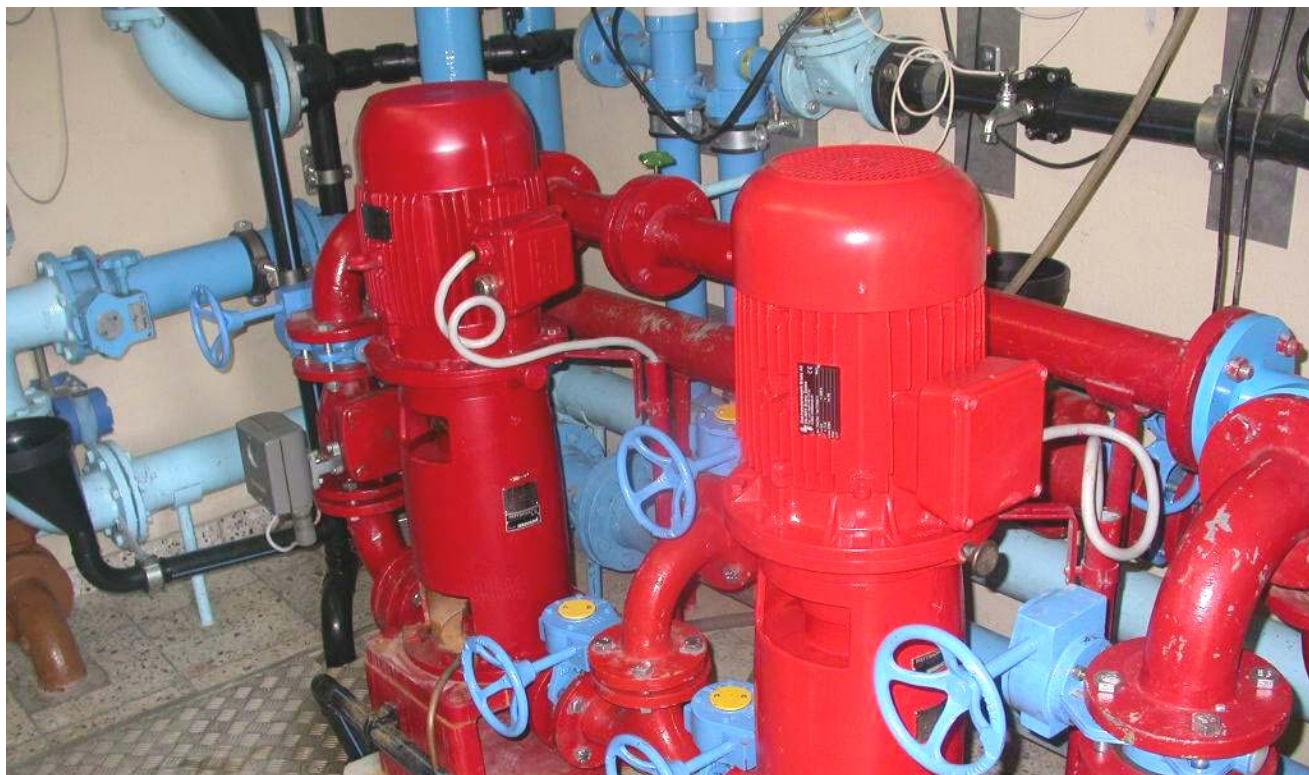


Vorstudie Juli 2004

Energienutzung in geschlossenen Wasserversorgungssystemen

Nutzung der Druckreduzierenergie
in Trinkwasserversorgungen



ausgearbeitet durch

Adrian Bretscher, Bruno Schindelholz

stiftung revita, Ökozentrum Langenbruck

www.revita.ch

Inhaltsverzeichnis

1 Zusammenfassung	2
2 Einleitung	3
3 Offene und geschlossene Systeme	3
3.1 Unterschied offene und geschlossene Systeme	3
3.2 Offene Systeme	4
3.3 Geschlossene Systeme	4
3.4 Übersicht über geschlossene Systeme und mögliche Anlagekombinationen....	5
4 Wahl der geeigneten Maschine	6
4.1 Allgemeines	6
4.2 Verdränger- Maschinen	6
4.3 Strömungsmaschinen	6
4.4 Wahl der geeigneten Maschine.....	10
5 Modifikation der Turbinenanlage	11
5.1 Wirkung einer Luftpolsterung	11
5.2 Erhalt der Luftpolsterung	12
5.3 Lagerung	14
6 Elektromechanische Anlageteile.....	21
6.1 Steuerung	21
6.2 Generator	21
7 Empfehlungen für das weitere Vorgehen.....	22
7.1 Herstellen einer Prototypanlage	22
7.2 Standort für die Pilotanlage festlegen	22
7.3 Planungsvorgaben für die Pilotanlage	22
7.4 Pilotanlage erstellen und Erfolgskontrolle durchführen	23
8 Abbildungsverzeichnis	23
9 Literaturgrundlagen	23

Diese Arbeit ist mit Unterstützung des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

1 Zusammenfassung

Einleitung

Viele Wasserversorgungen beinhalten durch die Höhenunterschiede Energiepotentiale, von denen nur ein Teil für die Wasserversorgung genutzt werden kann.

Quellfassungen werden meist weit oberhalb von Ortschaften gefasst und einem Reservoir zugeführt. Beim Einlauf ins Reservoir wird der Druck in der Quellleitung auf den Umgebungsdruck reduziert. In diesem Fall spricht man von einem offenen System.

In geschlossenen Systemen wird ein unzulässig hoher Druck auf den notwendigen Versorgungsdruck reduziert. Die Druckreduzierenergie wird dabei meist in nicht nutzbare Wärme umgewandelt.

Mit entsprechenden Kraftwerksanlagen im Kleinformat könnte der grösste Teil dieser Energie dem elektrischen Netz zugeführt werden. Die Probleme bei geschlossenen Systemen, liegen dabei im Restdruck nach der Turbinierung, der für die Versorgung der Zone gewährleistet sein muss und in den Druckstößen, verursacht durch die stark schwankenden Wasserbezüge.

Turbine

Die Turbine in geschlossenen Systemen soll Druckstöße reduzieren, den Versorgungsdruck nach der Turbinierung gewährleisten, eine Volumenstromregulierung ermöglichen, einen guten Wirkungsgrad erreichen und kostengünstig in der Herstellung sein.

All diese Anforderungen werden mit der PELTON- Turbine am besten erreicht. Die Probleme mit dem Versorgungsdruck nach der Turbinierung und der Dämpfung von Druckstößen können mit einem Luftpolster gelöst werden.

Luftpolsterung

Ein Luftpolster mit dem geforderten Restdruck im Turbinenraum aufrecht zu erhalten, bedeutet einen bestimmten Aufwand. Dafür dämpft das Luftpolster Druckstöße, verhindert die Wasserreibung am Laufrad, und reduziert zusätzlich das Dichtungsproblem zwischen Welle und Gehäuse.

Typisierung

Bestehende Kraftwerksanlagen werden vorwiegend mit Netzdrehzahlen betrieben. Dies bedeutet meist eine Anpassung der Laufraddurchmesser an die Standortverhältnisse und erfordert dadurch Sonderlösungen.

Die heutige Frequenzumrichter- Technologie ermöglicht den Betrieb von Turbinen bei fast beliebigen Drehzahlen. Dadurch wird eine Standardisierung bei den Turbinen und damit eine Kostensenkung ermöglicht.

Lagerung

Die Turbinierung in geschlossenen Systemen wird vorwiegend im Trinkwasserbereich stattfinden. Den Lagern und ihrer Schmierung soll deshalb besondere Beachtung geschenkt werden.

Die Voraussetzungen für eine hydrostatische Lagerung mit Wasser als Schmiermittel sind vor allem bei Anlagen mit hohem Druck und wenig Volumenstrom gegeben. Die Herstellung der hydrostatischen Lager sind relativ aufwendig, aus diesen Gründen soll bei der Pilotanlage die Eignung von rostfreien Wälzlagern getestet werden.

2 Einleitung

Viele Wasserversorgungen beinhalten Energiepotentiale deren Nutzungen durchaus wirtschaftlichen Charakter haben.

Bei offenen Systemen ist das Potential vor allem in den Quellzuflüssen zu den Reservoiren zu finden. Der Druck, der durch die meist höher gelegene Quellfassung entsteht wird, beim Einlauf ins Reservoir auf Normaldruck reduziert. Die dabei frei werdende Energie kann genutzt werden.

Bei geschlossenen Systemen ist das Potential vor allem bei den Zonenzuflüsse mit überhöhtem Druck zu finden. Dabei wird der überhöhte Druck auf den erforderlichen Versorgungsdruck reduziert. Die Druckreduzierenergie kann dabei genutzt werden.

Bei Zonen mit Reservoiren ist der Versorgungsdruck meist mit der Höhe vom Reservoir gewährleistet, in diesem Fall genügt es, den Zufluss über eine Drossel zu reduzieren.

Zonen ohne Reservoir müssen mit Druckreduzierstationen ausgerüstet werden, die den Zonendruck unabhängig vom Wasserbezug regeln.

Die Nutzung der Druckreduzierenergie in geschlossenen Systemen zur Stromproduktion ist das Ziel dieser Studie.

3 Offene und geschlossene Systeme

3.1 Unterschied offene und geschlossene Systeme

In offenen Systemen wird der Druck auf Normaldruck reduziert, in geschlossenen Systemen auf den Versorgungsdruck.

