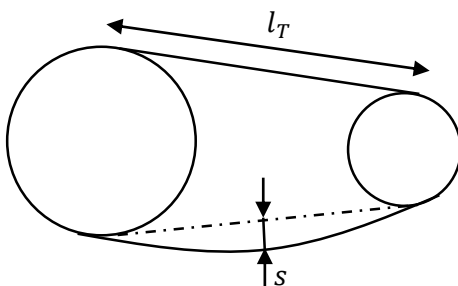
Für einen problemlosen Betrieb ist jetzt nur noch die notwendige Vorspannung zu bestimmen. Geregelt wird die Vorspannung nach „Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung“ (Wittel, et al. 2013) über den Durchhang des Leertrums. Der Leertrum ist der nicht belastete Strang einer Kette. Der auf die Länge des Lasttrums (belasteter Strang) bezogene relative Durchhang sollte zwischen 1 und 3 % liegen. Gleichung (30) stellt den formelmäßigen Zusammenhang dar. Ergänzend dazu ist Abbildung 5.3. dargestellt.

$$s_{rel} = \frac{s}{l_T} = 1 \dots 3 \% \quad (30)$$

s_{rel} = relativer Durchhang [%]

s = Durchhang des Leertrum [mm]

l_T = Länge des Lasttrum [mm]



In nebenstehender Abbildung 5.3 sind die zur Bestimmung des relativen Durchhangs nötigen Größen graphisch dargestellt.

Geht man für die Kettenvariante von einer ungefähren Länge des Lasttrum von $l_T = 1500 \text{ mm}$ aus, so berechnet sich der zulässige Durchhang im Leertrum zu $s = 15 - 45 \text{ mm}$. In diesem Bereich ist die Vorspannung beim Betrieb der Variante einzustellen.

Abbildung 5.3: Abbildung zur Kettenspannung

5.2.3 Bewertung – Variante 1

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine Getriebestufe mit einem Übersetzungsverhältnis von 0,41 zur Übertragung der maximalen Leistung des Wasserrades von $P_{max} = 620,04 \text{ W}$ möglich ist. Die Kraftübertragung braucht dazu jedoch zwei parallele Ketten vom Typ 520, damit die zulässige Flächenpressung in den Gelenken der Ketten nicht überschritten wird. So soll der Verschleiß gering gehalten und eine Kettenlebensdauer von 15.000 Betriebsstunden erreicht werden (IWIS 2006). Im Dauerbetrieb entspricht das ungefähr einer Lebenszeit von 1,7 Jahren. Bei einer Auslegung eines solchen Kettengeriebtes für ein Entwicklungsland, muss zusätzlich das vom Teststand abweichende Schmierverhalten beachtet werden.

5.3 Variante 2 – Riemengetriebe

Als zweite Variante wird eine Riemenvariante ausgelegt. Riemen sind ein sehr häufig verbautes Element der Automobilindustrie und bieten nach der Anforderungsanalyse in Kapitel 3.4 neben den Ketten das beste Potenzial für eine Anwendung in einem Entwicklungsland.

5.3.1 Wahl – Riemen und Riemenscheiben

Die Wahl für das Riemengetriebe fällt auf einen Keilrippenriemen mit dem Profil 6PK. Die Bezeichnung PK steht für eine mittlere Dimension der Rillen. Die Zahl 6 definiert die Anzahl der Keilrillen pro Riemen. Es handelt sich dabei um einen speziell für den Automobilbau entwickelten Riementyp, der daher auch sehr häufig im Automobilbau Anwendung findet. Für die zweite Variante wurde bewusst kein Zahnriemen gewählt, da so eine formschlüssige Variante 1 und eine reibschlüssige Variante 2 sowohl theoretisch als auch im Test miteinander verglichen werden können. Die Länge des Riemens wurde zu $L = 2680 \text{ mm}$ gewählt, damit ein großer Abstand des Generators zum Wasserrad gewährleistet ist.

Um die Kosten für diese Variante sehr gering zu halten, wurden die Riemenscheiben auf einem Schrottplatz aus alten PKW ausgebaut. Leider waren Scheiben im passenden Übersetzungsverhältnis (vgl. Abschnitt 5.1.3) auf dem Schrottplatz nicht zu bekommen. Aus diesem Grund wird die Riemenvariante mit einem Übersetzungsverhältnis von $i = 1$ umgesetzt. Es stehen dazu Riemenscheiben mit einem Wirkdurchmesser $d_w = 125 \text{ mm}$ zur Verfügung.

Wird die zum Generatorbetrieb benötigte Kondensatorbatterie angepasst, dann kann auch mit einer 1 zu 1 Übersetzung Strom generiert werden (vgl. Abschnitt 2.2). Die Kondensatorbatterie muss dafür größer dimensioniert werden, um die gewünschte Drehfeldfrequenz des Generators zu senken. Die erzeugte Frequenz von Spannung und Strom liegt in diesem Fall nur bei $f \approx 25 \text{ Hz}$. Dies entspricht nicht genau den bevorzugten Bedingungen, ist für eine grundsätzliche Machbarkeitsstudie jedoch vollkommen ausreichend.

5.3.2 Berechnung – Variante 2

Auch bei dieser Variante erfolgt die Auslegung nach einer Vorauswahl der Komponenten. Diese Vorgehensweise ist auch für Anwendungen in Entwicklungsländern sinnvoll, da so erst verfügbare Bauteile gesichtet und mit diesen eine Kraftübertragung umgesetzt werden kann.

Die im Folgenden verwendeten Gleichungen und Korrekturfaktoren sind dem Werk Roloff / Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung (Wittel, et al. 2013, 616ff) entnommen.

In Tabelle 5.3 werden die bereits bekannten Parameter der für die Riemenübertragung vorhanden Komponenten zusammengefasst.

Tabelle 5.3: Parameter des Keilrippenriemen und der Scheiben

Parameter	Wert
Länge des Keilrippenriemen L [mm]	2680
Rippenzahl x [-]	6
Wirkdurchmesser der großen Scheibe d_{wg} [mm]	125
Wirkdurchmesser der kleinen Scheibe d_{wk} [mm]	125

Da der Riemen und die Scheiben schon eindeutig festgelegt sind, kann auf Basis der bekannten Parameter der Achsabstand a dieser Übertragungseinheit bestimmt werden:

$$a \approx \frac{L}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + \sqrt{\left(\frac{L}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{wg} + d_{wk})\right)^2 - \frac{d_{wg} - d_{wk}}{8}} \quad (31)$$

Im Falle einer, wie hier vorliegenden, Übersetzung von 1:1 vereinfacht sich der Zusammenhang zu:

$$a \approx \frac{L}{2} - \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot d_{wk}) = 1143,65 \text{ mm}$$

a = Achsabstand [mm]

L = Länge des Keilrippenriemen [mm]

d_{wg} = Wirkdurchmesser der großen Scheibe [mm]

d_{wk} = Wirkdurchmesser der kleinen Scheibe [mm]

Zur Berechnung der nötigen Rillenzahl x_{min} müssen nun noch einige Korrekturfaktoren ermittelt werden. Als Erstes ist dabei der Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe zu berechnen. Er spannt den Umfang auf über den der Riemen mit der Scheibe in Kontakt

steht. Bei einem Übersetzungsverhältnis von $i = 1$ besitzen beide Scheiben den gleichen Umschlingungswinkel von $\delta = 180^\circ$. Dies gilt jedoch nur, wenn, wie hier der Fall, keine zusätzliche Spannrolle zum Einsatz kommt (vgl. Abbildung 5.4 a)).

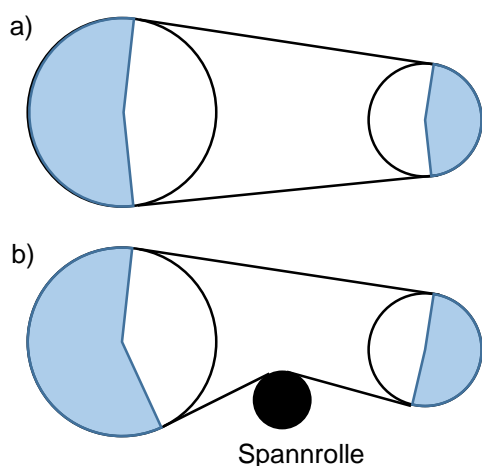


Abbildung 5.4 zeigt graphisch den Einfluss einer Spannrolle auf den Umschlingungswinkel von Riemen und Scheiben. In Darstellung a) kommt keine Spannrolle zum Einsatz und die Umschlingungswinkel der beiden Scheiben ergänzen sich immer zu 360° . In Darstellung b) treten an beiden Scheiben größere Umschlingungswinkel auf als ohne Spannrolle. Bei der Anordnung, in der die Spannrolle den Riemen von innen nach außen drückt würden sich die Umschlingungswinkel im Vergleich zu Darstellung a) verkleinern. Es ist daher wichtig die Verwendung von Spannrollen bei der theoretischen Auslegung zu beachten.

Abbildung 5.4: Umschlingungswinkel
a) ohne Spannrolle b) mit Spannrolle

Mithilfe des Umschlingungswinkels δ kann der Winkelfaktor c_1 bestimmt werden. Er beträgt für $\delta = 180^\circ$ den Wert $c_1 = 1$. Der Längenfaktor c_2 hängt von der Riemenlänge L und dem verwendeten Riemenprofil ab. Für die vorliegenden Keilrippenriemen mit PK-Profil und einer Länge $L = 2680 \text{ mm}$ beträgt $c_2 \approx 1,125$. Aus der Einsatzform muss nun noch der Anwendungsfaktor K_A definiert werden. Für einen wasserkraftbetriebenen Riemen in Volllast mit mäßigen Stößen und einem Dauerbetrieb über 24h täglich liegt dieser bei $K_A = 1,9$. Für das Riemenprofil PK beträgt die übertragbare Nennleistung pro Rippe für eine Drehzahl $n_W = 29 \text{ 1/min}$, die der des Wasserrades entspricht, und einen Scheibendurchmesser $d_{wk} = 125 \text{ mm}$, $P_{N/R} = 0,095 \text{ kW}$. Der Leistungsübersetzungszuschlag \ddot{U}_z wird für ein Übersetzungsverhältnis $i = 1$ zu $\ddot{U}_z = 0$. Aus den aufgeführten Werten kann anschließend nach Formel (32) die benötigte Mindesttrillenzahl x_{min} bestimmt werden. Als Leistung im Auslegungspunkt P_A wird die maximale Leistung des Wasserrades P_{max} verwendet. P_A muss in der Einheit kW eingesetzt werden.

$$x_{min} = \frac{P_A \cdot K_A}{(P_{N/R} + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} = 11,02 \approx 12 \quad (32)$$

x_{min} = Mindesttrillenzahl [-]

P_A = Leistung im Auslegungspunkt [kW]

K_A = Anwendungsfaktor [-]

$P_{N/R}$ = übertragbare Nennleistung je Rippe [kW]

\ddot{U}_z = Leistungsübersetzungszuschlag [-]

c_1 = Winkelfaktor [-]

c_2 = Längenfaktor [-]

Da die gegebene Rillenzahl $x = 6$ kleiner als die notwendige Rillenzahl $x_{min} = 12$ ist muss die Last auf mehrere Riemen aufgeteilt werden. Zur Übertragung der maximalen Leistung des Wasserrades sind daher mindestens zwei parallele Riemen des unter 5.3.1 gewählten Typs notwendig.

Zur Kontrolle wird die Riemengeschwindigkeit v aus dem Wirkdurchmesser der kleinen Scheibe d_{wk} und der Drehzahl der kleinen Scheibe n_k berechnet. Die Drehzahl der kleinen Scheibe entspricht bei einem Übersetzungsverhältnis $i = 1$ der Drehzahl des Wasserrades.

$$v = \frac{d_{wk}}{1000 \frac{mm}{m}} \cdot \pi \cdot \frac{n_k}{60 \frac{s}{min}} = 0,19 \frac{m}{s} \quad \left(< v_{zul} = 50 \frac{m}{s} \right) \quad (33)$$

$v =$ Riemengeschwindigkeit [m/s]

$d_{wk} =$ Wirkdurchmesser der kleinen Scheibe [mm]

$n_k =$ Drehzahl der kleine Scheibe [1/min]

Die maximal zulässige Riemengeschwindigkeit $v_{zul} = 50 \text{ m/s}$ für das PK-Profil wird nicht überschritten.

Als weiterer Kontrollwert gilt die Biegefrequenz f_B . Abhängig von der Riemenlänge L der Riemengeschwindigkeit v und der Scheibenzahl an einem Riemen e wird sie nach Gleichung (34) ermittelt. Die Scheibenzahl pro Riemen beträgt in vorliegendem Fall $e = 2$.

$$f_B = \frac{v \cdot e}{L} = 0,14 \frac{1}{s} \quad \left(< f_{B,zul} = 200 \frac{1}{s} \right) \quad (34)$$

$f_B =$ Biegefrequenz [1/s]

$v =$ Riemengeschwindigkeit [m/s]

$e =$ Scheibenzahl pro Riemen [–]

$L =$ Länge des Keilrippenriemen [mm]

Auch die maximal zulässige Biegefrequenz $f_{B,zul}$ für Keilrippenriemen wird bei Weitem unterschritten.

