

Auslegung, Dimensionierung und Konstruktion einer Pelton-Turbine für ein Kleinwasserkraftwerk

Diplomarbeit
von
Gero PRETIS

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Vorstand: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni

Graz, im März 2014

Mit freundlicher Unterstützung von:

**Turbinen und Kraftwerksanlagenbau
EFG - Energieforschungs- und
Entwicklungs Ges.m.b.H & Co. KG**



Deutsche Fassung:

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008

Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

date

.....

(signature)

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende, für den Abschluss des Studiums Maschinenbau (Fachbereich: Energie- und Umwelttechnik) erforderliche, Diplomarbeit wurde im Rahmen des Auftrages zur „*Lieferung und Montage der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung für das Kleinwasserkraftwerk HALLSTATT*“ der Firma EFG-TURBINENBAU (in der Folge kurz EFG genannt) erstellt. Die erforderlichen Arbeiten wurden projektbegleitend im Rahmen der regulären Lieferzeit der hydraulischen Turbinenanlage und in den Folgemonaten durchgeführt. Vor allem in der aktiven Projektphase resultierte daraus eine entsprechend hohe Präsenzzeit im Herstellerwerk (unter anderem auch direkt auf der Baustelle), in der maßgeblich die Aufgaben betreffend projektbezogener Auslegung, Dimensionierung und Konstruktion bearbeitet wurden.

Die theoretische Bearbeitung und die Klärung besonderer Fragestellungen erfolgten sowohl parallel zum Projektablauf als auch in den folgenden Monaten am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen, wofür ich mich stellvertretend bei Herrn o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer, Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni, für seine zahlreichen Anregungen, die wertvollen Hinweise sowie die angenehme, ungezwungene Gesprächskultur bei den jeweiligen Unterredungen.

Der Geschäftsführung von EFG, Herrn Ing. Werner Goldberger und Herrn Dipl.-HTL-Ing. Matthias Viertler, möchte ich zum einen für die zum Verfassen der vorliegenden Arbeit genehmigten Auszeit vom betrieblichen Geschehen bei EFG danken. Zum anderen ist die Ermöglichung meines berufsbegleitenden Maschinenbaustudiums durch die Schaffung geeigneter betrieblicher Rahmenbedingungen absolut keine Selbstverständlichkeit, was an dieser Stelle besonderer Erwähnung bedarf.

Meinem Arbeitskollegen, Cousin und guten Freund, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Armin Pretis, möchte ich an dieser Stelle für die unzähligen, detailreichen technischen Diskussionen im Zuge der Projektrealisierung danken, durch die mir vielfach eine alternative Sichtweise erst ermöglicht wurde.

Ein Dank gilt auch der verantwortlichen Montageleitung bei EFG, vertreten durch Herrn Michael Bader, welcher meine konstruktiven Vorstellungen stets professionell, begleitet von einem detaillierten Feedback umzusetzen wusste.

Für die Diskussionen, die Anregungen und den Meinungs austausch rund um die Thematik der wasser- und energiewirtschaftlichen Betrachtung möchte ich den Herren Mag. Martin Bachhiesl und Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Bachhiesl meinen besonderen Dank aussprechen.

Für meine Freundin, Stefanie, ist ein Dankeschön nicht ausreichend, da die Verbindung von Beruf und Studium quasi automatisch zu Abstrichen an der gemeinsamen Zeit führt. Nur durch ihr Verständnis für die vielen Wochen meiner Abwesenheit konnte die vorliegende Arbeit in dieser Form zustande kommen.

Abschließend möchte ich mich noch bei meiner Mutter, und meinen Großeltern für die jahrelange Unterstützung und den finanziellen Rückhalt zu Beginn des Studiums bedanken.

Kurzfassung

Gegenstand der vorliegenden Diplomarbeit ist die Auslegung, Dimensionierung und Konstruktion einer Pelton-Turbine für ein Kleinwasserkraftwerk an einem gegebenen Standort. Im Fokus steht dabei die bestmögliche Abstimmung der hydraulischen Maschine an die herrschenden Randbedingungen, wobei eine unnötig komplexe oder unwirtschaftliche Konstruktion vermieden werden soll.

Dazu werden in einem ersten Schritt die Grundlagen der Wasserkraftnutzung speziell für das Leistungsfeld der Kleinwasserkraft aufgearbeitet. Anschließend wird im Rahmen der wasser- und energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung die Ermittlung des vorhandenen, natürlichen Potentials nachvollzogen und die Dimensionierung des Triebwasserweges entsprechend betrachtet.

Die sich daraus ergebenden Abfluss- und Anlageparameter dienen in weiterer Folge der Vorauswahl der hydraulischen Maschinentypen, und der kompakten Darstellung mehrerer möglicher Lösungskonzepte. Durch gezielte Analysen hinsichtlich technischer und energiewirtschaftlicher Kriterien sowie durch Anwendung passender Methoden und die Aufarbeitung der hydraulischen Bemessungsgrundlagen von Pelton-Turbinen, gelingt es, die Zahl der Varianten zu reduzieren. Zur Ausführung kommt eine sechsdüsige, vertikale Pelton-Turbine, deren Hauptabmessungen in der Folge – basierend auf Erfahrungswerten – bestimmt werden und die Grundlage der Konstruktion darstellen.

Die, im Zuge einer Betriebsdatenauswertung der fertiggestellten hydraulischen Maschine, gewonnenen Erkenntnisse werden abschließend – zusammen mit den wichtigsten Punkten der vorliegenden Arbeit – in einem Resümee dargelegt und kritisch betrachtet.

Abstract

The present thesis deals with the design, the dimensioning and the construction of a Pelton turbine for a small hydro power plant at a given site. The key aspect is the best possible adjustment of the hydraulic machine to the pre-existing boundary conditions avoiding unnecessarily complex and inefficient structures.

In a first step, the basics of hydro power utilization are elaborated for the range of small hydro power. Subsequently, the determination of the existing natural potential is retraced, followed by the dimensioning of the penstock. Both parts are examined within the scope of locational qualities, which refer to basin development and energy management.

The resulting parameters for discharge and construction allow for a pre-selection of types of hydraulic machines as well as for a compact depiction of potential solutions. By means of focussed analysis of the criteria regarding basin development and energy management, together with the implementation of proper methods and the systematic analysis of design criteria for Pelton turbines, the number of alternatives can be reduced. This process results in the implementation of a 6-jet vertical Pelton turbine, the main dimensions of which are determined based on experience gathered and which represent the basis for the machine design.