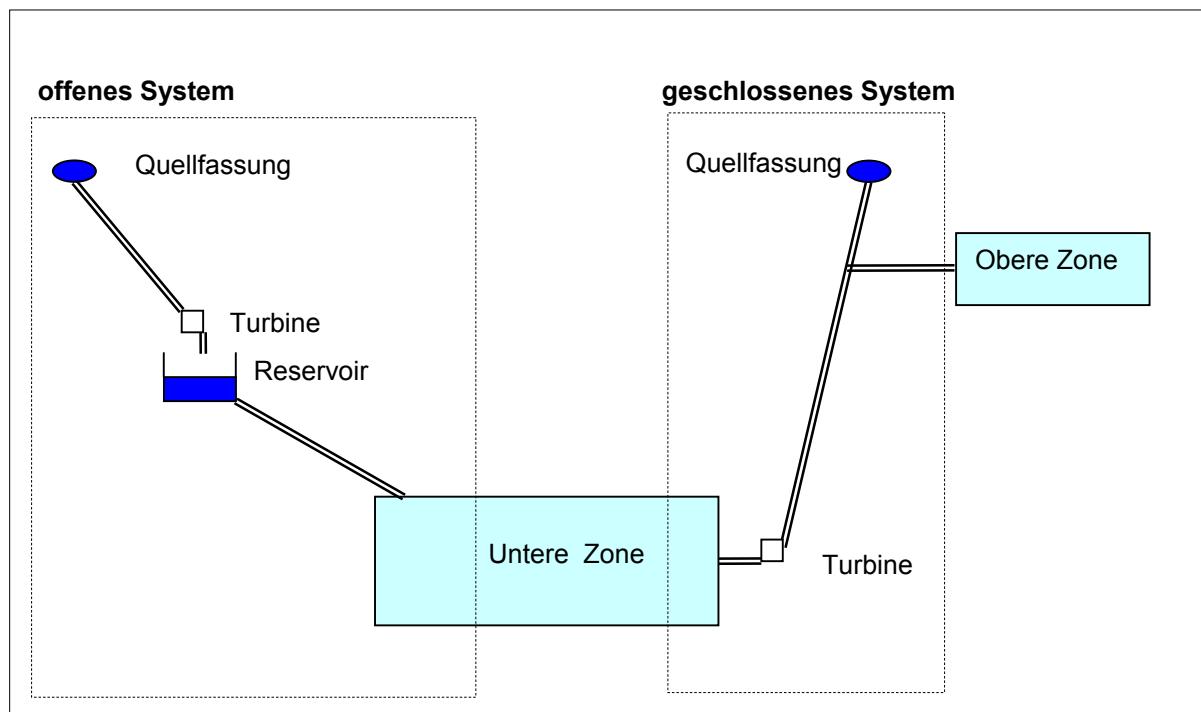


Abbildung 1: Darstellung von offenen und geschlossenen Trinkwassersystemen

3.2 Offene Systeme

Wie bereits erwähnt kann bei den offenen Systemen der gesamte Druck für die Turbinierung genutzt werden. Das Wasser befindet sich nach der Turbinierung in einem drucklosen Zustand. Diese Systeme sind vor allem bei Quellzuflüssen in Reservoirs vorhanden. Mehrere Trinkwasserkraftwerke dieser Art wurden bereits realisiert. Dabei wurden vorwiegend PELTON- Turbinen eingesetzt.

Die Technik zur Nutzung der Energiepotentiale in offenen Systemen ist vorhanden. Im Rahmen dieser Studie werden die offenen Systeme nicht weiter untersucht.

3.3 Geschlossene Systeme

3.3.1 Allgemeines

Bei geschlossenen Systemen kann nur ein Teil vom Druck für die Turbinierung genutzt werden. Der restliche Druck muss für die Versorgung der Zone zur Verfügung stehen.

Dabei kann grundsätzlich zwischen Zonen mit einer Druckbegrenzung z.B. Reservoir und Zonen ohne Druckbegrenzung unterschieden werden.

3.3.2 Zonen mit Druckbegrenzung

Ein Reservoir begrenzt den Druck einer Zone durch seine Höhenlage. Wird durch eine Überdruckleitung mehr Wasser einer Zone zugeführt als benötigt, findet eine Rückspeisung ins Reservoir statt.

Der Druck in der Zone wird dadurch nur unwesentlich erhöht. Solche Zonen können somit problemlos mit einem **konstanten Volumenstrom** versorgt werden.

Einzelne Kraftwerksanlagen für diese Zonen wurden mit Kreiselpumpen realisiert. Die Kreiselpumpe kann in diesem Fall sowohl als Turbine, als auch als Pumpe für die Rückförderung eingesetzt werden. Zum Beispiel als Notversorgung einer höher gelegenen Zone.

3.3.3 Zonen ohne Druckbegrenzung

Bei Zonen ohne Druckbegrenzung muss der Zufluss genau nach dem Abflussdruck geregelt werden.

Der Volumenstrom ist somit variabel.

Wird durch die Überdruckleitung mehr Wasser in die Zone gepresst als bezogen wird, so steigt der Druck rasch an.

In Druckreduzierstationen wird der Zufluss so reguliert, dass in der Abflussleitung möglichst konstanter Druck herrscht.

Bei rasch änderndem Wasserbezug muss nun aber die gesamte Wassermenge in der Leitung entweder beschleunigt oder verzögert werden. Dadurch entstehen dynamische Kräfte, die zu Druckstößen und Schwingungen führen.

Je grösser die Beschleunigung oder Verzögerung in der Wassersäule, umso heftiger die Druckstöße und Schwingungen.

Will man die Druckreduzierenergie in geschlossenen Systemen mit variablem Volumenstrom nutzen, so muss entweder die Turbine unempfindlich gegen Druckstöße sein, und oder die Druckstöße müssen auf ein verträgliches Mass reduziert werden. Zur Vermeidung und Dämpfung von Druckstößen werden in der Praxis langsam schliessende Ventile und Gaspolster eingebaut.

Bei der Wahl der Turbine soll der Druckstossverträglichkeit besondere Beachtung geschenkt werden. Im Anhang 1 wurden Simulationsmodelle für Zonen ohne Druckbegrenzung erarbeitet und simuliert. Dabei wurden zuerst die einzelnen Komponenten und anschliessend das Gesamtsystem erarbeitet. Das Ziel dieser Simulationen ist es, die Vorgänge in geschlossenen Systemen zu erkennen, und Rechnungsmodelle zu erarbeiten, die die Berechnung der geschlossenen Systeme ermöglichen.

3.3.4 Energiepotential in geschlossen Systemen

Eine Studie über die vorhandenen Energiepotentiale mit den nutzbaren Wassermengen und Druckdifferenzen ist noch nicht verfügbar. Augrund der in begrenzten Umfang durchgeföhrten Recherchen schätzen wir, dass 200 bis 300 Anlagen mit nutzbaren Energiepotentialen in der Schweiz vorhanden sind. Die nutzbaren Druckdifferenzen dürfen zwischen 2 und 25 bar liegen. Die Volumenströme sind im Bereich zwischen 200 und 3000 l/min. zu finden.

3.4 Übersicht über geschlossene Systeme und mögliche Anlagekombinationen

Die nachfolgende Übersicht zeigt eine Unterteilung der geschlossenen Systeme und sinnvolle Anlagekombinationen (Turbine, Generator, Steuerung) zur Nutzung der Druckreduzierenergie.

geschlossene Systeme		
Zonen mit Druckbegrenzung (mit Reservoir)	Zonen ohne Druckbegrenzung (ohne Reservoir)	
konstanter Volumenstrom	variabler Volumenstrom	
ohne Rückförderung	mit Rückförderung	ohne Rückförderung
Anlagenkombinationen		
<ul style="list-style-type: none"> - Kreiselpumpe mit Asynchrongenerator und Netzparallelschaltanlage - PELTON- oder FRANCIS-Turbine (modifiziert) mit Asynchrongenerator und Netzparallelschaltanlage - PELTON- oder FRANCIS-Turbine (modifiziert) mit Synchrongenerator, (Permanentmagneten) und Frequenzumrichter 	<ul style="list-style-type: none"> - Kreiselpumpe mit Asynchrongenerator, Netzparallelschaltanlage und Drehrichtungsumkehr oder - Pumpe und Turbine (als getrennte Systeme) 	<ul style="list-style-type: none"> - PELTON- oder FFRANCIS- Turbine (modifiziert) mit Asynchrongenerator, Netzparallelschaltanlage und Durchflussregelung - PELTON- oder FRANCIS- Turbine (modifiziert) mit Synchrongenerator, (Permanentmagneten) Frequenzumrichter und Durchflussregelung

Abbildung 2: Übersicht der geschlossenen Systeme und mögliche Anlagenkomponenten

4 Wahl der geeigneten Maschine

4.1 Allgemeines

Als Kraftmaschinen in geschlossenen Systemen sind grundlegend sowohl Verdränger- als auch Strömungsmaschinen denkbar. Die beiden Maschinengruppen sollen nachfolgend auf ihre Eignung hin beurteilt werden.

4.2 Verdrängermaschinen

Verdrängermaschinen sind Pumpen, oder Motoren, deren Förderleistung proportional mit der Drehzahl zu oder abnimmt.

Darunter fallen folgende Anlagen:

- Drehkolbenpumpe
- Zahnradpumpe
- Kolbenpumpen (axial und radial)
- Flügelzellenpumpe u.s.w.

Diese Pumpen oder Motoren verursachen einen pulsierenden Volumenstrom. Gegenüber den Strömungsmaschinen (Turbinen) sind sie komplizierter im Aufbau. Durch die Reibung in den Dichtflächen wird einerseits die Lebensdauer begrenzt, andererseits der Wirkungsgrad reduziert.

Bei variablem Volumenstrom müssten sie mit Frequenzumrichter betrieben werden. Aus all diesen Gründen eignen sich Verdrängermaschinen weniger für diese Anwendung. Sie sollen im Rahmen dieser Studie nicht weiter untersucht werden.

4.3 Strömungsmaschinen

4.3.1 Allgemeines

Strömungsmaschine oder **Turbinen** (lat. *turbare*, drehen) ("Kreiselmaschine") sind Fluidenergie- Maschinen, die Strömungsenergie in Rotationsenergie umwandeln.

Die Turbinen lassen sich unterteilen in Aktionsturbinen (Gleichdruckturbinen, z.B. PELTON-Turbine, Durchströmturbine) und Reaktionsturbinen (Überdruckturbinen, z.B. FRANCIS- und KAPLAN-Turbinen).

4.3.2 Einsatzgebiet der verschiedenen Strömungsmaschinen

Aus der Fluidmechanik ist bekannt, dass die genaue Lösung komplizierter Strömungsprobleme meist unüberwindliche mathematische Schwierigkeiten bereiten. Aus diesem Grund ist man auf Modellversuche angewiesen. Mit der Ähnlichkeitstheorie werden Modellgesetze erarbeitet, die in Kennzahlen dargestellt werden. Eine der wichtigsten Kennzahlen bei der Wahl der Strömungsmaschinen ist die Radformkennzahl. Der Volumenstrom, die Nettofallhöhe und die Drehzahl werden bei der Berechnung der Radformkennzahl berücksichtigt. Sie gibt Aufschluss darüber, mit welcher Maschinenbauart die besseren Wirkungsgrade zu erreichen sind.