Abschließend wird noch die Wellenbelastung F_{w0} bestimmt, dies ist für die Dimension der Lager und Wellen interessant. Zuerst muss dazu die auftretende Umfangskraft F_t nach Formel (35) berechnet werden.

$$F_t = \frac{K_A \cdot P_A}{v} = 6,20 \text{ kN} \quad (35)$$

Für die Wellenbelastung folgt daraus für Keilrippenriemen:

$$F_{w0} = k \cdot F_t = (1,3 \dots 1,5) \cdot F_t = 8,06 \dots 9,30 \text{ kN} \quad (36)$$

F_{w0} = Wellenbelastung [kN]

F_t = Umfangskraft [kN]

k = Korrekturwert für Riementyp [–]

P_A = Leistung im Auslegungspunkt [kW]

K_A = Anwendungsfaktor [–]

Die sehr niedrigen Drehzahlen bei einer hohen Gesamtleistung am Wasserrad führen zu sehr hohen Achsbelastungen. Sie müssen von den Montagevorrichtungen der Wasserrad- und Generatorwelle aufgenommen werden.

5.3.3 Bewertung – Variante 2

Die Riemenvariante kann mit zwei parallel verbauten Keilrippenriemen des Profils PK mit jeweils 6 Rillen die Leistung des Wasserrades auf den Generator übertragen. Aufgrund der vergleichsweise niedrigen Drehzahlen wird ein großes Moment übertragen, was große Reibkräfte bedingt. Diese hohen Kräfte müssen durch Vorspannung der Riemen erzeugt werden, was zu sehr hohen Wellenbelastungen führt. In der Praxis dürfte das Erzeugen dieser Vorspannkräfte zudem Schwierigkeiten bereiten. Desweiteren müssen diese Kräfte von den Montagevorrichtungen aufgenommen werden können, dazu ist eine große Dimensionierung dieser Komponenten notwendig.

6 Aufbau der Übertragungseinheit

In diesem Kapitel werden die Elemente vorgestellt, die zur Umsetzung der Getriebevarianten am Teststand am Söllbach entworfen und gefertigt wurden. Die ausführlichen Konstruktionszeichnungen können im Anhang eingesehen werden.

6.1 Schnittstellen

Die Anbindung der Getriebekomponenten an die beiden Wellen erfolgt jeweils über einen Flansch. Im Falle des Generators lag vor der Bearbeitung der Problemstellung bereits ein Flansch vor. Die Teile wurden deshalb generatorseitig auf diesen Flansch angepasst. Der generatorseitig vorliegende Flansch ist in Abbildung 6.1 dargestellt.

Für die Wasserradwelle wurde der Flansch neu konstruiert. Mit 60mm Durchmesser hat die Wasserradwelle einen eher großen Durchmesser. Um den Materialaufwand für den Anschlussflansch niedrig zu halten, ist er sehr kompakt gebaut. Durch eine direkte Montierbarkeit der Kettenräder auf diesen Flansch können zusätzlich Material und Kosten gespart werden. Der Lochkreis der Bohrungen wurde so gewählt, dass er mit dem passender Kettenräder übereinstimmt. Dadurch kann auf eine zusätzliche Aufnahme für die Kettenräder verzichtet werden. Über eine Querbohrung und eine Schraube wird der Flansch fest mit der Wasserradachse verbunden. Abbildung 6.2 zeigt den fertigen Flansch für die Wasserradwelle.



Abbildung 6.1: Generatorflansch



Abbildung 6.2: Wasserradflansch

6.2 Generatöraufhängung

Da verschiedene Getriebe getestet werden sollen, muss die ganze Montagevorrichtung leicht an unterschiedliche Bedingungen angepasst werden können. Die Generatöraufhängung muss daher für die Anwendung am Teststand drei spezielle Anforderungen erfüllen. Es müssen unterschiedliche Achsabstände verwirklicht werden können. Zusätzlich muss eine Möglichkeit zur Vorspannung bestehen. Außerdem ist gerade für Zugmittelgetriebe spurgenaues Laufen eine Voraussetzung für geringen Verschleiß und eine lange Lebensdauer, weshalb auch eine Spureinstellung möglich sein

muss. Alle diese Anforderungen können durch eine Beweglichkeit in zwei Richtungskomponenten gewährleistet werden. Dazu wird ein Freiheitsgrad parallel zu den Wellen zum Anpassen der Spur vorgesehen. Durch einen Freiheitsgrad senkrecht zu den Wellen, kann der variable Achsabstand verwirklicht werden. In der praktischen Umsetzung kann die gesamte Generatöraufhängung in zwei C-Profilschienen senkrecht zu den Wellen verschoben werden. Für den zweiten Freiheitsgrad kann die Generatöraufnahme auf dem Hauptträger auf zwei Vierkantprofilen verschoben werden. Die Umsetzung der Generatöraufnahme ist in Abbildung 6.3, Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 dargestellt.

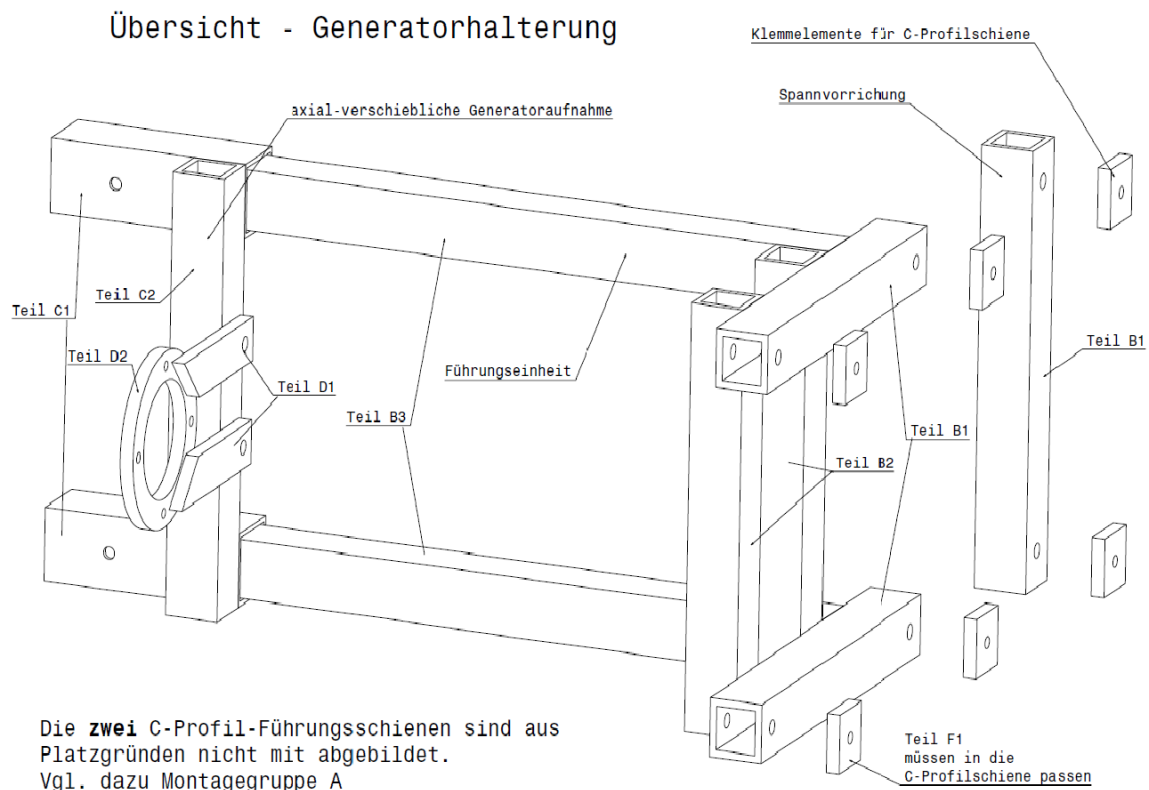


Abbildung 6.3: Übersichtzeichnung Generatöraufnahme

Abbildung 6.3 zeigt eine Übersicht der entworfenen Generatöraufnahme. Die Baugruppe aus den C- und D-Teilen ist axial auf den beiden Trägern B3 verschiebbar. Die Teile F1 besitzen ein Innengewinde. Sie laufen in der C-Profilschiene. Über Schrauben kann die ganze Konstruktion in der Schiene verankert und dort an verschiedenen Positionen durch Erzeugen einer Klemmkraft fixiert werden. Die beiden beschriebenen C-Profilschienen sind in der Abbildung aus Platzgründen nicht dargestellt. Abbildung 6.4 zeigt die reale Konstruktion am Teststand. Die Aufhängung mit montiertem Generator ist hier in den beiden C-Profilschienen, die parallel an die Wand montiert wurden, fixiert.

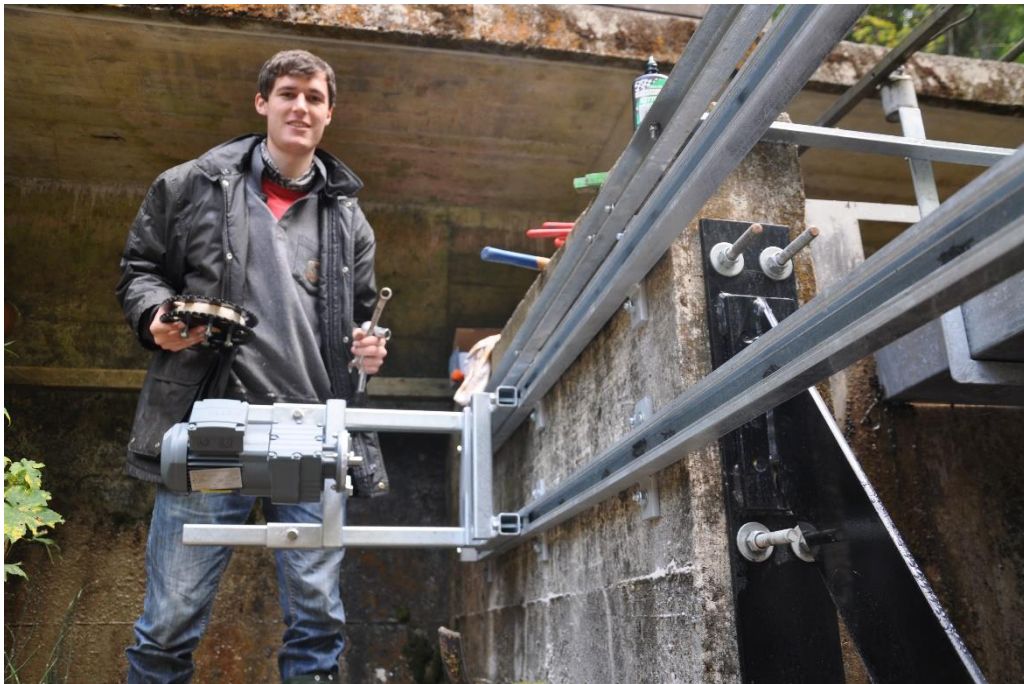


Abbildung 6.4: am Teststand montierte Generatöraufnahme



Abbildung 6.5 zeigt die Umsetzung einer Vorspannvorrichtung am Teststand. Zum Spannen wird die Strebe am linken Bildrand in den C-Profilschienen fixiert. Mit dem Spannschloss kann dann der Riemen oder die Kette auf Spannung gebracht werden. Ist die nötige Spannung erreicht, wird auch die Generatöraufnahme fest mit den C-Profilschienen verschraubt.

Abbildung 6.5: Vorspannvorrichtung

6.3 Getriebeeinheiten

Im Folgenden werden die für die beiden in Kapitel 5 theoretisch ausgelegten Getriebevarianten benötigten Komponenten beschrieben. Es handelt sich dabei hauptsächlich um Aufnahmen für die vorhandenen Bauteile.

6.3.1 Variante 1 – Kettengetriebe

Für die Kraftübertragung mit einer Kette wurden eine Motorradkette (DID Standard-Kette 520) und dazu passende Kettenräder und Ritzel gewählt.

Die Kettenräder besitzen 39 Zähne und haben einen Lockkreis für vier M10 und vier M8 Schrauben mit einem Lochkreisdurchmesser von $d_L = 90\text{mm}$. Wie oben beschrieben sind die Bohrungen des Wasserradflansches auf diesen Lockkreis angepasst. Auf diese Weise können die Kettenräder direkt an den Flansch montiert werden.

Da zur Kraftübertragung vom Wasserrad auf den Generator nach der theoretischen Auslegung (vgl. Abschnitt 5.2.2) zwei parallele Ketten notwendig sind, werden zwei Kettenräder befestigt. Sie müssen auf einem konstanten Abstand gehalten werden, damit die Ketten nicht miteinander in Berührung kommen. Für diese Testvariante ist das Abstandselement aus Holz gefertigt, um Material und Kosten zu sparen. Nach einem erfolgreichen Funktionsnachweis kann es auch durch ein Metallelement ersetzt werden. Abbildung 6.6 zeigt die beiden auf den Wasserradflansch montierten Kettenblätter. Besonders ist hier zu beachten, dass die Zahnstellung beider Räder gleich ist. Dies ist eine Grundvoraussetzung dafür, dass die beiden Ketten später gleichmäßig laufen können.