Finally, the findings resulting from the evaluation of operational data, which were obtained from the finished hydraulic machine, are summarized and discussed, whereas the most important facts of the present thesis are highlighted.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen der Wasserkraftnutzung	3
2.1	Die Wasserkraft im Vergleich.....	3
2.2	Definition der Kleinwasserkraft und deren Folgen.....	4
2.3	Typen von Wasserkraftwerken und deren Klassifizierung.....	6
2.3.1	Einteilung von Kleinwasserkraftanlagen nach flussbaulichen und bautechnischen Kriterien	9
2.3.2	Einteilung von Kleinwasserkraftanlagen hinsichtlich der Nutzfallhöhe.....	12
2.4	Hydraulische Maschinen in Wasserkraftwerken.....	13
3	Wasser- und energiewirtschaftliche Standortbetrachtung	17
3.1	Wasserwirtschaftliche Modellierung.....	18
3.1.1	Erhebung und Auswahl von Abflussmessstellen.....	18
3.1.2	Datenerhebung, Analyse und Plausibilitätsprüfung.....	19
3.1.3	Regionalisierung von hydrologischen Kenngrößen	20
3.1.4	Wahl des Pflichtwasseransatzes.....	22
3.1.5	Zusammenfassung der Abfluss- und Nutzwassermengen	23
3.2	Energiewirtschaftliche Modellierung.....	25
3.2.1	Dimensionierung der Triebwasserführung	25
3.2.2	Ermittlung der Nutzfallhöhen.....	30
3.2.2.1	Örtliche Verluste in Druckrohrleitungen.....	31
3.2.2.2	Kontinuierliche Verluste in Druckrohrleitungen.....	35
3.2.3	Engpassleistung und Regelarbeitsvermögen.....	37
4	Auslegung und Dimensionierung der elektromechanischen Ausrüstung.....	41
4.1	Vorauswahl des Turbinentyps.....	41
4.2	Energiewirtschaftliche Variantenanalyse.....	49
4.3	Hydraulische Bemessungsgrundlagen von Pelton-Turbinen	50
4.3.1	Analyse der dimensionslosen Umfangsgeschwindigkeit	55
4.3.2	Einfluss der spezifischen Drehzahl auf Pelton-Turbinen	66
4.4	Fixierung der Ausführungsvariante	73
4.5	Festlegung der Hauptabmessungen	76
4.5.1	Peltonlaufrad	76
4.5.1.1	Laufradabmessungen mit Zugriff auf einen Modellversuch.....	82
4.5.1.2	Laufradabmessungen ohne Modellversuchsdaten	83

4.5.2	Turbinengehäuse.....	85
4.5.3	Düseninjektoren.....	87
4.5.4	Dimensionierung und Konstruktion der Ringleitung	93
4.6	Leistungsberechnung und Generatorauslegung	96
5	Konstruktion der Pelton-Turbine	99
6	Messungen an der realen Maschine im Einsatz.....	101
6.1	Messkonfiguration.....	101
6.2	Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgradverlaufes	104
7	Zusammenfassung und Ausblick	108
	Literaturverzeichnis.....	110
	Abbildungsverzeichnis.....	117
	Tabellenverzeichnis.....	119
	Abkürzungsverzeichnis.....	120
	Anhang	121

1 Einleitung

Der weltweit wachsende Energiekonsum und der damit verbundene, kontinuierliche Rückgang vorhandener Reserven/Ressourcen sowie deren Auswirkungen auf die geopolitische Situation und das globale Klima werden bereits seit Jahren thematisiert. Um eine nachhaltige, sowie ökologisch, ökonomisch und sozial verträgliche Energieversorgung zu erreichen, ist langfristig die Umstellung auf eine nahezu ausschließliche Verwendung erneuerbarer Energieträger unabdingbar. Allerdings stellt der Weg dorthin eine der größten Herausforderungen unserer Zeit dar.

Bei der Produktion von elektrischem Strom liefert die Wasserkraft unter den erneuerbaren Energieträgern (gegenwärtig) den größten Anteil, wobei die jeweiligen Anlagen in ihrer Leistungsgröße stark differieren. Alle Größenordnungen haben jedoch das Streben nach der bestmöglichen – und gleichzeitig wirtschaftlichsten – Nutzungseffizienz des natürlich vorhandenen Potentials gemeinsam.

Trotz der mehr als 100-jährigen technologischen Nutzung führt dieses Streben für die Kleinwasserkraft zu einem kontinuierlichen Entwicklungsprozess, der oft im Schatten der Großmaschinen-Optimierung durchgeführt wird. Dabei geht es heute längst nicht mehr um die bloße Optimierung des ohnehin schon hohen Spitzenwirkungsgrades¹, sondern um die ideale Abstimmung der gesamten hydraulischen Anlage auf die naturgegebenen Ressourcen bzw. das natürliche Wasserdargebot.

Für die EFG-TURBINENBAU, als Hersteller von hydraulischen Maschinen für Kleinwasserkraftanlagen, folgte aus dem Zuschlag für die „*Lieferung und Montage der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung des Kleinwasserkraftwerks HALLSTATT*“ die Erfordernis, auf eben diese Abstimmungsaufgaben und deren Verbindung zur Maschinenkonstruktion projektbezogen und parallel zur Realisierung einzugehen. Der Auftrag stellte das Unternehmen insofern vor eine Herausforderung, als dass die bis dato in Neuanlagen realisierte Engpasseleistung mehr als verdoppelt wurde. Daraus ergab sich auch die Notwendigkeit, die bereits genannten Punkte im Rahmen der vorliegenden Diplomarbeit genauer zu untersuchen.

Als übergeordnetes Projektziel wurde, im Hinblick auf eine geplante Marktdurchdringung, die Realisierung einer Referenzanlage mit Schlüsselfunktion definiert, um die Zusammenarbeit mit etablierten Energieversorgern im In- und Ausland weiter forcieren zu können. Die zu diesem Zweck durchgeführten technischen Untersuchungen und deren Aufarbeitung sind demnach eine direkte Folge der Projektgröße und dienen der weitgehenden Minimierung des unternehmerischen Risikos.

Neben den dokumentierten, technisch orientierten Berechnungen und Auswertungen waren zusätzlich monetäre Analysen in Bezug auf Variantenentscheidungen, eine geeignete Kapazitätsplanung für die Festlegung des Eigen- und Fremdfertigungsanteils, sowie auch Risikoabschätzungen (z. B. Notschlusskonzept) erforderlich, die jedoch nicht Teil der vorliegenden Arbeit sind.

¹ Wasserkraftanlagen erreichen heute Anlagenwirkungsgrade von deutlich über 80 %. Laut [1] SCHILLING; S. 3 überschreiten die hydraulischen Wirkungsgrade (isolierte Betrachtung der Turbinen) der weltweit größten Francis-Turbinen 96 %. Bei kleinen Anlagen können hydraulische Wirkungsgrade von bis zu 94 % erreicht werden.

Konkret befasst sich die vorliegende Diplomarbeit mit der Auslegung, Dimensionierung und Konstruktion der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung für den gegebenen Standort. Die entsprechenden Analysen und Betrachtungen werden für das Segment der Kleinwasserkraft in einer möglichst allgemein gültigen Form ausgeführt, um eine einfache Anwendung auf Folgeprojekte zu ermöglichen. Hierbei steht durchgängig eine optimale Abstimmung der hydraulischen Maschine mit den gegebenen Randbedingungen der Anlage im Fokus, was auch die Vermeidung von unnötig komplexen oder unwirtschaftlichen Konstruktionen beinhaltet.