Definition der Radformkennzahl

Die Radformkennzahl ist die Drehzahl einer Turbine in U/min, welche bei einem Gefälle von 1m einen Volumenstrom von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ aufweist. Sie bestimmt im Wesentlichen die Art der einzusetzenden Turbine.

Radformkennzahl

$$n_q = n \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H_n^{3/4}}$$

n = Drehzahl [U/min]
V = Volumenstrom [m³/s]
H_n = Nettofallhöhe [m]

Allgemein gelten für die wichtigsten Turbinentypen die folgenden Radformkennzahlen.

Radformkennzahl	n _q - Bereich
PELTON-Turbine	2 - 20
Durchströmturbinen	10 - 70
FRANCIS- Turbine	20 - 160
KAPLAN-Turbine	90 - 500
Kreiselpumpen	30 - 100

Abbildung 3: Radformkennzahlbereiche für die wichtigsten Turbinentypen und für die Kreiselpumpe.

In Grenzbereichen (Überschneidungen von Turbinentypen) sind noch andere Beurteilungsfaktoren wie Wirtschaftlichkeit, Lärm, variable Wasserstände u.s.w. massgebend.

4.3.3 Vorhandener Einsatzbereich in Wasserversorgungen

Wie bereits in Abschnitt 3.3.4 erwähnt sind die meisten Energiepotentiale in Wasserversorgungen mit Volumenströmen zwischen 200 und 3000 l/min. und im Druckbereich zwischen 2 und 25 bar zu finden. Zusammen mit dem Drehzahlbereich zwischen 750 und 1500 U/min. ergeben sich daraus Radformkennzahlen zwischen 1 und 35 min⁻¹. Dieser Radformkennzahlbereich wird hauptsächlich von der PELTON-Turbine abgedeckt. Im Radformkennzahlbereich zwischen 20 und 35 sind auch Durchströmturbinen, Kreiselpumpen oder FRANCIS-Turbinen einsetzbar.

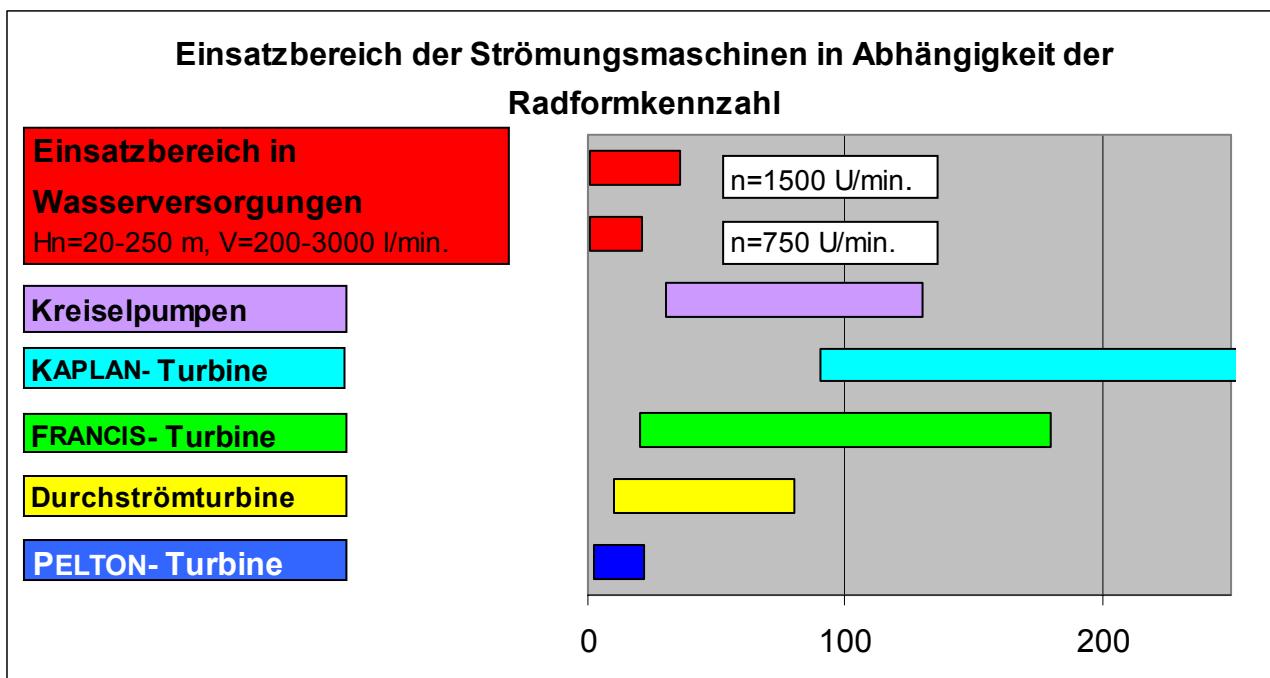


Abbildung 4: Zeigt das Einsatzgebiet der Strömungsmaschinen und den Einsatzbereich in Wasserversorgungen.

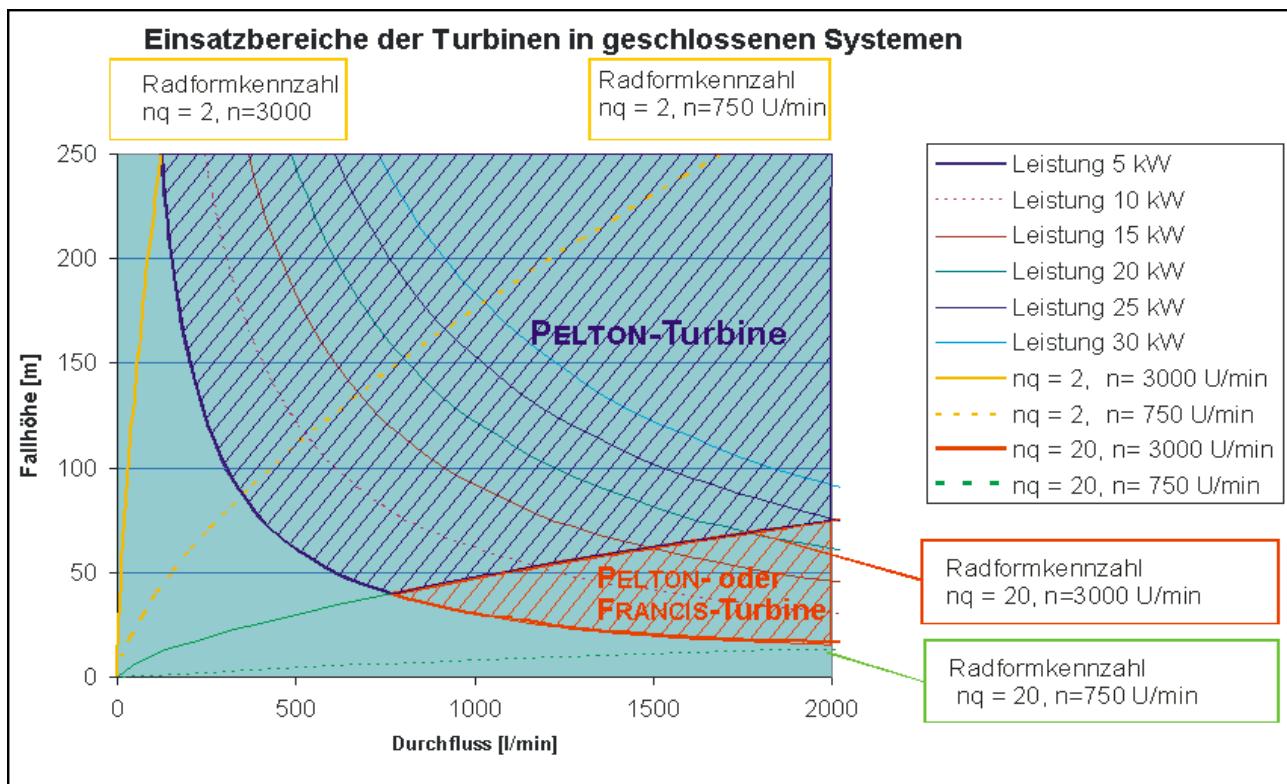


Abbildung 5: Turbinen für den Einsatzbereich in Wasserversorgungen.

4.3.4 Wirkungsgradverlauf der wichtigsten Strömungsmaschine

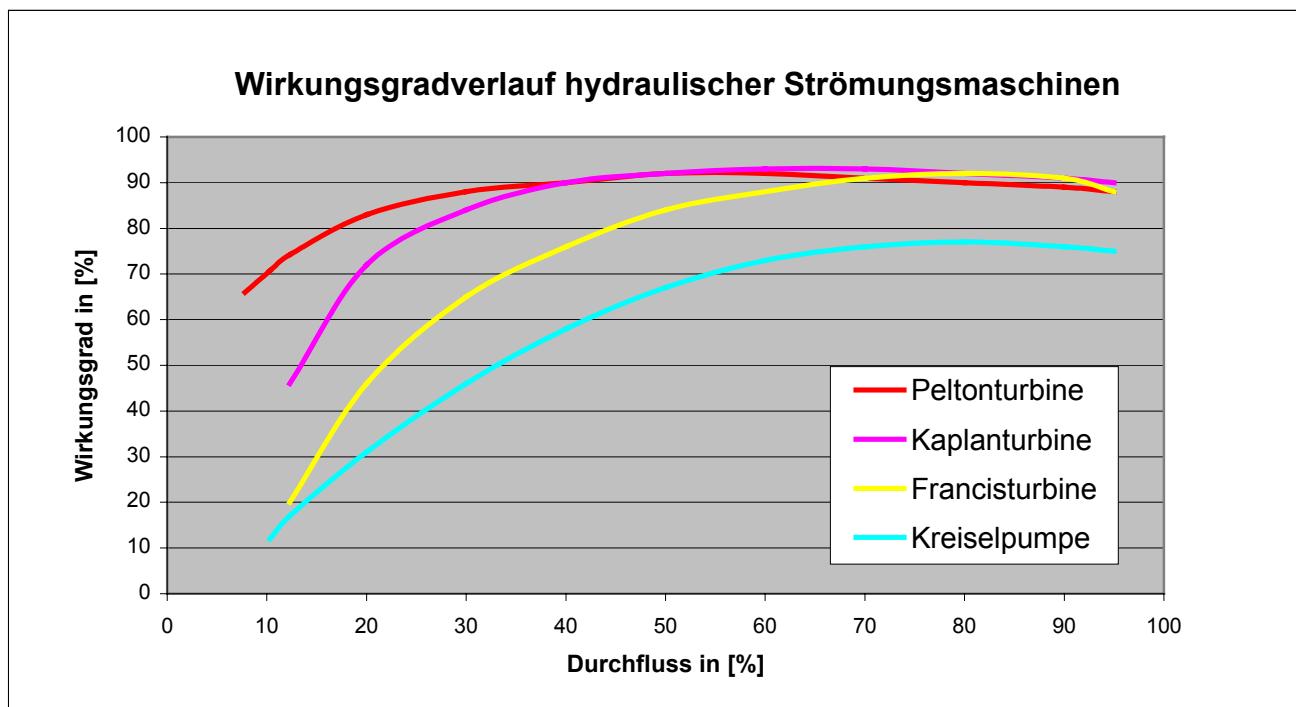


Abbildung 6: Wirkungsgradverlauf der wichtigsten hydraulischen Strömungsmaschinen.