Abbildung 6.6: Generatorflansch mit montierten Kettenrädern

Auf der Generatorseite der Kraftübertragung werden die kleinen Ritzel befestigt. Sie besitzen jeweils 16 Zähne und eine Keilnabe zur Kraftübertragung. Weiter liegen je zwei Bohrungen mit M6 Gewinde zur Befestigung vor.

Da die Fertigung einer passenden Keilwelle aufgrund hoher Werkzeuganforderungen nicht umsetzbar war, wurde eine Alternativlösung entwickelt. Beide Varianten der Aufnahme sind im Anhang als Konstruktionszeichnung einzusehen. In der umgesetzten Version werden die Ritzel über den Innendurchmesser ihrer Keilnabe auf einem zylindrischen Körper zentriert und die Fixierung erfolgt rein über zwei Schrauben. Da Schrauben möglichst nicht auf Scherung belastet werden sollen, wurden die M6 Gewinde in den Ritzeln zu Bohrungen mit einem Durchmesser von $d = 6\text{ mm}$ aufgebohrt. So ist gewährleistet, dass sich die Gewinde in der Aufnahme und den Ritzeln nicht gegenseitig beeinflussen und ein einwandfreies Anpressen der Spannflächen entlang der Schraube möglich ist. In Abbildung 6.7 wird zuerst die Aufnahme allein gezeigt, die mittels Schrauben auf den Generatorflansch montiert werden kann. Abbildung 6.8 stellt die komplett zusammengebaute und am Generator montierte Aufnahme mit den Ritzeln dar.



Abbildung 6.7: Aufnahme der Ritzel

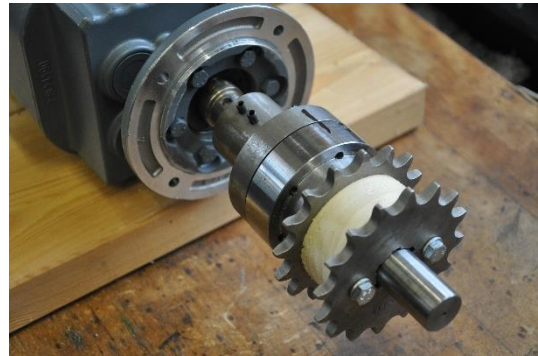


Abbildung 6.8: Ritzelaufnahme mit Ritzeln am Generatorflansch montiert

Abschließend wird die Kettenvariante im Betrieb am Wasserrad gezeigt. Es sind die Generatorseite (Abbildung 6.9) und die wasserradseitige Anbindung (Abbildung 6.10) dargestellt.



Abbildung 6.9: fertiges Kettengetriebe - Generatorseite



Abbildung 6.10: fertiges Kettengetriebe - Wasserradseite

6.3.2 Variante 2 – Riemengetriebe

Zur Kraftübertragung mit einer Riemenausführung werden Keilrillenscheiben des Profils PK mit 6 Rillen verwendet. Diese Komponenten konnten auf einem Schrottplatz aus verschiedenen 3er BMW demontiert werden. Passend zu diesen Scheiben wurden geeignete Riemen besorgt. Es kommen Keilrippenriemen von Bosch mit einer Länge von 2680 mm zur Einsatz.

Da es sich bei den Riemenscheiben für Generator und Wasserradwelle um den gleichen Typ handelt, unterscheiden sich die beiden Aufnahmen nur durch die Anschlussseiten für die jeweiligen Flansche. Auch bei der Riemenvariante sind nach der theoretischen Auslegung zwei parallele Riemen zur Übertragung der Leistung notwendig (vgl. Abschnitt 5.3.2). Aus diesem Grund werden auf jede Aufnahme zwei Riemenscheiben montiert. Durch die Form der Riemenscheiben ist ein Abstandhalter zwischen den Scheiben überflüssig. Die Riemenscheiben werden über vier Schrauben an den Aufnahmen befestigt und über den Radius ihrer großen mittigen Bohrung zentriert. Auch die beiden Aufnahmen werden in den Flanschen auf der Wasserrad- und Generatorachse über einen Absatz zentriert und mittels Schrauben befestigt. Die folgenden vier Abbildungen zeigen die Aufnahme für die Riemenscheiben auf der Wasserradwelle ohne die Scheiben (Abbildung 6.11) und fertig am Wasserradflansch befestigt (Abbildung 6.12), sowie die Aufnahme für die Generatorwelle ohne die Scheiben (Abbildung 6.13) und komplett montiert am Generator (Abbildung 6.14).



Abbildung 6.11: Aufnahme der Riemenscheiben – wasserradseitig

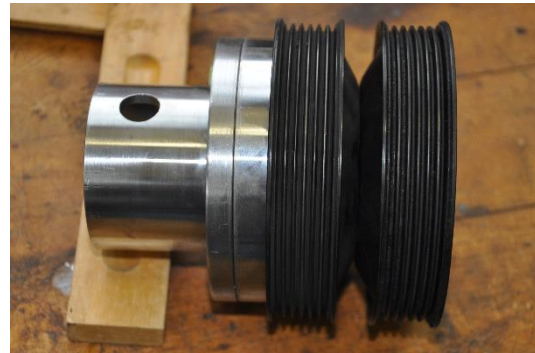


Abbildung 6.12: fertige am Wasserradflansch montierte Aufnahme der Riemenscheiben



Abbildung 6.13: Aufnahme der Riemenscheiben – generatorseitig

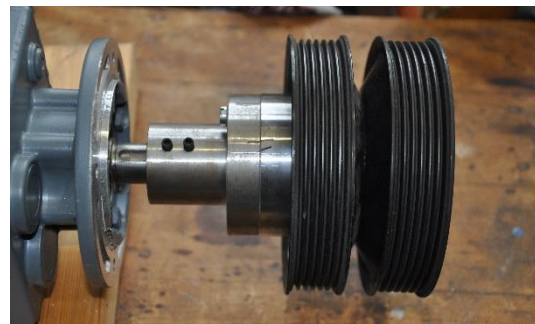


Abbildung 6.14: fertige am Generator montierte Aufnahme der Riemenscheiben

In Abbildung 6.15 wird das betriebsbereite Riemengetriebe am Teststand gezeigt. Die beiden parallelen Riemen sind schon zwischen Wasserrad und Generator auf Spannung gebracht.



Abbildung 6.15: fertiges Riemengetriebe am Teststand

7 Variantenvergleich

In diesem Kapitel wird auf das Betriebsverhalten der beiden umgesetzten Varianten eingegangen und abschließend eine vergleichende Bewertung der Typen abgegeben.

Im Versuch hat sowohl die Ketten- als auch die Riemenvariante den in Abschnitt 5.1.2 beschriebenen Asynchrongetriebemotor erfolgreich als Generator angetrieben. Die Kondensatoren der Kondensatorbatterie hatten dabei eine Kapazität von je 6 μF .

7.1 Betriebsverhalten - Kette

Während des Betriebes treten im Lasttrum der Kette starke Schwingungen auf. Der Lasttrum bezeichnet im Gegensatz zum Leertrum den kraftübertragenden Strang einer Kette. Die Intensität der Schwingungen variiert jedoch abhängig von der Drehzahl. Diese Form der Kettenschwingungen erhöht den Verschleiß und die Geräusche im Betrieb. Vom Hersteller werden folgende Ursachen für diese Schwingungen genannt:

- Ungleichförmigkeitsgrad der Drehbewegungen von An- und Abtrieb
- Polygoneffekt
- Spurungenauigkeit
- Höhen- und Seitenschlag der Kettenräder
- Lange, lose Kettenstränge
- Mangelschmierung

Vor allem durch ein genaueres Vorspannen der Ketten können diese Schwingungen jedoch reduziert oder verhindert werden (IWIS 2006).

Ein weiterer Betriebsfehler beim Versuch, der auch auf eine mangelnde Kettenspannung zurückzuführen ist, ist das Überspringen einiger Zähne durch die Kette bei höheren Belastungen. Ab einem Wasservolumenstrom von ca. $Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ tritt dieses Überspringen vermehrt auf. Es werden dadurch starke Stöße auf das Wasserrad und die Generatorwelle übertragen und außerdem werden die Ketten und Zahnräder über die Maßen belastet. Gerade bei der Parallelschaltung zweier Ketten stellt dies ein zusätzliches Problem dar. Die beiden Ketten überspringen nicht gleichzeitig, wodurch es zeitweise zu einer starken Beanspruchung einer Kette kommt, da dann unterschiedlich viele Kettenglieder im Lasttrum vorliegen. Die Kette mit weniger Kettengliedern im Lasttrum nimmt den Großteil der Kräfte auf. Diese Überlastung dauert so lange an, bis auch die zweite Kette überspringt und beide Ketten die Last wieder gleichmäßiger aufnehmen.

Zudem ist es schwierig die Ketten optimal parallel aufeinander einzustellen. Schon geringe Ungenauigkeiten in der Zahnradherstellung machen es unmöglich die Zähne der jeweils parallel montierten Ritzel und Kettenräder exakt gleich auszurichten. Die Folge ist wiederum eine ungleiche Belastung der parallelen Ketten.

Da gerade mit der ersten Getriebestufe vom Wasserrad kommend sehr hohe Kräfte übertragen werden müssen, kommt es außerdem zu einem Verbiegen der Generatorwelle. Dieser Effekt verstärkt sich bei einer Leistungsentnahme am Generator. Die Verformung führt zusätzlich zu einem ungleichen Lauf der Zahnräder zueinander und einer ungleichen

Belastung der beiden parallele Ketten. Um dieser Verformung entgegenzuwirken, sollte die Verwendung eines zusätzlichen Lagers für die Generatorwelle in Betracht gezogen werden.

Im Versuch kam es schon bei niedrigen Drehzahlen zu einem Anregen des Generators was durch die Dimensionierung der Kondensatorbatterien bedingt ist (vgl. Abschnitt 2.2). Durch die frühzeitige Anregung bei niedrigen Drehzahlen und geringen Wassermengen, liegt ein sehr sanfter Übergang in den Generatorbetrieb vor. Wenn der Generator jedoch bei großen Wassermengen durch einen Verbraucher überlastet wird und sich deshalb entregt, kommt es nach Entkoppeln des elektrischen Verbrauchers zu Stößen beim erneuten Anregen des Generators.

Bei einem Wasservolumenstrom von $Q = 0,085 \text{ m}^3/\text{s}$ stellt sich am Wasserrad nach Anregung des Generators eine Drehzahl von $n_W = 21,8 \text{ 1/min}$ ein. Ohne Abfuhr elektrischer Energie können eine Wechselstromfrequenz von $f = 46 \text{ Hz}$ und eine Spannung von $U = 264 \text{ V}$ gemessen werden. Diese Frequenz liegt schon sehr nahe an der ursprünglich geforderten Frequenz von $f = 50 \text{ Hz}$.

7.2 Betriebsverhalten - Riemen

Bei Verwendung zweier paralleler Riemen stellt sich ein sehr ruhiger Lauf ein. Es sind keine nennenswerten Schwingungen erkennbar.

Die nach der theoretischen Auslegung vorliegenden Bedenken zu den hohen Vorspannkräften haben sich im Versuch nicht bestätigt. Mit der vorhandenen Vorspannvorrichtung ist es ohne weiteres möglich die nötigen Kräfte zu erzeugen, um durch Reibung eine Kraftübertragung zu ermöglichen. Zum einen deutet dies auf eine gute Funktion der Vorspannvorrichtung hin. Zum anderen ist dies darauf zurückzuführen, dass durch mechanische Verluste nie die maximale Leistung übertragen wird und deshalb nicht die maximal berechneten Vorspannkräfte zum Erzeugen der notwendigen Reibung zwischen Riemen und Scheibe notwendig sind.

Auch bei der Riemenvariante wirkt ein großes Biegemoment auf die Generatorwelle, was wieder zu einer leichten Verformung dieser Welle führt. Die Folge sind minimal abweichende Achsabstände für die beiden Riemen, was sich auf die Vorspannung der Riemen niederschlägt. Der weiter vom Generator entfernte Riemen besitzt eine geringfügig kleinere Spannung. Im Betrieb zeigt sich dies in einem etwas größeren Schlupf dieses Riemens im Vergleich zum Zweiten. Da bei Riemen ein gewisser Schlupf zulässig ist, stellt dieser Unterschied kein Problem dar und beide Riemen werden trotzdem sehr gleichmäßig belastet.

Durch das vorhandene Übersetzungsverhältnis von $i = 1$ sind zur Anregung des Generators deutlich höhere Wasserraddrehzahlen notwendig als bei der Kettenvariante. Bei einem Wasservolumenstrom von ca. $Q = 0,09 \text{ m}^3/\text{s}$ stellt sich nach Anregung des Generators eine Wasserraddrehzahl von ungefähr $n_W = 40 \text{ 1/min}$ ein. Für eine bessere Vergleichbarkeit der beide Systeme sollte auch die Riemenvariante mit einem Übersetzungsverhältnis von $i \approx 0,48$ umgesetzt werden.

