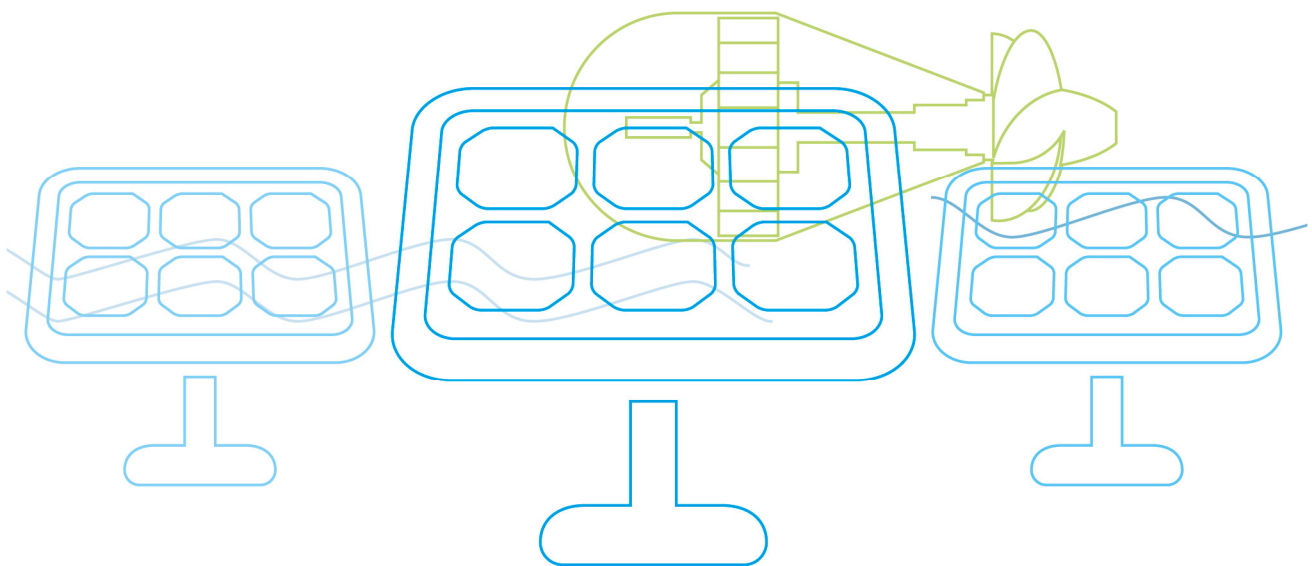




Verbesserung der Strömungseigenschaften sowie Planungs- und Betriebsoptimierung von Wasserkraftschnecken



VORWORT

Die Publikationsreihe **BLUE GLOBE REPORT** macht die Kompetenz und Vielfalt, mit der die österreichische Industrie und Forschung für die Lösung der zentralen Zukunftsaufgaben arbeiten, sichtbar. Strategie des Klima- und Energiefonds ist, mit langfristig ausgerichteten Förderprogrammen gezielt Impulse zu setzen. Impulse, die heimischen Unternehmen und Institutionen im internationalen Wettbewerb eine ausgezeichnete Ausgangsposition verschaffen.

Jährlich stehen dem Klima- und Energiefonds bis zu 150 Mio. Euro für die Förderung von nachhaltigen Energie- und Verkehrsprojekten im Sinne des Klimaschutzes zur Verfügung. Mit diesem Geld unterstützt der Klima- und Energiefonds Ideen, Konzepte und Projekte in den Bereichen Forschung, Mobilität und Marktdurchdringung.

Mit dem **BLUE GLOBE REPORT** informiert der Klima- und Energiefonds über Projektergebnisse und unterstützt so die Anwendungen von Innovation in der Praxis. Neben technologischen Innovationen im Energie- und Verkehrsbereich werden gesellschaftliche Fragestellung und wissenschaftliche Grundlagen für politische Planungsprozesse präsentiert. Der **BLUE GLOBE REPORT** wird der interessierten Öffentlichkeit über die Homepage www.klimafonds.gv.at zugänglich gemacht und lädt zur kritischen Diskussion ein.

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Forschungs- und Technologieprogramm „Neue Energien 2020“. Mit diesem Programm verfolgt der Klima- und Energiefonds das Ziel, durch Innovationen und technischen Fortschritt den Übergang zu einem nachhaltigen Energiesystem voranzutreiben.

Wer die nachhaltige Zukunft mitgestalten will, ist bei uns richtig: Der Klima- und Energiefonds fördert innovative Lösungen für die Zukunft!

A stylized, handwritten signature in black ink, consisting of several fluid, overlapping strokes.

Ingmar Höbarth
Geschäftsführer, Klima- und Energiefonds

A handwritten signature in black ink that reads 'Theresia Vogel' in a cursive script.

Theresia Vogel
Geschäftsführerin, Klima- und Energiefonds

Publizierbarer Endbericht

WKS-opt

Verbesserung der Strömungseigenschaften sowie Planungs- und Betriebsoptimierung von Wasserkraftschnecken

Programmsteuerung: Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung: Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Laufzeit: 01.03.2010 – 31.10.2012

Projektleitung: Bernhard Pelikan, ao. UnivProf. Dipl. Ing. Dr. nat. techn.
H 816 Institut für Wasserwirtschaft, Hydrologie und konstruktiven Wasserbau
Universität für Bodenkultur, Wien

Autoren: Alois Lashofer, Dipl.-Ing.
Werner Hawle, Dipl.-Ing.
Florian Kaltenberger, Dipl.-Ing.
Irina Kampel, Dipl.-Ing.
Georg Schuster, Dipl.-Ing.

Inhalt:

1	Einleitung	2
1.1	Aufgabenstellung	2
1.2	Schwerpunkte des Projektes	3
1.3	Einordnung in das Programm	3
1.4	Verwendete Methoden	4
1.5	Aufbau der Arbeit.....	5
2	Inhaltliche Darstellung	6
3	Ergebnisse und Schlussfolgerungen.....	9
4	Ausblick und Empfehlungen	22
5	Literaturverzeichnis	23
6	Anhang	23

1 Einleitung

Um dem Leser eine Vorstellung von der Technologie und ihrem Einsatz zu geben ist in Abbildung 1 ein partieller Schnitt durch eine Anlage, sowie ein Foto von einem Kleinwasserkraftwerk in Betrieb dargestellt.



Abbildung 1a&b: schematischer Schnitt durch eine Anlage; Fertig errichteter Wasserkraftstandort mit Fischaufstieg

Im rechten Bild sieht man eine leichte Hochwassersituation, da bereits Wasser über die Wehranlage läuft und die Auslaufabdeckung zur Schallreduktion im Unterwasser aufschwimmt. Diese ist unter anderem als eine sehr wirksame Abhilfe bei Lärmproblemen in der Betreiberbefragung genannt worden.

1.1 Aufgabenstellung

Kleine Wasserkraftpotentiale im extremen Niederdruckbereich werden derzeit nur selten genutzt, da die Kosten überproportional hoch sind. Einerseits durch die hohen Fixkosten der Wasserkraftanlage in Bezug zur erzeugten Energie andererseits durch die fischökologischen Zusatzkosten. Aus Kostengründen und zufolge der oftmals geringen Fallhöhen eignen sich Wasserkraftschnecken (WKS) besonders gut für die angeführten Standorte. Sie erlauben die stromabwärts gerichtete Fischmigration ohne Verletzungen. [1,2,3]

Die WKS bietet unter den oben beschriebenen Bedingungen bereits teilweise Abhilfe. Die vorhandenen Lösungen sind jedoch weder in Bezug auf den Wirkungsgrad noch auf ihr Betriebsverhalten optimiert. [4,5] So führen z.B. Schwierigkeiten mit Anrainern durch erhebliche Lärmentwicklung bisweilen zu erzwungenen Stillstandszeiten und damit zu großen Einbußen in der Jahresarbeitszeit.

Die Zahl der Anbieter ist aufgrund der relativen Neuheit dieser Anlagen noch gering, woraus sich eine nur geringe kostenwirksame Konkurrenz ergibt. Zu Beginn der Arbeiten (Stand Nov. 2010) gab es in Europa neben zwei deutschen (Ritz-Atro, Rehart) und einen niederländischen (Spaans Babcock) auch einen tschechischen Anbieter (Gess-CZ) von Wasserkraftschnecken. Die Maschinen arbeiten größtenteils mit stillstehendem, offenem Trog und sind in Bezug auf den Wirkungsgrad und das Betriebsverhalten unterschiedlich ausgereift. Es werden auch Kompaktschnecken mit stillstehendem, geschlossenem Hüllrohr angeboten.

Abgesehen von firmeninternen, erfahrungsbasierten und nur näherungsweise Dimensionierungsgrundlagen existieren nach Rücksprache keine diesbezüglichen Forschungsergebnisse.

1.2 Schwerpunkte des Projektes

Die Technologie ist in ihren Grundzügen selbstverständlich bekannt, jedoch kann durch die Optimierung der Gestaltungsparameter (Durchmesser, Verhältnis von Innen- zu Außendurchmesser, Verhältnis von Steigung zu Durchmesser, Verhältnis von Fördervolumen zu Schneckenlänge,...) ein höherer Wirkungsgrad erreicht werden und durch die Entwicklung mit einem inländischen Projektpartner wird ein Know-how Gewinn für die österreichische Wirtschaft ermöglicht.

Durch die Erforschung der Rohrschnecke (geschlossener, mitdrehender Trog) sind Vorteile in Bezug auf die Bauzeit, die Baukosten, die Vereisungsproblematik und die Statik zu erwarten. Ebenfalls sind nennenswerte Kosteneinsparungen zu erwarten, da geringe Ansprüche an die Fertigungsgenauigkeit gestellt werden können.

Ziel des Projektes ist es, die Wasserkraftschnecke umfassend zu erforschen, Praxisprobleme zu dokumentieren, gefundene Schwachstellen zu verbessern, Planungsgrundlagen zu erstellen und dadurch eine Grundlage für eine künftige österreichische Produktion zu schaffen. Diese Aufgabenstellung lässt sich in weitere Teilziele gliedern:

- Erarbeitung der Planungsgrundlagen
- Evaluierung von bestehenden Anlagen (Betriebsverhalten, Wirkungsgrad)
- Überprüfung der Planungsgrundlagen
- Verbesserung der Hydrodynamik (Wirkungsgradverbesserung)
- Erstellung eines Planungsleitfadens und Publikationen

1.3 Einordnung in das Programm

Themenpunkt: 3.8.6 Wasserkraftanlagen

Das vorliegende Projekt gilt der Weiterentwicklung einer Technologie (Wirkungsgradverbesserung), die mit der EU-Wasserrahmenrichtlinie [6] kompatibel ist und hydrobiologischen Erfordernissen entspricht. (Fischverträglichkeit, Weitergabe von abiotischem und biotischem Treibgut, geringer Platzbedarf, Restwassernutzung)

Die Weiterentwicklung und Optimierung der Technologie führt zu besserer Ausnutzung des Energiepotentials bestehender Anlagen in Hinblick auf den Wirkungsgrad und die Jahresarbeit. Durch die Weiterentwicklung bewegen sich auch sehr kleine Potentiale die bislang wirtschaftlich kaum oder nicht nutzbar waren in Richtung Wirtschaftlichkeit. Insbesondere bei einem Einsatz der Schnecke als sogenannte Rest- bzw. Pflichtwasserturbine ergibt sich eine sehr hohe Verfügbarkeit der erzeugten Elektrizität. (Ziel 1.2)

Durch die Weiterentwicklung der Wasserkraftschnecke kann die Erschließung von dezentralen Wasserkraftpotentialen im Niederdruckbereich vorangetrieben werden. (2.1)

Die verstärkte Nutzung von bestehenden Querbauwerken wird durch kostengünstige Technologie ermöglicht oder erleichtert. (2.2)

Die beabsichtigten Strömungsverbesserungen im Ein- und Auslaufbereich erhöhen im Rahmen der praktischen Umsetzung der Ergebnisse die Umwandlungseffizienz bestehender und neu zu bauender Anlagen. (2.3)

Durch die Generierung von österreichischem Know-how wird die Technologiekompetenz österreichischer Unternehmungen gestärkt. (3.7 und 3.8)

1.4 Verwendete Methoden

Im **ersten Teil** des Projekts wurden grundsätzliche modellhafte Überlegungen zur Schnecken-dimensionierung erarbeitet. Hierzu wurde ein digitales Modell erstellt und in folgenden Parametern variiert:

-) Durchmesser Verhältnis
-) Steigung (Ganghöhe)
-) Neigungswinkel der Schneckenachse
-) Ganzzahl

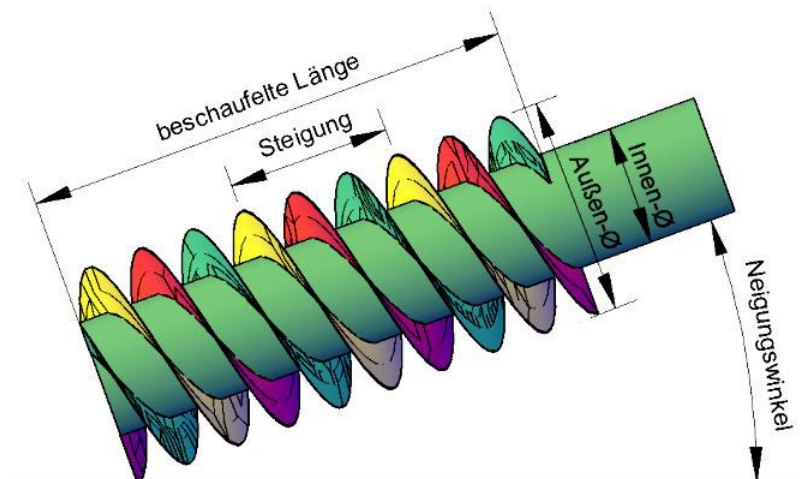


Abbildung 2: Geometrische Gestaltungsparameter der Wasserkraftschnecke (am Beispiel einer 3-gängigen Schnecke)

Mittels graphischer Darstellung in Diagrammen konnte eine optimale Dimensionierung für den individuellen Anwendungsfall angenommen werden. Leider sind diese Werte nur für den statischen Fall gültig und ändern sich so durch die Dynamik im Betrieb (Reibungs-, Ein- und Ausström-, Turbulenzverluste,..) Somit zeigte das Modell grundsätzliche Verbesserungsstrategien auf. Diese mussten allerdings im Labor (dritter Teil) erprobt werden um die dynamischen Eigenschaften zu messen. Um Erfahrungen zu sammeln wurde ein wesentlich kleineres Vormodell gebaut und verschiedene Zustände sowie Aufbauten getestet.

Der **zweite Teil** stellt eine Bestandsanalyse dar, um den Stand der Technik als Ausgangspunkt für die Forschung zu nehmen. Es wurden Wirkungsgrad- und Funktionsanalysen an bestehenden Anlagen durchgeführt. Gemeinsam mit dem Projektpartner wurde eine Checkliste für Betreiberinterviews erstellt. Diese dient der Evaluierung des Betriebs (Treibgut, Winterbetrieb, Hochwasserbetrieb, Lärmbelastung..) Es wurden 14 repräsentative Anlagen ausgewählt um Messungen vor Ort durchzuführen. Dabei wurden Wirkungsgrade in verschiedenen Betriebszuständen ermittelt.

Die Analyse dieser Daten war Grundlage für den **dritten Teil** des Projekts. Mit den gewonnenen Ergebnissen wurde der eigentliche Laborversuch dimensioniert, aufgebaut und durchgeführt. Getestet wurden Verbesserungen in der Geometrie der Schneckenkörper und den Betriebsbedingungen, sowie der Ein- und Auslaufgeometrie. Das Versuchsprogramm im Hauptversuch bestand aus Messungen an 7 Schneckentypen in 8 Neigungseinstellungen. Gemessen wurden die Ober- und Unterwasserstände, die Drehzahl, das Drehmoment, der Durchfluss und der Schallpegel. Daraus ergaben sich die Wirkungsgrade bei den unterschiedlichen Betriebszuständen. Diese waren durch den Durchfluss (20- 220 l/s in 20l/s-Schritten) und die Drehzahl (20- 80U/sec in Schritten von 5 U/sec) vorgegeben. Daraus ergeben sich 8008 Betriebszustände die in einem halben Jahr Messzeit abgefahren wurden.

1.5 Aufbau der Arbeit

Gestaltungsdiagramme:

In der Form eines statischen Optimierungsansatzes wurden die geometrischen Parameter (Innen- und Außenradius, Steigung, Gangzahl und Achsneigung) optimiert. Bei der Durchführung in verschiedenen finite-Elemente Programmen stellte sich heraus, dass das Statikprogramm Sofistik in Kombination mit dem Programm Matlab für die automatisierte Parameterstudie am besten eignet. Als Kriterium zur Beurteilung der optimalen Geometrie dient beim statischen Ansatz die Größe des berechneten Drehmoments. Das Ergebnis der Parameterstudie stellen Diagramme dar, die den Verlauf des Drehmoments in Abhängigkeit der geometrischen Parameter darstellen.

Auswertung der 31 Fragebögen zum Anlagenbetrieb:

Durch die Fragebögen, die an Anlagenbetreiber in mehreren europäischen Ländern geschickt wurden, resultiert zum einen ein Überblick über die Dimensionen der gebauten Anlagen mit WKS und zum anderen Informationen zum ihrem Betriebsverhalten. Ergebnisse sind unter anderem eine Aufschlüsselung der Kosten, der Bauzeit sowie des Wartungsaufwandes. Diese sollen als Entscheidungshilfe für zukünftige Betreiber von Wasserkraftanlagen dienen.

Durchführung und Auswertung von 41 Feldmessungen an 14 Anlagen:

Insgesamt wurden an 14 Standorten Betriebszustände gemessen. Eine Auswertung der Messergebnisse, inklusive Strömungskarten (Geschwindigkeitsverteilungen im Messquerschnitt) ist als Gegenleistung für ihre Mitarbeit an die Betreiber dieser Anlagen ergangen. Der Vergleich dieser Einzelergebnisse zeigt deutlich den Vorteil von Drehzahlregelungen bei schwankenden Durchflüssen. Entsprechende Anlagen hatten durchwegs deutlich höhere Teillastwirkungsgrade.

Durchgeführte Messungen am Schneckenmodell (Vorversuch):

Im Rahmen der Messungen an der Vorversuchsschnecke konnten verschiedene Betriebszustände analysiert werden. Die Achsneigung und die Betriebsparameter Drehzahl, Beaufschlagung und Unterwasserspiegel können gezielt variiert werden, während sich die anderen Parameter (Oberwasserspiegel, Drehmoment) in deren Abhängigkeit einstellen. Alle fünf Betriebsparameter wurden für verschiedene Betriebszustände gemessen und aufgezeichnet. Es wurde die Drehzahl variiert und das Optimum des Wirkungsgrades gesucht.

Durchgeführte Messungen am Schneckenmodell (Großversuch):

Im Vergleich zum Vorversuch kamen mit der Schallpegelmessung und der vollautomatischen Messung von Geschwindigkeitsprofilen im Auslaufbereich des Schneckentrogzwei zwei Neuerungen hinzu. Hier wurde bei einzelnen Betriebszuständen über eine computergestützte Messanlage (wasserbauliches Experimentierfeld) die Verteilung der Fließgeschwindigkeit ermittelt. Im Anschluss an die Messreihen zur Bewertung der unterschiedlichen Schneckenformen wurden Messungen durchgeführt, die Veränderungen der Ein- und Auslaufgeometrien dokumentieren. Dabei wurden die einzelnen Varianten über die Verbesserung / Verschlechterung des Wirkungsgrades bewertet. Es zeigte sich, dass jeder Schneckentyp seinen individuellen Anwendungsfall hat, da die Menge an unterschiedlichen Standortbedingungen (Durchflussganglinie, Höhe, Betriebsmöglichkeiten,..) enorm groß ist.

Es war aufgrund der Vielzahl an Einsatzmöglichkeiten und Parameterkombinationen nicht möglich ein Kochbuchrezept für die ideale Wasserkraftschnecke zusammenzustellen. In Abhängigkeit von der Jahresganglinie und anderen Ausgangsparametern können nun verschiedene Varianten bewertet werden und eine näherungsweise optimale Variante gefunden werden.

2 Inhaltliche Darstellung

AP.1 Entwurf eines digitalen Modells der Schnecke

Ein digitales Modell wurde in AutoCAD 2010 erstellt und in den folgenden Arbeitspaketen weiterverwendet. Das Kammervolumen kann für unterschiedliche Geometrien abgefragt werden.