4.3.5 Kreiselpumpe

Wie bereits in Abschnitt 3.2.2 erwähnt, werden Kreiselpumpen teilweise in geschlossenen Systemen mit konstantem Volumenstrom als Turbine eingesetzt. Mit kleiner werdenden Volumenströmen und zunehmenden Fallhöhen nimmt der Wirkungsgradverlauf ab. ($n_q < 20 \text{ min}^{-1}$)

Der Grund liegt in der zunehmenden Flüssigkeitsreibung, verursacht durch die zunehmende Umfangsgeschwindigkeit und die im Verhältnis grössere Reibfläche in der Kreiselpumpe.

Grössere Fallhöhen erfordern für den Druckaufbau grössere Umfangsgeschwindigkeiten. Dies wird mit grösseren Laufrädern und Drehzahlen erreicht.

Um die Reibung und die Baumasse zu reduzieren, werden in der Praxis bei grossen Fallhöhen und kleinen Volumenströmen oft mehrstufige Pumpen eingesetzt.

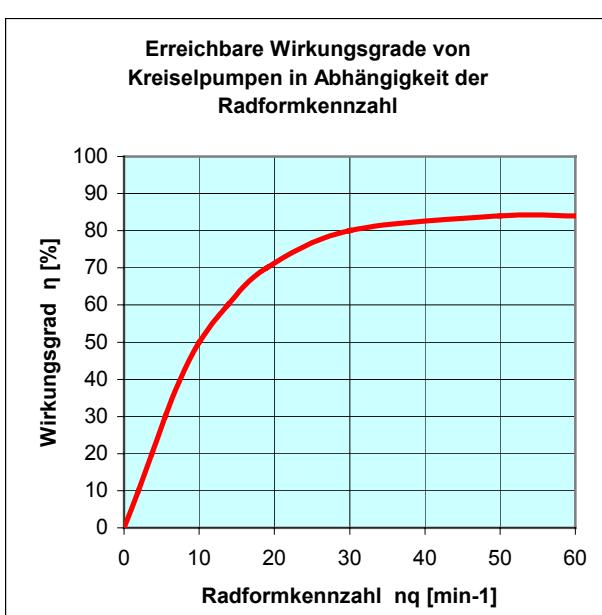


Abbildung 7: Erreichbare Wirkungsgrade von Kreiselpumpen in Funktion der Radformkennzahl.

4.3.6 PELTON- Turbinen

Das Einsatzgebiet der PELTON- Turbinen liegt im Radformkennzahlbereich zwischen 2 und 20. Nach den Untersuchungen von Keyl-Häckert Abbildung 8, erreichen PELTON-Turbinen die besten Wirkungsgrad im Radformkennzahlbereich zwischen 3 und 5 min⁻¹.

Grössere Volumenströme können auf bis zu 6 Düsen aufgeteilt werden.

Die Formel für die Berechnung der Radformkennzahl lautet dann:

$$n_q = n \cdot \frac{\left(\frac{\dot{V}}{i}\right)^{1/2}}{H_n^{3/4}}$$

- | | |
|-----------------------|---------------------|
| n = Drehzahl | [U/min] |
| V = Volumenstrom | [m ³ /s] |
| H_n = Nettofallhöhe | [m] |
| i = Anz. Düsen | [Stk.] |

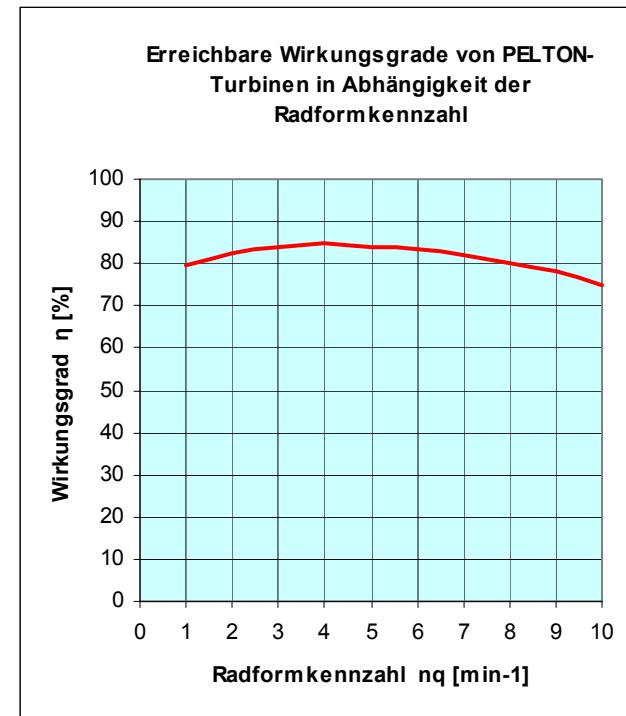


Abbildung 8: Wirkungsgrade der PELTON-Turbinen in Funktion der Radformkennzahl nach Keyl-Häckert.

4.4 Wahl der geeigneten Maschine

Bei offenen Systemen bestimmen vor allem die Nettofallhöhe und der Volumenstrom die Art der einzusetzenden Turbine.

Wir gehen davon aus, dass in geschlossenen Systemen die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie in offenen Systemen angewendet werden können.

Bei geschlossenen Systemen tritt anstelle der Nettofallhöhe die nutzbare Druckdifferenz. Sie berechnet sich:

$$\Delta p_n = p_{zu} - \Delta p_v - p_{ab}$$

Daraus kann die Nettofallhöhe berechnet werden.

$$H_n = \frac{\Delta p_n}{\rho \cdot g}$$

Δp_n	= nutzbare Druckdifferenz	[N/m ²]
p_{zu}	= statischer Druck vor der Turbine	[N/m ²]
Δp_v	= Druckverlust in der Rohrleitung	[N/m ²]
p_{ab}	= Druck in der Abflussleitung	[N/m ²]
H_n	= Nettofallhöhe	[m]
ρ	= Dichte von Wasser	[kg/m ³]
g	= Erdbeschleunigung	[m/s ²]

Die Wahl der Turbine für geschlossene Systeme kann somit ähnlich wie bei offenen Systemen erfolgen. Aufgrund der Radformkennzahl, dem Wirkungsgradverlauf und der Regelbarkeit eignet sich die PELTON-Turbine vor der FRANCIS-Turbine am besten für dieses Einsatzgebiet. Das Laufrad der PELTON-Turbine müsste jedoch frei von Flüssigkeitsreibung gehalten werden können.

Ein Luftpolster im Laufrad- und Generatorraum würde:

- Druckstöße dämpfen und Schläge auf das Laufrad weitgehend vermieden.
- Leckverluste durch die Wellendichtung mit einem luftdichten Generatorgehäuse verhindern.

Über eingegossene elektrische Kontakte kann die Energie aus dem Druckgehäuse abgeführt werden.

Aus den angestellten Überlegungen schlagen wir vor, für die Pilotanlage eine **PELTON- Turbine mit einem Luftpolster einzusetzen.**

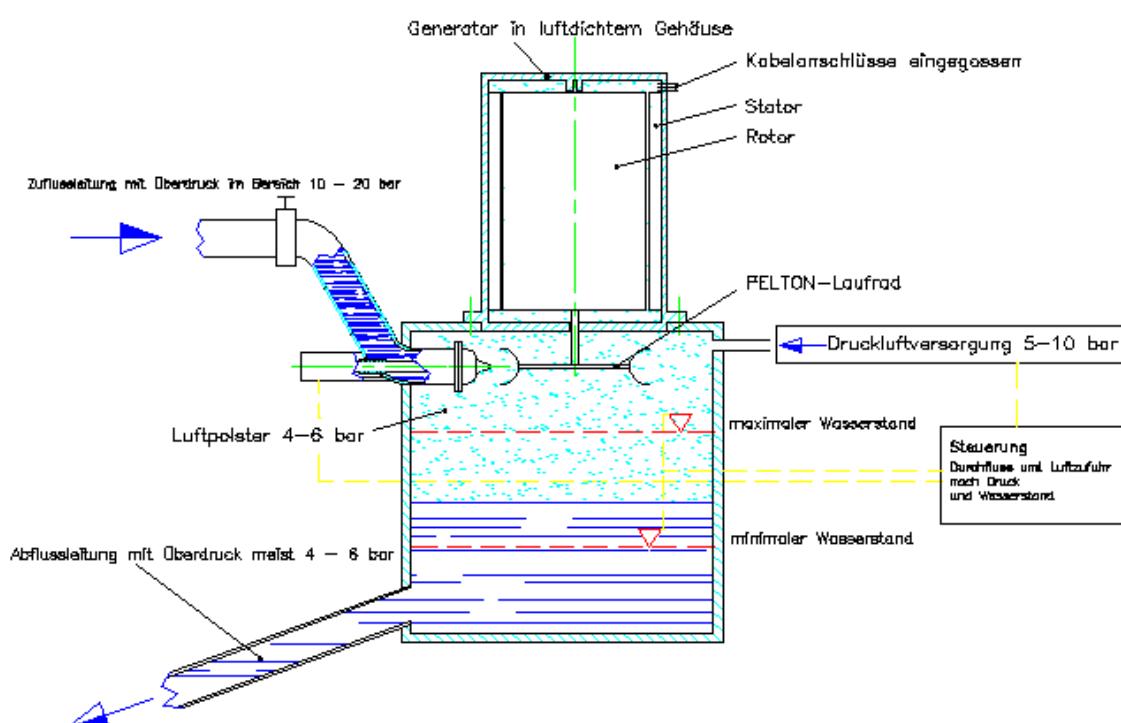


Abbildung 9: PELTON- Turbine mit Luftpolsterung schematisch.