Daraus lassen sich folgende Hauptaufgaben ableiten:

Im folgenden Kapitel 2 werden die Grundlagen der Wasserkraftnutzung für elektrische Stromproduktion zusammengefasst und speziell auf Kleinwasserkraftwerke reduziert. Es folgen ein kurzer Überblick zu den rechtlichen und marktrelevanten Rahmenbedingungen sowie eine vereinfachte Klassifizierung unter Berücksichtigung existierender Anlagen. Des Weiteren werden die für die Vorauswahl benötigten Grundlagen hydraulischer Maschinen bearbeitet.

Kapitel 3 befasst sich mit der wasser- und energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung. Beginnend mit der Datenerhebung und der Zusammenfassung möglicher Modelle zur Regionalisierung von Abflussdaten, wird gemäß der Wahl des Pflichtwasseransatzes (Restwasser) die Generierung der entsprechenden Nutzwasserganglinie systematisch nachvollzogen, wodurch das vorhandene und das technisch nutzbare Wasserkraftpotential darstellbar wird. Darauf aufbauend wird im Rahmen der Festlegung der Anlageparameter genauer auf die Vordimensionierung und die Nachrechnung der Triebwasserführung (Druckrohrleitungen) eingegangen. Den Abschluss des Kapitels bildet die Berechnung des Regelarbeitsvermögens unter Vorgriff auf die – im Punkt 4.4 fixierte – Maschinenvariante.

Aufbauend auf die zuvor bestimmten Abfluss- und Anlageparameter ist in Kapitel 4 mithilfe von Auslegediagrammen, verfügbaren Dimensionierungsleitfäden und basierend auf Erfahrungswerten, die aus bereits ausgeführten Maschinenkonstruktionen abgeleitet wurden, eine Vorauswahl geeigneter Maschinenkonfigurationen durchzuführen. Daraus ergibt sich, unter Zuhilfenahme von technischen und energiewirtschaftlichen Kriterien und gleichzeitiger Beachtung wirtschaftlicher Aspekte die konkrete Variantenreduktion. Durch die detaillierte Ausarbeitung der hydraulischen Bemessungsgrundlagen für Pelton-Turbinen wird im nächsten Schritt ein geeignetes Modell zur letztendlichen Festlegung der Turbinenkonfiguration erstellt, welches der Bestimmung der Hauptabmessungen und der Leistungsdaten dient.

Die Konstruktion des Maschinensatzes ist – dem „made to measure“-Prinzip folgend – im Einklang mit den zuvor erlangten Erkenntnissen und vollzogenen Berechnungen aufzubauen. Da Einzelheiten zur Konstruktion aus verständlichen Gründen nicht zur Veröffentlichung freigegeben wurden, beschränkt sich Kapitel 5 auf einen groben Überblick.

Den thematischen Abschluss der Arbeit bildet Kapitel 6 mit der Abnahmemessung und der Auswertung der ersten drei Betriebsmonate mittels Betriebsdatenerfassung. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse werden, zusammen mit den Ergebnissen der vorherigen Kapitel, im Resümee dargelegt und kritisch betrachtet.

2 Grundlagen der Wasserkraftnutzung

Die kommerzielle Nutzung elektrischer Energie ist seit ihrer Anfangszeit direkt mit der Stromerzeugung in Wasserkraftanlagen verknüpft. Die ersten, sehr kleinen und durchaus dezentral gelegenen Anlagen entstanden Ende des 19. Jahrhunderts, vielfach im Umfeld von Gewerbebetrieben, und ermöglichten durch gezielte Nutzung der im Triebwasser gespeicherten Energie den Betrieb diverser Arbeitsmaschinen. Durch die Einführung der elektrischen Energieübertragung wurden die bis dato regelmäßig eingesetzten Transmissionssysteme sukzessive obsolet.

Heute, im 21. Jahrhundert, wird unter dem Schlagwort Wasserkraft nahezu ausschließlich die direkte Umsetzung von potentieller und – in selteneren Fällen auch – kinetischer Energie in elektrischen Strom verstanden. Die Nutzung der mechanischen Energie an einer durch eine hydraulische Maschine angetriebenen, Welle hat meist nur noch Museumscharakter.

2.1 Die Wasserkraft im Vergleich

Der Anteil erneuerbarer Energien – zu denen auch der mittels Wasserkraft erzeugte elektrische Strom zählt – am weltweiten Gesamtenergieverbrauch liegt mit Ende 2012 laut Renewable Energy Policy Network for the 21st Century (REN21) [2]; S. 19–21 bei ca. 19 %. Gemessen am Gesamtenergieverbrauch leistet die Wasserkraft weltweit einen Beitrag von ca. 3,7 %, was knapp 20 % der im Gesamtenergieverbrauch enthaltenen, erneuerbaren Energien entspricht

Wird global die Erzeugung von elektrischem Strom betrachtet, so erreichen die erneuerbaren Energieträger einen Anteil von 21,7 %. Signifikant ist der Beitrag des durch Wasserkraft erzeugten elektrischen Stromes, welcher – an erneuerbarer elektrischer Energie gemessen – ca. 76 % beträgt.

Am heimischen Energiemarkt wurden laut der Bundesanstalt für Statistik Österreich [3] im Jahr 2012 knapp 32,2 % des energetischen Endverbrauches² aus erneuerbaren Quellen abgedeckt, was beinahe dem durch die Europäische Union (EU) ausformulierten nationalen Gesamtziel [4] für den Anteil erneuerbarer Energie am Bruttoendenergieverbrauch von 34 % im Jahr 2020 entspricht.³

Laut den Berechnungen der Statistik Austria [3] stammen im betrachteten Jahr 65,3 % des nationalen Gesamtstromverbrauchs aus erneuerbaren Quellen, laut Energie-Control Austria [6]; S. 15 sind es 73 %⁴. Im Vergleich zu den global angelegten, statistischen Auswertungen ist somit ein deutlicher Unterschied im Produktionsverhältnis zwischen konventionellen und erneuerbaren Energieträgern erkennbar.

Auf Basis der österreichischen Gesamtenergiebilanz [7] lässt sich ableiten, dass im Jahr 2012 die Wasserkraft unter den erneuerbaren Energien zur Stromerzeugung einen

² Zum Vergleich: Im Jahr 2005 wurden lediglich 23,9 % des energetischen Endverbrauches in Österreich durch erneuerbare Energieträger abgedeckt.

³ Im Zuge der durch die [5] Europäische Kommission unlängst vorgestellten Klima- und Energiepolitik 2030 werden den einzelnen Mitgliedsstaaten, unter Berücksichtigung eines gemeinsam zu erreichenden Gesamtziels, mehr Freiheiten bei der Selbstbestimmung der jeweiligen nationalen Regelung eingeräumt. Nationale Zieldefinitionen liegen gegenwärtig noch nicht vor.