Aufgrund der schwachen Anregung durch das schlechte Übersetzungsverhältnis wurden keine weiteren Messwerte während des Betriebs der Riemenvariante detektiert. Da in diesem Fall bei einem Übersetzungsverhältnis von $i = 1$ die Wasserraddrehzahl bei

angeregtem Generator mit $n_W = 40 \text{ 1/min}$ etwa doppelt so groß ist wie bei der Kettenvariante mit einem Übersetzungsverhältnis von $i = 0,41$, kann davor ausgegangen werden, dass die Eingangsdrehzahlen in den Generator in beiden Fällen ungefähr gleich sind. Daher sollte auch im Betrieb mit der Riemenvariante die im Generator erzeugte Frequenz von Spannung und Strom im gewünschten Bereich um $f = 50 \text{ Hz}$ liegen

7.3 Generator

Während des Betriebes mit beiden Variante erwärmt sich das fest verbaute Getriebe am Generator sehr stark. Gründe hierfür können zum einen die beschriebene, hohe Biegebelastung der Generatorwelle und somit auch der Lager im Generatorgehäuse sein. Zum anderen kann es durch die im Vergleich zur Wasserradleistung ($P_{max} = 620W$) geringe Generatorleistung ($P_{Nenn} = 250W$) zu einer Überlastung des generatorfesten Getriebes kommen.

Die großen im Betrieb wirkenden Kräfte machen zudem eine stabile Generatöraufhängung notwendig. Bei einer dauerhaften Installation in einem Entwicklungsland muss dies mit Bedacht werden.

7.4 Bewertung

Der Betrieb hat gezeigt, dass eine Übertragung der vorhandenen Leistungen sowohl mit der Ketten- als auch mit der Riemenvariante möglich ist. Für einen unbeaufsichtigten Dauerbetrieb unter hohen Belastungen besitzt der Riemen z. B. durch den ruhigeren Lauf jedoch deutliche Vorteile gegenüber der Kette.

Der Riemen ist zudem zumindest in Deutschland günstiger als Ketten für einen ähnlichen Achsabstand. Die Riemenscheiben hingegen sind bei einem Neukauf deutlich teurer als die Zahnräder für die Kettenvarianten. Daher ist eine Verwendung von gebrauchten Teilen für Riemengetriebe von Vorteil.

Bei Verwendung von Standardteilen gibt es bei den Zahnrädern, im Gegensatz zu Riemenscheiben, eine größere Vielfalt an Zähnezahlen, wodurch viele Übersetzungsverhältnisse verwirklicht werden können. Bei den standardmäßig im Auto verbauten Riemenscheiben ist die Auswahl verschiedener Durchmesser geringer. Eine alternative Möglichkeit mit Riemen größere Übersetzungsverhältnisse zu erreichen besteht beispielsweise in der Verwendung von Motorradfelgen als Riemenscheiben.

Falls eine mehrstufige Getriebevariante umgesetzt werden soll, bietet es sich an die mit einem hohen Moment belastete erste Stufe durch einen Riementrieb zu verwirklichen. Für die folgenden, schrittweise weniger belasteten Getriebestufen können dann die etwas variablen Kettengetriebe verwendet werden. So ist es möglich die Vorteile beider Typen zu vereinen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In vorliegender Arbeit werden Kraftübertragungen bezüglich ihrer Anwendbarkeit in Entwicklungsländern zur Anbindung eines Generators an ein überschlächtiges Wasserrad analysiert.

Nach einer groben Klassifizierung verschiedener form- und reibschlüssiger Getriebetypen wurden eine Ketten- und eine Riemenvariante theoretisch ausgelegt. Das Augenmerk lag auch hier auf der Umsetzbarkeit des Systems in Entwicklungsländern. Beide Varianten wurden anschließend praktisch verwirklicht. Die dafür notwendigen konstruktiven Elemente wurden entworfen und gefertigt.

Für den Teststand am Söllbach wurde außerdem eine Generatorkaufnahme entwickelt, welche den Betrieb verschiedener Getriebevarianten möglich macht. Die Funktionalität beider entworfener Getriebevarianten konnte abschließend am Teststand nachgewiesen werden. Mit Abschluss des theoretischen und praktischen Teils wurden alle Ziele der Arbeit erreicht und es können Empfehlungen für die Umsetzung weiterer Kraftübertragungen gegeben werden.

Zusätzlich wurde in der Arbeit mit Matlab eine Simulation für überschlächtige Wasserräder entwickelt. Die Notwendigkeit dazu ergab sich aus mangelnden Informationen über das Betriebsverhalten von überschlächtigen Wasserrädern. Die Simulation ermöglicht eine Aussage über die auftretenden Drehmomente und Leistungen in Abhängigkeit von der Drehzahl. Mit Hilfe des Programms ist es möglich leistungs- oder momentbezogen einen passenden Arbeitspunkt des Wasserrades zu ermitteln. Die Daten können anschließend für die Auslegung der Kraftübertragung verwendet werden. Der große Vorteil dieses Programms ist, dass es für alle überschlächtiger Wasserräder anwendbar ist. Es müssen lediglich einige konstruktive und strömungsbedingte Parameter eingegeben werden. Für den Bau weiterer Wasserräder und deren Anbindung an Generatoren ist dies von großem Vorteil.

Da das Programm entworfen wurde, um eine grobe Aussage über das Betriebsverhalten des Wasserrades zu erlangen, enthält es einige Näherungen. Hier besteht Potenzial zur Optimierung. Durch eine genauere Anpassung an die real auftretenden Effekte kann die Genauigkeit des Ergebnisses noch verbessert werden. Auch die Messung eines Drehmomentverlaufs am Teststand kann Informationen über die Abweichung des Programms im tatsächlichen Auslegungspunkt liefern. Bisher konnten lediglich die zwei Randbedingungen Leerlaufdrehzahl und Stillstandmoment zur Kontrolle der Rechenergebnisse gemessen werden.

Weiter können mit dem errichteten Teststand auch verschiedenen Betriebszyklen und Langzeitbeobachtungen mit den entworfene Kraftübertragungen durchgeführt werden. Dies würde neben den bisherigen kurzzeitigen Versuchen einen Einblick in das tatsächliche Verschleißverhalten und die damit einhergehenden Probleme ermöglichen.

Außerdem ist die weitere Erprobung „exotischerer“ Getriebevarianten interessant. So besteht, wie auch in Abschnitt 7.4 erwähnt, die Möglichkeit den Riemen z. B. über eine Fahrrad- oder Motorradfliege laufen zu lassen. Die im Vergleich zu Standardriemenscheiben deutlich größeren Durchmesser würden große Übersetzungsverhältnisse in einer Stufe

ermöglichen. Auch der Test einer Reibradvariante in Form aufeinander abrollender Luftreifen unterschiedlicher Durchmesser wäre interessant.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse über verschiedene Formen der Kraftübertragung können unter Verwendung eines getriebelosen Generators mehrstufige Getriebevarianten entwickelt werden. Die Wirtschaftlichkeit einer kompletten Eigenbaulösung gegenüber der Variante mit einem Getriebemotor als Generator ist in diesem Zusammenhang auch zu klären.

Alles in allem wurden die Ziele der Arbeit erreicht. Die erlangten Informationen können nun als Grundlage für weitere Getriebeentwicklungen dienen oder zur Umsetzung von Kraftübertragungen z. B. in Nepal eingesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- Bach, C. *Die Wasserräder*. Stuttgart: Verlag von Konrad Wittwer, 1886.
- Becker, Ernst. *Technische Strömungslehre - Eine Einführung in die Grundlagen und technischen Anwendungen der Strömungsmechanik*. Bd. 7. überarbeitete Auflage. Stuttgart: Teubner, 1993.
- Deutsches Museum. *Sammlungen: Deutsches Museum*. -. -. <http://www.deutsches-museum.de/sammlungen/entdecken/erfinderpfad/energie/oberschlaechtiges-wasserrad/> (Zugriff am 05. August 2015).
- DID. „DID Antriebsketten technische Daten.“ Datenblatt, 2011.
- Funk, Wolfram. *Zugmittelgetriebe*. Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 1995.
- International Energy Agency. *Report: Statiscic Search: Statistics: International Energy Agency*. -. -. <https://www.iea.org/statistics/statisticssearch/report/?year=2012&country=Nepal&product=ElectricityandHeat> (Zugriff am 16. September 2015).
- IWIS. *Handbuch Kettentechnik - Konstruktionsgrundlagen und Berechnungsbeispiele*. Handbuch, -: -, 2006.
- Jehle, Christoph. *Bau von Wasserkraftanlagen - Praxisbezogenen Planungsgrundlagen*. 5. überarbeitet und erweiterte Auflage. Berlin: VDE Verlag GmbH, 2011.
- JS-Techik. *Produkte: JS-Technik*. -. -. <http://www.js-technik.de/produkte/getriebemotoren?p=1&f=24%7C64%7C117%7C90> (Zugriff am 21. September 2015).
- Lernsystem: Agenda 21 in Herzogenaurach*. -. -. http://www.herzogenagenda21.de/_ilse/wind/wind5.html (Zugriff am 12. September 2015).
- Mosonyi, Emil, und Jürgen Giesecke. *Wasserkraftanlagen - Planung, Bau und Betrieb*. 5. überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- Müller, Wilhelm. *Die Wasserräder*. 4. Reprint der 2. Auflage von 1939. Detmold: Verlag Moritz Schäfer, 2010.
- . *Wasserkraft: Elementare Einführung in den Bau und die Anwendung der Wasserräder und Turbinen...* Reprint von 1906. 2010.
- Nepal Electricity Authority. „Annual Report 2015.“ Jahresbericht, Kathmandu, 2015.
- Niemann, Gustav, und Hans Winter. *Maschinenelemente - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen Stirnradgetriebe*. Bd. II. III Bde. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2003.
- . *Maschinenelemente - Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe*. Nachdruck 2004. Bd. III. III Bde. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1983.
- Nuernbergk, Dirk M. *Wasserräder mit Freihang - Entwurfs- und Berechnungsgrundlagen*. Verlag Moritz Schäfer, 2007.

- Optibelt Group. „Technische Handbuch Keilrippenriemen.“ -. - -. http://www.optibelt.com/uploads/tx_huxariaproducts/TH_RB_D_2013_03.pdf (Zugriff am 14. 09 2015).
- Penning, Christian. *Touren: Mountain Bike*. 27. Mai 2014. <http://www.mountainbikemagazin.de/touren/touren-der-mountainbikeredaktion/deutschland/deutschland/tegernsee/tegernsee-mtb-tour-rund-um-den-fockenstein.1134834.2.htm> (Zugriff am 27. September 2015).
- Spring, Eckard. *Elektrische Maschinen - eine Einführung*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2009.
- Statistisches Bundesamt. *Energie: Wirtschaftsbereiche: Statistisches Bundesamt*. -. - -. <https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/Wirtschaftsbereiche/Energie/Erzeugung/Tabellen/BilanzElektrizitaetsversorgung.html> (Zugriff am 16. September 2015).
- Wittel, Herbert, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, und Voßiek Joachim. *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Springer-Vieweg, 2013.

Anhang

A) Matlab Modellierung – Programmcode

Model Oberschlächtiges Wasserrad

Das Model dient der Analyse von oberflächigen Wasserrädern durch Bestimmung von Leistungs- und Momentverläufen.

```
clc
clear all
close all
```

Aktivierung der Ausgabe nach Excel

Ist standardmäßig ausgeschaltet. Wenn eine Ausgabe der Daten nach Excel gewünscht ist, dann muss sie im Code aktiviert werden. Dazu müssen "filename" und "sheet number" am Ende des Programms richtig eingetragen werden.