5 Modifikation der Turbinenanlage

5.1 Wirkung einer Luftpolderung

5.1.1 Druckstösse

Mit der Turbinereinrichtung wird die Wasserleitung in einen zufliessenden Bereich und einen abfliessenden Bereich unterteilt. Die Gefahr einer Übertragung der Druckstösse von einem Bereich auf den andern wird durch das Luftpolder reduziert.

Druckstösse in der Zuflussleitung können durch die rasch schliessenden Düsen verursacht werden. Die Schwierigkeit bei der Durchflussregelung mit der Düse besteht darin die richtige Geschwindigkeit für die Düsenneedle zu finden. Wird Sie zu schnell bewegt, entstehen Druckstösse in der Zuflussleitung. Wird sie zu langsam bewegt entsteht ein Über- oder Unterdruck in der Abflussleitung. Die Druckerhöhung in der Zuflussleitung in Funktion der Schliesszeit kann nach "JOUKOWSKY" ungefähr berechnet werden.

$$\Delta p \approx \frac{\rho \cdot L \cdot v}{t}$$

Druckerhöhung	Δp	\approx	$\frac{\rho \cdot L \cdot v}{t}$
	Δp	=	Druckerhöhung [N/m ²]
	ρ	=	Dichte von Wasser [Kg/m ³]
	L	=	Leitungslänge [m]
	v	=	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
	t	=	Schliesszeit [s]

Die kleinstmögliche Schliesszeit der Düse ist somit, unter anderem, direkt abhängig von der zulässigen Druckerhöhung. Druckstösse in der Abflussleitung werden durch die Wasserbezüger verursacht. Ihre Entstehung kann mit der Turbinereinrichtung nicht beeinflusst werden, nur die Übertragung auf die Zuflussleitung.

5.1.2 Luftreibung unter erhöhtem Druck

Durch den überhöhten Druck im Luftpolder wird die Luftreibung am Laufrad und am Rotor erhöht. Sie nimmt proportional mit der Dichte (Druck) zu. Bei der Umfangsgeschwindigkeit erhöhen sich die Reibungsverluste sogar mit der 3. Potenz.

Sie ist direkt abhängig von der Nettofallhöhe und kann nicht verändert werden.

Vergleich:

Dichte der Luft bei Normaldruck	und 10°C,	1.247	kg/m ³
Dichte der Luft bei 6 bar	und 10°C,	7.483	kg/m ³
Dichte von Wasser		1000	kg/m ³

Beispiel:

Eine PELTON-Turbine mit folgenden Daten.

Nettofallhöhe	H_n	=	60	m
Volumenstrom	V	=	1000	l/min.
Leistung (ohne Verluste)	P	=	9800	W
Strömungsgeschwindigkeit	v	=	34.3	m/s
Umfangsgeschwindigkeit am Laufrad (45% von v)	v_u	=	15.4	m/s

Die ungefähren Luftreibungsverluste, (Strömungsleistung) am Laufrad können mit der Formel für die Strömungsleistung berechnet werden. Dadurch, dass die Laufradschaufeln sehr nahe beieinander liegen und die Laufradnabe nicht mit einbezogen wurde, können die Ergebnisse nur als Richtwerte betrachtet werden.

Strömungsleistung:

$$P_s = c \cdot A \cdot n \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_u^3$$

P_s	~	36 W (bei Normaldruck)
P_s	~	216 W (bei 6 bar)

c = Widerstandsbeiwert	0.3	[-]	(Annahme)
A = Schaufelfläche	0.0025	[m ²]	(Annahme)
n = Anz. Schaufeln	21	[Stk.]	

Die Luftreibungsverluste betragen ~ 2.3 % bei Normaldruck, und ~13.8 % bei 6 bar.

Wir erwarten somit bei geschlossenen Systemen eine Wirkungsgradeinbusse durch den erhöhten Luftdruck um ~ 10 -15 %.

5.2 Erhalt der Luftpolsterung

5.2.1 Allgemeines

Damit die Funktion der Turbine gewährleistet werden kann, muss die Luftmenge im Polster konstant gehalten werden. Durch das Erfassen von Druck und Volumen kann die Luftmasse unter Annahme einer konstanten Temperatur berechnet und die Luftzufuhr geregelt werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, mit einer einstellbaren aber konstanten Luftzufuhr und einem Luftablassventil das Volumen konstant zu halten.

5.2.2 Lufteintrag

Der Lufteintrag durch das zufließende Wasser genügt vermutlich nicht um den Luftaustausch zu kompensieren. Drei Möglichkeiten für den Lufteintrag zur Kompensation sind denkbar.

- Kompressor (konventionell)
- Rohrkompressor (Wasser-Luftpumpe)
- Wasserstrahlpumpe (könnte eine kostengünstige Lösung sein)

Wir schlagen vor bei der Pilotanlage einen konventionellen Kompressor einzusetzen. Über ein gesteuertes Ventil soll die notwendige Luftmenge zugeführt werden. Erst nach gewonnenen Erfahrungen mit der Pilotanlage soll nach Bedarf über die Entwicklung kostengünstiger Lufteintragsmöglichkeiten entschieden werden.

5.2.3 Luftaustausch

Durch das abfliessende Wasser werden vermutlich Luftteilchen entweder gelöst in Wasser oder in Form von Blasen ausgetragen. Dies führt zu einem Abbau der Luftpolsterung. Der Luftaustausch ist vorwiegend abhängig von der Menge der Luftblasen, die durch das abfliessende Wasser mitgerissen werden.

Daher gilt:

- Die Restenergie im einströmenden Wasser soll möglichst gering sein, damit wenig Blasen im abströmenden Wasser erzeugt werden.
- Für die Ausgasung muss genügend Zeit zur Verfügung stehen. Dies bedeutet, die Ausgasungsgeschwindigkeit muss grösser sein als die Abströmgeschwindigkeit.

Grenzgeschwindigkeit für die Ausgasung

Aus theoretischen Betrachtungen der Bewegung einer Luftblase in einer Druckrohrleitung, gekoppelt mit Modellversuchen, wurde eine Gleichung entwickelt, die eine Grenzgeschwindigkeit v_s zum Austrag von Luftblasen berechnet.

$$v_s = \sqrt{1.5 \cdot g \cdot \frac{d \cdot \sin \alpha}{(1.64 \cdot \sin \alpha + 0.06)}}$$

d = Leitungsdurchmesser
 α = Neigung der Abflussleitung
g = Erdbeschleunigung

[m]
[90°]
[9.81 m/s²]

(Gleichung Aigner/Thumernicht 2002)

Strömungsgeschwindigkeit in der Ausgasleitung

$$v = \frac{\dot{V} \cdot 4}{d^2 \cdot \pi}$$

\dot{V} = Volumenstrom

[m³/s]

Mit diesen beiden Formeln kann der Mindestdurchmesser der Abflussleitung für die Ausgasung durch gleichsetzen der Strömungsgeschwindigkeiten $v_s = v$ berechnet werden.

$$d_{\min} \geq \sqrt[5]{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot \sqrt{\frac{1.5 \cdot g \cdot \sin \alpha}{(1.64 \cdot \sin \alpha + 0.06)}}}}$$

Luftverluste durch die Wellendurchführung

Damit Luftverluste bei der Wellendurchführung vermieden werden können, muss entweder der Generator mit einem luftdichten Gehäuse ausgerüstet werden, oder eine Wellendichtung verhindert den Luftaustritt.

Ein hydrostatisches Lager mit Wasserschmierung ist auch als luftdichte Wellendurchführung denkbar. Nachteilig dabei ist, dass durch die Spaltverluste entstehende Leckwasser. Aufgrund des Druckverlustes, kann es nicht über die Abflussleitung abgeführt werden.

5.2.4 Luftvolumen

Das Luftpolster verhindert das Abbremsen vom Laufrad durch das abfliessende Wasser. Eine Berührung des Laufrades durch das abfliessende Wasser darf auch bei Druckschwankungen nicht erfolgen. Aus diesem Grund soll der kompressible Teil vom Luftvolumen genügend gross gewählt werden.

Die Volumen und Druckverhältnisse können wie folgt berechnet werden.

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

p_1 = Normaldruck abfliessendes Wasser [N/m²]
 V_1 = Volumen bei Normaldruck [m³]
 p_2 = Maximaldruck bei Druckstößen [N/m²]
 V_2 = Volumen bei Maximaldruck [m³]

Bei rasch änderndem Volumenstrom in der Abflussleitung kann das Luftpulster als Puffervolumen genutzt werden. Dadurch kann der Zufluss zur Vermeidung von Druckstößen, dosiert geregelt werden.

5.3 Lagerung

5.3.1 Wälzlagern

Durch den Einsatz in Trinkwasserversorgungen, sind bei der Lagerung der Turbine- und Generatorwellen die Vorschriften für die Lebensmittelherstellung zu beachten. Öle, Fette oder andere gebräuchliche Schmiermittel sind nur bedingt zugelassen.

In geschlossenen Systemen und Turbinen mit einem Generator im Druckgehäuse findet zwischen Turbinen- und Generatorraum durch die Druckschwankungen ein Luftaustausch statt. Dadurch kann feuchte Luft in den Generatorraum eindringen.

Für feuchte Einsatzbedingungen sind auf dem Markt rostfreie Lager bis zum Wellendurchmesser 50 mm, in Standardausführung erhältlich. Die Schmierung dieser Lager kann mit einem speziellen, lebensmittelverträglichen Schmierfett erfolgen.

Wir schlagen vor, die Pilotanlage mit diesen Lagern auszurüsten. Sollten diese Lager den Anforderungen nicht genügen, kann möglicherweise eine hydrostatische Lagerung in Betracht gezogen werden.

5.3.2 Hydrostatische Lagerung

Allgemeines

In genügender Menge und mit dem Druck der Zuflussleitung steht Wasser als Schmiermittel zur Verfügung. Aus diesem Grund und für eine allfällige Wellendichtung, soll im folgenden Abschnitt die Eignung einer hydrostatischen Lagerung mit Wasserschmierung untersucht werden.