AP.2 Entwicklung von Gestaltungstabellen

Unter Anwendung eines Computerprogrammes zur finiten Elemente Analyse konnten auf Basis der theoretischen Überlegungen zur Drehmomentoptimierung dreidimensionale Modelle erstellt werden, die mit der Dreieckslast des hydrostatischen Drucks belastet wurden. Die Kammerfüllung wird durch den maximalen Füllstand, vor dem Überfließen des Wassers über das Zentralrohr angenommen. Die Wasseranschlagslinie ist daher eindeutig definiert.

Es wurde eine Programmierung in Matlab erstellt um in Sofistik (finite Elemente Statiksoftware) das bezogene Drehmoment (M_t pro m Schneckenlänge) zu errechnen.

Durch die Variation der geometrischen Parameter der Wasserkraftschnecke (Innenradius, Außenradius, Steigung, Gangzahl, Achsneigung) wurde der Verlauf des Drehmoments in Abhängigkeit dieser Parameter berechnet.

AP.3 Befragung der Betreiber und Anlagenbesichtigung

Ein Großteil der Betreiber von Wasserkraftanlagen mit WKS war bereit bei der Studie mitzumachen, sodass bis Ende 2010 insgesamt 31 ausgefüllte Fragebögen eingingen. Zehn Standorte davon waren aus Österreich, 14 aus Deutschland, drei aus Südtirol, zwei aus England, und jeweils einer aus Irland und der Schweiz. Mit den Angaben der Betreiber wurde das Anlagenregister aktualisiert, die Daten wurden auf ihre Plausibilität überprüft und ausgewertet. Die Auswertung beinhaltet einen Überblick zu den Kennwerten der Wasserkraftschnecke, Angaben zu Anwendung und Errichtungsanlass, Angaben zu Bauzeit und Kosten sowie zu Erfahrungen aus dem Betrieb. Das ursprüngliche Ziel von 20 Anlagen wurde übertroffen.

AP.4 Leistungs- und Durchflussmessungen an bestehenden Anlagen

Zwischen Juni und September 2010 wurden an 14 Anlagen (sechs in Österreich, drei in Südtirol und fünf in Süddeutschland) insgesamt 41 Messreihen durchgeführt, wobei an einer nahegelegenen Anlage zweimal gemessen wurde. An den jeweiligen Standorten wurde die Fallhöhe, der Durchfluss und die Anlagenleistung ermittelt und daraus der Anlagenwirkungsgrad ausgerechnet. Während die Fallhöhe mittels Nivelliergerät gemessen und die Anlagenleistung von der Anzeige im Krafthaus relativ einfach abgelesen werden konnte, war die Durchflussmessung aufwändig. Es musste ein geeigneter Messquerschnitt gefunden werden, an dem möglichst genau und sicher an insgesamt 18 Punkten die Fließgeschwindigkeit gemessen werden konnte. Das wurde mit einem elektromagnetischem Strömungsmessgerät [7], mit dem Wasserbewegungen zweidimensional (in X- und Y-Richtung) aufgenommen werden können, durchgeführt.

Da es sich um Feldmessungen handelte, konnten keine optimalen „Laborbedingungen“ vorgefunden werden. So konnte nicht immer ein Messquerschnitt mit gleichmäßiger Strömung gefunden werden und auch die Genauigkeit der Leistungsablesung variierte je nach vorhandener Anzeige (Zeigeranzeige, Digitalanzeige oder Einspeisezähler). Diesem Umstand wird in der Angabe des mittleren Absolutfehlers des Anlagenwirkungsgrades Rechnung getragen.

Bei jeder Anlage wurden mindestens zwei Messreihen durchgeführt abhängig davon wie viele verschiedenen Betriebszustände simuliert werden konnten. Konnte weder Durchfluss noch Drehzahl variiert werden, diente die 2. Messreihe als Kontrollmessung.

AP.5 Entwurf von Anlagen zum Test im Labor

Gemeinsam mit dem Projektpartner wurden die Eckdaten der Versuchsanlage festgelegt. Der maximale Durchfluss des Wasserkreislaufs im Wasserbaulabor wurde mit 220l/s festgestellt. Daraus ergab sich über den in Abbildung 5 ersichtlichen Zusammenhang zum Durchfluss der Durchmesser der Versuchsanlage. Es musste an dieser Stelle auch die gewünschte Zusatzbeaufschlagung (30%) berücksichtigt werden. Ebenfalls aus den Ergebnissen des AP. 3 ergab sich die Länge aus dem Median des Verhältnisses von Schneckenlänge zu -durchmesser. Um den Aufwand zu minimieren, bei einhergehender Maximierung der Ergebnisse wurden für alle Testreihen der gleiche Durchmesser und die gleiche Länge verwendet. Gleichzeitig ermöglicht dieses Vorgehen optimale Vergleichbarkeit. Die variierten Parameter waren schließlich die Steigung der Schneckenkörper, das Durchmesserverhältnis und die Blattzahl.

Tabelle 1: Überblick und Bereiche der variierten Gestaltungsparameter

	niedrig	üblich	hoch
Steigung	0,8	1	1,2
Durchmesserverhältnis	0,55	0,5	0,45
Blattzahl	3	4 (Neuanlagen)	5

Um für den Großversuch bereits im Vorfeld eine bessere Versuchsplanung zu erreichen und Fehlkonstruktionen an dem größeren Versuchsaufbau zu vermeiden, sowie die Parameterspannweiten weiter einzugrenzen wurden Tests an der Vorversuchsanlage durchgeführt. Dabei wurde einerseits der Zusammenhang von Drehzahl und Wirkungsgrad und auch der Einfluss des Unterwasserspiegels auf den Wirkungsgrad beleuchtet. Weiters wurde bereits hier versucht aus den Daten ein Muscheldiagramm zu erzeugen, dass optimalen Bereiche aufzeigt.

AP.6 Bau der Schnecke und Aufbau der Anlage

Leider ist es durch den notwendigen Wechsel des Zulieferers in der finalen Planungsphase zu einer wesentlichen Verzögerung gekommen. Mit dem Bau der Großversuchsschnecke wurde damit erst mit einem halben Jahr Verzögerung, die für die Neuplanung, die Fertigung und die Auslieferung benötigt wurde, begonnen. Der Aufbau im Labor stellte eine zeitaufwendige und schwierige Aufgabe dar und es musste sehr oft improvisiert werden.

AP.7 Prüfen und Abstimmen der Entwurfstabellen über Laborversuche & Tests zur Ermittlung von optimalen Betriebspunkten:

Um auch hier Kosten gegenüber dem Großversuch zu sparen. wurden wiederum Messungen an der Vorversuchsschnecke durchgeführt. Das Konzept der Drehrohrschnecke (geschlossener, mitdrehender Trog) wurde so mit der üblichen Bauweise verglichen. Da hier nur vergleichende Messungen zwischen zwei unterschiedlichen Varianten angestellt wurden war der Absolutwert der Ergebnisse nicht wesentlich. Es wurde von einer gleichwertigen Beeinflussung der Varianten durch die hier stärker ins Gewicht fallende Verlustgröße Reibung ausgegangen.

Die in AP.5 beschriebenen Messungen wurden auf jede Schneckenneigung (8) und jeden Schneckentyp (7) angewandt.

Daraus ergeben sich 56 Messzyklen bei denen jeweils ein Durchflusswert von 20- 220 l/s in 20l/s-Schritten eingestellt wird und die Regelung fährt die vorgegebenen Drehzahlen von 20- 80U/sec in Schritten von 5 U/sec ab. Danach wird der nächste Durchfluss eingestellt und die Drehzahlregelung fängt den nächsten Messzyklus an.

AP.8 Verändern der Anlagengeometrien und Testen der Wirkungsgradverbesserungen

Um den Einfluss der Einlaufgeometrie (Zuströmung) zu testen wurden Nullmessungen mit der gewählten Standardschnecke (4-gängig) durchgeführt. Da die Einbauten an jede Neigungsverstellung angepasst werden mussten wurde die Neigung von 22°, als am häufigsten angewandte, für die Versuche gewählt. Als zweite Nullvariante wurde eine Einengung des Einlaufbeckens gewählt, da diese dem Zustand im Feld ähnlicher ist (Einlaufbreite 120% von D). Von dieser Nullvariante wurden die Wirkungsgradveränderungen zu 5 neuen Einlaufvarianten dargestellt. Die Varianten sollten möglichst einfach und günstig nachzurüsten sein. Um sie untereinander und im Vergleich zu den Nullvarianten zu bewerten, wurden zuerst wie in AP.7 Messzyklen abgefahren und dann die Ergebnisse mit den Nullmessungen verglichen. In Abbildung 3 ist überblicksmäßig der Ablauf beschrieben.

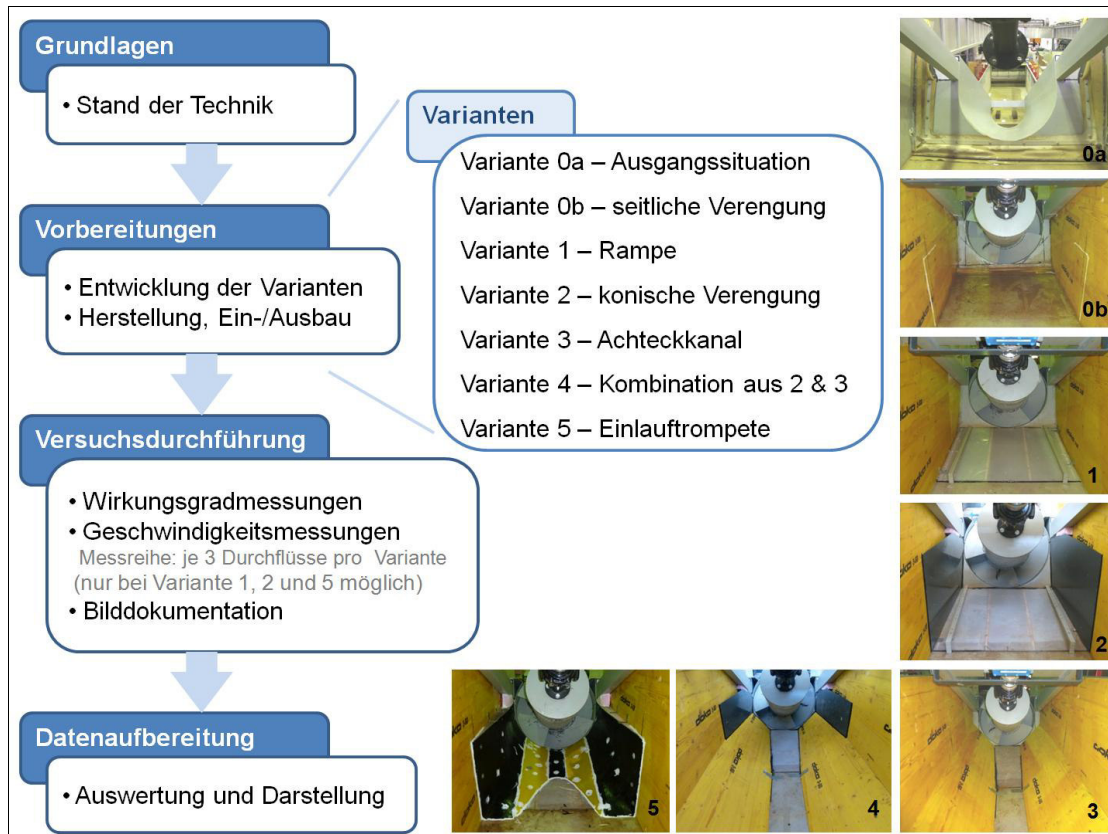


Abbildung 3: Ablauf Versuche Änderung der Einlaufgeometrien

Des Weiteren wurden auch vier verschiedene Einbauten im Auslaufbereich getestet. Hier lag der Fokus auf einer Schallreduktion und einer möglichst geringen Verschlechterung des Wirkungsgrades.

AP.9 Erstellung eines Leitfadens zur Schneckendimensionierung und -ausgestaltung

Da die Betriebsbedingungen von vielen Parametern abhängen (Wassermenge, Verteilung über das Jahr, gewählte Regelung, u.v.m.) kann kein allgemeingültiges „Kochbuchrezept“ für eine optimale Auslegung erstellt werden. Sehr wohl aber ein Leitfaden, der eine Gewichtung verschiedener Varianten ermöglicht.

3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

AP.1 Entwurf eines digitalen Modells der Schnecke

Das Kammervolumen konnte für unterschiedliche Geometrien ausgegeben werden.

AP.2 Entwicklung von Gestaltungstabellen

Es wurden rund 120.000 geometrische Parameterkombinationen der WKS berechnet um möglichst genau die Drehmomentmaxima festzustellen. Daraus ergeben sich optimale Parameterkombinationen für die Auslegung der Wasserkraftschnecke.

Diese sind jedoch nur für den statischen Ansatz richtig (Drehzahl = 0). Im Betrieb erweisen sich durch Einlauf-, Auslauf-, Wand und Wendelreibungs-, und Strömungsverluste anderen Parameterkombinationen als wirksam. Allerdings sind die gewonnenen Werte wichtige Anhaltspunkte für die weitere Entwicklung.

Werden für die betrachteten Steigungen und Gangzahlen nur die drehmomentmaximierenden Radienverhältnisse dargestellt, ergeben sich Hüllkurven, aus welchen man in Abhängigkeit von der Achsneigung die optimale Steigung und zugehörigen Radienverhältnisse ablesen kann. In Abbildung 4 sind exemplarisch die Hüllkurven für dreigängige Wasserkraftschnecken dargestellt.

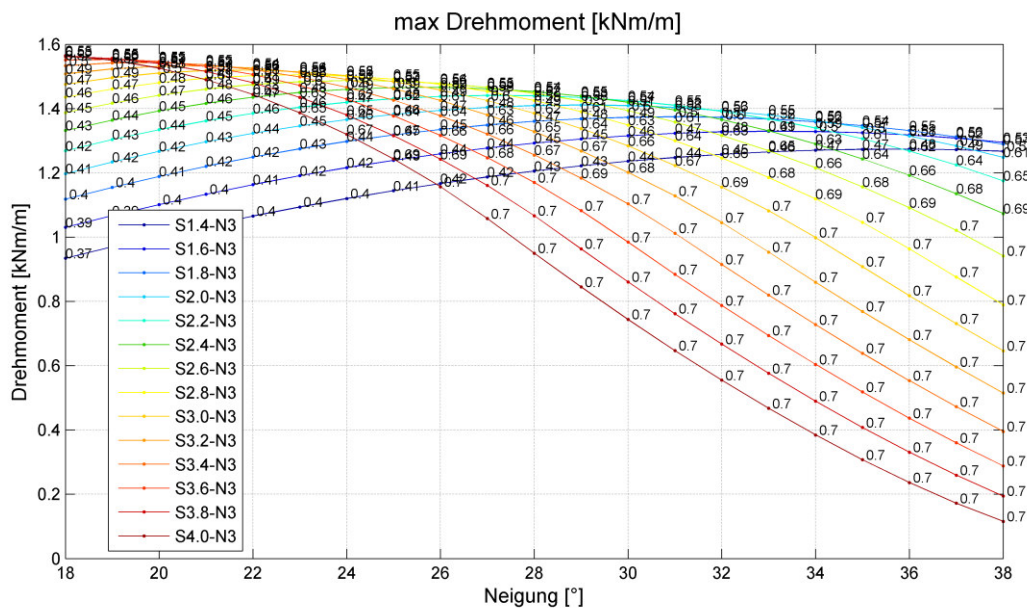


Abbildung 4: Gestaltungsdiagramm für N=3 (exemplarisch)

Es lässt sich aus den Daten erkennen, dass steigende Achsneigungen engere Steigungen der Gänge erfordern um das Drehmoment zu optimieren. Des Weiteren ist erkenntlich, dass sich bei einer optimalen Kombination von Steigung und Achsneigung ein Radienverhältnis von 0.54-0.55 drehmomentmaximierend auswirkt.

AP.3 Befragung der Betreiber und Anlagenbesichtigung

In Tabelle 2 sind die Spannweite und Mittelwerte der wichtigsten Gestaltungsparameter der WKS zu sehen, die in der Befragung erhoben wurden. Dadurch soll ein Überblick über die bereits gebauten Dimensionen gegeben, sowie auch die möglichen Einsatzbereiche gezeigt werden.

Tabelle 2: Überblick und Bereiche der wichtigsten Gestaltungsparameter

	Minimum	Maximum	Mittelwert
Außendurchmesser (m)	1,0	3,6	2,2
Schneckenlänge (m)	3,3	12	6,9
Neigungswinkel (°)	20,0	30,0	23,3
Durchfluss (m³/s)	0,3	5,0	2,1
Fallhöhe (m)	1,2	6,0	2,7

Auffallend ist die große Spannweite von Durchfluss und Fallhöhe. Es ist zu sehen, dass bisher nicht nutzbare Potentiale, wie bei einer Fallhöhe von 1,5 m oder einem Durchfluss von nur wenigen hundert Litern, durch den Einsatz der WKS interessant werden. Nach oben sind aber, vor allem konstruktionsbedingte, Grenzen gesetzt: so gibt Ritz-Atro den maximalen Durchfluss mit 10 m³/s und die maximale Fallhöhe mit 10 m an.

Der Außendurchmesser wird durch den Durchfluss bestimmt und die Schneckenlänge ergibt sich aus der Fallhöhe und dem Neigungswinkel. An dieser Stelle ist festzuhalten, dass neuere Schnecken generell flacher (normalerweise bei 22°) eingebaut werden.

In Abbildung 5 ist der Zusammenhang zwischen Durchmesser, Durchfluss und Drehzahl dargestellt.

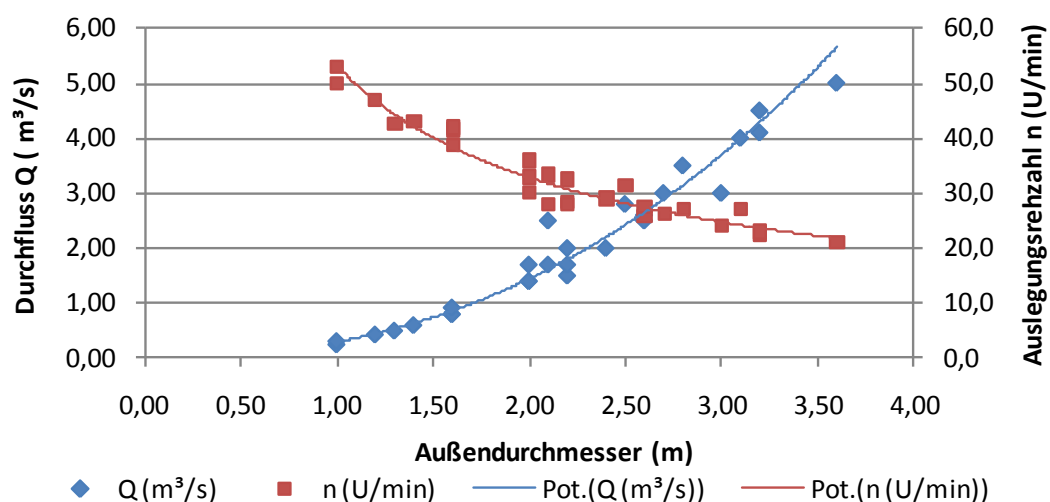


Abbildung 5: Durchfluss und Drehzahl in Abhängigkeit des Außendurchmessers

Daraus lässt sich erkennen, dass bei größerem Durchfluss der Außendurchmesser steigt, die Drehzahl aber geringer wird. Das erscheint logisch, da bei großen Schnecken (und hohen Durchflüssen) die Volumina der Schneckenkammern ebenfalls groß sind und um diese füllen zu können, muss sich die Schnecke langsamer drehen.

Bauzeit und Kosten

Ein kritischer Faktor für Kleinwasserkraftwerke sind die Kosten und auch die Bauzeit. Diese, definiert als der Zeitraum zwischen Baubeginn und Inbetriebnahme, lag bei 20 der 29 Anlagen unter sechs Monaten und bei nur drei Anlagen über 10 Monaten.

Abbildung 6 zeigt die Gesamtkosten in Abhängigkeit der rechnerischen Anlagenleistung (es wurde von einem standardisierten Wirkungsgrad von 75% ausgegangen). Darüber hinaus sind auch die Kosten pro installiertes Kilowatt Leistung zu sehen. Die Gesamtkosten liegen zwischen 60000 € und 445000 € und die Kosten pro Kilowatt installierter Leistung zwischen 2400 € und 12000 €.