⁴ Inkl. Pumpstrom.

Produktionsanteil von 85,9 % beitragen konnte. Dies entspricht einer Bruttostromerzeugung von 43.787 Gigawattstunden (GWh). Ausgehend von dieser Basis wurden 86,9 % bzw. 38.044 GWh durch Kraftwerke mit einer Engpassleistung über 10 Megawatt (MW) – also definitionsgemäß von Großkraftwerken (siehe 2.2) – erzeugt. Demnach kann den Anlagen unter 10 MW – also den Kleinkraftwerken – ein Produktionsbeitrag von 13,1 % bzw. 5.743 GWh zugeschrieben werden.

Die für die Wasserkraftnutzung durchaus zuträgliche hydrologische Situation im betrachteten Jahr darf an dieser Stelle jedoch nicht unerwähnt bleiben. Regelmäßige, teilweise sehr starke Niederschläge, hauptsächlich in der zweiten Jahreshälfte, trieben in erster Linie die Erzeugung der Laufwasserkraftwerke nach oben, was allgemein zu einer höheren Jahreserzeugung führte. Auf den Produktionsanteil der Kleinwasserkraft hat dies jedoch kaum einen Einfluss, wie die nachstehende Tabelle, basierend auf der österreichischen Gesamtenergiebilanz, zeigt:

Tabelle 2-1: Anteil von Kleinwasserkraftanlagen an der Stromproduktion in Österreich [7]

Jahr	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	Alle Erzeugungen in GWh
Kleinwasserkraft ≤ 10 MW	4.000	4.598	4.735	4.828	5.096	4.960	4.739	5.745	
Großwasserkraft > 10 MW	32.677	31.240	32.369	33.525	35.786	33.397	29.493	38.044	
Summe der Erzeugung durch Wasserkraftwerke	36.676	35.838	37.103	38.353	40.882	38.358	34.232	43.789	
Erzeugungsanteil der Kleinwasserkraftwerke	10,9 %	12,8 %	12,8 %	12,6 %	12,5 %	12,9 %	13,8 %	13,1 %	

Wie aus den vorstehend angeführten Zahlen eindeutig hervorgeht, ist die Wasserkraft für die Erzeugung elektrischer Energie in Österreich von großer Bedeutung. Es soll jedoch nicht unbeachtet bleiben, dass die hohen Stromproduktionsbeiträge der heimischen Wasserkraft auf einen strategischen Vorteil in puncto Topografie des Bundesgebietes, Tradition im Wasserkraftanlagenbau sowie eine durchwegs breite Akzeptanz seitens der Bevölkerung zurückzuführen sind.

2.2 Definition der Kleinwasserkraft und deren Folgen

Die in Österreich übliche Unterteilung von Wasserkraftwerken (WKW) in Klein- und Großwasserkraftanlagen über den Grenzwert der Engpass- oder Ausbauleistung von 10 MW ist im Grunde eine willkürliche und keinesfalls europaweit einheitlich geregelt. Viele der europäischen Kleinwasserkraftwerksverbände sind Mitglieder der European Small Hydropower Association (ESHA), welche die Kleinwasserkraft per Definition unter 10 MW installierter Leistung [8]; S. 4 sieht. Jedoch gibt es in diesem Punkt keine europaweite Übereinstimmung [9]; S. 3, wie die Beispiele Italien (Limit 3 MW), Schweden (1,5 MW) oder Frankreich (12 MW) zeigen. Diese Uneinheitlichkeit der Definition wird bei internationaler Betrachtung noch deutlicher. So gilt zum Beispiel in China als Limit für die Kleinwasserkraft (KWK) eine 50 MW-Grenze [10], in Indien liegt dieselbe Grenze bei 25 MW.

Gemäß den Vorgaben der ESHA, der EU-Kommission und der International Union of Producers and Distributors of Electrical Energy (UNIPEDE) wird in der vorliegenden Arbeit eine Anlage mit einer installierten Leistung von weniger als 10 MW als Kleinwasserkraftwerk

definiert, was auch der gegenwärtig gültigen Ökostromgesetzgebung [11] (vgl. § 5 ÖSG 2012)⁵ entspricht.

Die gewählte Grenze von 10 MW installierter Leistung zieht natürlich diverse Unterschiede im Umgang mit den Behörden, diversen Förderstellen sowie den Netzbetreibern nach sich. So sind Letztgenannte, respektive die Energieversorgungsunternehmen (EVU), bis zur beschriebenen Leistungsklasse gemäß § 13 Abs. 1 ÖSG verpflichtet, die in einer Kleinwasserkraftwerksanlage – sofern für diese eine Klassifizierung als Ökostromanlage existiert – erzeugte elektrische Energie abzunehmen und entsprechend zu vergüten. Daraus resultiert in weiterer Folge eine gewisse Verzerrung am Strommarkt, der trotz stetiger Bemühungen im Hinblick auf eine möglichst weitreichende Liberalisierung auch heute noch mit direkten staatlichen Förderungen und Regulierungen beeinflusst wird. Am Beispiel von Deutschland trifft dies gemäß [12] MENNEL, Illwerke VKW, auf circa 40 % der insgesamt installierten (konventionellen und erneuerbaren) Kraftwerkskapazität zu.

Aus der vom Gesetzgeber vorgegebenen, leistungsabhängigen Differenzierung der Anlagen resultieren auch ökonomisch orientierte Entscheidungen sowohl bei der Errichtung als auch im Betrieb. So ergab sich zum Beispiel in Deutschland – induziert durch die in den Jahren 2000 bis 2004 gültige Fassung des § 2 Abs. 1 Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) [13] – die Situation, dass neu errichtete Wasserkraftwerksanlagen bewusst unter einer Engpassleistung von 5 MW ausgelegt wurden, um förderungswürdig zu bleiben. Diese, im Hinblick auf eine bestmögliche Nutzung des vorhandenen Potentials wenig sinnvolle Ausbaustrategie wurde mit der EEG-Novelle 2004 korrigiert, indem Vergütungsgruppen bis zu einer Anlagenleistung von 50 MW eingeführt wurden. Auch am Beispiel Österreich wurde vereinzelt der Einfluss der Differenzierung zwischen Klein- und Großwasserkraft deutlich. So entstanden in der vergangenen Dekade mehrere Wasserkraftanlagen mit einer offiziell deklarierten Engpassleistung von 9,9 MW, wodurch die Förderregime der Kleinanlagen (Tarif- oder Investitionsförderung) zur Anwendung kommen konnten.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass die Differenzierung zwischen Klein- und Großwasserkraft über die mit 10 MW gewählte Grenze, zumindest in Österreich, nur einen untergeordneten Einfluss auf die bei der Neuerrichtung einer Anlage verpflichtend beizubringenden Gutachten bzw. auf die Art und den Ablauf der Behördenverfahren zu haben scheint. So liegt es beispielsweise bei einem Wasserrechtsverfahren, zumindest teilweise, im Ermessen der zuständigen Behörde, aus einem beträchtlichen Pool an möglichen Expertisen diejenigen auszuwählen, die für den konkreten Anwendungsfall durch den Projektwerber beizubringen sind. Die tatsächliche Anlagenleistung spielt hierbei lediglich eine untergeordnete Rolle. Die gesetzliche Pflicht einer Umweltverträglichkeitsprüfung (UVP) gemäß [14] UVP-Gesetz 2000 orientiert sich nicht zwangsläufig an dieser Einteilung. Eine UVP wird dann erforderlich, wenn