Eingabevariablen und Konstanten

Zu Allererst müssen die Parameter des Wasserrades und der Strömung und die gewünschten Variablen definiert werden.

```
%Parameter und Variablen:
R=0.6; %m %Außenradius des Rades
a=0.2; %m %Kranzbreite des Rades
B=0.7; %m %Breite des Rades
Q=0.09; %m^3/s %Wasservolumenstrom
A=24; %Anzahl der Kammern
BetaGrad=78; %° %Winkel zwischen Mittelpunktsgeraden und äußerstem
%           Kammerblech
%Hinweis: wenn BetaGrad verändert wird, dann muss auch die im wert z
%           hinterlegte Formel angepasst werden.
z=0.4*a+1.47*2*pi*R/A; %m %nach Söllbachrad: Summe der Längen aller
%           Kammerabschnitte vom Fuß bis zum Austrittsrand
%           bei BetaGrad=78°
d=0.002; %m %Materialdicke
Q_ref=0.09; %m^3/s %Volumenstrom bei dem die Strömungsgeschwindigkeit u_ref
%           gemessen wurde
u_ref=1.15; %m/s %Bei Qref bestimmte Strömungsgeschwindigkeit

%Dimensionierungspunkt
%Für diesen wert wird die Drehzahi gesondert ausgegeben.
%Er befindet sich immer im Drehzahlbereich größer/gleich dem
%Leistungsmaximum.
%Es kann z.B. die Nennleistung des Generators oder eine Leistung zu der
%Daten gewünscht sind gewählt weden.
```

```
PDim=500; %W
```

%Konstanten

```
rhoW=999.97; %kg/m^3 %Dichte von Wasser
```

```
g=9.81; %m/s^2 %Erdbeschleunigung
```

```
nMax=250; %1/min %maximal zu berechnende Drehzahl, fiktiver Grenzwert um  
% die Berechnung vor Kenntnis der tatsächlichen  
% Leerlaufdrehzahl zu beschränken.
```

Berechnung und Definition von Zwischenwerten

Diese Werte werden für die weitere Berechnung aus den Variablen bestimmt

```
v=[R;a;B;A;BetaGrad;d;Q;Q_ref;u_ref]; %Eingabevariablen in Vektor  
% gespeichert für Export nach Excel  
Alpha=2*pi/A; %Winkelschritte zwischen den Kammerschwerpunkten  
Beta=BetaGrad/180*pi; %rad %Winkel zwischen Mittelpunktsgeraden und  
% äußerstem Kammerblech  
Gamma=pi/2+Beta-Alpha; %rad %Gesamtwinkel der mit Wasser im Kontakt  
% stehenden Zellen  
Vk=(R^2-(R-a)^2)*pi*B/A-z*d*B; %Maximales Volumen einer Kammer  
l=2*R*pi/A-d; %Bogenlänge einer Kammeröffnung  
nGrenz=(l*60*Q)/(Vk*2*pi*R); %i/min %Grenzdrehzahl --> die erste Kammer wird  
% komplett gefüllt  
Y=round(A*Gamma/(2*pi)); %Anzahl der in der Berechnung beachteten Schaufeln  
n=1:1:nMax; %1/min %vorläufiger Drehzahlbereich des Wasserrades  
u=(Q*u_ref^2/Q_ref)^0.5; %m/s %Strömungsgeschwindigkeit im Schacht;  
% quadratischer Zusammenhang
```

Referenzleistung

Die Referenzleistung ist die durch das Wasser maximal in potenzieller und kinetischer Form gegebene Leistung. Sie wird zur Bestimmung des Wirkungsgrades verwendet

```
Pref=Q*rhoW*(g*2*R+0.5*u^2); %W
```

vorläufiger Impulskraftverlauf

Die Berechnung der Impulskraft basiert auf dem Impulssatz. Sie dient zur Bestimmung des Impulsmoments

```
F=0;
for j=1:1:nMax
    if (u-j*2*pi*R/60)>=0
        F(j)=(u-j*2*pi*R/60)^2*rhow*Q/u;
    else
        F(j)=- (u-j*2*pi*R/60)^2*rhow*Q/u;
    end
end
```

Schwerpunktradius nach Nuernbergk

Es wird ein, vom Füllstand der Kammern abhängiger, Schwerpunktradius der Kammern ermittelt

```
Rs=0;
for j=1:1:nMax
    if j<=nGrenz
        Rs(j)=(((Q*60)/(2*pi*nGrenz*B)+(R-a)^2)^(0.5));
    else
        Rs(j)=(((Q*60)/(2*pi*j*B)+(R-a)^2)^(0.5));
    end
end
```

vorläufiger Gewichtsmomentverlauf

Moment, das durch das Gewicht des Wassers erzeugt wird. Es werden dabei sowohl der veränderliche Schwerpunktradius, als auch Trägheitseffekte aufgrund der Rotation des Wasserrades beachtet.

```
M=0;
for i=1:1:Y
    for j=1:1:nMax
        if Q*60/j*(1/A-d/(2*pi*R)) < vk*((-1/Gamma)*i*Alpha+1+(1/Gamma)*Alpha)
            M(j,i)=Rs(j)*rho*Q*60/j*(1/A-d/(2*pi*R))*((g-
4*pi^2*(j^2)/(60^2)*Rs(j)*cos(i*Alpha))*sin(i*Alpha))+((2*pi*j/60)^2*Rs(j)^2*sin(i*Alpha)*c
os(i*Alpha)));
            %Für alle Kammern, die noch unter ihrer positionsabhängigen
            %maximalen Füllmenge stehen.
        else
            M(j,i)=Rs(j)*rho*vk*((-1/Gamma)*i*Alpha+1+(1/Gamma)*Alpha))*((g-
4*pi^2*(j^2)/(60^2)*Rs(j)*cos(i*Alpha))*sin(i*Alpha))+((2*pi*j/60)^2*Rs(j)^2*sin(i*Alpha)*c
os(i*Alpha)));
            %Für alle Kammern, die ihre positionsabhängigen
            %maximalen Füllmenge überschritten haben. Es ist eine linear
            %genäherter Abnahme der Masse über die Position der Kammer
            %enthalten.
        end
    end
end

M=sum(M)'; %Zeilensummen der Matrix M(j,i) um die Summe über die
           %variable i der Kammern zuzubilden
```

vorläufiger Gesamtmomentverlauf und Leerlaufdrehzahl

Durch addieren des Impulsmoments und des Gewichtsmoments wird ein vorläufiger Gesamtmomentverlauf berechnet. Daraus wird anschließend die Nullstelle ermittelt, welche als CutOut-Drehzahl n_{CutOut} definiert wird.

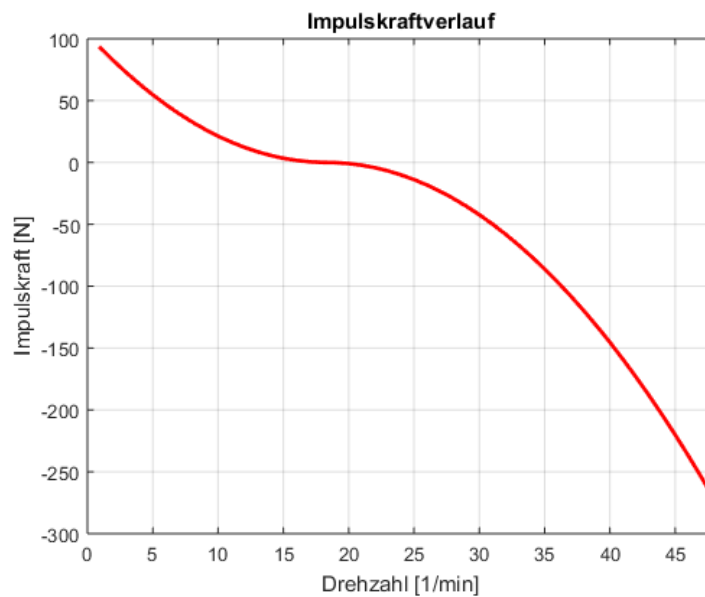
```
M=M+F'*(R-0.5*a); %Nm %Zusammenführen von Gewichts- und Impulsmoment

%Bestimmen der maximal erreichbaren Drehzahl im Leerlauf
w=find(M<=0);
nCutOut=w(1,1); %Drehzahl, zu der die Leistung erstmals <0 werden würde
n1= 1:1:nCutOut; %i/min %Drehzahlbereich des Wasserrades
```

Impulskraftverlauf unter Berücksichtigung von nCutOut

```
F=0;
for j=1:1:nCutOut
    if (u-j*2*pi*R/60)>=0
        F(j)=(u-j*2*pi*R/60)^2*rhow*Q/u;
    else
        F(j)=-(u-j*2*pi*R/60)^2*rhow*Q/u;
    end
end

%Plot des Impulskraftverlaufs
figure()
plot(n1,F,'r','Linewidth',2)
grid on
title('Impulskraftverlauf')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('Impulskraft [N]')
xlim([0 nCutOut])
hold on
```



Gewichtsmomentverlauf unter Berücksichtigung von nCutOut

```
M=0;
for i=1:1:Y
    for j=1:1:nCutOut
        if Q*60/j*(1/A-d/(2*pi*R)) < vk*((-1/Gamma)*i*Alpha+1+(1/Gamma)*Alpha)
            M(j,i)=Rs(j)*rhow*Q*60/j*(1/A-d/(2*pi*R))*(((g-
4*pi^2*(j^2)/(60^2)*Rs(j)*cos(i*Alpha))*sin(i*Alpha))+((2*pi*j/60)^2*Rs(j)^2*sin(i*Alpha)*c
os(i*Alpha)));
            %Für alle Kammern, die noch unter ihrer positionsabhängigen
            %maximalen Füllmenge stehen
        else
            M(j,i)=Rs(j)*rhow*vk*((-1/Gamma)*i*Alpha+1+(1/Gamma)*Alpha)*(((g-
```

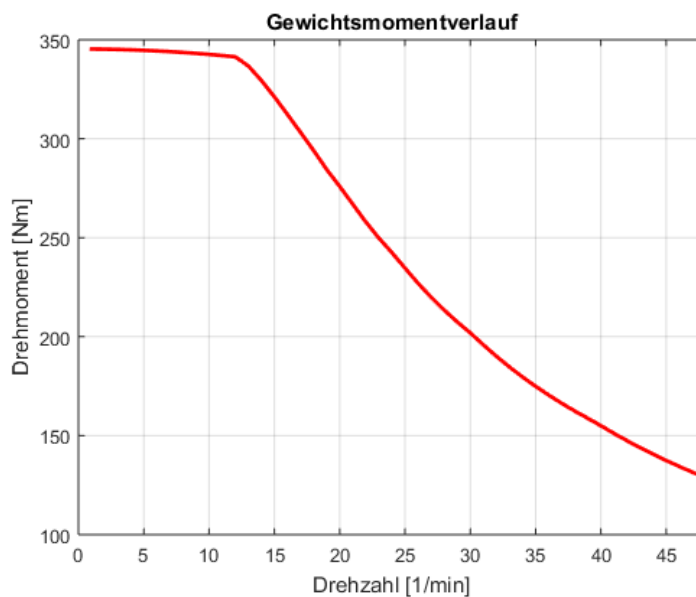
```

4*pi^2*(j^2)/(60^2)*Rs(j)*cos(i*Alpha))*sin(i*Alpha))+((2*pi*j/60)^2*Rs(j)^2*sin(i*Alpha)*c
os(i*Alpha));
    %Für alle Kammern, die ihre positionsabhängigen
    %maximalen Füllmenge überschritten haben. Es ist eine linear
    %genäherter Abnahme der Masse über die Position der Kammer
    %enthalten.
end
end
end

M=sum(M')'; %Zeilensummen der Matrix M(j,i) um die Summe über die
            %Variable i der Kammern zubilden
AM1=M; %für Export des Gewichtsmoments nach Excel

%Plot des Gewichtsmomentverlaufs
figure()
plot(n1,M,'r','Linewidth',2)
grid on
title('Gewichtsmomentverlauf')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('Drehmoment [Nm]')
xlim([0 nCutOut])
hold on

```



Endgültige Berechnung des Gesamtdrehmomentverlaufs

Durch addieren des Impulsmoments und des Gewichtsmoments wird ein Gesamtmomentverlauf berechnet.

```

M=M+F'*(R-0.5*a); %Nm %Zusammenführen von Gewichts- und Impulsmoment

AM=M; %Transponiertes M für Excel-Export
M=M'; %M transformieren

```

```

AF=F*(R-0.5*a); %F transponiert für Excel-Export

%Ermitteln des maximalen Gesamtdrehmoments
Mmax=max(M);

%Plot des Gesamtdrehmomentverlaufes
figure()
plot(n1,M,'r','Linewidth',2)
grid on
title('Gesamtdrehmomentverlauf')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('Drehmoment [Nm]')
xlim([0 nCutOut])
ylim([0 Mmax+0.2*Mmax])
hold on

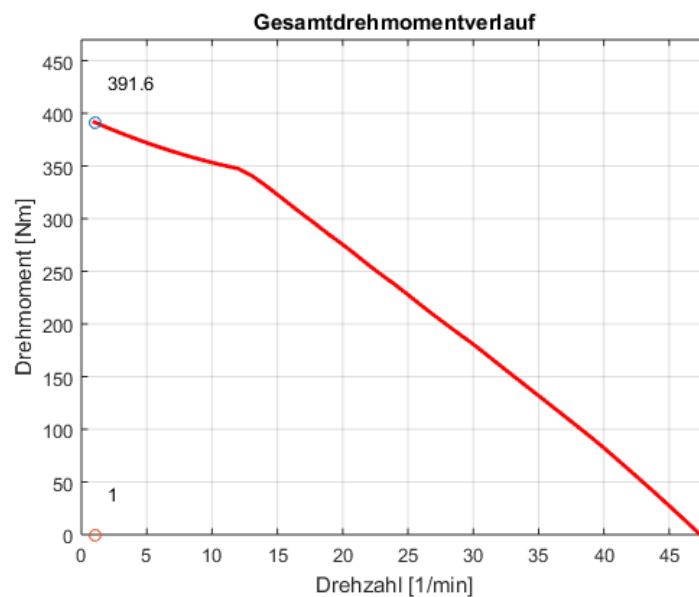
%Plot des maximalen Gesamtdrehmoments
%Runden des Maximum auf eine Dezimalstelle
z1=round(Mmax*10)/10;

nMmax=find(M==Mmax);
var1=nMmax;
var11=var1(1,1);

%Plot des maximalen Gesamtdrehmoments
plot(var11,z1,'o')
strc = cellstr(num2str(z1'));
text(var11+0.02*nCutOut,z1+0.1*Mmax,strc,'horizontalalignment','left')

var12=round(var11*10)/10;
plot(var11,0,'o')
strc2 = cellstr(num2str(var12'));
text(var11+0.02*nCutOut,0.1*Mmax,strc2,'horizontalalignment','left')