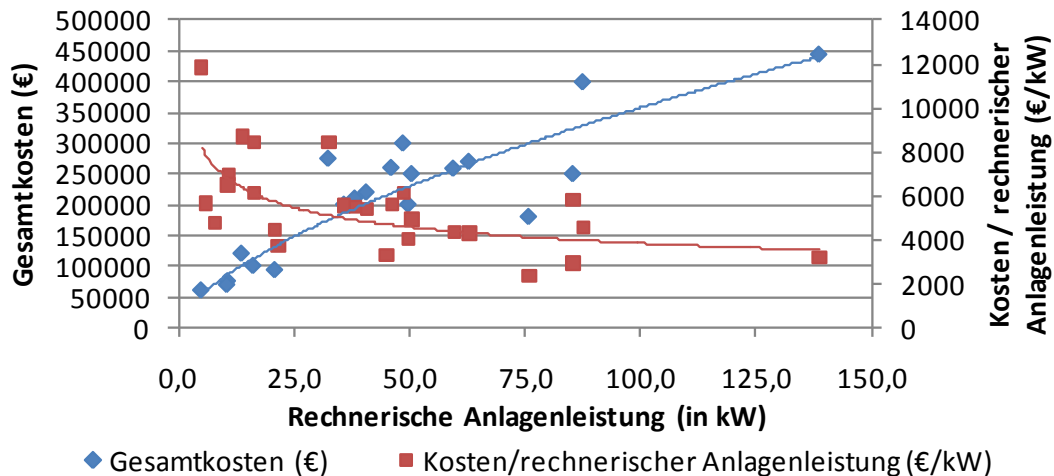


Abbildung 6: Anlagengesamtkosten und Kosten pro Kilowatt in Abhängigkeit der rechnerischen Anlagenleistung

Drehzahlregelung

Verfügen ältere Anlagen noch über keine Drehzahlregelung, so ist es mittlerweile nahezu Stand der Technik, unter Betrachtung der Kosten, variabel beaufschlagte Anlagen mit einer Drehzahlregelung auszustatten. Die Wasserkraftschnecke hat zwar schon einen relativ breiten Beaufschlagungsbereich mit gutem Wirkungsgrad, es kommt jedoch bei fixer Drehzahl in Kombination mit geringerem Durchfluss zu Einbußen durch die anteilig höheren Reibungsverluste. Dem kann durch eine Regelung der Drehzahl entgegengewirkt werden, sodass immer ein ausreichender Füllgrad der Kammern vorhanden ist. Von den 29 untersuchten Anlagen laufen 16 mit fixer Drehzahl, zwei Anlagen können mittels polumschaltbaren Generator mit zwei verschiedenen Drehzahlen betrieben werden und bei 11 Anlagen lässt sich die Drehzahl stufenlos durch einen Frequenzumrichter, der die Frequenz des Generatorstroms an die Netzfrequenz anpasst, regeln.

Fragen zum Betrieb der Schnecke

Bei diesen Fragen konnten die Betreiber frei antworten. Dabei stellte sich unter anderem heraus, dass die Vereisung ein Hauptproblem bei Schneckenkraftwerken ist. Mögliche Abhilfen sind eine Einhausung der Schnecke oder temporäre Abdeckungen.

Ein weiteres Problem stellt die Lärmentwicklung dar. Neben dem für die Schnecke charakteristischen Schlagen / Platschen der Blätter auf die Wasseroberfläche kann es bei Eisbildung ein Schleifgeräusch entstehen. Des Weiteren hat der Unterwasserstand Einfluss auf die Lautstärke. Abbildung 7 fasst die in der Befragung genannten Lärmquellen zusammen.

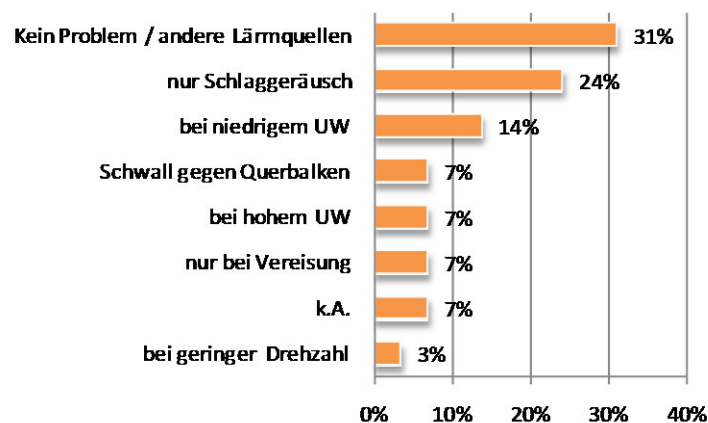


Abbildung 7: Auflistung ob und bei welchen Ereignissen es zu Lärmentwicklung kommt

Die meisten Anlagen (22 von 29) arbeiten mit einem Vertikal-Grobrechen ohne automatische Reinigung. Das Aufkommen von Schwemmgut hängt auch von der Situierung der Anlage (im Fluss oder an einer Ausleitung) ab. Generell ist der Wartungsaufwand aber gering. Er liegt in den meisten Fällen unter einer Stunde pro Woche (siehe .Abbildung 8).

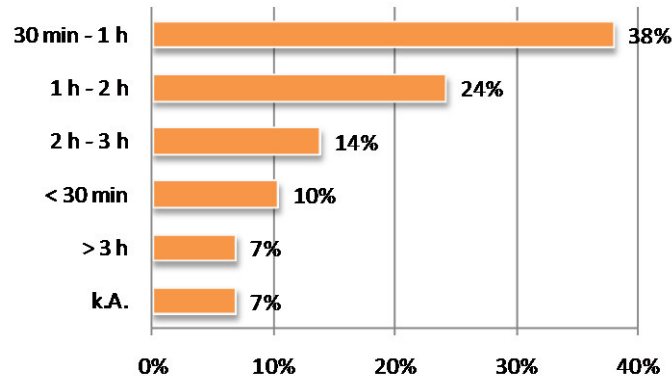


Abbildung 8: Verteilung des Wartungsaufwandes pro Woche

Änderungen im Durchfluss führen zu Schwankungen des Wasserspiegels. Der Zufluss zur Schnecke kann bei drehzahlregulierten Anlagen gesteuert und damit auch der Oberwasserspiegel konstant gehalten werden. Auf den Unterwasserspiegel hat man weniger Einfluss: so kann es zu einer Leistungsreduktion bei hohem Unterwasser (das Unterwasser wird von der Schnecke gerührt) und bei niedrigem Unterwasser zu lauterem Schlagen bzw. Spritzen kommen. Teilweise konnte dieses Problem durch Modifikationen an den unteren Enden der Schneckenblätter verringert werden. Dies und die anderen auftretenden Probleme bei schwankenden Wasserspiegeln sind in Abbildung 9 dargestellt.

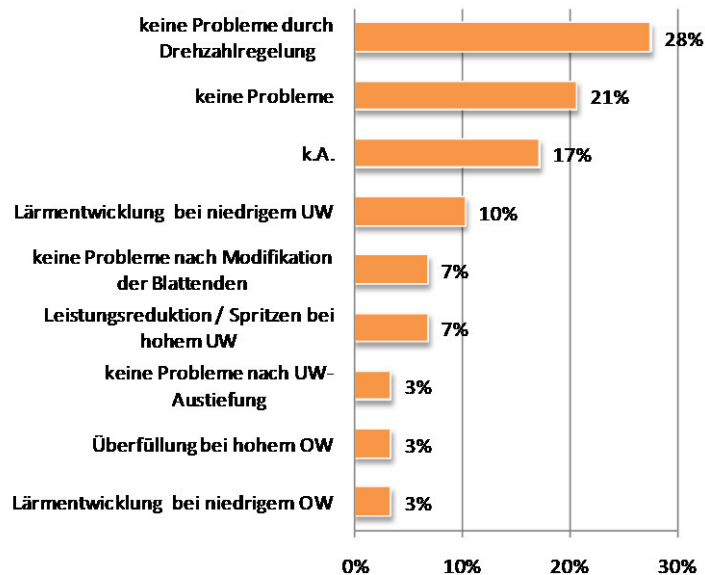


Abbildung 9: Auftretende Probleme treten bei Schwankungen von Ober- bzw. Unterwasser

Als Anwendung der WKS gaben 16 Betreiber „Hauptturbine“, neun „zur Restwassernutzung“ und vier „zur Überwassernutzung“ an. Als Hauptturbine dienen WKS vor allem als Ersatz für alte Turbinen und sie werden auch an wirtschaftlich kritischen Standorten eingesetzt. Die durch die Wasserrahmenrichtlinie vorgeschriebene erhöhte Restwasserabgabe in Ausleitungsstrecken und die Nutzung dieser an der Hauptturbine „verloren“ gegangenen Wassermenge ist die am zweithäufigsten genannte Anwendung der Schnecke. Zur Überwassernutzung wurden Schneckenkraftwerke meist neben bestehenden Anlagen errichtet.

AP.4 Leistungs- und Durchflussmessungen an bestehenden Anlagen

In Abbildung 10 ist ein Vergleich der 14 gemessenen Anlagen zu sehen. Dargestellt sind die Ergebnisse jener Messreihe bei der der höchste Anlagenwirkungsgrad ermittelt wurde. Des Weiteren sind auch noch die Anlagenleistung und die Art der Drehzahlregelung dargestellt.

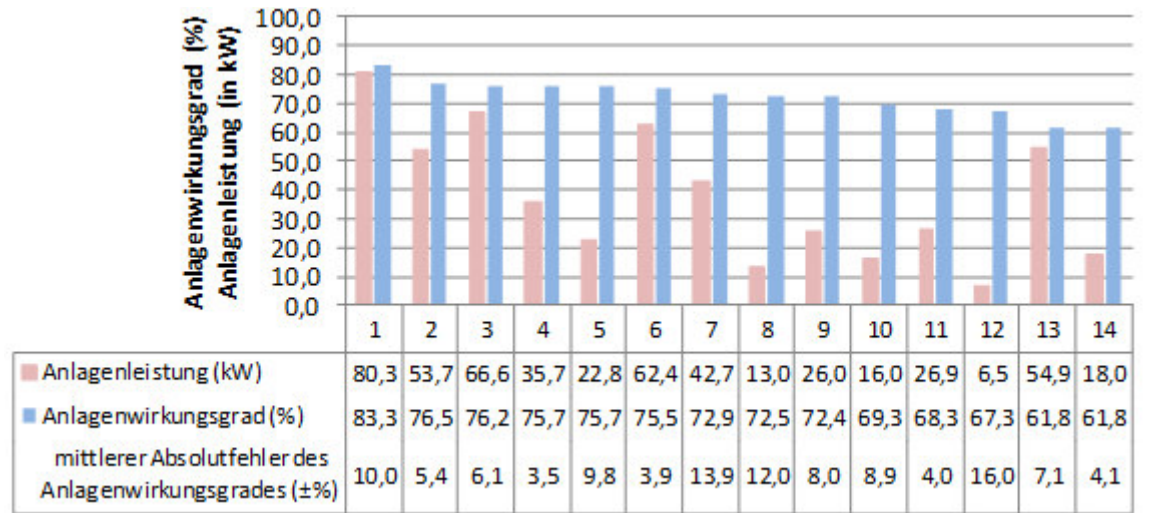


Abbildung 10: Vergleich der gemessenen Anlagen. Dargestellt ist jene Messreihe mit höchstem Anlagenwirkungsgrad. Dazu noch der mittlere Absolutfehler des Anlagenwirkungsgrades und die Anlagenleistung

Es ist zu sehen, dass die Anlagenwirkungsgrade zwischen 61 und 83% liegen und somit in einem für die Kleinwasserkraft gutem Niveau liegen. Die mittleren Fehler liegen bei Anlagen mit guten Messbedingungen im Bereich von etwa $\pm 5\%$, bei Anlagen mit schlechteren Messbedingungen (suboptimaler Messquerschnitt, Leistungsablese nicht vom Einspeisezähler möglich) teilweise um 10%.

In Abbildung 11 ist die Auswirkung der Drehzahlregelung auf den Wirkungsgrad dargestellt. Dafür wurde von jeder Anlage (mit bzw. ohne Drehzahlregelung) jene Messreihe mit dem maximalen bzw. minimalen Wirkungsgrad ausgewählt und aus diesen Werten der Mittelwert gebildet. Zu sehen ist, dass der mittlere minimale Wirkungsgrad bei beiden Anlagentypen in etwa gleich ist, während der mittlere maximale (und auch der mittlere) Wirkungsgrad von Anlagen mit Drehzahlregelung (Anlagen mit Frequenzumrichter und polumschaltbaren Generator wurden zusammengefasst) den von Anlagen ohne Drehzahlregelung doch merkbar übersteigt.

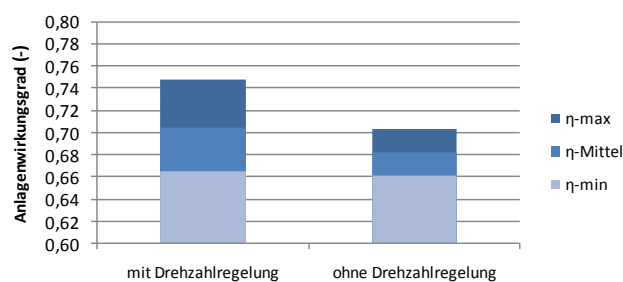


Abbildung 11: Verteilung der gemessenen Anlagenwirkungsgrade (η -min: mittlerer minimaler Anlagenwirkungsgrad, η -Mittel: mittlerer Anlagenwirkungsgrad und η -max mittlerer maximaler Anlagenwirkungsgrad) für Anlagen mit bzw. ohne Drehzahlregelung

In der Folge wurde auch versucht die Schneckenwirkungsgrade der gemessenen Anlagen zu ermitteln. Da nur selten die genauen Wirkungsgrade von Generator, Getriebe etc. bekannt waren, konnte der Schneckenwirkungsgrad meist nur unter der Verwendung von Standardwerten geschätzt werden. Es konnte aber das Vorhandensein der Anlagenteile (Frequenzumrichter, unterschiedliche Getriebearten) berücksichtigt werden.

AP.5 Entwurf von Anlagen zum Test im Labor

Da von einer Referenzschnecke ausgegangen wurde, konnte jede Abweichung von diesem Standard (insg. 6 Abweichungen) einzeln getestet werden. Dies ermöglichte eine genaue Zuordnung der Wirkungsgrad und Betriebsverhaltensabweichung zum veränderten Parameter. (vgl. Tabelle 1)

Die endgültigen Fertigungspläne wurden nach mehrmaliger Rücksprache und Revisionen mit der Hersteller (Fa. Landustrie Sneek BV, Niederlande) gezeichnet.

Bereits im Vorversuch war der deutliche Einfluss der Drehzahl zu sehen, was einen engen Messraster notwendig machte. Mit der Wahl der Durchflüsse (20- 220 l/s in 20l/s-Schritten) ergab sich daraus über die Schneckendimension ein Drehzahlfenster von 20- 80U/sec in Schritten von 5 U/sec.

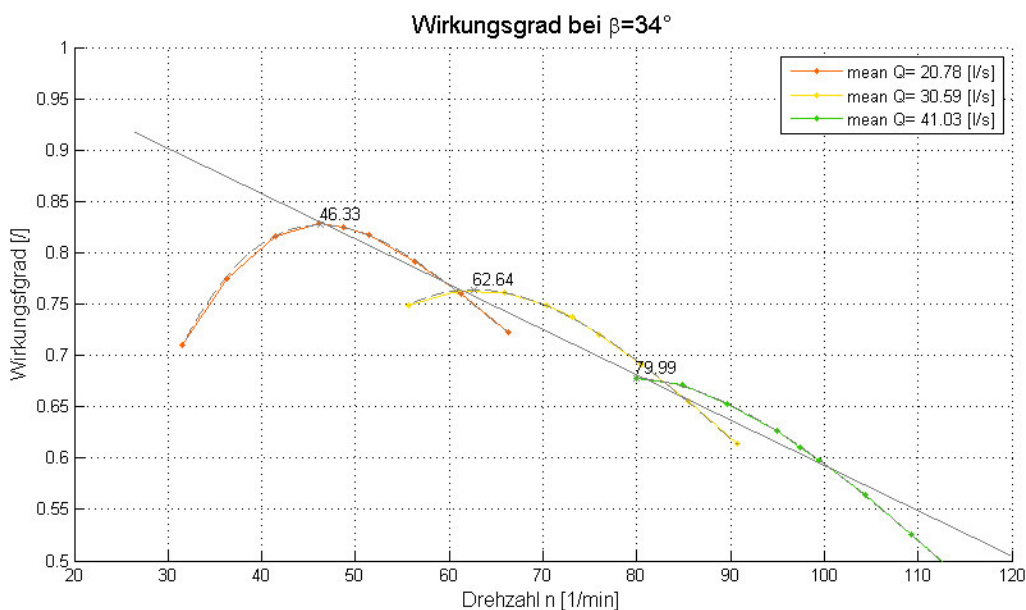


Abbildung 11: Optimierung der Drehzahl

In Anlehnung an in der Literatur aufgezeigten Muschelkurven für verschiedene Turbinen konnte aus den Versuchen ein Äquivalent für die Wasserkraftschnecke aus den Modellversuchen erstellt werden (Abbildung 12). Um die variablen Betriebsparameter zu normieren wurde die Einheitsdrehzahl bzw. der Einheitsdurchfluss nach Pfeleiderer [8] herangezogen. Dadurch werden die Parameter, die einander gegenseitig beeinflussen auf einen vergleichbaren Einheitszustand gebracht. Werden die gemessenen Datenpunkte gegen die Einheitsdrehzahl n_1 und den Einheitsdurchfluss Q_1 aufgetragen und die jeweiligen Werte des Wirkungsgrades zugeordnet, können Isolinien zwischen den Datenpunkten interpoliert werden. Anhand der Isolinien kann mit dem Einheitsdurchfluss als Eingangsparameter die optimale Drehzahl ermittelt werden.

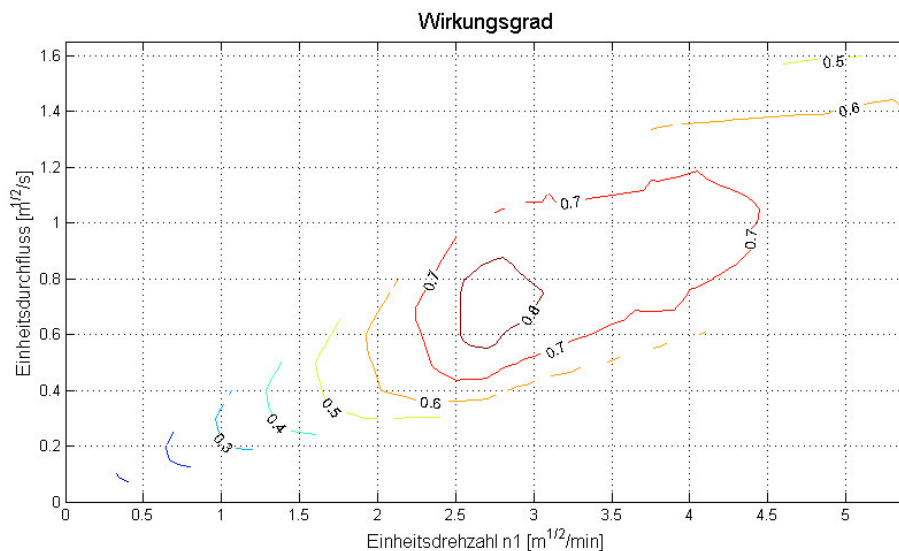


Abbildung 12: Muschelkurve mit Einheitsdrehzahl und Einheitsdurchfluss nach Pfeleiderer

AP.6 Bau der Schnecke und Aufbau der Anlage

Die Herstellung des Versuchsaufbaus erfolgte unter Mithilfe von Studenten als Teil ihrer Bakkalaureats Arbeit um sie einerseits bereits früh (vor den Messungen) in das Projekt einzubinden und andererseits gemeinsam einen Teil des Verzugs wieder aufzuholen. Es war allerdings extrem arbeitsintensiv das Ober- sowie das Unterwasserbecken herzustellen. Beide bestehen aus einer Metall-Schweißkonstruktion mit innenliegenden PVC-Becken. Vor allem die Höhenverstellbarkeit, zur Einstellung der verschiedenen Neigungswinkel, gestaltete sich schwierig. Die gelieferten Schnecken, der Trog mit Lagerung, Getriebe und Wirbelstrombremse (Retarder) sind in Abbildung 12 zu sehen.