- die Wasserkraftanlage (Talsperren, Flusstau, Ausleitungen) eine Engpassleistung von mindestens 15 MW überschreitet oder
- die Wasserkraftanlage mit einer Engpassleistung von mindestens 10 MW eine Rückstaulänge, berechnet auf der Basis des mittleren Durchflusses (MQ), das 20-Fache der Gewässerbreite, gemessen in der Achse der Wehranlage, erreicht oder
- die Wasserkraftwerksanlage Teil einer Kraftwerkskette von zwei oder mehreren Kraftwerken mit mindestens 2 MW ist, ohne einen ausreichenden Mindestabstand zwischen den Wehranlagen und dem Fischlebensraum.

⁵ Bundesgesetz über die Förderung der Elektrizitätserzeugung aus erneuerbaren Energieträgern (ÖSG 2012)

2.3 Typen von Wasserkraftwerken und deren Klassifizierung

Werden Wasserkraftwerke einer ganz allgemeinen Kategorisierung unterworfen, zeigt sich sehr schnell, dass sich in Abhängigkeit von den gewählten Betrachtungsschwerpunkten unterschiedliche Gruppierungen finden lassen. Die dabei entstehenden Klassen zeigen untereinander oftmals starke Interdependenzen und fließende Übergänge, sodass sich gemäß [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 83 f. eine allgemein gültige Systematik nicht definieren lässt. Reduziert man jedoch die Anzahl der zu betrachtenden Parameter und lässt weniger praxisrelevante Optionen außen vor, ergibt sich bei systematischer Betrachtung einiger weniger Gesichtspunkte folgendes, vereinfachtes Schema zur Anlagenbeschreibung:

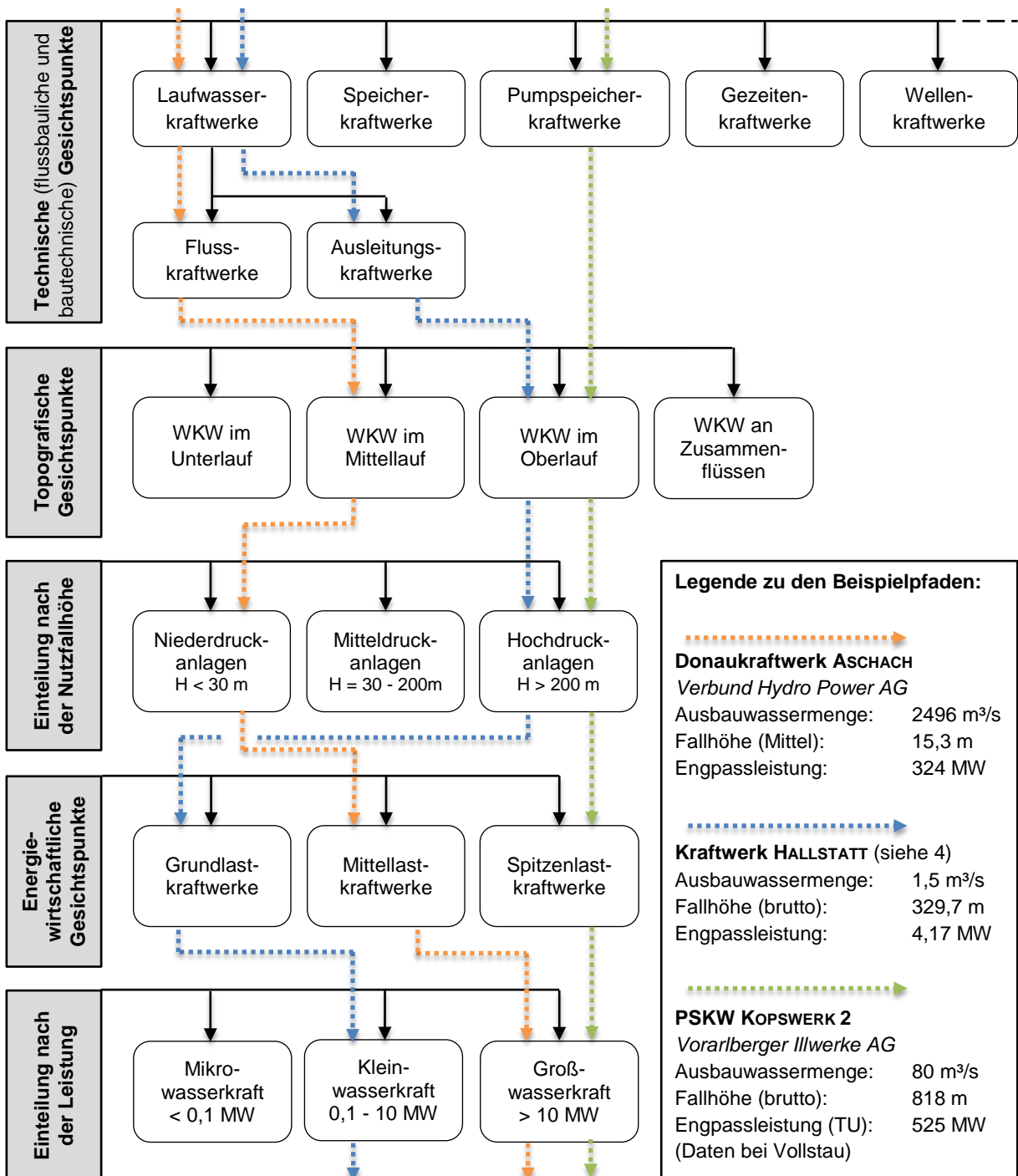


Abbildung 2-1: Schema zur Klassifizierung von Wasserkraftanlagen (eigene Darstellung)

Mithilfe der vereinfachten Klassifizierungssystematik (siehe Abbildung 2-1) ist es möglich, eine sehr kurze und dennoch aussagekräftige Beschreibung eines Wasserkraftwerkes zu generieren. Findet man für die sechs angeführten Betrachtungspunkte – sollen es mehr als die beschriebenen sein, wird auf die ursprüngliche Definition von [15] GIESECKE & MOSONYI verwiesen – jeweils eine passende Kraftwerks- bzw. Anlagentypbeschreibung, ergibt sich ein für den jeweiligen Standort charakteristischer Pfad durch das Blockschaltbild, was beispielhaft für die Anlagen ASCHACH (Hauptdaten nach [16] MAYRHUBER), HALLSTATT und KOPS 2 (Hauptdaten nach [17] Vorarlberger Illwerke AG) dargestellt wird.