Grundlagen, Funktionsprinzip

Der grundsätzliche Aufbau einer hydrostatischen Führung ist in der Abbildung 8 dargestellt.

Der Wasserdruck vor der Drosselstelle 1 wird über die beiden Drosselstellen 1 und 2 abgebaut.

Die Drosselstelle 1 wird als Kapillardrossel

R_K bezeichnet, die Drosselstelle 2 als Taschendrossel R_T .

Das optimale Drosselverhältnis ξ liegt bei 1.

$$\xi = \frac{R_K}{R_T} = 1$$

Steigt die Lagerbelastung F , so nimmt der Lagerspalt h ab und der Taschendruck steigt. Dadurch wird das Kräftegleichgewicht wieder hergestellt.

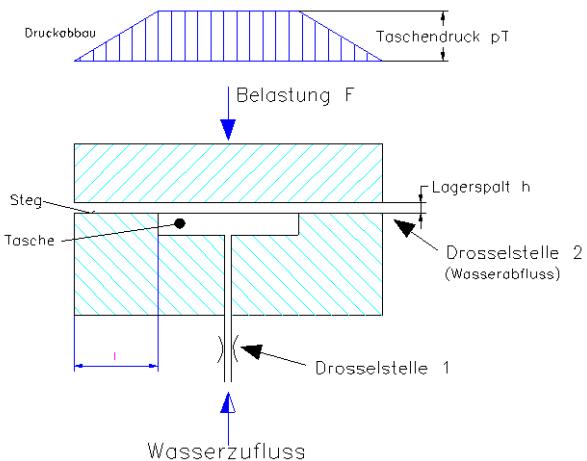


Abbildung 10: Hydrostatische Lagertasche. (schematisch)

Die Durchflussmenge kann nach dem Hagen-Poiseuille'sches Gesetz berechnet werden.

$$Q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l}$$

Q	=	Volumenstrommenge	[m ³ /s]
Δp	=	Druckabfall	[N/m ²]
b	=	Breite des Spaltes, quer zur Strömungsrichtung	[m]
h	=	Lagerspalthöhe	[m]
η	=	dynamische Viskosität	[Ns/m ²]
l	=	Länge des Spaltes h in Strömungsrichtung	[m]

Darin gelten die Kenngrößen:

Der hydraulische Taschenwiderstand R_T berechnet sich:

$$R_T = \frac{\Delta p_T}{Q} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot h^3}$$

Der Kapillarenwiderstand R_K berechnet sich:

$$R_K = \frac{\Delta p_K}{Q} = \frac{8 \cdot \eta \cdot l_K}{\pi \cdot r_K^4}$$

Δp_K	=	Druckabfall in der Kapillar- drossel	[N/m ²]
l_K	=	Länge vom Kapillarrohr	[m]
r_K	=	Kapillarenradius	[m]

Bei unterschiedlichen Abströmlängen wird für die Berechnung des Taschenwiderstandes R_T , der Volumenstrom aufgeteilt in Q_1 und Q_2 .

Es gelten für den gesamten Taschenwiderstand mit 2 parallelen Widerständen R_1 und R_2 die elektrischen analogen Schaltbilder.

$$R_T = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$$

$$R_1 = \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot \frac{l_1}{2 \cdot B_e}$$

$$R_2 = \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot \frac{l_2}{2 \cdot L_e}$$

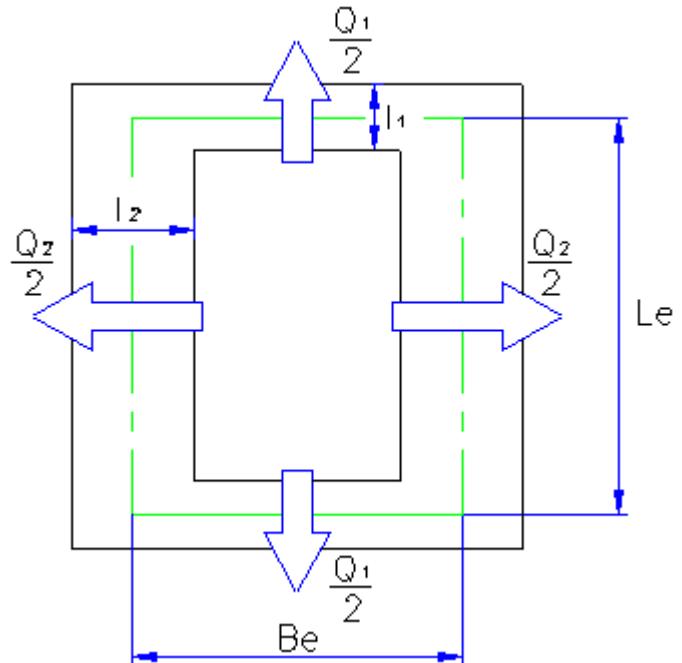


Abbildung 11: Lagertasche mit unterschiedlichen Abströmlängen

Daraus berechnet sich der gesamte Taschenwiderstand mit unterschiedlichen Abströmlängen R_T .

$$R_T = \frac{12 \cdot \eta}{h^3 \cdot 2} \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{(Le \cdot l_1 + Be \cdot l_2)} = \frac{p_T}{Q}$$

5.3.3 Radiallager

Druckaufbau

Den Druckverlauf eines zylindrischen Radiallagers mit vier Taschen ohne Rücklaufnuten zwischen den Taschen zeigt Abbildung 12.

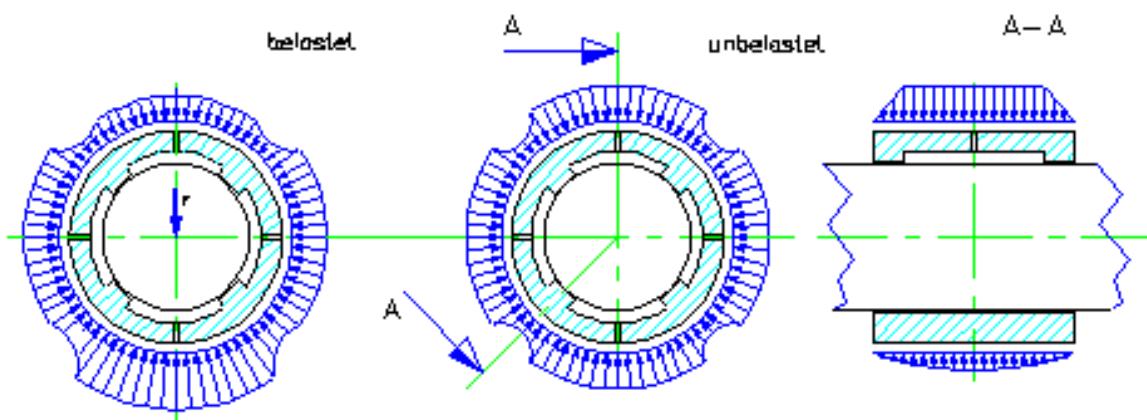


Abbildung 12: Druckverlauf in einem zylindrischen Radiallager ohne Ölrücklaufnuten.

Lagerauslegung

Schaltbild für Lager mit vier Taschen

Für die Auslegung der Radiallager mit vier Taschen gelten die elektrischen analogen Schaltbilder, wie sie im Bild 13 dargestellt sind.

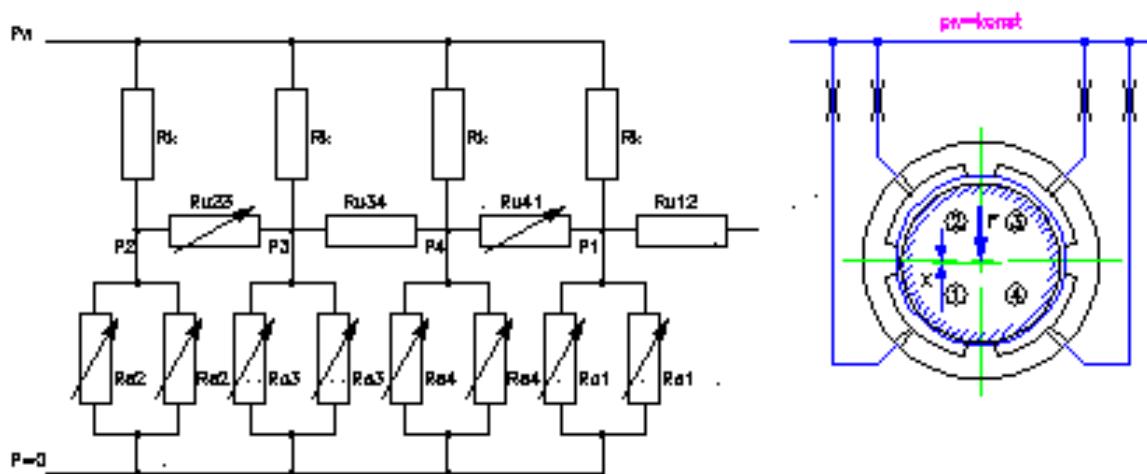


Abbildung 13: Schaltbild, Lager mit vier Taschen und Kapillaren.

5.3.4 Last-Verlagerungsverhalten bei Radiallager

Unter Last verschiebt sich die Welle um einen bestimmten Betrag x aus dem Zentrum. Diese Verschiebung wird mit dem Lagerspiel h_0 ins Verhältnis gebracht und als bezogene Verlagerung bezeichnet.

$$\text{Bezogene Verlagerung} = \frac{x}{h_0}$$

Als bezogene Belastung wird das Verhältnis zwischen der Lagerkraft F einerseits und dem Produkt aus maximalem Schmierdruck p multipliziert mit der effektiven projizierten Lagerfläche $d \times L_{\text{eff}}$ bezeichnet

$$\text{Bezogene Belastung} = \frac{F}{p \cdot d \cdot L_{\text{eff}}}$$

Das Last-Verlagerungsverhalten ist weiter abhängig von den Abströmverhältnissen in den Lagertaschen. Die Widerstandsverhältnisse K von Axial-(R_{a0}) zur Umfangsrichtung (R_{u0}) im unbelasteten Zustand.