Abbildung 12: Gelieferte Schnecken (vorne 3,4, und 5-gängig), mit Trog und als fertiger Aufbau

Die fertig montierte Wasserkraftschnecke sowie die Wehranlage zur Einstellung des Unterwasserspiegels ist in Abbildung 13 dargestellt.



Abbildung 13: Fertiger Aufbau der Wasserkraftschnecke und der Wehranlage zur Unterwasserregulierung

AP.7 Prüfen und Abstimmen der Entwurfstabellen über Laborversuche & Tests zur Ermittlung von optimalen Betriebspunkten:

Das Konzept der Drehrohrschnecke (geschlossener, mitdrehender Trog) wurde am Vorversuchsmodell mit der konventionellen Bauweise verglichen. Die Verfasser entschieden sich für diese Vorgangsweise um auch hier Kosten gegenüber dem Großversuch zu sparen falls die Unterschiede zugunsten der konventionellen Variante ausfielen. In Abbildung 15 ist eine Gegenüberstellung der beiden Varianten für 28° Neigung ersichtlich. Man sieht, dass der Wirkungsgrad abseits des Maximums deutlich schneller fällt und sich die Drehrohrschnecke schlechter an suboptimale Bedingungen anpassen kann.

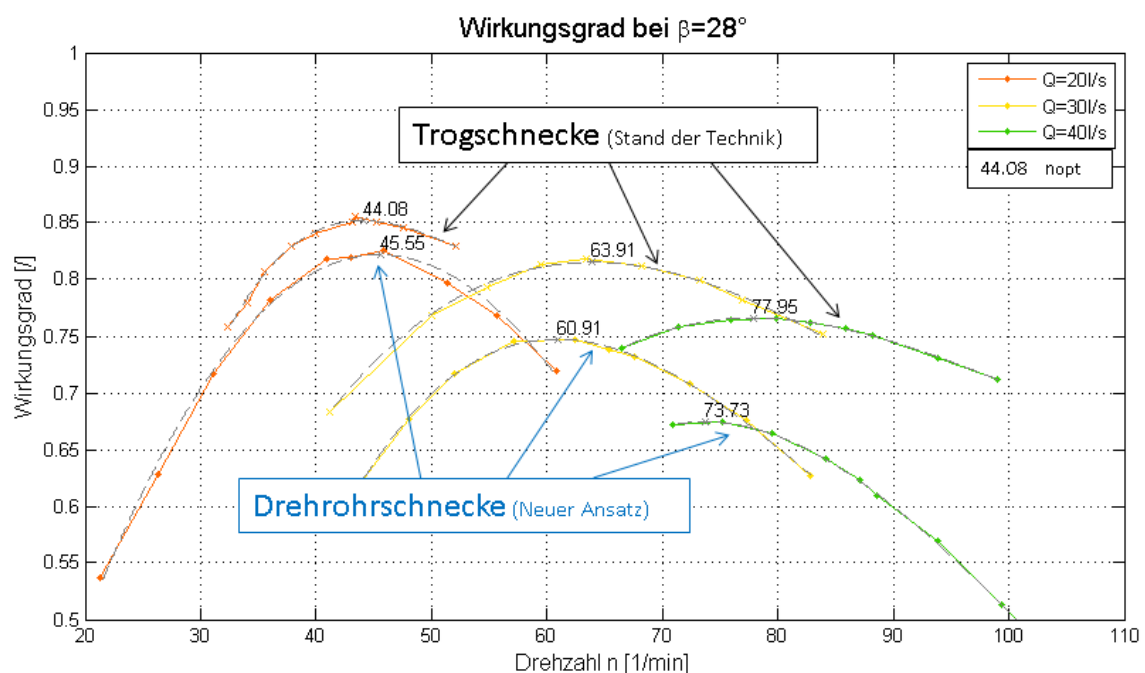


Abbildung 14: Vergleich von Drehrohrschnecke mit der konventionellen Bauweise bei 28° Neigung

Abbildung 15 zeigt eine Gegenüberstellung der beiden Varianten für alle getesteten Neigungen. Die Drehrohrschnecke (in der Legende oben) zeigt nur bei einem geringen Durchfluss von 20 l/s und einer Achsneigung von 30° leichte Vorteile. In allen anderen Versuchen zeigte die Drehrohrschnecke schlechtere Ergebnisse. Zum Teil lagen die Ergebnisse deutlich unter denen der konventionellen Bauweise. Deshalb wurde diese Variante nicht mehr weiter verfolgt.

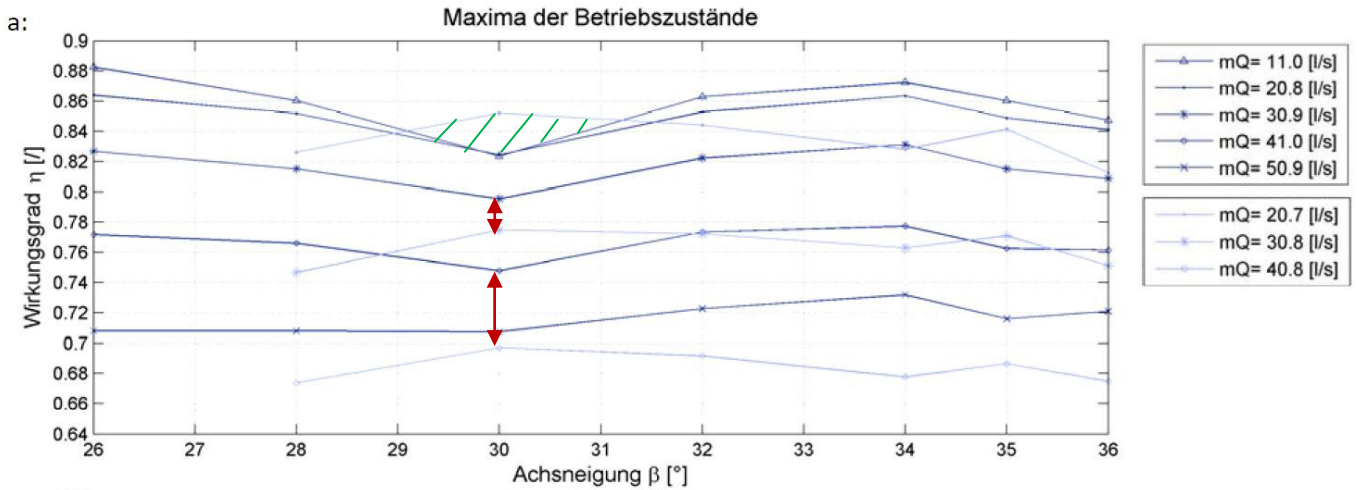


Abbildung 15: Vergleich der maximalen Wirkungsgrade von Drehrohrschnecke und konventionellen Bauweise

Die große Versuchsschnecke, die nach diesen Ergebnissen in AP.5 designet und in AP.6 gebaut wurde, wurde in AP.7 ebenfalls getestet. Als ersten Schritt wurden Versuche zum erforderlichen Messraster gemacht- von anfänglichen 10 U/min Schritten ist auf eine Schrittweite von 5 U/min übergegangen worden, da sich damit deutlich genauere Verläufe ableiten ließen. Dazu wurden Messungen in beiden Varianten durchgeführt und wie in Abbildung 16 ersichtlich, die abgeleiteten Verläufe verglichen.

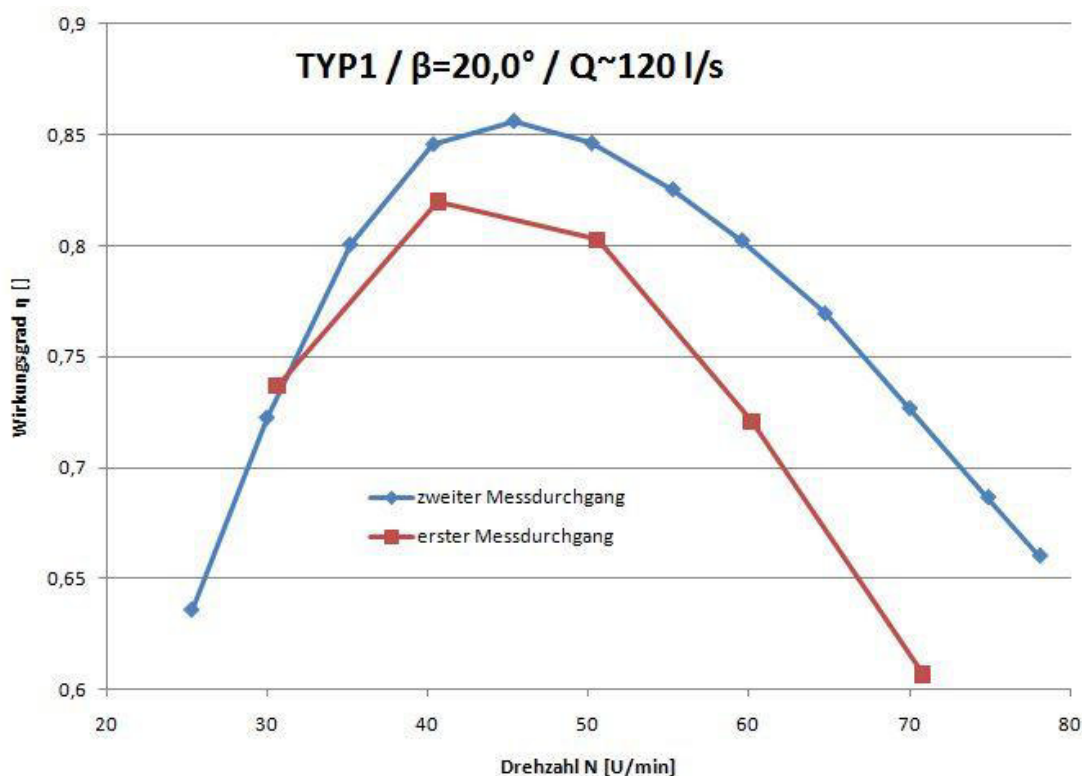


Abbildung 16: Vergleich der Kurvenanpassung von Messungen mit 5 bzw. 10 U/min – Schritten

Es ist in diesem Beispiel gut zu erkennen, dass das Wirkungsgradmaximum bei der zweiten Messung besser erfasst wurde. Der absolute Unterschied zwischen den beiden Messungen ergab sich durch die bessere Anpassung der Schnecke an den Trog (Spaltmaß) vor der zweiten Messung.

Weiters wurden unterschiedliche Unterwasserstände getestet um die unterschiedlichen Wirkungsgradergebnisse zu vergleichen. Abbildung 17 zeigt die Wirkungsgradverläufe bezogen auf die Eintauchtiefe bei unterschiedlichen Durchflüssen. Eine optimale Anpassung (iterative Näherung) wie im Vorversuch hätte eindeutig die optimalen Ergebnisse gebracht- dafür hätte sich die Messzeit allerdings von einem halben Jahr auf etwa 3 Jahre verlängert. Der Wissensgewinn wäre allerdings bescheiden gewesen und so wurde nach einem Wasserspiegel gesucht der gute Ergebnisse für alle Durchflüsse ergibt (trade-off).

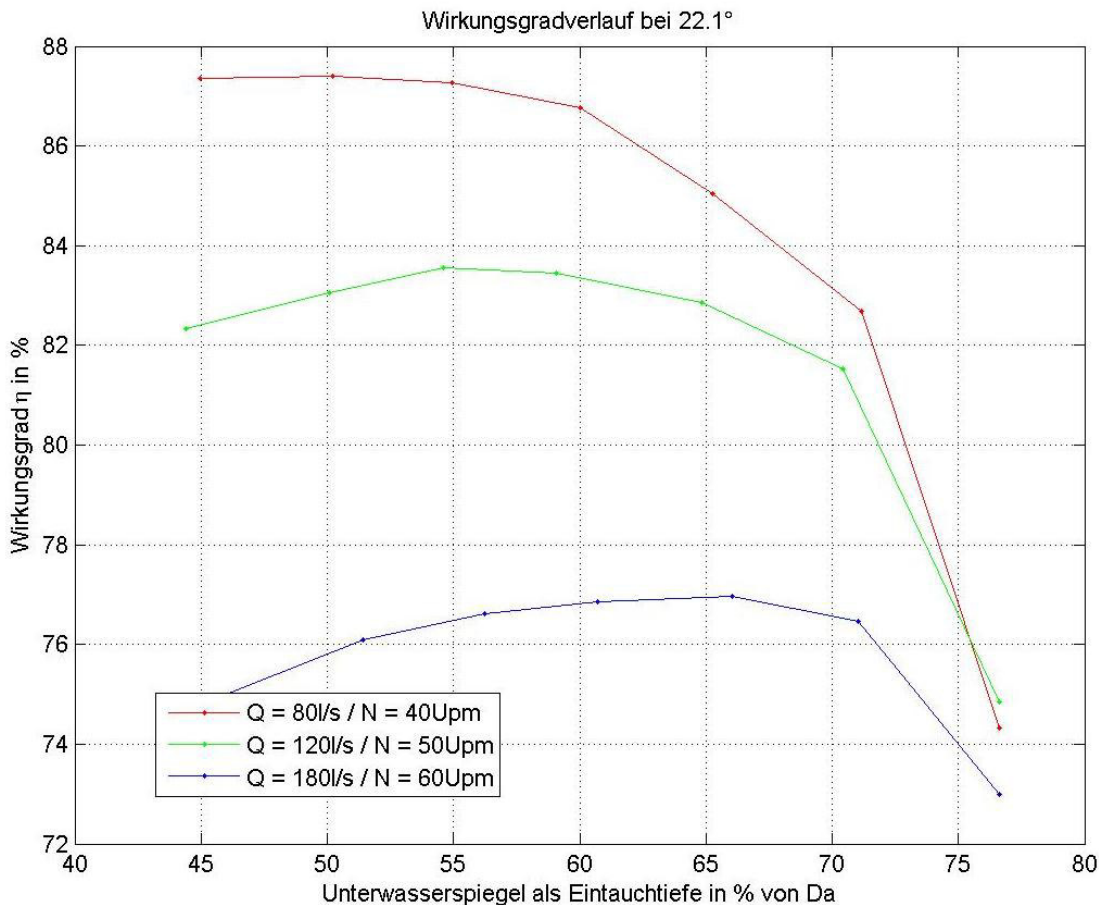


Abbildung 17: Vergleich der Wirkungsgradeverläufe über die Eintauchtiefe bei versch. Durchflüssen

Für die endgültigen Messungen wurde ein Unterwasserstand gewählt, bei dem 55% des Auslassquerschnitts des Schneckendurchmessers eingetaucht sind. Ein einheitlicher Messraster mit Durchflusswerten von 20- 220 l/s in 20l/s-Schritten in Kombination mit Drehzahlen von 20- 80U/sec in Schritten von 5 U/sec wurde gewählt. Dieser einheitliche Messraster wurde bei jeder Schneckenneigung (8 unterschiedliche) auf jeden Schneckentyp (7 untersch.) angewandt. Aus diesem Messschema (Abbildung 18) ergeben sich 56 Messzyklen bei denen ein Durchflusswert eingestellt wird und die Drehzahlregelung automatisch einen Messzyklus abfährt. Danach wird der nächste Durchfluss eingestellt und die Drehzahlregelung fängt den nächsten Messzyklus an.

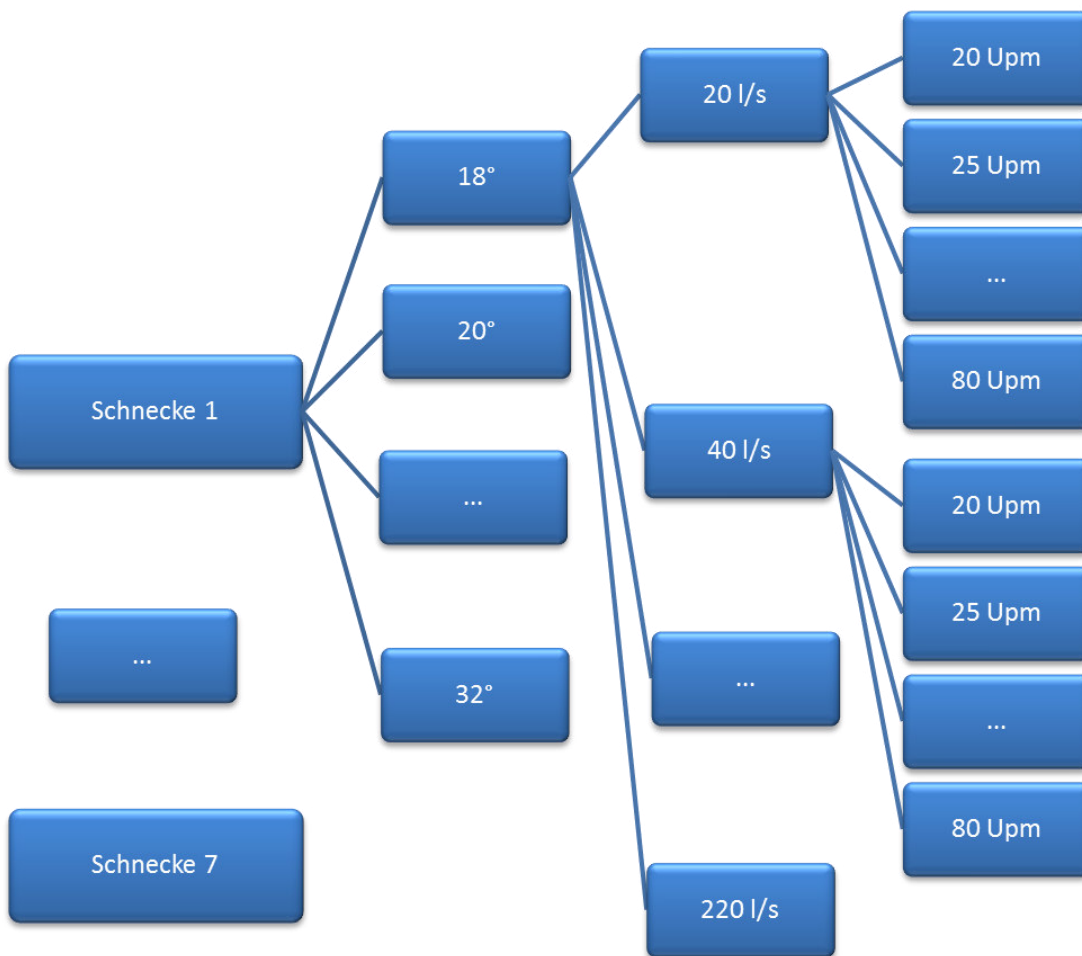


Abbildung 18: Messschema mit Klein-/ Größtwert und Schrittweite

Die im Projekt programmierte SPS regelt den Bremsstrom für die Wirbelstrombremse. Über das erreichte Bremsmoment wird so die Drehzahl geregelt. Es ergibt sich eine notwendige Einspielzeit, da bei Erhöhung der Drehzahl die Kammern noch stärker gefüllt sind als sich durch die aktuelle Drehzahl einstellen würde. Das gemessene Moment ist damit noch größer als das an sich zur Drehzahl korrespondierende, daraus ergibt sich eine Erhöhung des Bremsmoments was zu einer Verlangsamung führt. Dieses Einschwingen wurde in der Steuerung berücksichtigt, es konnte allerdings nicht ganz eliminiert werden. Die Messzeit ergibt sich somit aus der Einstellzeit (Durchfluss & UW- Spiegel, Q/n-Kombination mit Einspielzeit) und der eigentlichen Datenaufzeichnung.

Zu jeder Einstellung wurden 100 Sekunden lang Daten mit 10Hz ermittelt. Der Datenumfang je Messung entsprach also etwa 1000 Datensätzen. Eine Bildschirmansicht der Steuer- Messsoftware ist in Abbildung 19 ersichtlich.