Verfolgt man den Pfad des Donaukraftwerkes ASCHACH der Verbund Hydro Power AG (VHP) so kann man zusammenfassen, dass es sich um ein Laufwasser-Flusskraftwerk handelt, welches im Mittellauf des Donauflusses situiert ist und den Niederdruckanlagen zugerechnet wird. Aufgrund einer begrenzten Speicherfähigkeit im Rahmen der zulässigen Variation des Oberwasserpegels ist ein Betrieb als Mittellastkraftwerk⁶ möglich. Gemäß der unter 2.2 getroffenen Definition handelt es sich mit einer Ausbauleistung von 324 MW eindeutig um eine Großwasserkraftanlage. Mit einem ähnlichen Vorgehen können auch die beiden anderen Beispiele in einer Kurzbeschreibung zusammengefasst werden.

Der vorgestellte Ablauf zur Klassifizierung und die grafische Erstellung eines charakteristischen Pfades mag für eine einzelne Anlage nur von geringem Interesse sein, da der zeichnerische Aufwand für das Blockschaltbild hoch ist und ein systematisches Abarbeiten der zu betrachtenden Einzelpunkte in tabellarischer Form zu denselben Aussagen führen würde. Die eigentliche Stärke offenbart dieses System erst bei Anwendung auf eine Vielzahl von Wasserkraftanlagen, was anhand Abbildung 2-2 verdeutlicht werden soll. Wendet man das Einteilungsraster z. B. auf die 127 Kraftwerke [19] der österreichischen VHP an, werden mithilfe der grafischen Darstellung einige interessante Details sichtbar.

So lässt sich erkennen, dass die 105 untersuchten Laufkraftwerke, unter dem Gesichtspunkt der Nutzfallhöhe, keiner charakteristischen Einteilung folgen. Somit sind definitionsgemäß Nieder-, Mittel- und Hochdruckkraftwerke vorhanden, wobei an dieser Stelle, resultierend aus der beschränkten, offiziell zugänglichen Datenlage, keine Differenzierung in absoluten Zahlen getroffen werden kann.

Verfolgt man die Pfade der Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke, zeigt sich ein deutlich anderes Bild. Beide Kraftwerkstypen sind Hochdruckkraftwerke und dienen zur Bereitstellung von Mittel- und Spitzenlaststrom. Bezeichnend ist auch der Umstand, dass sich – mit Ausnahme von drei Speicheranlagen⁷ – alle in den Bereich der Großkraftwerke einordnen lassen. Aufgrund des technischen Zusatzaufwandes für Speicherhaltung, Maschinenanlage und Druckrohrleitung und den sich daraus ergebenden Mehrkosten bei Betriebsführung bzw. bei Neuerrichtung im Vergleich zu einer Laufwasserkraftanlage, ist dies auch nicht verwunderlich.

⁶ An dieser Stelle werden die Versuche der VHP zur Bereitstellung von Primär-Regelenergie (Spitzenlast) mit den Maschinenanlagen entlang der Donau nicht berücksichtigt, da dies nicht der ursprünglich gedachten Verwendung entspricht. Siehe hierfür auch [18] Stefan Benda & Erich Wurm.

⁷ Hierbei handelt es sich durchwegs um ältere Speicherkraftwerksanlagen, was die Jahre der Inbetriebsetzungen (Pack: 1931, Salza: 1949 und St. Martin: 1965 (erste Arbeiten 1924, mehrfach zurückgestellt)) verdeutlichen.

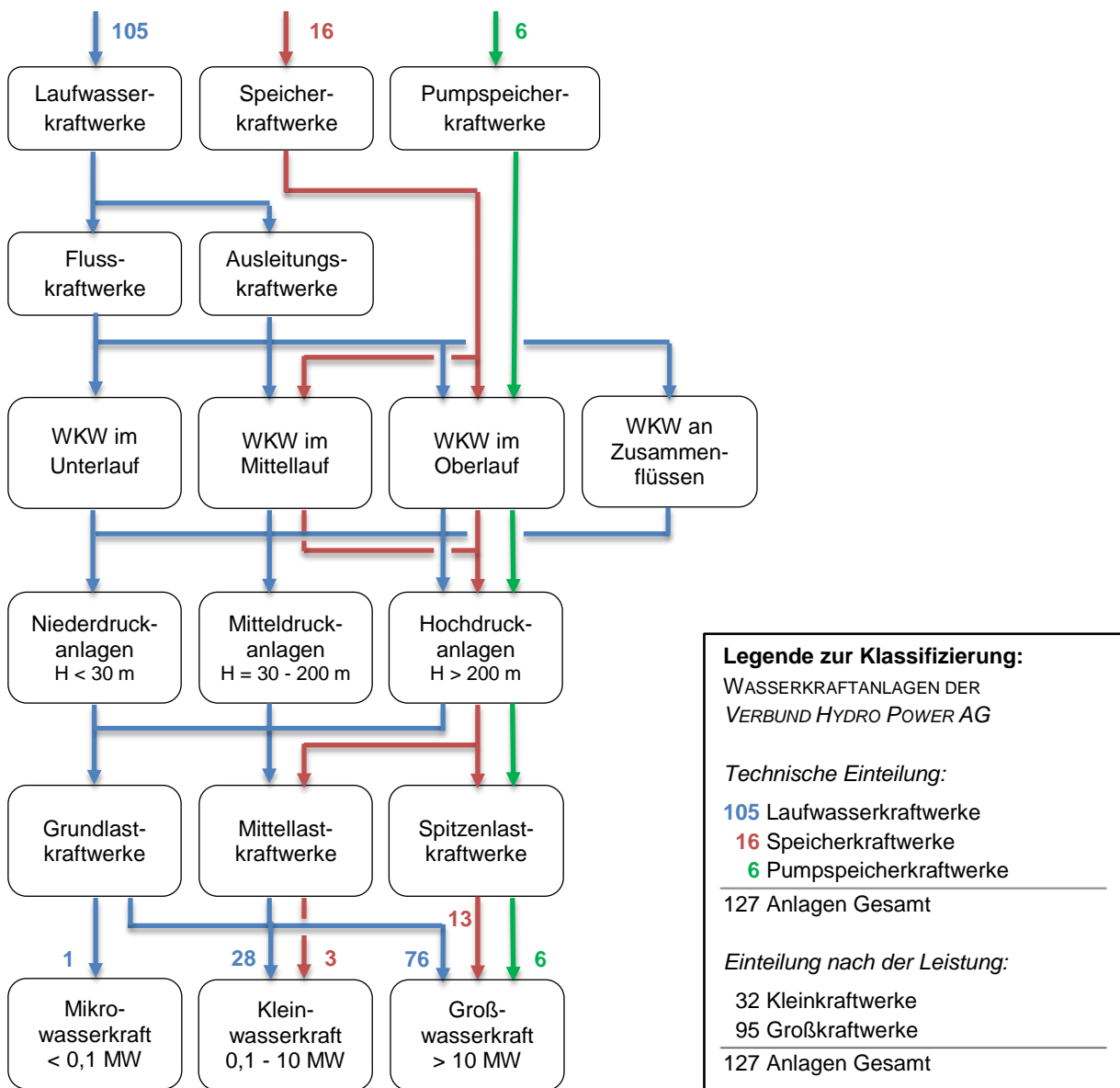


Abbildung 2-2: Anwendung des Klassifizierungsschemas auf die Anlagen der VHP [19]