```



Berechnung des Leistungsverlaufs

Die Leistung ist abhängig von Drehmoment und Drehzahl

```

P=2*pi/60.*M.*n1;

%Für Export nach Excel
AP=P';

%Ermitteln der maximalen Leistung
Pmax=max(P);
nPmax=find(P==Pmax);

%Ermitteln des Moment bei maximaler Leistung
M_Pmax=M(nPmax);

%Plot des Leistungsverlaufs
figure()
plot(n1,P,'b','Linewidth',2)
grid on
title('Leistungsverlauf')
xlabel('Drehzahl [1/min]')
ylabel('Leistung [W]')
xlim([0 nCutOut])
ylim([0 Pmax+0.2*Pmax])
hold on

%Plot der maximalen Leistung
z2=round(Pmax*10)/10;

var2=nPmax;
var21=var2(1,1);

plot(var21,z2,'o')
strc = cellstr(num2str(z2));
text(var21+0.02*nCutOut,z2+0.1*Pmax,strc,'horizontalalignment','left')

var22=round(var21*10)/10;
plot(var21,0,'o')
strc2 = cellstr(num2str(var22));
text(var21+0.02*nCutOut,0.1*Pmax,strc2,'horizontalalignment','left')

%Bestimmen der Drehzahl des Dimensionierungspunktes
nDim=find(P>=PDim);
nDim=nDim(1,length(nDim));
PDim=P(nDim);
M_PDim=M(nDim);

%Plot des Dimensionierungspunktes
z3=round(PDim*10)/10;

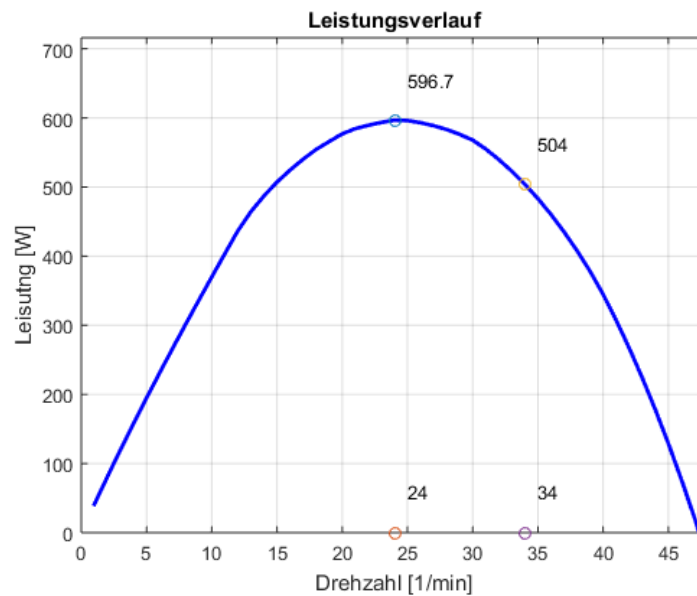
var3=nDim;
var31=var3(1,1);

plot(var31,z3,'o')

```



```
strc = cellstr(num2str(z3'));  
text(var31+0.02*nCutOut,z3+0.1*Pmax,strc,'horizontalalignment','left')  
  
var32=round(var31*10)/10;  
plot(var31,0,'o')  
strc2 = cellstr(num2str(var32'));  
text(var31+0.02*nCutOut,0.1*Pmax,strc2,'horizontalalignment','left')
```



Bestimmung des Wirkungsgrades

Aus dem anfangs berechneten Referenzleistung und der maximalen Leistung kann ein optimaler Wirkungsgrad für das Wasserrad bestimmt werden.

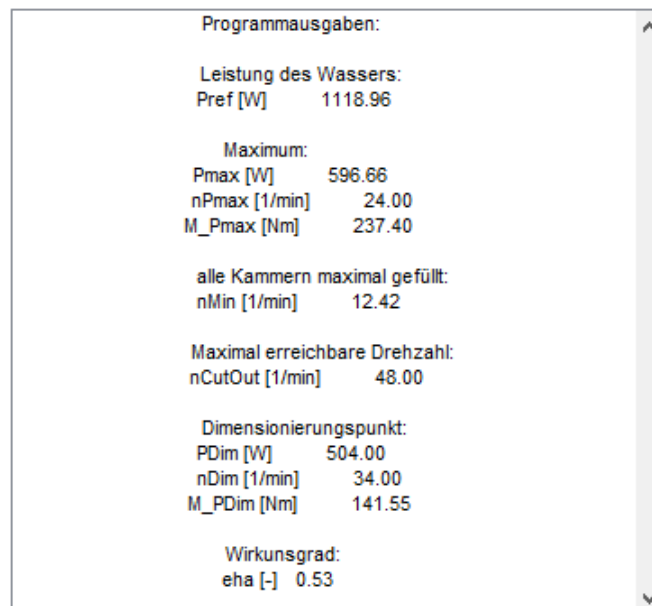
```
Eta=Pmax/Pref; %-
```

Ausgabe interessanter Werte in ein Fenster

Durch diese Funktion werden sowohl die Eingabewerte als auch interessante Ergebnisdaten in ein Fenster ausgegeben.

```
str3 = sprintf('Eingabevariablen:\n\nR [m]\t\t\t%.2f\na [m]\t\t\t%.2f\nB [m]\t\t\t%.2f\nA [-]\t\t\t%.2f\nBetaGrad [°]\t\t\t%.2f\nnd [m]\t\t\t%.4f\nQ_ref [m^3/s]\t\t\t%.4f\nu_ref [m/s]\t\t\t%.2f\nQ [m^3/s]\t\t\t%.4f', R, a, B, A, BetaGrad, d, Q_ref, u_ref, Q);
figure,
uicontrol('Style','edit','min',1,'max',10,...
    'String',[str3],...
    'Enable','inactive',...
    'Units','Normalized','Position',[.2,.1,.65,0.8])

str4 = sprintf('Programmausgaben:\n\nLeistung des Wassers:\nPref [W]\t\t\t%.2f\n\nMaximum: \nPmax [W]\t\t\t%.2f\nnPmax [1/min]\t\t\t%.2f\nM_Pmax [Nm]\t\t\t%.2f\n\nalle Kammern maximal gefüllt: \nnMin [1/min]\t\t\t%.2f\n\nMaximal erreichbare Drehzahl: \nCutOut [1/min]\t\t\t%.2f\n\nDimensionierungspunkt: \nPDim [W]\t\t\t%.2f\nnDim [1/min]\t\t\t%.2f\nM_PDim [Nm]\t\t\t%.2f\n\n Wirkungsgrad: \neha [-]\t\t\t%.2f', Pref, Pmax, nPmax, M_Pmax, nGrenz, nCutOut, PDim, nDim, M_PDim, Eta);
figure,
uicontrol('Style','edit','min',1,'max',10,...
    'String',[str4],...
    'Enable','inactive',...
    'Units','Normalized','Position',[.2,.1,.65,0.8])
```



Eingabevariablen:	
R [m]	0.60
a [m]	0.20
B [m]	0.70
A [-]	24.00
BetaGrad [°]	78.00
d [m]	0.0020
Q_ref [m ³ /s]	0.0900
u_ref [m/s]	1.15
Q [m ³ /s]	0.0900

Ausgabe der Werte nach Excel

Diese Funktionen ermöglichen den automatischen Export der Daten nach Excel. Sie sollten aber nur bewusst aktiviert werden, um nicht versehentlich alte Daten zu überschreiben.

```
%Ausgabe der Variablen nach Excel
%xlswrite('Ausgabe_matlab_150905_svQ.xlsx',v,15,['I8'])

%Ausgabe des Gewichtsmoments nach Excel
%xlswrite('Ausgabe_matlab_150905_svQ.xlsx',AM1,15,['C4'])

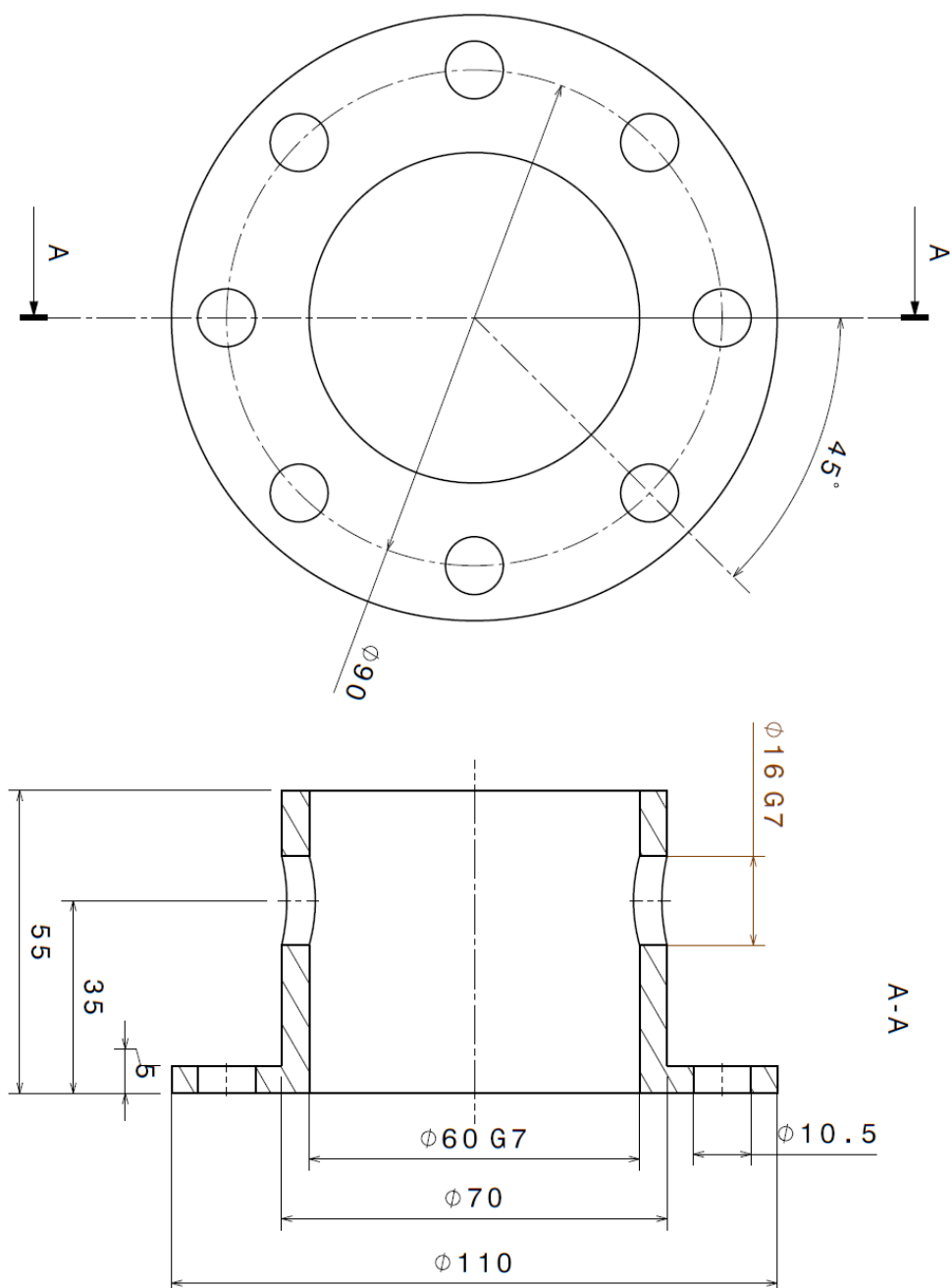
%Ausgabe des Gesamtmoments nach Excel
%xlswrite('Ausgabe_matlab_150905_svQ.xlsx',AM,15,['D4'])

%Ausgabe des Impulsmoments nach Excel
%xlswrite('Ausgabe_matlab_150905_svQ.xlsx',AF,15,['B4'])

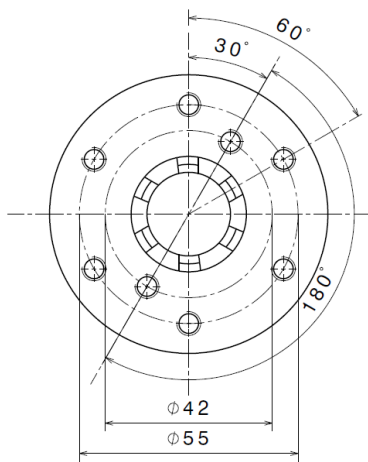
%Ausgabe der Leistung nach Excel
%xlswrite('Ausgabe_matlab_150905_svQ.xlsx',AP,15,['E4'])
```