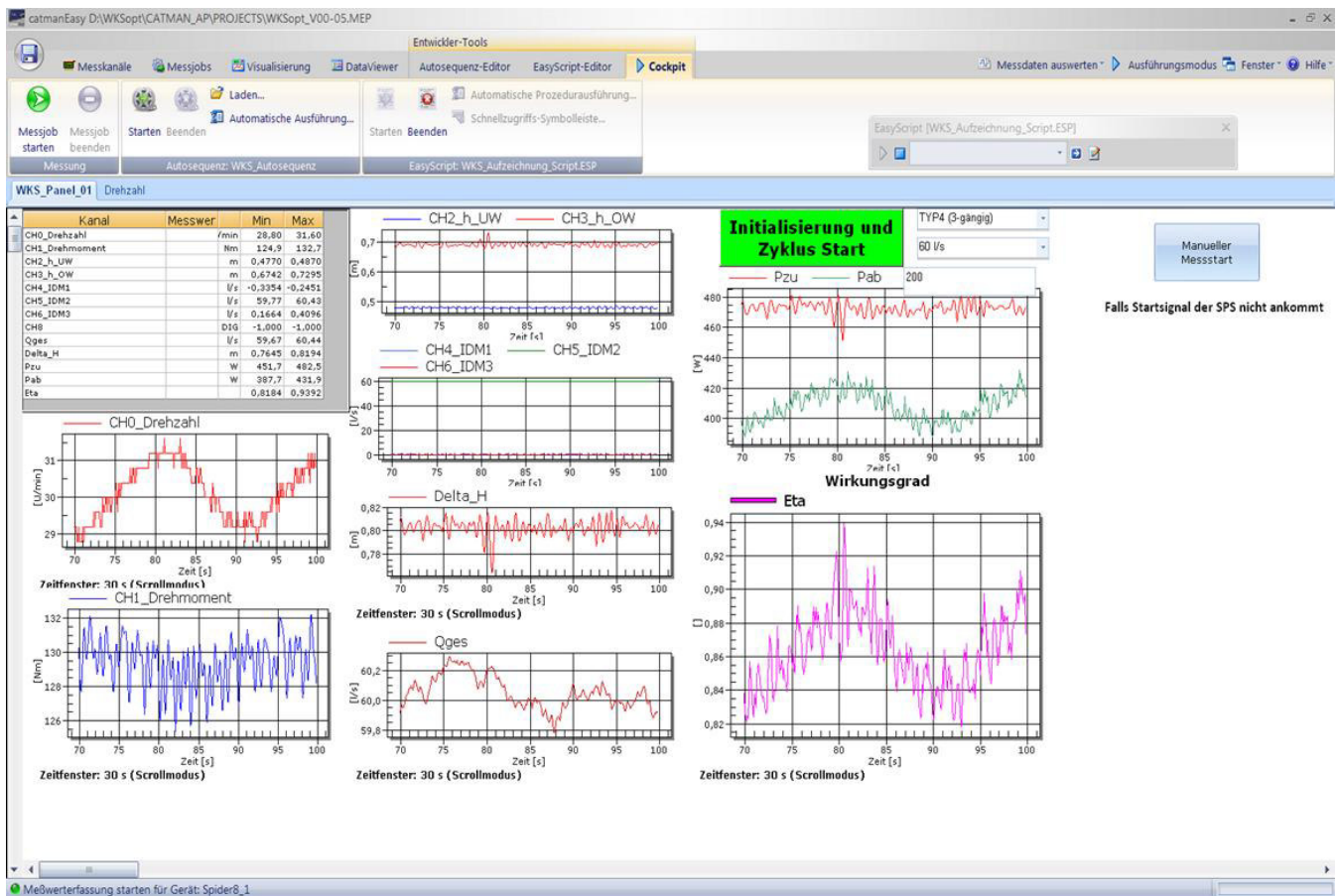


Abbildung 19: Messsoftware- Onlinemessung (screenshot)

Die Umbauarbeiten beim Schneckenwechsel dauerten immer wieder bis zu mehreren Tagen, da jede Schnecke individuell an den Trog angepasst werden musste.

Um die Auswertung zu erleichtern bzw. zu automatisieren wurde ein Programm geschrieben, das:

1. Werte, die mehr als $3 \cdot \sigma$ vom Mittelwert abweichen, von der weiteren Analyse ausschließt
2. aus den verbleibenden Werten den Mittelwert berechnet
3. Die bereinigten Wirkungsgrade in Bezug auf Durchfluss & Umdrehungszahl anschaulich als Grafik darstellt
4. zu Vergleichszwecken das Wirkungsgradmaximum je Neigung ermittelt

Eine beispielhafte Vorauswertung ist in Abbildung 20 zu sehen.

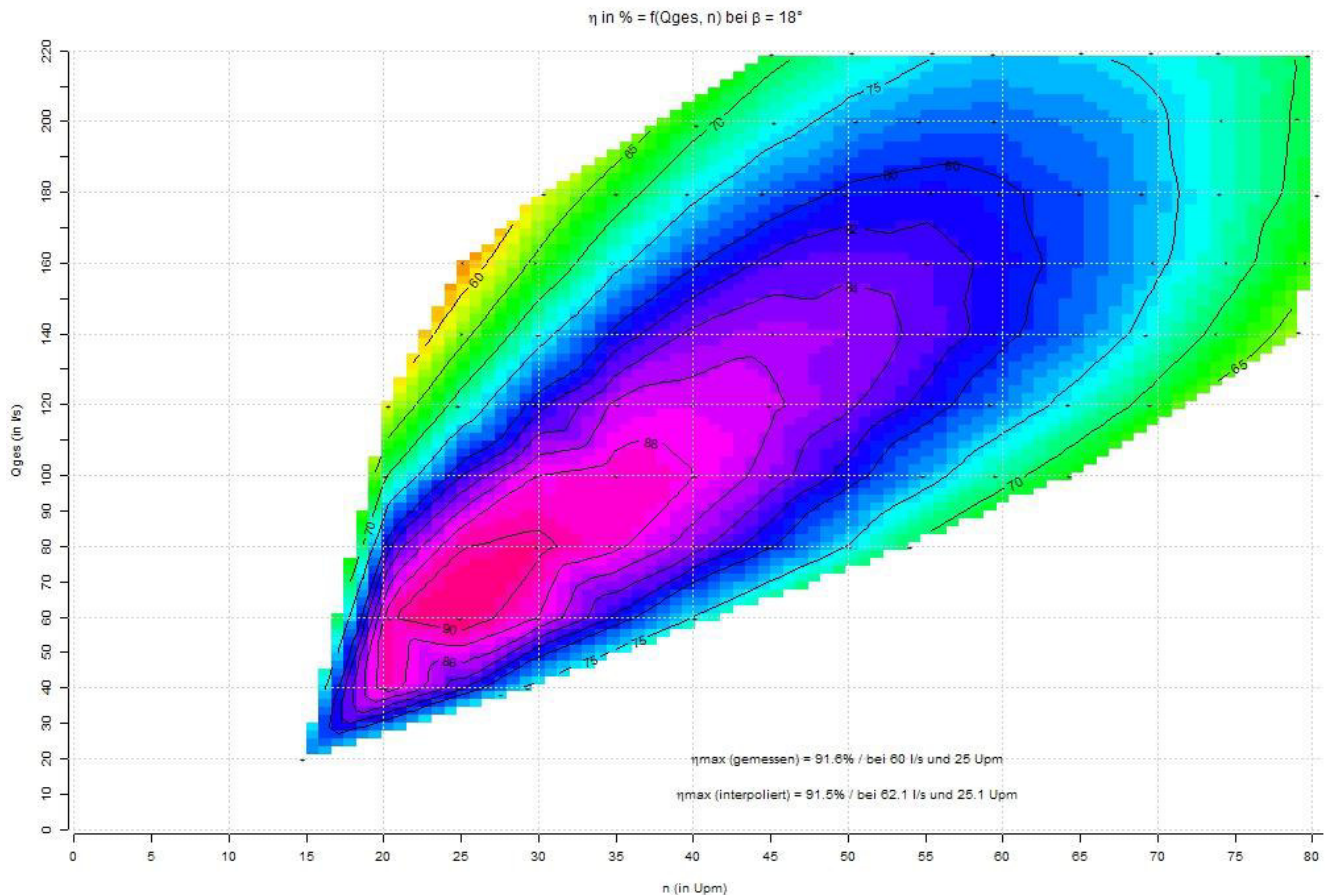


Abbildung 20: Wirkungsgradauswertung (Typ 7, 18,0°)

Alle getesteten Schnecken zeigten einen geometrisch ähnlichen, eindeutigen Wirkungsgradverlauf. Ein deutliches Maximum bei niedrigen Drehzahlen und Durchflüssen das nach allen Seiten fällt (mit unterschiedlichen Gradienten). Auch haben alle Schnecken ein Plateau hohen Wirkungsgrades im Bereich der Vollfüllung gezeigt (etwa 45° Achse vom Ursprung in den 1. Quadrant). Der wesentliche Unterschied ist jedoch die Höhe dieses Plateaus (Wirkungsgradspitze), die Neigung (Wirkungsgradverlauf), die Ausrichtung (hohe Q oder n vorteilhaft) und für unregelmäßige Anlagen sehr wichtig – die Breite des Plateaus (Wirkungsgrade bei untersch. Q).

AP.8 Verändern der Anlagengeometrien und Testen der Wirkungsgradverbesserungen

Umfangreiche Tests und Vergleiche zwischen den Varianten zeigten die Verbesserungspotentiale der unterschiedlichen Lösungen im Oberwasser – am Einlauf- auf. Wie in Abbildung 21 ersichtlich, war die Verbesserung manchmal nur in bestimmten Teilen des Messfeldes deutlich ausgeprägt. Bei einer Variante kam es zu generellen Verschlechterungen, bei einigen zu partiellen Verschlechterungen die mit den Verbesserungen in anderen Bereichen Hand in Hand gingen. Die beste Variante schaffte im hauptsächlichen Anwendungsbereich eine Verbesserung von knapp unter 4 % zum Referenzszenario, was eine deutlich höhere Ausnutzung des Potentials ermöglichen würde und damit die Energieausbeute wesentlich erhöht. Da ähnliche Varianten auch ähnliche Verbesserungen erzielten ist die Belastbarkeit dieser Aussage sichergestellt.

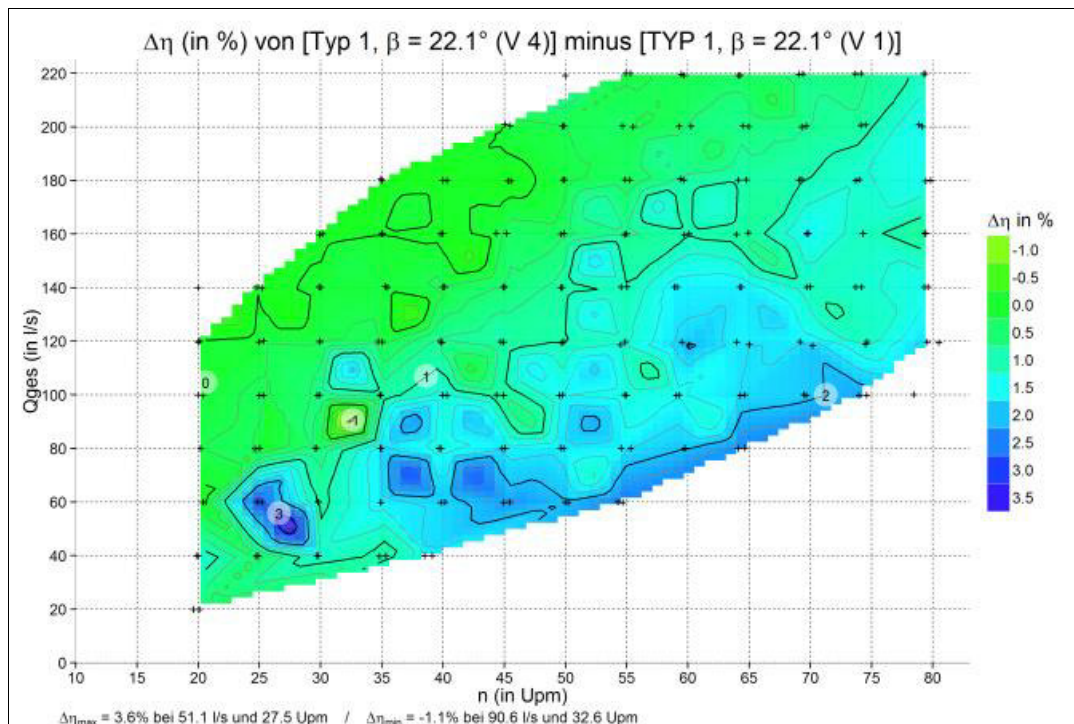


Abbildung 21: Wirkungsgradvergleich der Varianten V4 minus V1

Weniger erfolgreich waren die Verbesserungen in Unterwasserbereich. Eine Wirkungsgradverbesserung konnte hier nicht erreicht werden. Es ergab sich auch das Problem, dass große Schallemissionen vor allem bei niedrigen Unterwasserständen auftreten. Somit müsste eine Form oder Absperrmechanismen auch beweglich/regelbar sein um bei Normalwasserstand keine negativen Einflüsse zu haben. Leider ist dies nur bedingt gelungen. Es konnten geringe Reduktionen der Schallemissionen festgestellt werden, sie korrelierten jedoch sehr gut mit Wirkungsgradreduktionen. Dies bedeutet große Verluste wenn die Anlage merklich leiser werden soll.

AP.9 Erstellung eines Leitfadens zur Schneckendimensionierung und -ausgestaltung

Der Leitfaden enthält eine Zusammenstellung der Ergebnisse die eine Abstimmung der zu planenden Anlagen auf die individuellen Verhältnisse vor Ort möglich macht.

4 Ausblick und Empfehlungen

„Jede ‚Antwort birgt neue Fragen“ Die BOKU und die Firma SGW sind sich einig, dass es noch weiteren Forschungsbedarf gibt. Vor allem wäre es interessant weitere Abstufungen und Kombinationen der erfolgreichsten Varianten zu testen und auch die Einlaufgeometrien mit den gewonnenen Erkenntnissen weiter zu verfeinern.

Aber auch andere Hersteller, die immer wieder kontaktiert wurden um einen gewissen Erfahrungsaustausch auf diesem noch neuen Feld zu haben, zeigten großes Interesse an weiterer Forschung. Leider ist der Schritt zu einem konkreten Projekt, wie auch im Antrag schon beschrieben, durch den guten Absatz der Technologie noch gehemmt.

Der bestehende Versuchsstand soll für weiterführende Analysen zur Wasserkraftschnecke verwendet werden. Mögliche Themen wären andere Formen von Schnecken- Rotationskörpern (Patent- Chris Rorres), Hochwassereinfluss, weitere Ein- und Ausströmgeometrien der Hersteller oder auch die Verluste von bestehenden Schallreduktionsanbauten zu quantifizieren.

5 Literaturverzeichnis

- [1] Späh, H.: Fischereibiologisches Gutachten zur Fischverträglichkeit der patentgeschützten Wasserkraftschnecke der Ritz-Atro Pumpwerksbau GmbH. Bielefeld: (2001)
- [2] FISHTEK consulting: Fish Monitoring and Live Fish Trials. Archimedes Screw Turbine, River Dart-Phase 1 Report: Live fish trials, smolts, leading edge assessment, disorientation study, outflow monitoring. Moretonhampstead: (2007)
- [3] Schmalz, W.: Untersuchungen zum Fischabstieg und Kontrolle möglicher Fischschäden durch die Wasserkraftschnecke an der Wasserkraftanlage Walkmühle an der Werra in Meiningen – Abschlussbericht. Breitenbach: (2010)
- [4] Kleemann, J.: Gutachten zur Wirkungsgradbestimmung an einer Wasserkraftschnecke Fabrikat RITZ-ATRO, Technische Universität Kaiserslautern – Fachbereich für Maschinenbau und Verfahrenstechnik (2003)
- [5] Bard, N.: River Dart Hydro Performance Assessment By Nick Bard Hydro Services For Mannpower Consulting Ltd. (2007)
- [6] Richtlinie 2000/60/EG des europäischen Parlaments und des Rates zur Schaffung eines Ordnungsrahmens für Maßnahmen der Gemeinschaft im Bereich der Wasserpolitik (v. 23.10.2000)
- [7] <http://www.deltares.nl/en/facilities/instrumentation/p-ems>
- [8] Pfeleiderer, Carl: Strömungsmaschinen / Carl Pfeleiderer ; Hartwig Petermann . - 6., neubearb. Aufl. / von Hartwig Petermann . - Berlin [u.a.] : Springer , 1991

6 Anhang

Publikationen:

- Hydro 2012 Lashofer, A; Hawle, W; Schuster, G; Kaltenberger, F; Pelikan, B;
(2012): State of technology and design guidelines for the archimedes screw turbine.
- [Hydro 2012 - Innovative Approaches to Global Challenges, Bilbao, SPAIN, OCT 29-31, 2012] In: The international Journal on Hydropower & Dams, Hydro 2012 - Proceedings - Full papers

Präsentation:

- Renexpo 2012 Lashofer, A; Hawle, W; Schuster, G; Kaltenberger, F; Pelikan, B (2012): Endbericht zur Wirkungsgradanalyse an Wasserkraftschnecken.
- RENEXPO Austria - 4. Internationale Fachmesse und Kongress für Erneuerbare Energien & Energieeffizienz, NOV 29 – DEZ 1, 2012, Salzburg, AUSTRIA

STATE OF TECHNOLOGY AND DESIGN GUIDELINES FOR THE ARCHIMEDES SCREW TURBINE

Alois Lashofer, Werner Hawle, Irina Kampel, Florian Kaltenberger, Bernhard Pelikan

Institute of Water Management, Hydrology and Hydraulic Engineering
University of Natural Resources and Life Sciences Vienna (BOKU)
Muthgasse 18, A-1190 Vienna, lashofer.alois@boku.ac.at

Abstract

Archimedean screws are being used for power generation for more than one decade. Compared to other turbines, this new, ultra-low head technology is still a niche product. The presented work includes a site inquiry, an operator survey, comprehensive field measurements, and extensive laboratory tests. It assesses the prevalence of the turbine, its application, operational experiences as well as design alternatives and design guidelines. Specific investment costs range from 0,5 to 2 €/kWh and operating costs are comparatively low due to a wide screen spacing and the general robust structure. Mean plant efficiencies were 69% and the six top-performing plants achieved peak efficiencies above 75%. The concept of the rotary screw turbine was evaluated. In the main experimental tests of seven different screw designs efficiencies of up to 94% were recorded.

Background

The physicist and mathematician Archimedes (287-212 BC) is assumed to have invented the screw pump in the 3rd century BC, which is why it is referred to as the "Archimedes screw" [1]. It is used to elevate water for irrigation as well as drainage purposes. The same principle is applied in modern bulk handling systems, known as screw conveyors. The Archimedes screw turbine (AST)¹ is an energy-related reversal of the Archimedean screw pump and was patented in 1991 by Karl-August Radlik [2]. The first AST was tested at the Technical University in Prague from 1995 to 1997 directed by Karel Brada. In 1997, the AST was already installed at the river Eger in Aufhausen (Germany), where it has been running ever since with a generating capacity of around 4 kW. The AST first started commercial operation in 2000 at the river Fränkische Saale in Hammelburg (Germany). The number of AST has grown to more than 400 installations worldwide, based on our own research and consultation with the manufacturers. Consequently there are comparatively few operator reports available and a limited number of published scientific research papers. Although a recent publication by Dirk Nuernbergk [3] provides detailed mathematical design guidelines, there is a need for further evidence-based research on this low-head technology.

Concept

The project "WKS-opt"² (Improvement of flow characteristics, design parameters and operation guidelines for the hydrodynamic screw) was launched in March 2010 to provide a scientific basis for the design and the operation of AST, while stimulating further development in this technology. Three consecutive work packages were completed by October 2012: (1) an operator survey and on-site efficiency measurements; (2) evaluation of a new concept – the rotary screw turbine (RST; closed, rotating trough); and (3) the effects of varying shape parameters (Figure 1) which are studied in laboratory tests (pitch, diameter ratio, number of blades, screw angle).

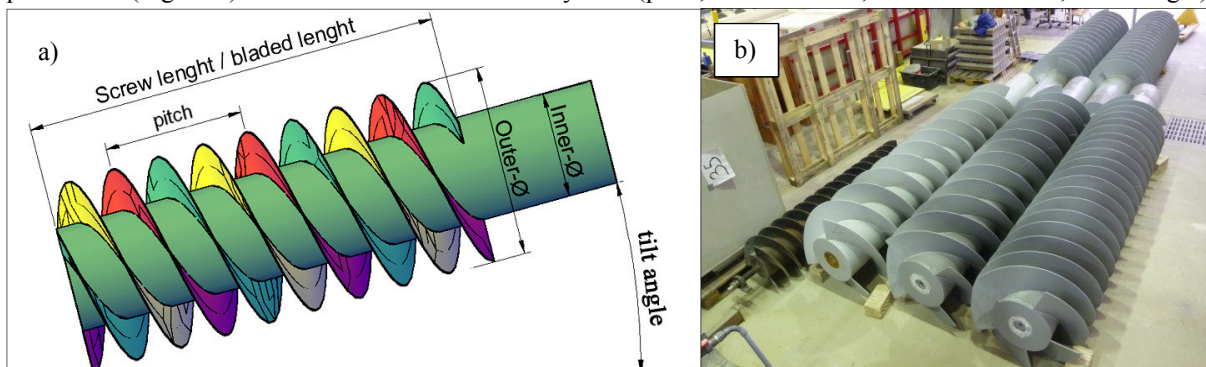


Figure 1: a) geometric shape parameters of the AST (3-bladed) b) small- and large- scale experiment screws

¹ Also known as „Hydrodynamic screw“, „Archimedean screw“ and “Water power screw”

² WKS is the german abbreviation for AST

Methodology

An emphasis was placed on getting a comprehensive overview on AST design and operation. This stands apart from the existing reports on efficiency [4], [5] and operation, which mostly reflect manufacturer views and individual positive or negative experiences. Therefore all three known manufacturers (2010) were contacted in order to include installations of all brands in the study.