Bei Lager ohne Rücklaufnuten zwischen den Taschen und im unbelasteten Zustand besteht kein Druckunterschied zwischen den Taschen. Dadurch kann das Schmiermittel nur in axialer Richtung abfließen. Der Widerstand in Umfangsrichtung R_{u0} wird somit unendlich gross und das Widerstandsverhältnis K erhält den Wert 0.

$$\text{bei } h_0 (F=0) \quad K = \frac{R_{a0}}{R_{u0}} = 0$$

Heute werden vorwiegend Lager ohne Rücklaufnuten eingesetzt.

Bei Lager mit Rücklaufnuten zwischen den Taschen kann das Widerstandsverhältnis wie folgt berechnet werden.

$$K = \frac{R_{a0}}{R_{u0}} = \frac{l_a}{b_a} \frac{b_u}{l_u}$$

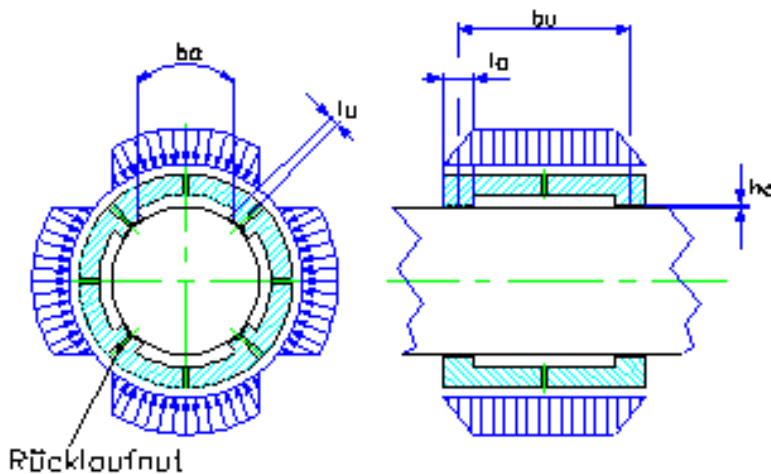


Abbildung 14: Lager mit Rücklaufnut zwischen den Taschen.

Last-Verlagerungsdiagramme

Die nachfolgenden Last-Verlagerungsdiagramme gelten für Lager mit vier Taschen, für ein Drosselverhältnis ξ von 1 und für Kapillaren mit gemeinsamer Pumpe.

Die Kurve mit dem Widerstandverhältnis $\kappa=0$ hat die grösste Tragfähigkeit und gilt für Lager ohne Rücklaufnuten zwischen den Taschen.

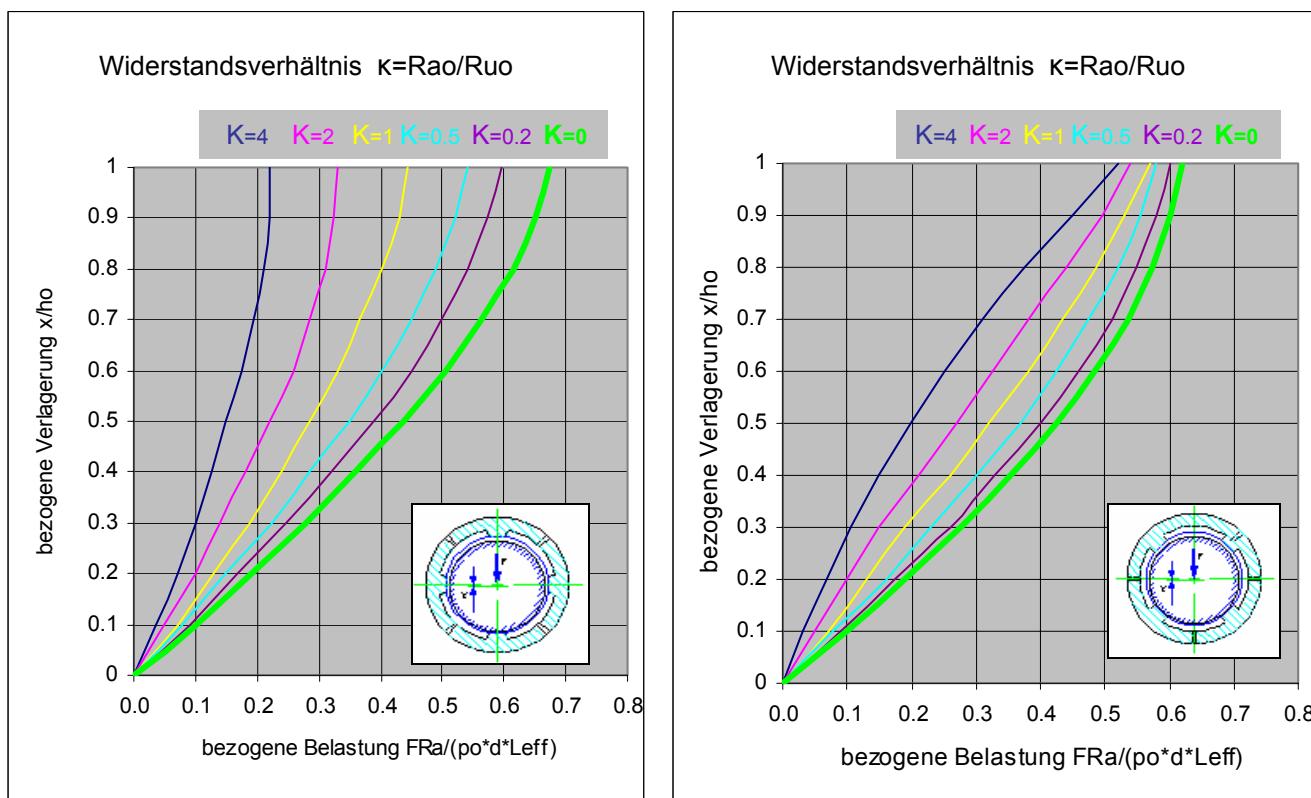


Abbildung 15: Last- Verlagerungsdiagramm für Lager mit vier Taschen und Kapillaren.

Kenngrößen:

Lagerkraft radial
Wasserdruck in der Zuflussleitung
Wellendurchmesser
Effektive Lagerlänge
Lagerspalt bei $F=0$ (ohne Wellengewicht)
Verlagerung des Wellenzapfens zufolge der Last F .

F_{Ra} [N]
 p_o [N/m²]
 d [m]
 L_{eff} [m]
 h_0 [m]
 x [m]

Beurteilung, zulässige Lagerkräfte

Das Wasser der Zuflussleitung soll mit dem zur Verfügung stehenden Druck, für die Schmierung der hydrostatischen Lager eingesetzt werden. Dabei stellt sich die Frage, bis zu welchen Druck und Volumenstromverhältnissen sind hydrostatische Lager für PELTON- Turbinen realisierbar.

Die bezogenen Belastung zeigt die Grenze auf.

Gemäss der Abbildung 14, darf die bezogene Belastung maximal einen Wert von ~ 0.6 erreichen, damit reine Flüssigkeitsreibung vorliegt.

Bezogene Belastung

$$0.6 \leq \frac{F_{Ra}}{p_o \cdot d \cdot L_{eff}}$$

Daraus berechnet sich die maximal zulässige Radialkraft F_{Ra} .

$$F_{Raz} \leq 0.6 \cdot p_0 \cdot d \cdot L_{eff}$$

Durch ersetzen von

$$p_0 = \rho \cdot g \cdot H_n$$

erhält man die Formel:

$$F_{Raz} \leq 0.6 \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot d \cdot L_{eff}$$

Auftretende Lagerkräfte radial

Für die Berechnung der Lagerkräfte ist der Betriebszustand massgebend, der die grössten Lagerkräfte verursacht. Dies dürfte bei einer stillstehenden eindüsigen Turbine während der Startfase der Fall sein. Der Wasserstrahl trifft das Laufrad mit voller Leistung im Stillstand. Dabei treten maximale Umfangskräfte auf.

Weiter Radialkräfte verursacht durch Unwucht und einseitig magnetischen Zug, sind abhängig von der Fertigungsgenauigkeit und von der Auswuchtung. Sie dürften nur einen Bruchteil der Wasserstrahlkräfte ausmachen. An dieser Stelle sollen sie nicht weiter untersucht werden.

Berechnung der maximalen Lagerkraft.

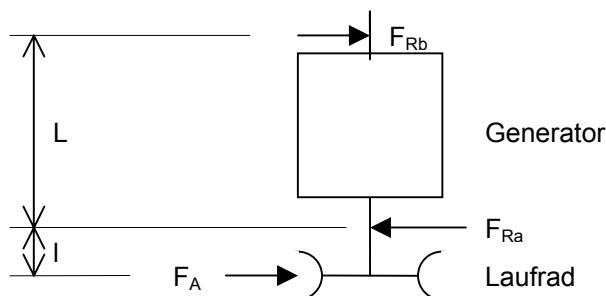


Abbildung 16: Kräfte am der Generator- und Laufradwelle.

Lagerkraft radial

$$F_{Ra} = \frac{F_A \cdot (l + L)}{L}$$

Aktionskraft pro Düse

$$F_A = \dot{V}_o \cdot \rho \cdot (c - v_u) \cdot (1 + \cos(\beta))$$

Es bedeuten:

V_o	=	Volumenstrom pro Düse	$[m^3/s]$
ρ	=	Dichte des Wassers	$[kg/m^3]$
v_u	=	Umfangsgeschwindigkeit = 0 (beim Start)	$[m/s]$
β	=	Schaufelwinkel $\sim 12^\circ$	$[\circ]$

Die Strahlgeschwindigkeit c ist abhängig von der Nettofallhöhe oder der nutzbaren Druckdifferenz.

Sie berechnet sich:

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

Zusammengesetzt ergibt sich daraus die Gesamtformel für die auftretende Lagerkraft.

$$F_{Ra} = \frac{\dot{V}_o \cdot \rho \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} - v_u) \cdot (1 + \cos \beta) \cdot (l + L)}{L}$$

Nun haben wir die Berechnung für die maximal zulässige- und für die auftretende Lagerkraft. Setzen wir die zulässige und die auftretende Lagerkraft gleich, ergibt sich daraus die Formel.

$$F_{Ra} = \frac{\dot{V}_o \cdot \rho \cdot (\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} - v_u) \cdot (1 + \cos \beta) \cdot (l + L)}{L} \leq 0.6 \cdot \rho \cdot g \cdot H_n \cdot d \cdot L_{eff}$$

Durch Umstellen der Formel kann der Grenz-Volumenstrom in Funktion der Nettofallhöhe berechnet werden.

$$\dot{V}_0 = \frac{0.6 \cdot \sqrt{g \cdot H_n} \cdot d \cdot L_{eff} \cdot L}{\sqrt{2} \cdot (1 + \cos \beta) \cdot (l + L)}$$

Damit kann der Grenzbereich für hydrostatische Radiallager bei eindüsigen PELTON- Turbinen berechnet werden.