B) Konstruktionszeichnungen

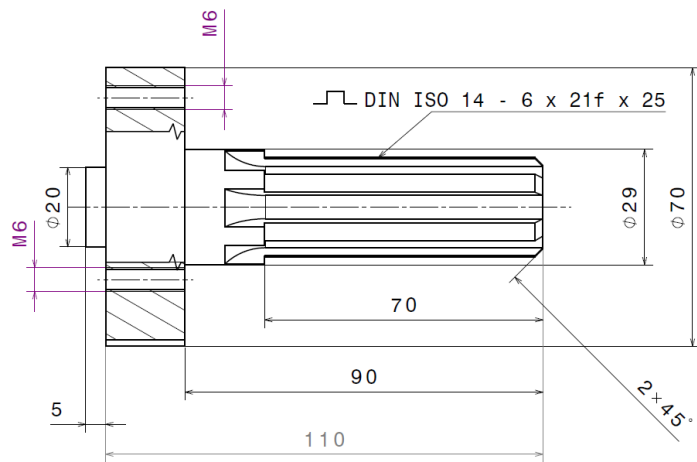
Flansch für die Wasserradwelle



Aufnahme Ritzel-Generator

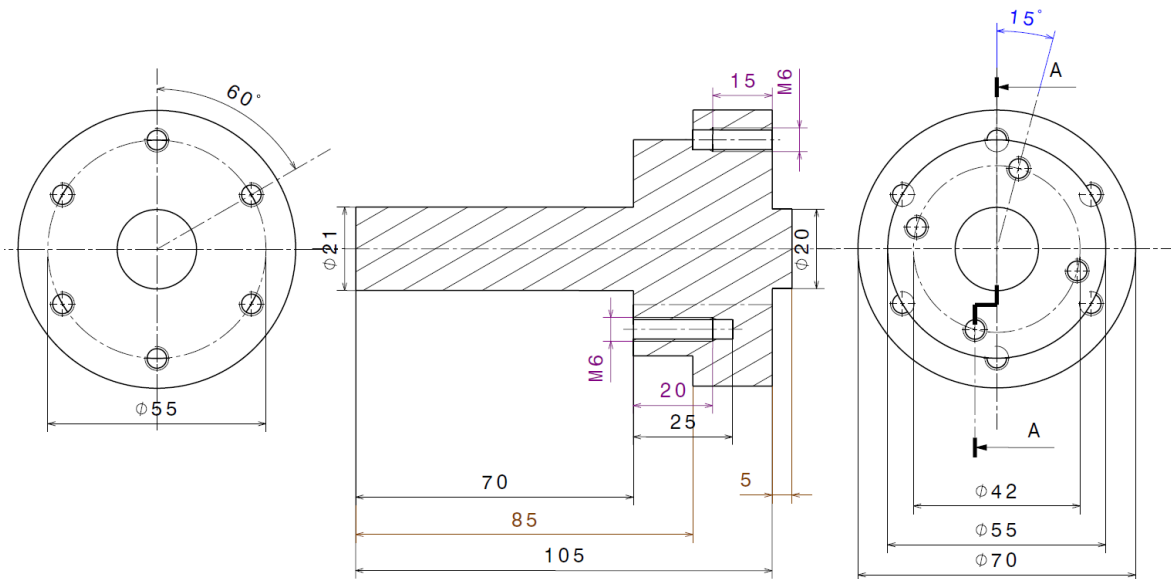


Vorderansicht
Maßstab: 1:1



Seitenansicht links
Maßstab: 1:1

vereinfachte umgesetzte Aufnahme Ritzel-Generator

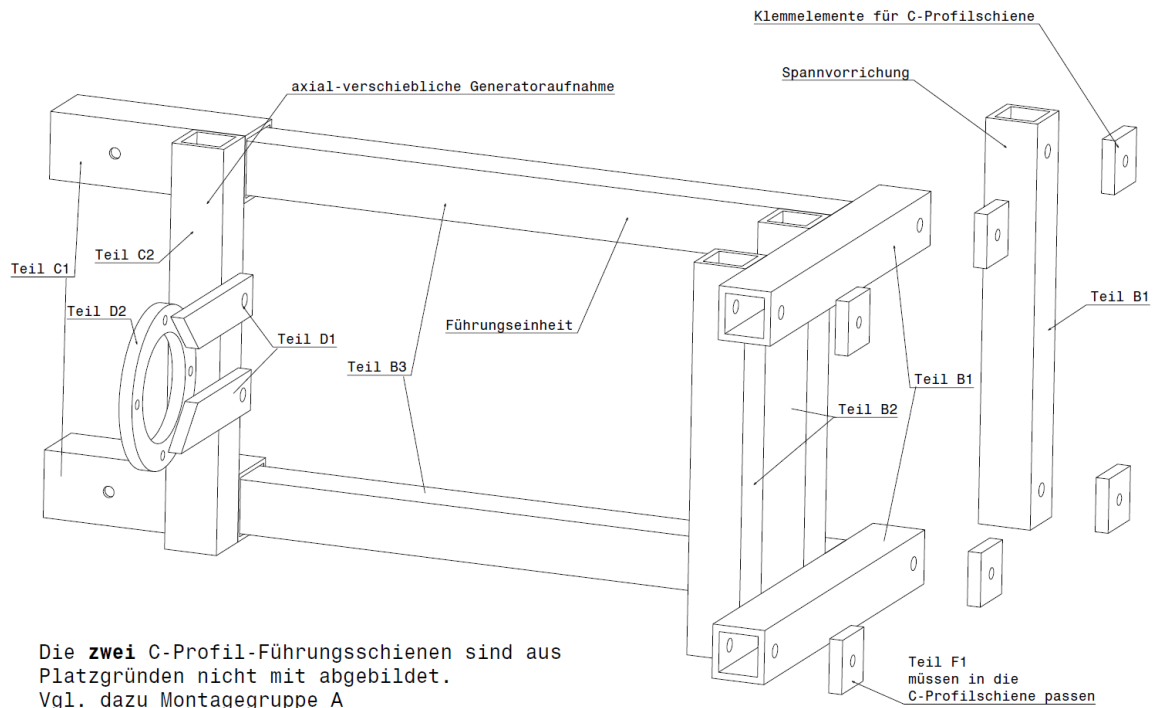


Vorderansicht
Maßstab: 1:1

Schnittansicht A-A
Maßstab: 1:1

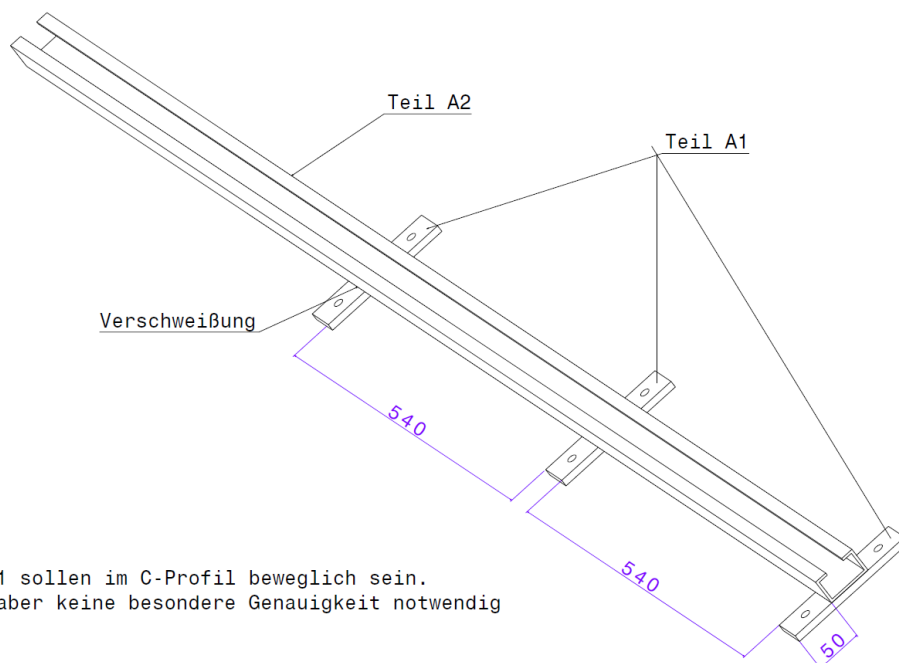
Rückansicht
Maßstab: 1:1

Übersicht Generatorkaufnahme



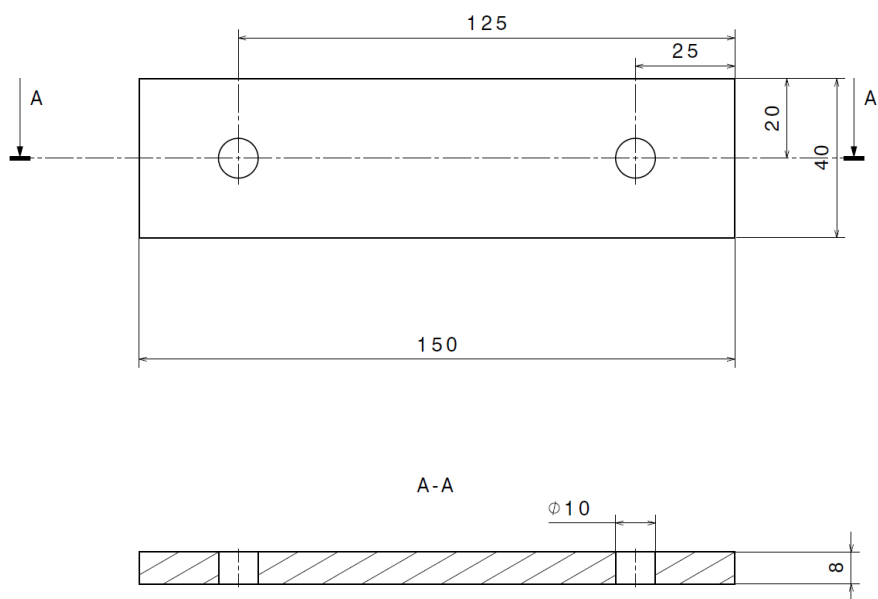
Die **zwei** C-Profil-Führungsschienen sind aus Platzgründen nicht mit abgebildet.
Vgl. dazu Montagegruppe A

Montagegruppe A - Führungsschienen

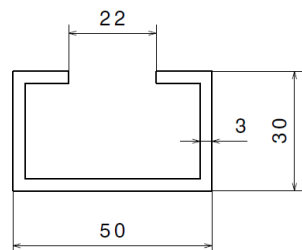


Teile F1 sollen im C-Profil beweglich sein.
Es ist aber keine besondere Genauigkeit notwendig