The proliferation of technology has been assessed through requests to water authorities, internet searches and direct contact with operators via personal references. The documentation includes operator name, site location, hydraulic head, flow rate and power output. Due to the large number of sources the information on power output is not uniform. The ratio of calculated hydraulic potential and specified power output suggests that for the majority of sites the generator output is specified.

The field of application and the operational experiences of the operators were surveyed within six European countries (Austria, Italy, Germany, United Kingdom, Ireland and Switzerland). A detailed questionnaire on the design, the civil works and commissioning of the plant, the screw geometry and operating parameters was sent to the operators. The questions included: (1) general information about the site and the operator; (2) the manufacturers of the components; (3) the hydropower application (main turbine, residual flow-, exceeding flow-turbine); (4) the water management system (weir plant, diversion plant), (5) the trough type; (6) the date of civil works initiation installation, and commissioning; (7) the sums for each cost category; and (8) the annual electricity production. The information on the geometry included the parameters specified in Figure 1. The design specifications included: (1) hydraulic head; (2) design flow; (3) design speed of the screw; (4) mechanical and electrical power specifications; (5) generator speed and gear ratio; and (6) details about the variable speed operation (if applicable). A detailed section of questions on operational experiences gave insights on icing problems, noise, screen installation, partial load operation, debris problems, maintenance, fish-friendliness and the reason for choosing the AST at the individual site. This last part could be answered freely by the respondent. Out of these individual responses, categories were defined in order to undertake a statistical interpretation.

In parallel with the survey, a total of 36 efficiency measurements were undertaken at 14 sites in Austria, Italy and Germany (evaluating screws of three different manufacturers). The measurements documented different operating conditions (full load, partial load). The parameters included flow rate, water level difference (head), electrical output of the plant and the screw's rotation speed. Each measurement had to be taken at steady-state conditions (no changes in flow, etc.). Flow rate determination was performed on site with an electromagnetic flow velocity meter (P-EMS from Delft Hydraulics/Deltares using an E-40 measuring probe). The flow velocities were measured at multiple points in a determined cross section and the flow rate was obtained by integrating the flow velocities over the area of the cross section. The electrical power output was taken from the calibrated feed-in meter. In a few cases the uncalibrated data of the electronic control system had to be used. The measured values of flow rate and drop height determined the hydraulic capacity. The system efficiency was calculated in relation to the electric power output.

The new concept of the rotary screw turbine (a closed trough that is rotating with the screw) was tested at a small-scale model to compare with a conventional trough design. This involved an AST with an outer diameter of 490 mm and a length of 2000 mm being mounted with a closed, rotating acrylic glass pipe trough and afterwards with a fixed open metal trough. A combined torque speed sensor was used to calculate the power output (DRBK-n from ETH). The power input derived from the measured hydraulic head and the adjusted flow rate, measured with an electromagnetic flow meter (Promag 50 from EH). The efficiency, as the ratio between power output and input, was the main parameter for optimization. A data acquisition system (Spider 8 from HBM) was used to collect data from the five necessary channels. A manually adjustable transformer controlled an eddy current brake to adjust the rotation speed. Equally the tailwater level and the tilt angle (screw angle) had to be set manually. Flow rates from 10 to 50 l/s, screw angles from 26 to 36 °, and rotation speeds from 10 to 125 REV were realized. In this test the tailwater level was varied to quantify its effect on the efficiency, as this first set-up was also used to gain knowledge for the following main test series.

The main experimental test, which compared seven different turbine designs, used a screw diameter of 806 mm and a length of 3 meters. The measurements were taken at seven screw alternatives within one trough. The pitch of the screw, its diameter ratio, and the number of blades varied. The measurement chain had to be enhanced but followed the same routine as in the small-scale tests. The tailwater level had to be fixed at an overall optimal position, while the screw angle, the flow rate, and the rotation speeds were variable. For the screw angle, steps of two degrees between 18 and 32 ° were realized (8 positions). The flow rate varied from 20 to 220 l/sec (11 discharges), and the rotation speed from 20 to 80 REV (13 speeds). This combination of parameters results in 8008 operating points of which 5648 could be physically realized. A measurement time of 100 sec and a sampling rate of 10 Hz yielded steady values. Furthermore 2455 operation points were recorded to quantify the impact of the tailwater levels, improvements in inflow- and outflow- design.

Results – Prevalence

As many as 74 AST were documented and located at 71 sites across Europe. Germany had the most known AST sites (30), followed by the United Kingdom (18), Austria (14) and Italy (4). Single sites were found in Ireland, Luxembourg, France, Switzerland and the Czech Republic. The range of use is shown as the distribution of power capacities (see Figure 2). Small power plants dominate the distribution and the class sums decrease in proportion to plant size.

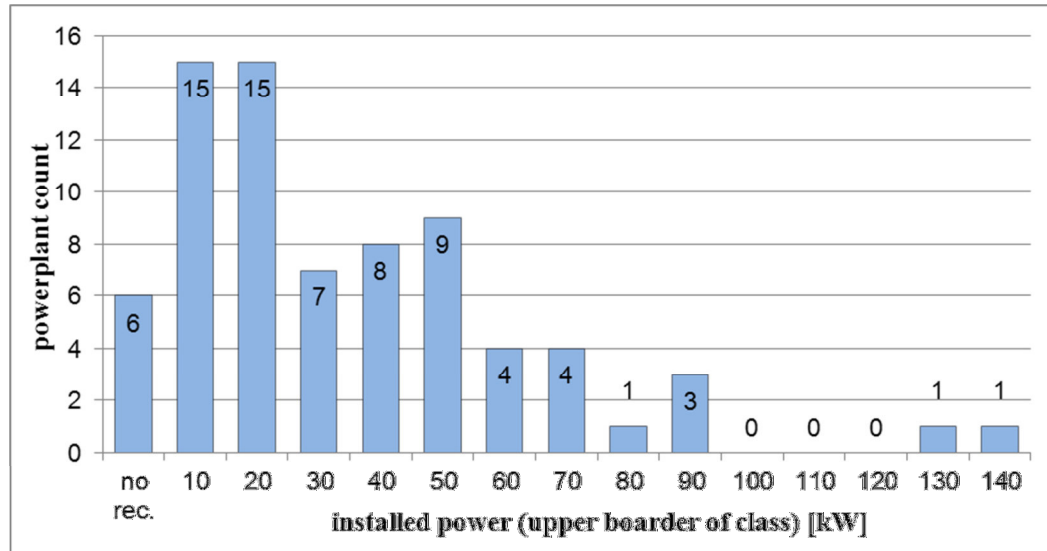


Figure 2:
Distribution
of plant
sizes from
the site
survey

These statistics apply to the evaluated sites, but according to manufacturer information the distribution is changing to a two peak distribution with many new AST greater than 100 kW.

The statistical distribution parameters (minimum, maximum, mean, median and sample sizes) of plant capacity, flow rate and head are shown in Table 1

Table 1a. Power plant and the screw parameters obtained from the survey are summarised in Table 1b

Table 1. They have nearly identical mean values.

a)	Parameter	min	max	mean	median	count
	P [kW]	1,0	140,0	35,1	25,5	71
	Q [m³/s]	0,10	6,00	1,86	1,80	71
	H [m]	1,00	6,00	2,53	2,50	72
b)	P electr. [kW]	4,0	140,0	39,4	33,0	31
	Q [m³/s]	0,25	5,00	1,97	1,97	31
	H [m]	1,00	6,00	2,54	2,50	31
	P hydr. [kW]	6,62	181,49	50,32	47,09	31
	D [m]	1,00	3,60	2,15	2,15	30
	S/D [1]	0,86	1,25	1,01	1,00	29
	d/D [1]	0,30	0,52	0,47	0,48	29
	tbuild [mon]	1	40	6,5	4,0	31

Table 1: Distribution and sample size of parameters for a) plant capacity, flow rate and head
b) powerplant- and screw as well as building time

Results - Operator Survey

With 31 plant operators participating, the reply rate was above 90%. The main results gained are summarized below. In about half of the plants (52%) the AST is used as the main turbine. In one-third of the sites it is driven by the residual flow, and 15% use the exceeding flow. The AST is mainly built directly at the weir structure (65%). The design flow ranges from 0,25 to 5.00 m³/s, what corresponds to a span of 1:20. Also the hydraulic head shows great variability, with a span of 1:6, where the larger part (81%) accounts to the lower half of this range (<3,5 m). These parameters were used to calculate the hydraulic potential, which ranges from 6,6 to 181,5 kW. At the plant with the potential of 181,5 kW an AST with 3,6 m outside diameter was installed.

The ratio of pitch and outside diameter (S/D) is a common parameter for screw pumps. Nagel and Radlik [6] recommended a default value of 1,00. This guideline has also been followed in two-thirds of the AST installations (with a deviation of $\pm 3\%$ from the suggested ratio 1,00), whereas the remaining third used greater deviations probably due to special installation situations. Accordingly the ratio of inner to outer diameter (d/D) is usually very close to the value recommended by Nagel and Radlik for screw pumps (0.50).

Likewise this parameter also differs in special mounting situations. These situations are essentially: (1) greater tilt angle (β) and (2) changed design flow at constant outer diameter.

Half of the surveyed facilities have been operational within 4 months after starting the site construction. This relatively short construction time was mainly achieved by using prefabricated steel troughs. Only the oldest observed site (operation started in the year 2000) used a concrete trough. Three AST with diameters less than 1,6 m have a closed design (screw inside a non-rotating steel pipe).

The generators' power outputs are within the range of 4 to 140 kW, with half of the facilities below 33 kW. The analysis of the operational data shows that 74% of the plants are working with a vertical screen without automatic cleaning and a bar spacing between 10 and 15 cm. The average service time is one hour per week.

Almost all Central European AST operators experienced icing problems with the screw. The descriptions vary from "slight icing" to a standstill because of "scraping and grinding noises". Interruptions of plant operation are recorded at temperatures below -10°C . This problem was solved by 55% of the plant operators by a permanent or temporary enclosure with wooden planks. Further 19% have not noticed any problems (especially in English-speaking countries) and 10% have not yet had winter operation.

The predominant kind of noise is a striking noise ("striking of the blades") of the screws blades during immersion, which mainly occurs at low tailwater levels (Figure 4).

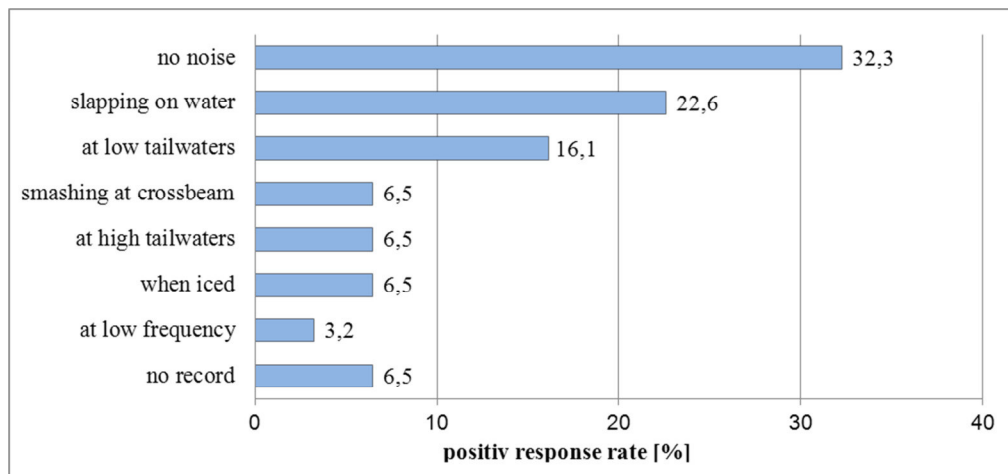


Figure 4:
Causes of noise
in the operation
of the AST

There are no reports of complaints from neighbours about noise at 48% of the surveyed plants. This is due to other sources of noise or the remote location of the plant. The enclosure has proven to be an effective measure regarding the steady noise reduction, as well as icing problems. A quarter of the questioned operators have solved their noise problem using this, whereas 10% of them described the additional attachment of a floating rubber cover in the tailwater to be helpful.

The design values of AST manufacturers regarding rotation speed and outer diameter – in relation to the design flow – are displayed in Figure 5. It also shows the calculated values for rotation speed according to Mysken and the outer diameter according to Nagel and Radlik [6] against the real flow rate [6] for the most commonly built screw (three-bladed with $\beta = 22^{\circ}$ and $d/D = 0,5$) as a reference.

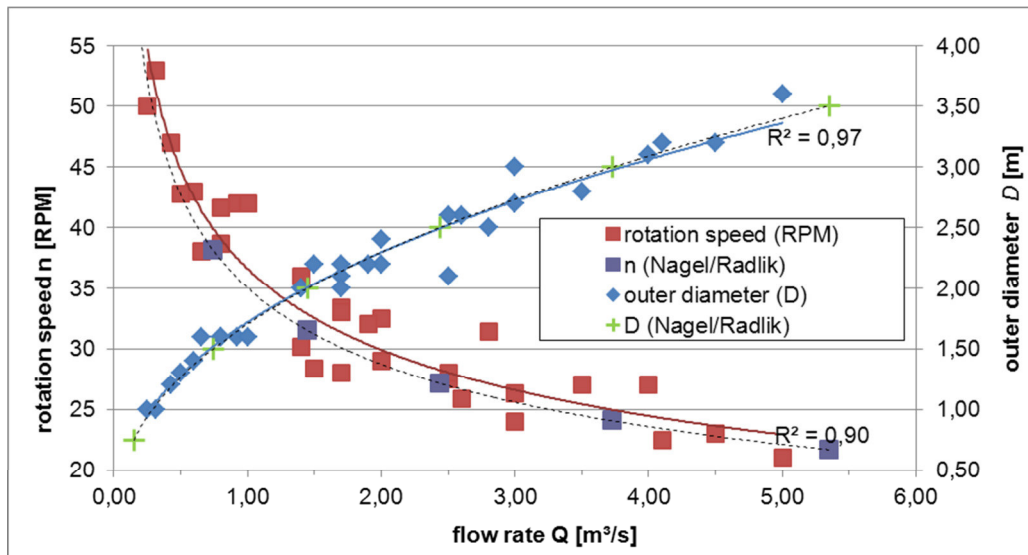


Figure 5: Empirical and calculated values of rotation speed and outer diameter against design flow

It can be seen, that the calculated curves are nearly identical to the empirical curves generated with the survey values. The offset of the rotation speed curve is obtained by a higher flow rate of the AST in comparison to the screw pump. This is because the gap losses are added to the nominal (usable) flow of AST when calculating the actual flow rate (design flow), whereas for lifting water the gap losses are subtracted from the nominal flow. In order to display reference values for the investment costs, the total investment costs are shown as a function of the electrical power output in Figure 6a (base year 2010 – inflation approximated using national consumer price indices). The individual costs are highly dependent on local and site conditions. Figure 6b shows the specific investment costs in respect to the electrical power output. Both charts show regression graphs for the costs of unregulated systems and systems with variable speed control.

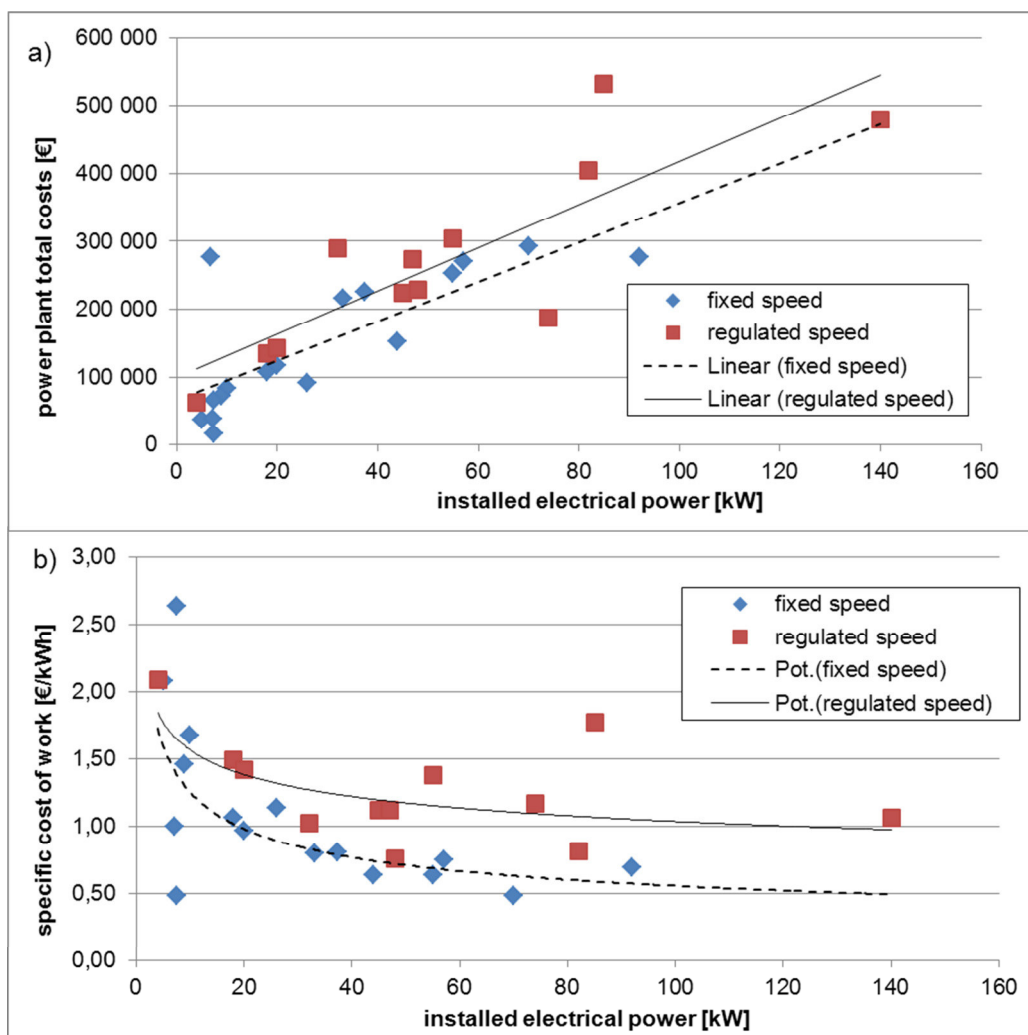


Figure 6: a) total investment costs as a function of installed electrical power

b) specific investment costs

Results - Efficiency measurement

On average, the measured overall efficiencies were at 69%. The six top performing plants showed values consistently above average and achieved peak efficiencies above 75%. In order to present the measured values, they were sorted in accordance with the type of control systems: (1) frequency modified- variable speed control; (2) pole-changing generator-phased control; and (3) fixed speed/unregulated; and then calculated the load-ratio. This ratio is the quotient of the flow at time of measurement and the design flow. The scatter diagram in Figure 7 shows the system efficiency as a function of load-ratio.