Grenzbereich für hydrostatische Radiallager

Die Abbildung 16 zeigt den ungefähren Grenzbereich für hydrostatische Radiallager bei eindüsigen PELTON-Turbinen mit Wasser als Schmiermittel, von der Zuflussleitung bezogen.

Die Berechnung wurde mit folgenden Dimensionen durchgeführt:

Lagerabstand	L	0.2 m
Laufradabstand	l	0.05 m
Lagerlänge	L _{eff}	0.025 m
Wellendurchmesser	d	0.02 m

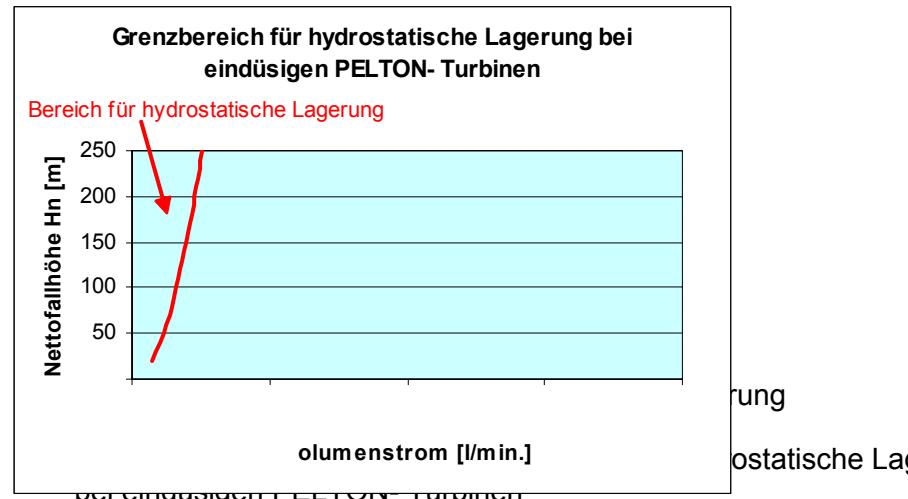


Abbildung 17: Grenzbereich für hydrostatische Lagerung bei eindüsigen PELTON- Turbinen.

Bei mehrdüsigen Turbinen mit symmetrischer Düsenanordnung und synchroner Düsenregulierung heben sich die Radialkräfte gegenseitig auf. Ein Einsatzgebiet im Bild 17 rechts der Grenzlinie ist denkbar. Jedoch nur bei symmetrischer Düsenanordnung und synchroner Regulierung.

Aus Kostengründen soll das genaue Einsatzgebiet der hydrostatischen Lager erst im Zusammenhang mit einer Typisierung und einem geforderten Ersatz der hydrostatischen Lager festgelegt werden.

6 Elektromechanische Anlageteile

6.1 Steuerung

6.1.1 Allgemeines

Die Steuerung soll einen vollautomatischen Betrieb der Anlage gewährleisten. Dazu sind die wichtigsten Funktionen nachfolgend aufgeführt.

- Durchflussregulierung nach dem Druck in der Abflussleitung.
- Regelung der Luftzufuhr nach dem Wasserstand im Abflussrohr
- Volumenstrom und Drehzahl einstellbar.
- Netzeinspeisung
- Störungsmeldung

Weitergehende Funktionen könnte die Notstromversorgung oder der Inselbetrieb erfordern.

Für die Steuerung, speziell für die Netzeinspeisung stehen Netzparallel-Schaltanlagen oder Frequenzumrichter zur Wahl.

Netzparallel- Schaltanlage

Mit der Netzkoppelung erfolgt eine Direktverbindung mit dem Netz.

Vorteile:

- keine Umformverluste
- einfache Anlage

Nachteile:

- Drehzahl abhängig von den Netzdrehzahlen
- Standardisierung schwierig
- Verluste bei mechanischer Drehzahlanpassung ~2-3 %

Frequenzumrichter

Die Änderung der Drehzahl verunmöglicht eine Direktverbindung mit dem Netz.

Zur Anpassung des Generators ans elektrische Netz wird ein Frequenzumrichter eingesetzt, der die Generator-Spannung- und Frequenz derart verarbeitet, dass die vorhandene Energie optimal dem Netz zugeführt werden kann.

Vorteile:

- einfache Drehzahlanpassung
- Standardisierung einfach

Nachteile:

- Umformverluste maximal 2.5 %
- aufwendige Elektronik

6.2 Generator

Beim Generator stehen Asynchron- oder Synchrongeneratoren zur Wahl. Beide Generatortypen weisen Vor- und Nachteile auf, die eine Wahl schwierig machen.

Asynchrongenerator

Vorteile:

- einfacher, robuster Aufbau
- guter Wirkungsgrad bei grossen Ausführungen
- wartungsarm
- kostengünstig

Nachteile:

- Blindleistungsbedarf
- schlechter Wirkungsgrad bei kleinen Ausführungen
- nicht für Notstromversorgung geeignet

Synchrongenerator mit Permanentmagneten

Vorteile:

- guter Wirkungsgrad ~ 93 %
- kein Blindleistungsbedarf
- Notstromversorgung möglich

Nachteile:

- teurer

Netzausfall

Ein Netzausfall bewirkt ein Lastabfall, die Energie kann und darf in diesem Fall nicht ins Netz eingespeist werden. Mit einem Synchrongenerator könnte die Energie für eine Notstromversorgung genutzt werden.

7 Empfehlungen für das weitere Vorgehen

7.1 Herstellen einer Prototypanlage

Mit der Herstellung einer Prototypanlage (Modellanlage) kann über das Verhalten der Luftpolsterung bei Druckstößen u.s.w. Erfahrungen gesammelt werden, die bei der Realisierung der Pilotanlage eingebracht werden können.

Wir schlagen deshalb vor, für Versuchszwecke, vorgängig eine Prototypanlage zu bauen.

7.2 Standort für die Pilotanlage festlegen

Diverse potentielle Standorte werden momentan geprüft. Für die Dimensionierung der Pilotanlage muss der genaue Standort bekannt sein.

7.3 Planungsvorgaben für die Pilotanlage

Die Pilotanlage soll in folgender Ausführung geplant werden.

- PELTON- Turbine mit einer Luftpolsterung und einer Regeleinrichtung für variablen Volumenstrom.
- Kolbenkompressor zur Versorgung der Luftpolsterung.
(nur für die Pilotanlage)
- Lagerung aus rostfreien Wälzlagern, geschmiert mit lebensmittelverträglichem Schmierfett.
- Generator in luftdichtem Druckgehäuse.
- Netzeinspeisung mit Frequenzumrichter.

Wichtig:

Die Pilotanlage soll später zu einer Typenreihe mit Leistungsabstufung weiterentwickelt werden. Mit einer modularen Bauweise soll die Anlage auch für offene Systeme ausgeführt werden können.

7.4 Pilotanlage erstellen und Erfolgskontrolle durchführen

Die Erfolgskontrolle an der Pilotanlage soll folgende Ergebnisse beinhalten.

- Wirkungsgrad und Leistung in Abhängigkeit vom Volumenstrom aufzeigen.
- Aufwand für den Erhalt der Luftpolsterung aufzeigen.
- Aufzeichnen von Druckstöße vor und nach dem Einbau.
- Beurteilung kritischer Anlageteile.

Zusammenstellung der Ergebnisse in einem Abschlussberichtes und allfällige Besichtigung vor Ort mit dem BFE.

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Darstellung von offenen und geschlossenen Trinkwassersystemen	3
Abbildung 2: Übersicht der geschlossenen Systeme und mögliche Anlagenkomponenten	5
Abbildung 3: Radformkennzahlen bei der Kreiselpumpe und verschiedenen Turbinentypen	7
Abbildung 4: Zeigt das Einsatzgebiet der Strömungsmaschinen und den Einsatzbereich in Wasserversorgungen.	7
Abbildung 5: Turbinen für den Einsatzbereich in Wasserversorgungen.	8
Abbildung 6: Wirkungsgradverlauf der wichtigsten hydraulischen Strömungsmaschinen.	8
Abbildung 7: Erreichbare Wirkungsgrade von Kreiselpumpen in Funktion der Radformkennzahl.	9
Abbildung 8: Wirkungsgrade der PELTON- Turbinen in Abhängigkeit der Radformkennzahl nach Keyl- Häckert.	9
Abbildung 9: PELTON- Turbine mit Luftpolsterung schematisch.	10
Abbildung 10: Hydrostatische Lagertasche. (schematisch)	14
Abbildung 11: Lagertasche mit unterschiedlichen Abströmlängen	15
Abbildung 12: Druckverlauf in einem zylindrischen Radiallager ohne Ölrücklaufnuten.	16
Abbildung 13: Schaltbild, Lager mit vier Taschen und Kapillaren.	16
Abbildung 14: Lager mit Rücklaufnutz zwischen den Taschen.	17
Abbildung 15: Last- Verlagerungsdiagramm für Lager mit vier Taschen und Kapillaren.	18
Abbildung 16: Kräfte am der Generator- und Laufradwelle.	19
Abbildung 17: Grenzbereich für hydrostatische Lagerung bei eindüsigen PELTON- Turbinen.	20

9 Literaturgrundlagen

- [1] Bundesamt für Konjunkturfragen 1995. Wahl, Dimensionierung und Abnahme einer Kleinturbine.
- [2] DIANE 10 Trinkwasserkraftwerke Aktionsprogramm Energie 2000.
- [3] Sigloch Herbert 1984. Strömungsmaschinen Grundlagen und Anwendungen.
- [4] Prof. Dr.-Ing. Manfred Weck 1981. Werkzeugmaschinen Band 2 Konstruktion und Berechnung.
- [5] Alfred Böge 1981 Arbeitshilfen und Formeln für das technische Studium 1.
- [6] Wilhelm Matek, Dieter Muhs, Herbert Wittel 1985 Roloff/Matek Maschinenelemente.
- [7] Diagramm von Keil Häckert