Bauteil A1

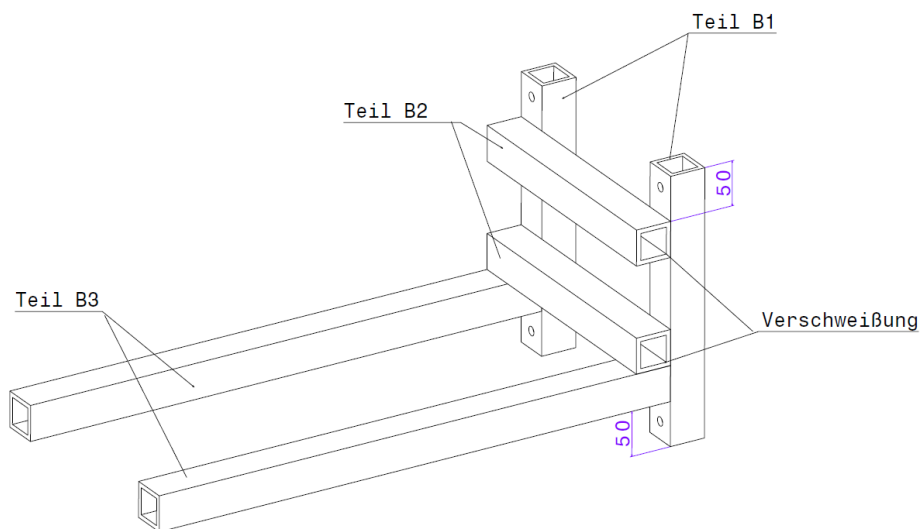


Bauteil A2

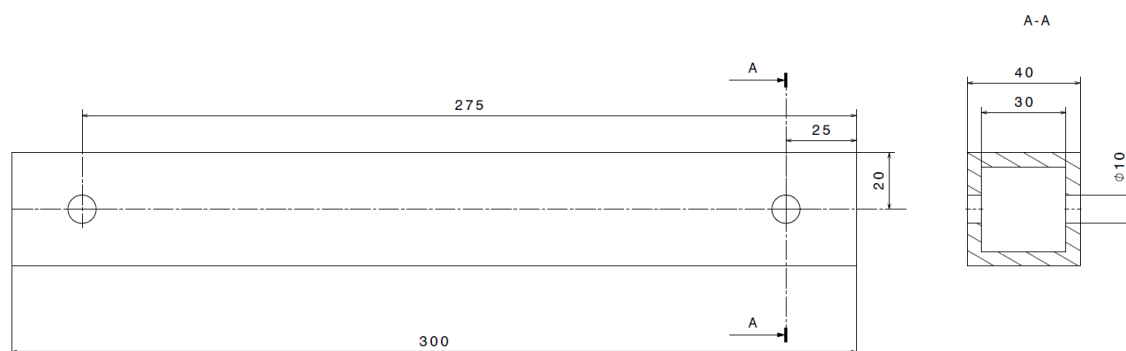


C-Profil als Schiene, Länge 2000mm

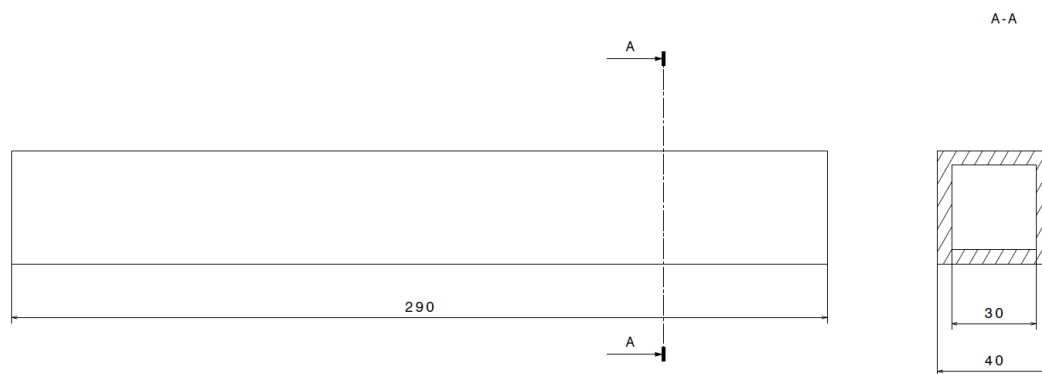
Montagegruppe B



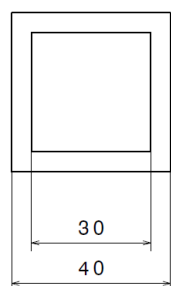
Bauteil B1



Bauteil B2

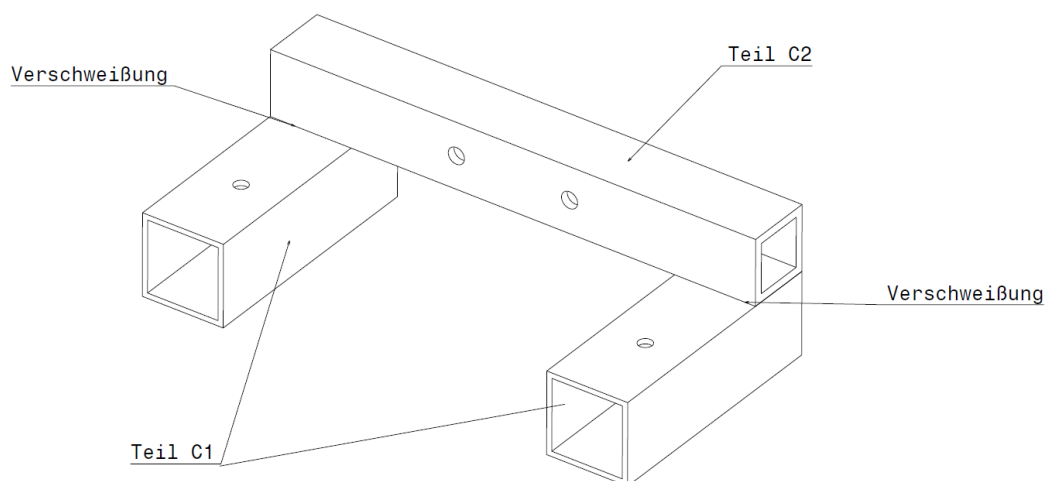


Bauteil B3

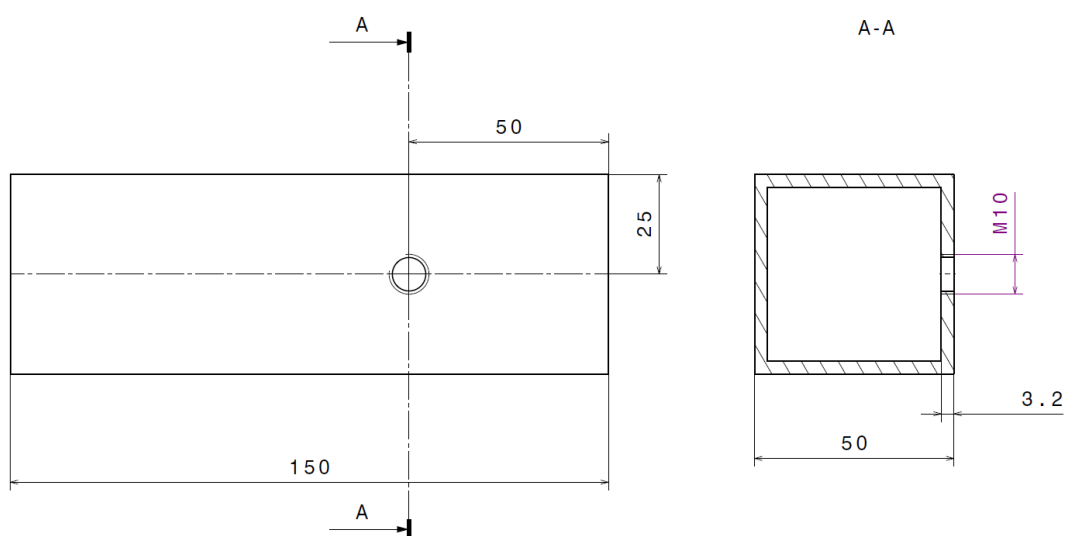


Vierkantprofil mit 600mm Länge

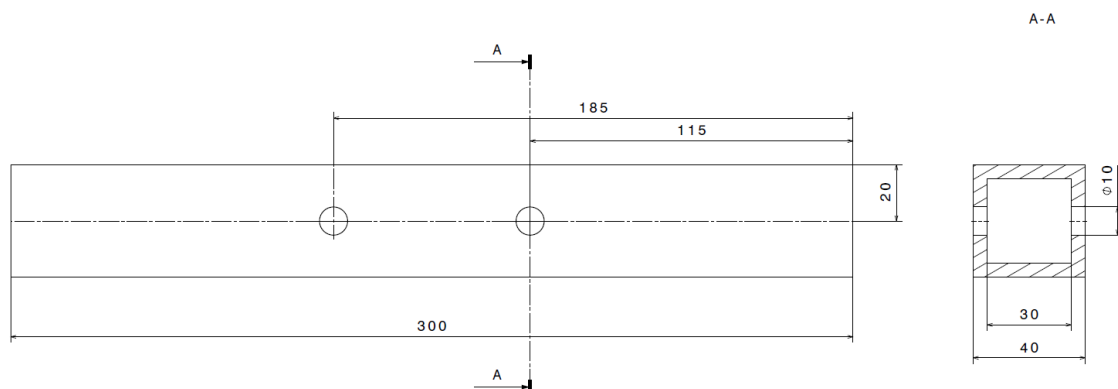
Montagegruppe C



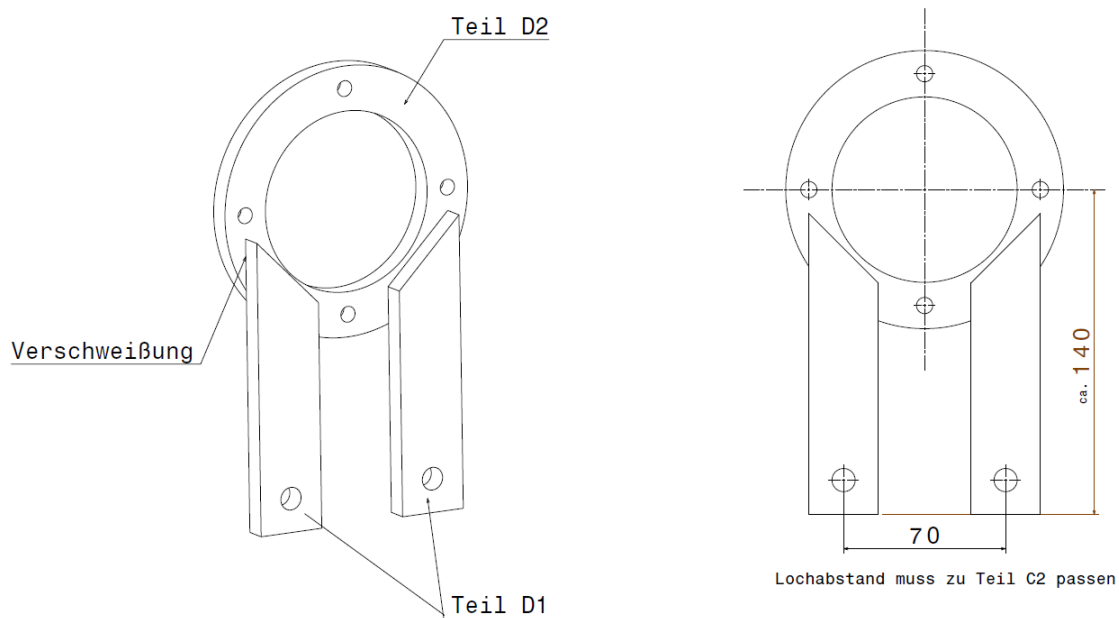
Bauteil C1



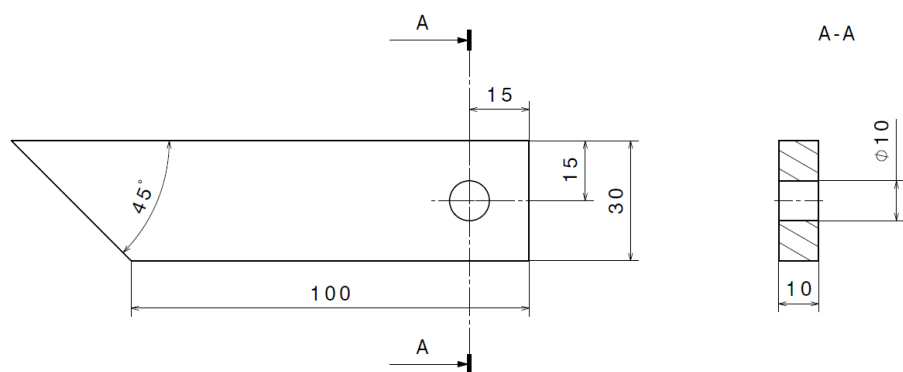
Bauteil C2



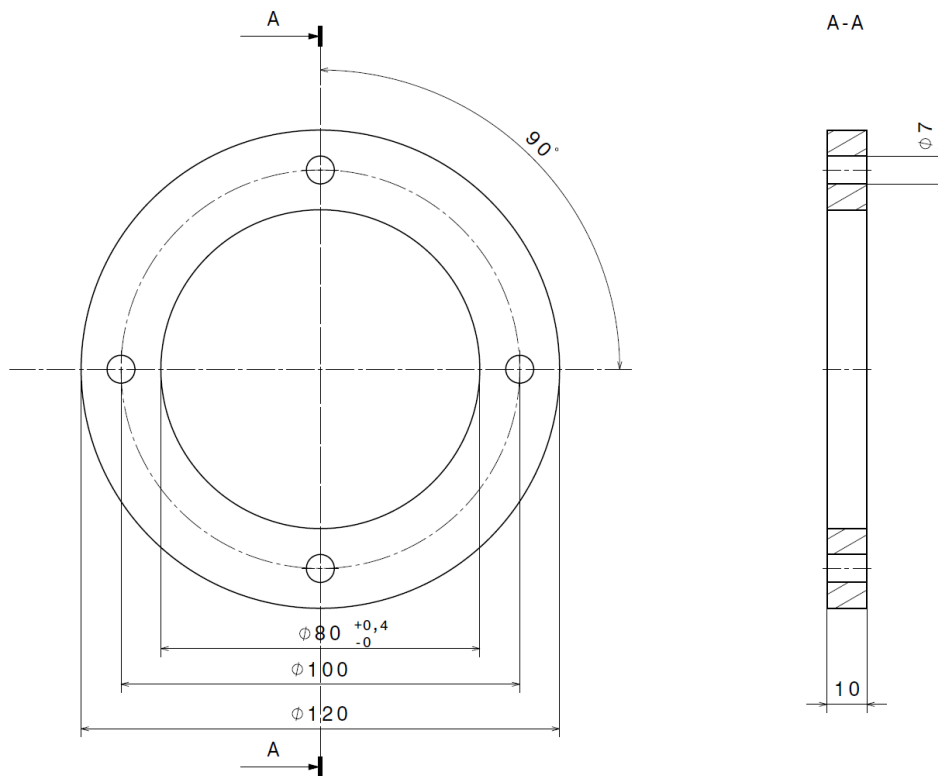
Montagegruppe D



Bauteil D1



Bauteil D2



Bauteil F1