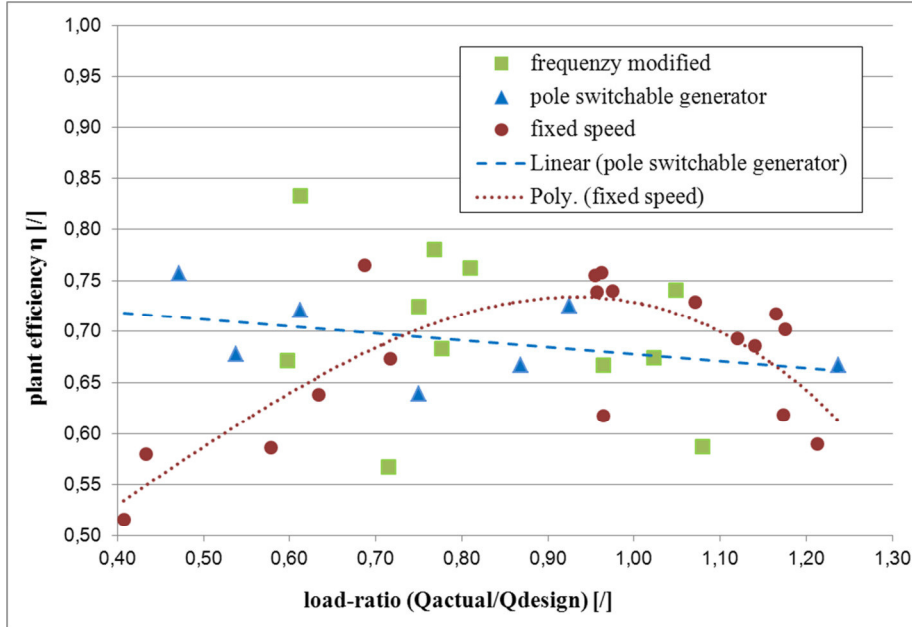


Figure 7: System efficiency as a function of load-ratio and the type of regulation

The efficiencies for each individual plant showed consistent patterns. The large vertical range of the frequency controlled plants results from differences in the “quality” of the individual plants. The displayed values allow first conclusions on the performance of plants with different regulation facilities. For unregulated systems, the maximum efficiency is obtained at design flow, because any deviation from design conditions results in unfavourable operating conditions. At partial load the proportion of the gap losses increases, while a higher load-factor results in a decrease of efficiency due to the spilling over on the inner tube of the screw. The rotation speed of systems with a pole-changing generator can be adjusted gradually to reduced inflows. Therefore, the described problems of unregulated systems apply only partially. Frequency-controlled plants can be adapted continuously to changing flow conditions. The requirement that they are operated at the optimum efficiency range has to be met by the appropriate design of the electronic controls. However, these systems suffer an overall efficiency loss of $\geq 3\%$ due to the frequency conversion. These preliminary conclusions are yet to be substantiated by further measurements.

Results - rotary screw turbine tests

In general, screws with smaller outer diameters show lower efficiencies, as the ratio of wetted surface (fluid friction) and mechanical losses to transported water (power input) deteriorates. The maximum efficiencies reached in the tests were above 88% for the conventional design and 85% for the rotary screw turbine. Even with so close maxima the RST surpasses the conventional design just at a tilt angle of 30° and low discharge (40% design flow). Merely at these part-load conditions the RST efficiencies came close to the conventional design.

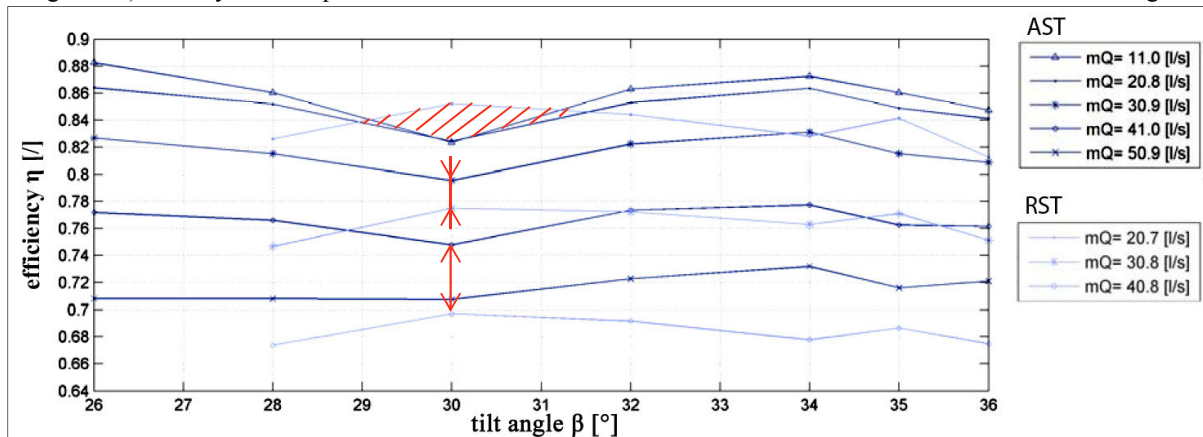


Figure 8: Maximum efficiencies for specific tilt angles of the rotary screw turbine and the conventional AST

Results – design tests

With the data of 5648 measured operation points, efficiency diagrams were created that display the operational behaviour of the examined 7 screws at 8 tilt angles. Figure 9 shows an example of a diagram.

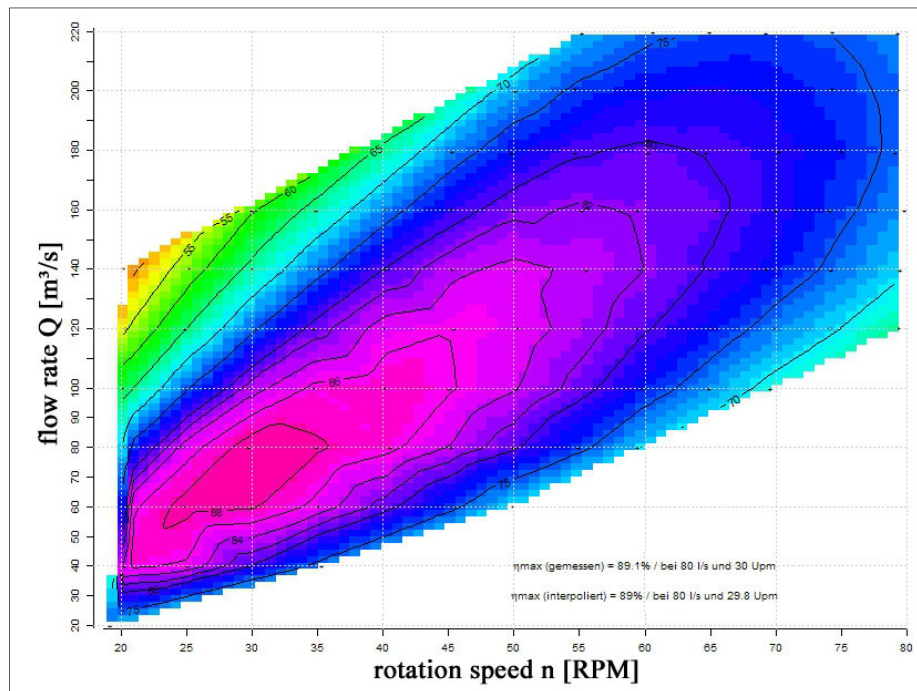


Figure 9: Efficiency of one screw design at a tilt angle of 22°

The highest efficiencies of all 56 tested combinations are above 84%, with peak values of 94% ($\pm 1,8$ percentage points). The measurement error is determined by the specific operation point and its median is 1,3 percentage points.

The AST is performing best in part-load operation ($\sim 40\%$ design flow). The surplus is between 6 and 9 percentage points compared to design flow. This characteristic has already been observed in the small-scale test.

The main differences between the individual efficiency patterns are: (1) the location of the maximum value, (2) their absolute values, (3) the corresponding optimal rotation speeds to flow rates, (4) how resistant they are in terms of unfavourable rotation speeds, and (5) their ability to process design-flow and overload at high efficiencies.

Changed design of the inflow channel revealed up to three percentage points higher efficiency.

Basic test on noise reduction via diverse outflow designs yielded a maximum reduction of 4 dB but also showed a negative influence on the efficiency.

With the gained data an optimized design for specified tilt angles, discharge regimes, control systems, diameter/design-flow combinations is possible. Also the operating characteristics of existing and future plants can be enhanced by finding optimized rotation speeds for each regime.

Summary

This paper summarises the current state of development and the operational distribution of the Archimedes screw turbine. Basic plant information was collected ($n=71$), a survey on plant design, cost, and operation was conducted ($n=31$) and efficiency parameters were measured ($n=34$).

The majority of the interviewed operators are content with their AST. Problems with icing and noise were often not taken seriously unless they occurred during operation. These issues were typically solved with inexpensive measures, such as housing or temporary cover. At flow rates below design flow, variable rotation speed systems showed efficiency advantages. At design flow ($\pm 15\%$), fixed speed systems were more efficient, because they do not incur losses associated with a frequency converter. The mean plant efficiencies were at 69%, while the six top performing plants achieved peak efficiencies of above 75%. The efficiencies for each individual plant showed consistent patterns. In the small-scale tests, we found that the rotary screw concept underperformed the common screw design. The seven screws alternatives we tested showed differences in their optimal field of application. They all performed best in part-load operation with peak efficiencies of 94%. The main differences in terms of efficiency are their individual resistance to unfavourable rotation speeds and their diverse ability to process high discharges.

With the gained knowledge screws can be shaped according to individual requirements. The presented results will help to improve the decision-making for turbine selection and promote the AST as an innovative low-head technology.

Outlook

The demand for AST is expected to grow considerably, influenced by the prescription of mandatory residual flow rates implemented through the Water Framework Directive (WFD). In addition the issue of downstream fish migration and general debris will further promote the use of AST. Compared to conventional low-pressure turbines, the AST offers technical and financial advantages due to large bar spacings of the screen, relatively short construction times, less civil works, and others more. In order to determine the screw's performance with fish passage further comprehensive evidence-based research is needed, rather than isolated case studies.

Acknowledgements

The authors would like to thank the operators that were willing to fill in the questionnaire an especially to those who cooperated on the field measurements, giving a detailed insight into the operation of their power plants. We also thank Dirk Nuernbergk for the professional exchange and Tim Cassidy for his support. Representing the students we thank Katharina Lebiezinski for her persevering involvement. This project is funded by the Climate and Energy Fund in the context of "NEW ENERGY 2020".

Literature

- [1] Chris Rorres, January 2000, ASCE Journal of Hydraulic Engineering, Volume 126, Number 1, pp. 72-80, The turn of the screw: optimal design of a Archimedes screw
- [2] Patentschrift DE 4139134A1. Wasserkraftschnecke zur Energieumwandlung 11.06.1992 Karl-August Radlik
- [3] Nuernbergk, D.: Wasserkraftschnecken: Berechnung und optimaler Entwurf von archimedischen Schnecken als Wasserkraftmaschine; Schäfer, 2012
- [4] Kleemann, J.: Gutachten zur Wirkungsgradbestimmung an einer Wasserkraftschnecke Fabrikat RITZ-ATRO, Technische Universität Kaiserslautern – Fachbereich für Maschinenbau und Verfahrenstechnik (2003)
- [5] Bard, N.: River Dart Hydro Performance Assessment By Nick Bard Hydro Services For Mannpower Consulting Ltd. (2007)
- [6] Nagel, G.; Radlik, K.: Wasserförderschnecken – Planung, Bau und Betrieb von Wasserhebeanlagen; Udo Pfriemer Buchverlag in der Bauverlag GmbH, Wiesbaden, Berlin (1988)

Authors

Alois LASHOFER, born 1980, studied at the University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Vienna with a focus on hydraulic and civil engineering. He received his Master's degree in 2008. Since 2009 he is doing research for the Institute of Water Management, Hydrology and Hydraulic Engineering (IWHW) on the ecological and economical evaluation of new hydroelectric power locations and further development of the hydrodynamic scrow.

Werner HAWLE was born in 1978 in Lower Austria. In 1997 he did his A-level at the Higher Technical School in St. Poelten in the department of electrical engineering and power electronics. Then he worked as an electronic engineer for an engineering company for production and testing systems until 2007. In 2005 he started studying Environmental Engineering at the University of Natural Resources and Life Sciences, Vienna. Recently he works at the IWHW.

Irina KAMPEL, born 1986, studied at the University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Vienna, where she received her Master's degree in environmental engineering in 2011. She worked as a student assistant at the Institute of Structural Engineering and the IWHW where she did her thesis on the rotary screw turbine. Since then she works for the Institute of hydraulic engineering and water resources management of the Technical University of Vienna.

Florian KALTENBERGER, born 1983, studied at the University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Vienna, where he received his Master's degree in environmental engineering in 2009. He specialized in hydraulic engineering, river management and waste management and worked in 2010 at the IWHW on the further development of the Archimedean screw turbine. Since 2011 he is living in Barcelona, but works still as a freelancer at the IWHW.

Bernhard PELIKAN is Professor at the IWHW. Besides this he is judgement expert of hydropower exploitation and flood protection, teacher at "Technikum Kärnten" and at "TGM Wien", CEO of an engineering company, CEO of a company, running a SHPP and since June 2010 Vicepresident of the European Small Hydropower Association (ESHA).

RENEXPO 2012, Salzburg

30 November 2012

Endbericht zur Wirkungsgradanalyse an Wasserkraftschnecken

ALOIS LASHOFER

Hawle, W; Kaltenberger, F; Pelikan, B;

Universität für Bodenkultur Wien, BOKU

Institut für Wasserwirtschaft, Hydrologie und konstruktiven Wasserbau (IWHW)

Dieses Projekt wird durch Mittel
aus dem Klima- und Energiefonds unterstützt



WIESO?

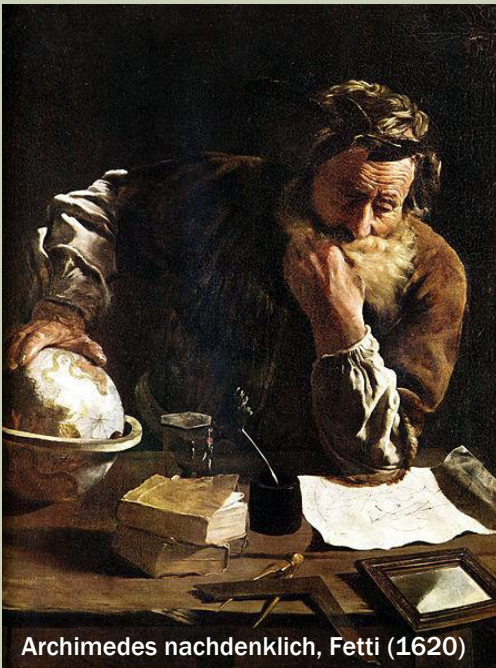
Wer nichts weiß, muss alles glauben

(M. Puntigam, H. Oberhummer, W. Gruber – Science Busters)

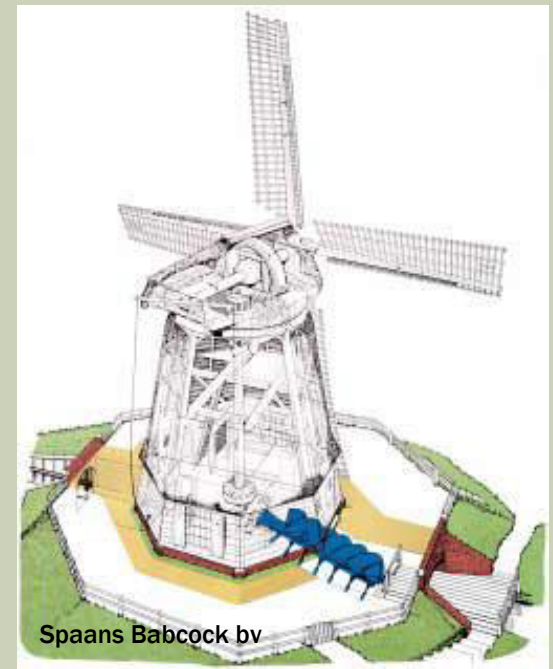


WOHER?

Archimedes von Syrakus
(Grieche, ca. 287 – 212 v. Chr.)



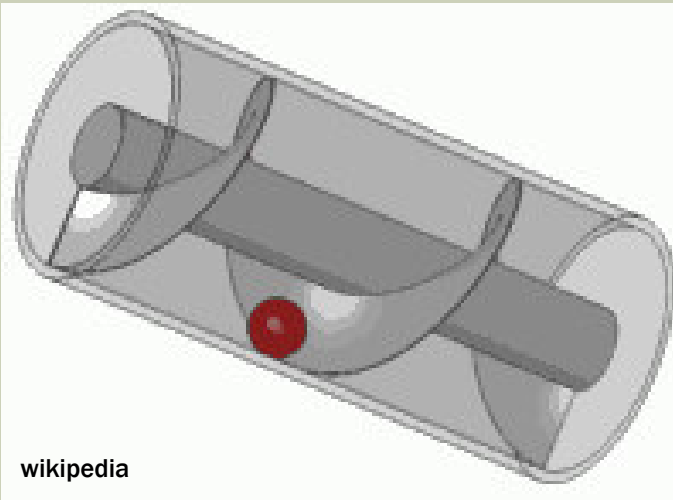
Schneckenpumpen



niederländische Entwässerungsmühle
(*kloekemol*)

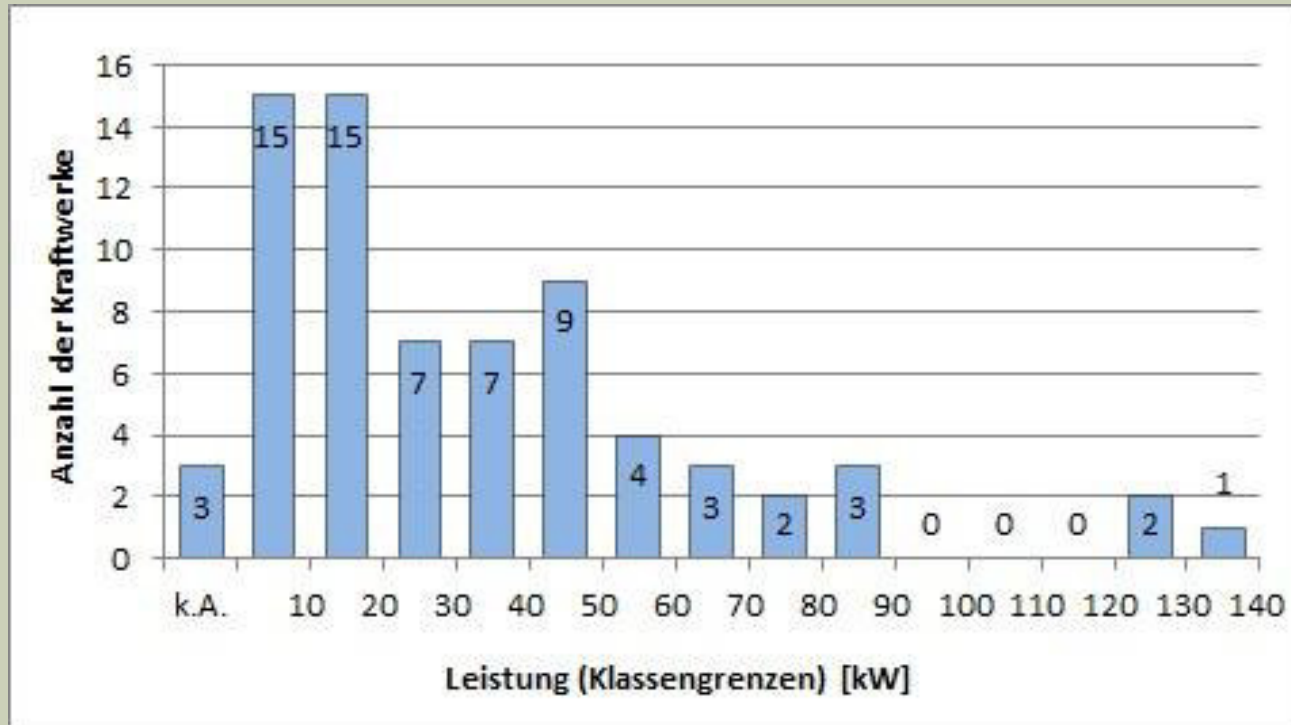
WOHER?

Förderschnecken



RADLIK, K.-A.
Wasserkraftschnecke zur Energieumwandlung
DE4139134 (A1)

WIE BELIEBT?