Basierend auf den vorliegenden Daten wird im Rahmen dieser Arbeit die Annahme getroffen, dass es sich bei den betrachteten Kleinwasserkraftanlagen mit hoher Wahrscheinlichkeit um Laufkraftwerke handelt. Unterstützt wird dieser Ansatz, wenn die Anzahl der betrachteten Standorte erhöht wird und nicht ausschließlich Anlagen großer Energieversorgungsunternehmen bzw. statistische Daten zur Auswertung gebracht werden. So wird ein sehr starker Überhang der Laufwasseranlagen im Regime der Kleinwasserkraft ersichtlich, was auch aus der Bestandsstatistik der Energie-Control Austria [20] (rund 98,3 % der österreichischen Kleinwasserkraftwerke sind Laufwasseranlagen) hervorgeht. Eine mögliche Begründung hierfür findet sich in dem Sachverhalt, dass die Mehrzahl der definitionsgemäß kleinen Wasserkraftwerke im Besitz privater Betreiber oder Investorengruppen ist. Für diesen Personenkreis rechnet sich unter den gegenwärtig herrschenden Marktbedingungen der zusätzliche Aufwand von Speicher- und Pumpspeicheranlagen in der Regel nicht.

Verfolgt man die getroffene Annahme bzw. Vereinfachung weiter und betrachtet die Einteilung und Unterscheidung von Anlagen mit einer Leistung zwischen 0,1 und 10 MW auf Basis des Klassifizierungsschemas, so wird deutlich, dass für die Einteilung von Kleinwasserkraftanlagen in der Regel lediglich zwei Gesichtspunkte maßgeblich sind: Die

Differenzierung anhand von technischen (flussbaulichen und bautechnischen) Gesichtspunkten und die Einteilung der Anlagen gemäß der Nutzfallhöhe. Somit lässt sich das in Abbildung 2-2 vorgestellte, bereits vereinfachte Schema für die ausschließliche Anwendung auf Kleinwasserkraftanlagen weiter reduzieren. Die Vernachlässigung von Gezeiten-, Wellen- und Depressionskraftwerken sowie anderen Sonderformen erfolgt aufgrund der (gegenwärtig) geringen Verbreitung bewusst.

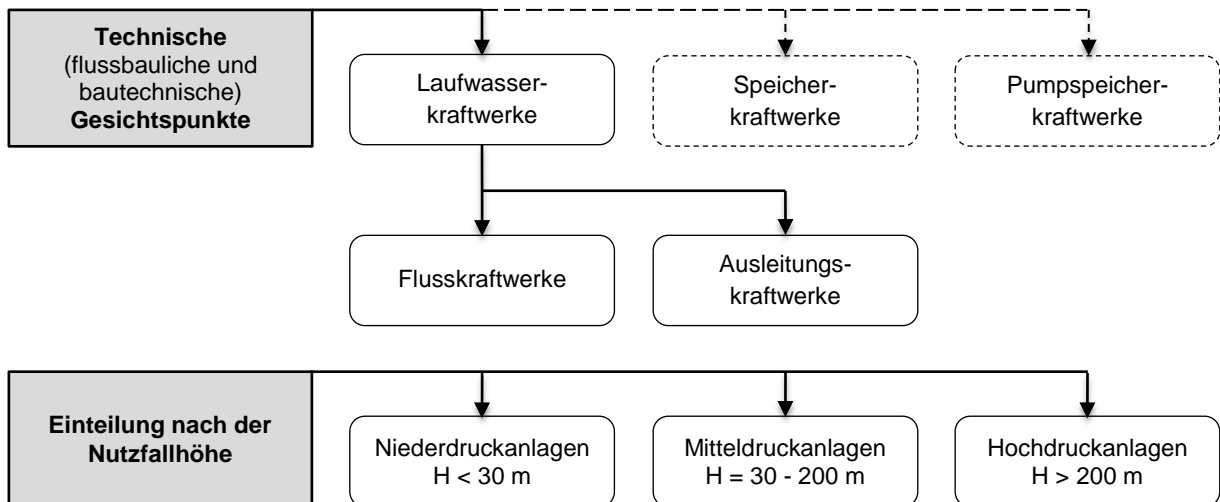


Abbildung 2-3: Vereinfachtes Schema zur Klassifizierung von Kleinwasserkraftanlagen

Durch die Minimierung der Einteilungskriterien für kleine Anlagen ergibt sich laut vorstehender Abbildung ein sehr einfaches Muster, welches als Basis für die weitere Begriffserklärung dient.

2.3.1 Einteilung von Kleinwasserkraftanlagen nach flussbaulichen und bautechnischen Kriterien

Eine Differenzierung von Kleinwasserkraftanlagen hinsichtlich der technischen (flussbaulichen und bautechnischen) Gegebenheiten führt in der Regel zu einem eindeutigen Ergebnis. Das liegt in erster Linie daran, dass die jeweiligen Unterschiede zwischen den einzelnen Anlagentypen schon bei oberflächlicher Betrachtung offensichtlich werden, was jedoch im Umkehrschluss nicht heißen soll, dass eine derartige Klassierung keine Aussagekraft hat. Abhängig von den auf einen Standort anwendbaren, flussbau- und bautechnischen Kriterien unterscheiden sich Genehmigungsverfahren, Planung, Bauablauf und Bauwerk, aber auch Betriebsführung und Erlöserzielung aus dem Stromverkauf.

Speicherkraftwerke, die in Abbildung 2-3 aufgrund der geringen Bedeutung bei Kleinwasserkraftanlagen strichliert dargestellt werden, zeichnen sich dadurch aus, eine gewisse Menge an Triebwasser für den Anforderungsfall vorrätig zu haben. Diese aktive Bevorratung von der im Wasser gebundenen Lageenergie (potentiellen Energie) stellt auch den wichtigsten Abgrenzungsparameter zu den Laufwasseranlagen dar, wobei die Grenzen, wie bereits unter 2.3 beschrieben, fließend sind.⁸ Das natürlich in ein Staubecken bzw. einen Stausee zufließende oder auch mittels Beileitungen herangebrachte Wasser wird bei

⁸ Wasserkraftanlagen, die mit Speichern ausgerüstet sind welche jedoch nur mit geringer Pegelvariation betrieben werden dürfen, arbeiten meist im sogenannten Schwellbetrieb, was eine eindeutige Klassenzuteilung oft nicht möglich macht.