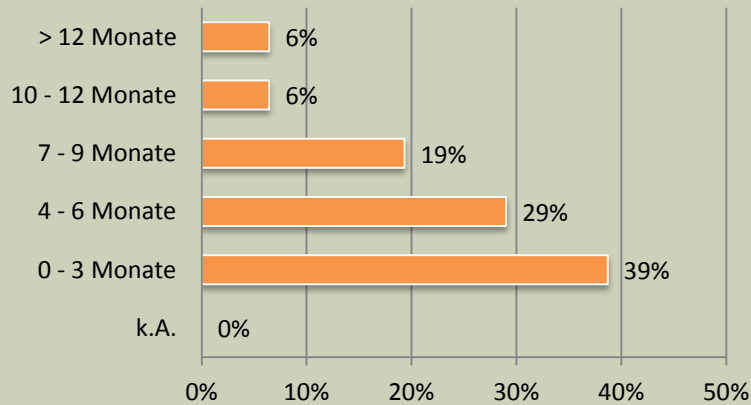


74 KWKW in Europa (2010)

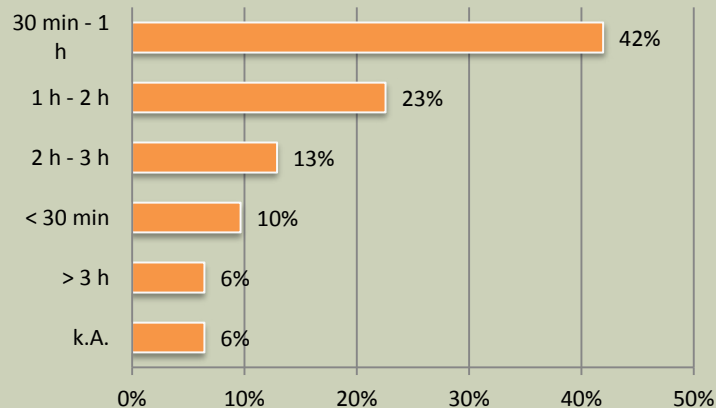
> 400 installierte Anlagen weltweit (2012)

WIE BELIEBT?

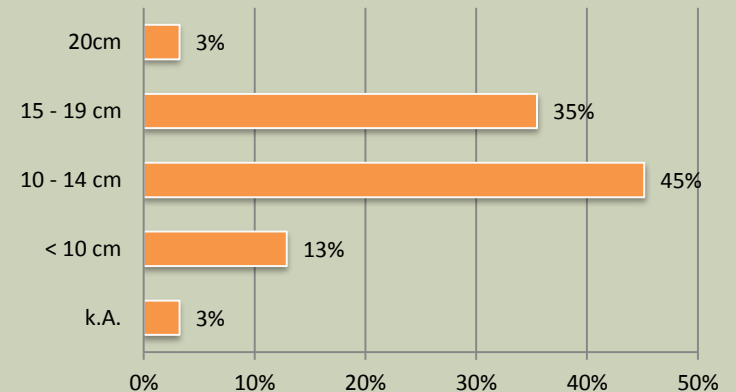
Bauzeit



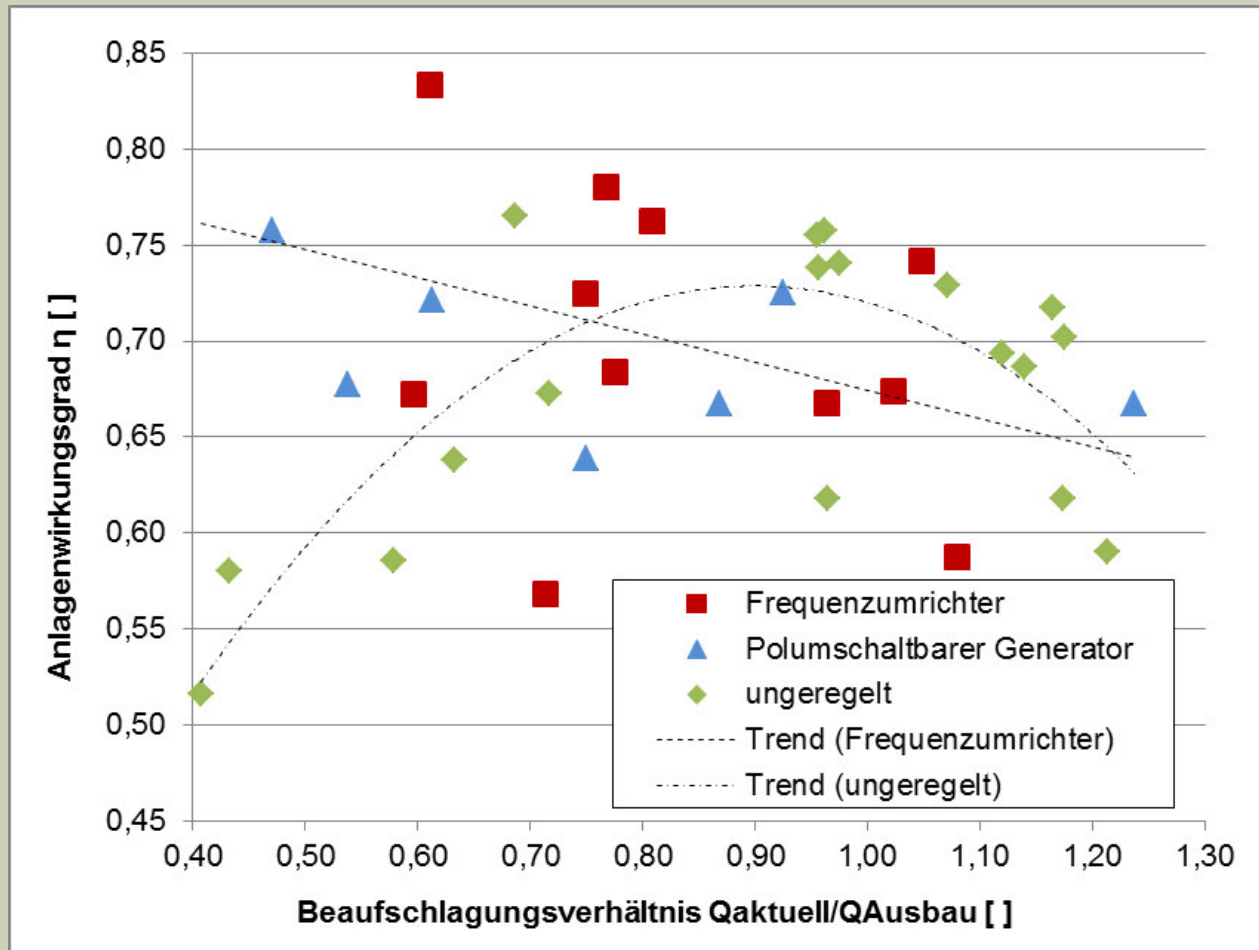
Wartungsaufwand



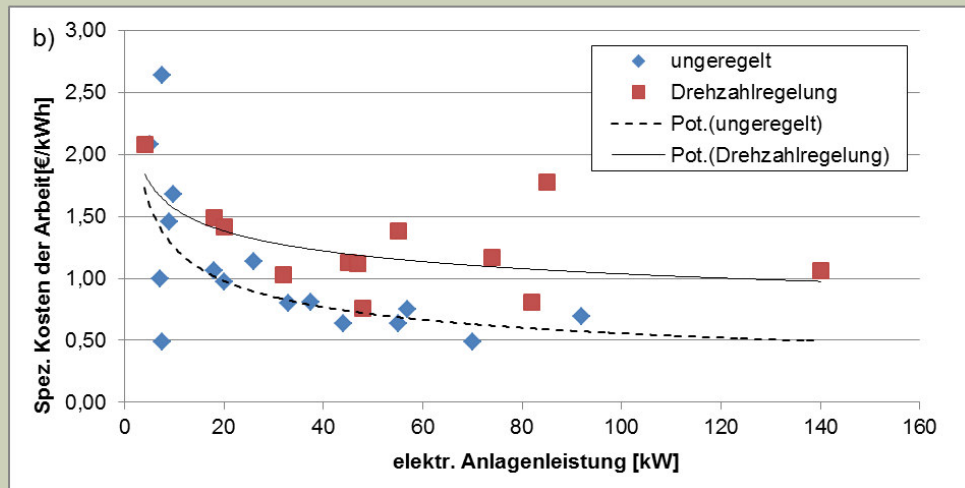
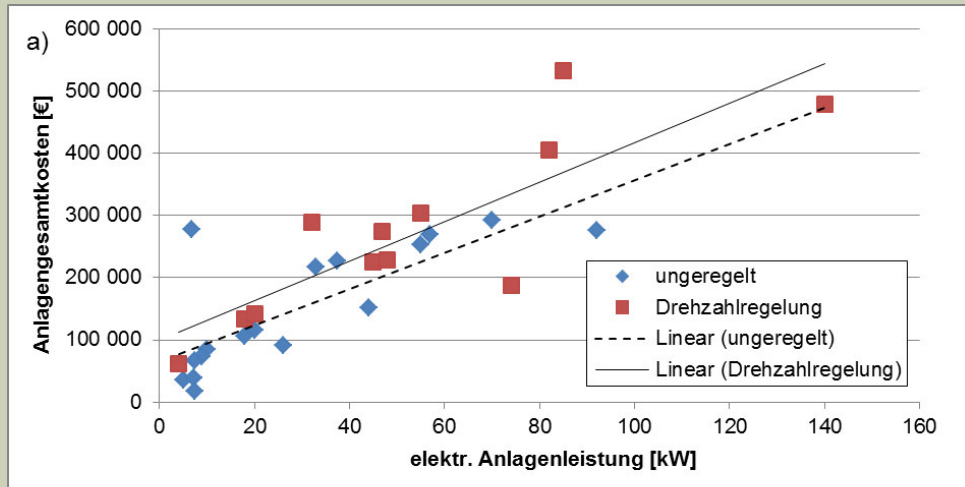
Rechenstabweite



WIE EFFIZIENT?



WIE VIEL?

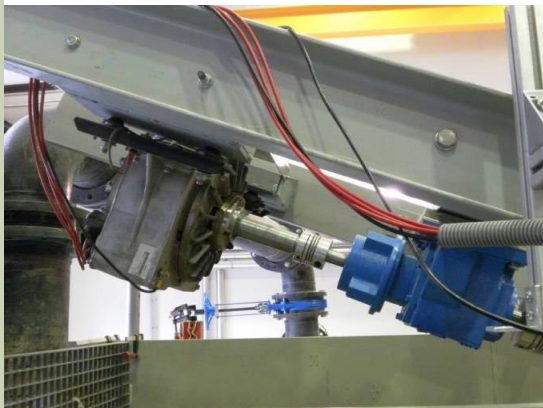
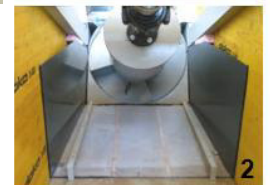
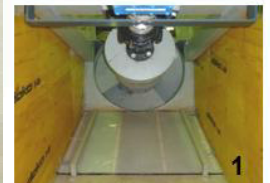
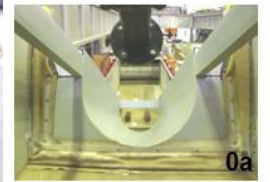
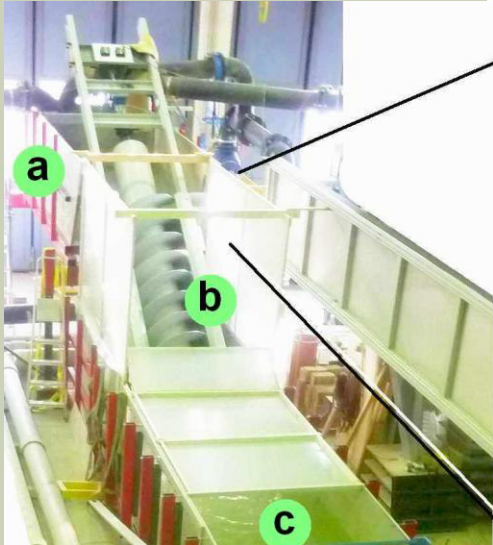


WOHIN?

- Restwasserabgabe (WRRL)
- Niederdruckstandorte
- Fischmigration
- Rechengut
- Preis



WIE VIEL BESSER?



7 untersch. Schnecken (Blattzahl, Steigung, D/d- Verh.)

$Q = 20-220 \text{ l/s}$ (11 Durchflüsse)

$\omega = 20 - 80 \text{ REV}$ (13 Drehzahlen) } 8008 Betriebspunkte

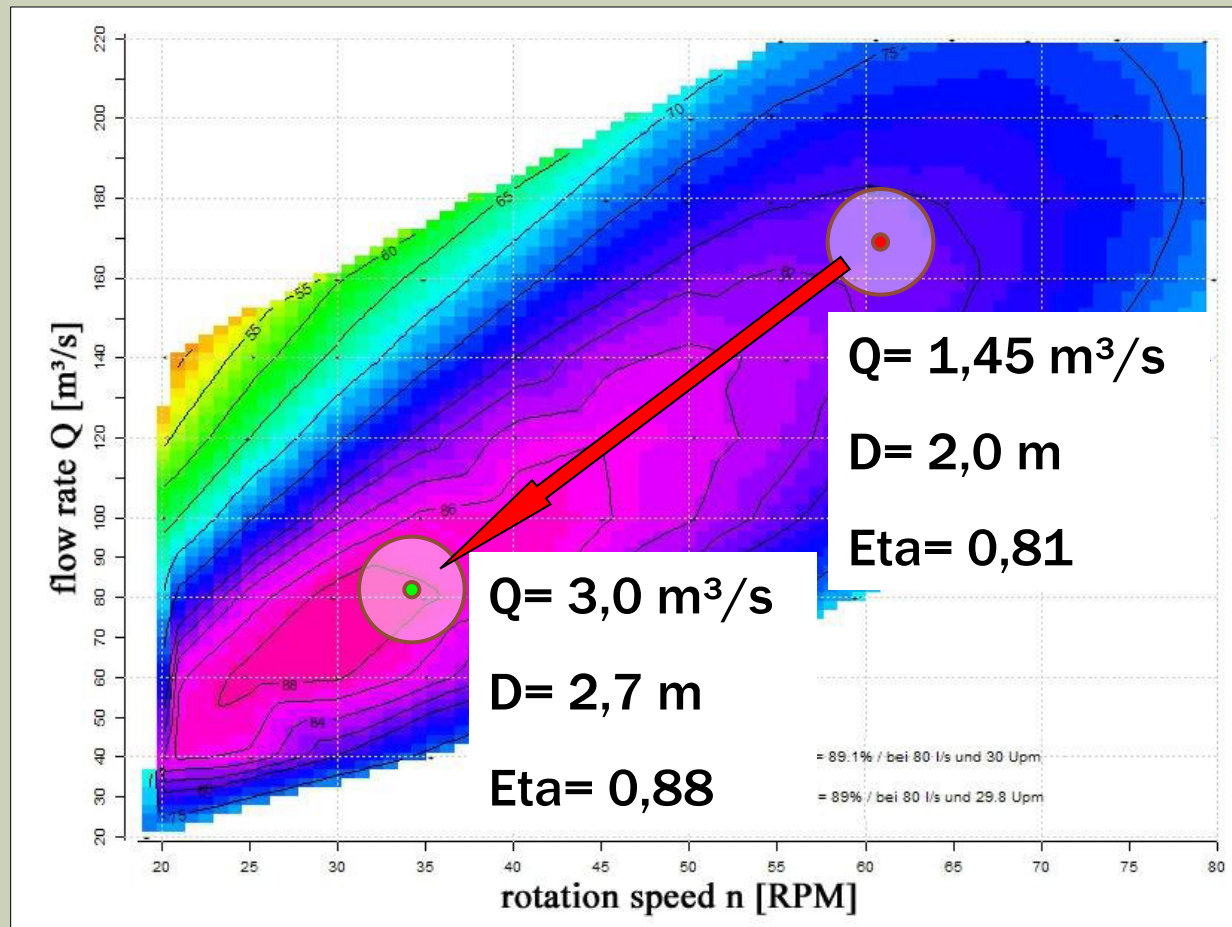
$\beta = 18^\circ - 32^\circ$ (8 Neigungen)

5648 Betriebspunkte messbar

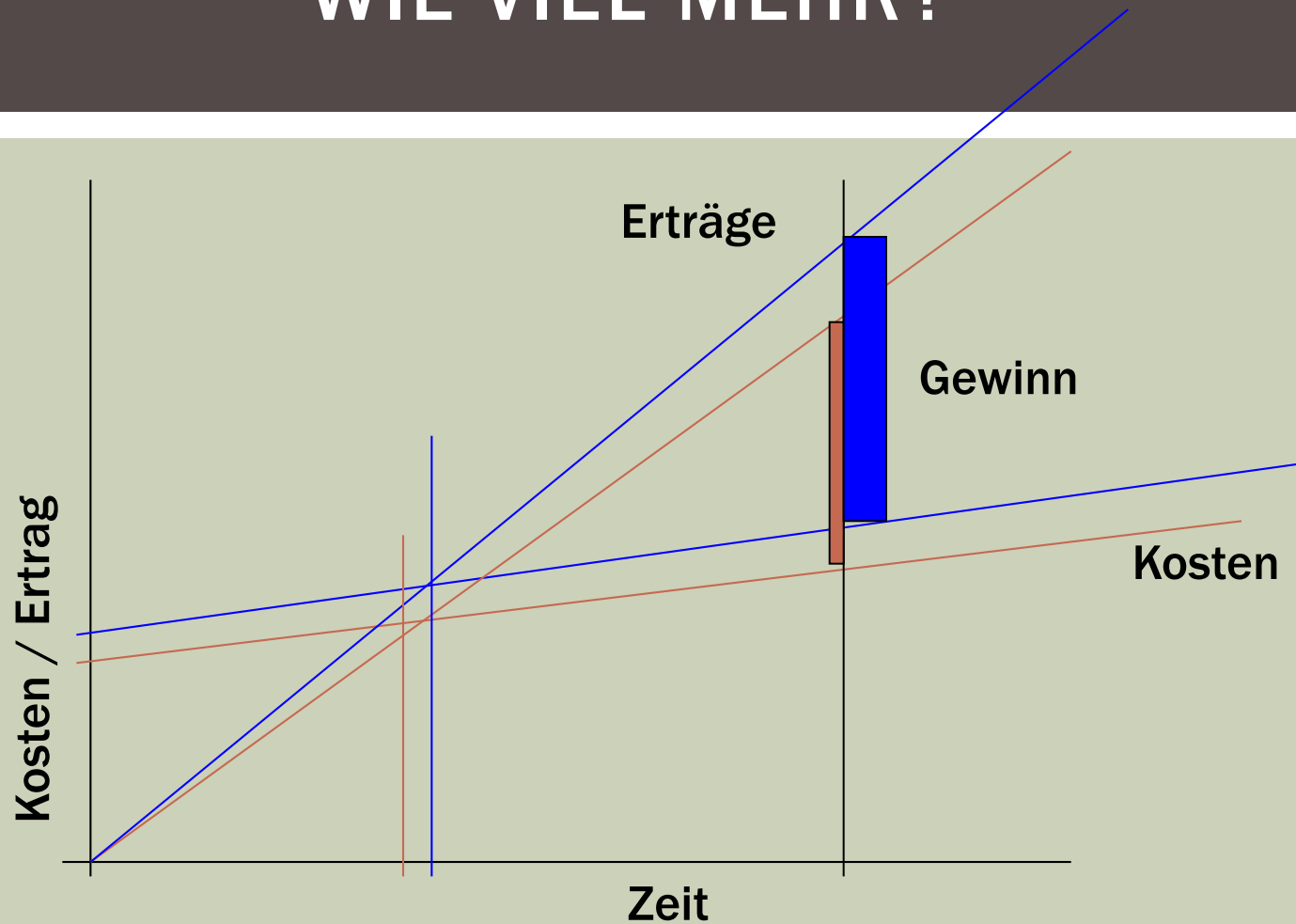
2455 zusätzl. Punkte (Einbauten)



WIE VIEL BESSER?



WIE VIEL MEHR?



EBS WIEN - HAUPTKLÄRANLAGE



Alois Lashofer et al. - Wasserkraftschnecken

EBS WIEN - HAUPTKLÄRANLAGE



IMPRESSUM

Verfasser

Universität für Bodenkultur, Wien
Institut für Wasserwirtschaft, Hydrologie und
konstruktiver Wasserbau (IWHW)
Armin Szilvinyi Haus
Muthgasse 18, 1190 Wien
Projektleitung: Bernhard Pelikan

AutorInnen

Alois Lashofer
Werner Hawle
Florian Kaltenberger
Irina Kampel
Georg Schuster

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber

Klima- und Energiefonds
Gumpendorfer Straße 5/22
1060 Wien
E-Mail: office@klimafonds.gv.at
Web: www.klimafonds.gv.at

Disclaimer

Die Autoren tragen die alleinige
Verantwortung für den Inhalt dieses
Berichts. Er spiegelt nicht notwendigerweise
die Meinung des Klima- und Energiefonds
wider.

Weder der Klima- und Energiefonds noch
die Forschungsförderungsgesellschaft
(FFG) sind für die Weiternutzung der hier
enthaltenen Informationen verantwortlich.

Gestaltung des Deckblattes

ZS communication + art GmbH