Strombedarf in den hydraulischen Maschinen abgearbeitet und dient somit der Spitzenlastabdeckung im Stromnetz.

Pumpspeicheranlagen beinhalten im Wesentlichen alle Systemkomponenten einer herkömmlichen Speicheranlage, sind jedoch zusätzlich mit zumindest einer Speicherpumpe (oder Pumpenturbine) und einem entsprechend dimensionierten Unterbecken ausgerüstet. Anders als bei Speicheranlagen ohne Pumpfunktion ist ein natürlicher Zufluss im Oberbecken nicht zwingend erforderlich. Ist dies jedoch der Fall, wird gemäß [21] PATT & GONSOWSKI; S. 194 von *reinen Pumpspeicherkraftwerken* gesprochen, was zum Beispiel auf die in Planung befindliche Anlage ENERGIESPEICHER RIEDL zutrifft, welche den Stauraum des Donaukraftwerks JOCHENSTEIN als Unterbecken bzw. gemäß [22] FITZINGER, et al. einen neue zu errichtenden Speichersee in der RIEDLER MULDE als Oberbecken nutzen soll. Ähnlich wie bei reinen Speicheranlagen wird in Pumpspeicherkraftwerken Spitzenlaststrom erzeugt, jedoch kann im Zuge der Netzregelung auch Wasser vom Unter- ins Oberbecken zurückgepumpt und somit zwischengespeichert werden.

Anders als bei Speicher- und Pumpspeicheranlagen erfolgt der Betrieb von **Laufwasserkraftwerken** nicht bedarfsgeregelt, sondern gemäß dem natürlichen Wasserdargebot zur Bereitstellung von Grundlastenergie. Im Gegensatz zu den stark alternierenden und nur kurzfristig mit ausreichender Sicherheit vorhersagbaren Produktionsleistungen anderer alternativer Energieformen, wie zum Beispiel Wind- oder Sonnenenergie, ist trotz der direkten und in der Regel speicherfreien Nutzung des, von der Natur beigestellten, Potentials die Erzeugung von Laufwasseranlagen gut prognostizierbar. Mit steigendem Abstand der Anlagenstandorte zum Oberlauf bzw. zu der/den Ursprungsquelle(n) des jeweiligen Gewässers verbessert sich diese Planbarkeit zusehends, da nicht mehr Niederschlagsprognosen alleine, sondern auch Abflussdaten, basierend auf einer Vielzahl von Pegelmessungen, zur Validierung der Zufluss- und damit der Produktionsprognosen zur Verfügung stehen.

Die Energieausbeute kann nochmals verbessert werden, wenn die entlang des Flusslaufes situierten Wasserkraftanlagen die zur Verfügung stehende Gefällstrecke ohne freie Fließstrecken in mehreren Ausbaustufen abarbeiten. Dieser von [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 85 f. beschriebene Stufen- oder Staffelausbau ermöglicht, abhängig von der absoluten Staubeckengröße, eine gewisse Durchlaufspeicherung, die durch eine koordinierte Betriebs- und Fahrweise (Staffel- oder Kippbetrieb) der hydraulischen Maschinen im Rahmen zulässiger Pegelvariationen erreicht wird. Ein Beispiel für eine derartig betriebene Kraftwerkskaskade ist die österreichische Donaukraftwerkskette beim Kraftwerk JOCHENSTEIN bis zur Anlage FREUDENAU⁹, die neben Grundlastenergie auch Mittel- und Spitzenstrom liefert.

Bei den hierfür verwendeten Laufwasseranlagen handelt es sich in der Regel um **Flusskraftwerke** die, wie der Name schon sagt, meist direkt in den Flusslauf gebaut werden. Dabei stellen das eigentliche Kraftwerk und das zum Aufstauen des Flusses auf die gewünschte Höhe notwendige Wehr eine bauliche Einheit dar, und sind mit einer gemeinsamen Längsachse quer zur Hauptstromrichtung ausgerichtet. Je nach Anordnung der Wehrfelder, der Kraftwerksblöcke und eventuell vorhandener Schleusen zueinander, lassen sich gemäß [23] STROBL & ZUNIC; S. 310 f. unterschiedliche Bauformen von

⁹ Die in der Wachau für eine durchgängige Kette fehlende Staustufe (bei Rossatz-Arnsdorf) wird an dieser Stelle nicht gesondert behandelt.

Flusskraftwerken unterscheiden, wie Abbildung 2-4 schematisch zeigt. Dabei handelt es sich um die Blockbauweise (a), zweiseitige Kraftwerke (b), seltener ausgeführte Inselkraftwerke (c), Pfeilerkraftwerke (d) und überströmbare Kraftwerke (e).

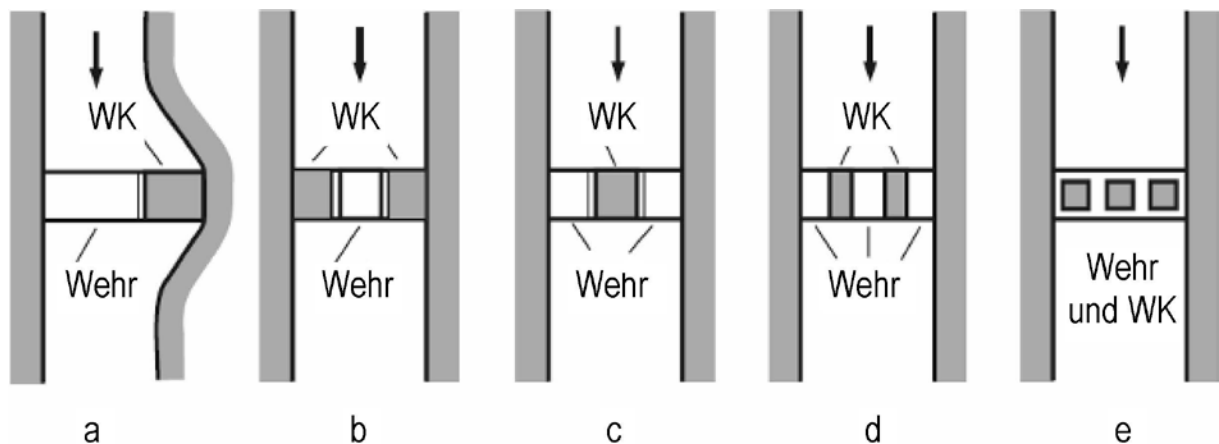


Abbildung 2-4: Anordnungen von Flusskraftwerken nach [23] STROBL & ZUNIC; S. 311

Die sich oberwasserseitig bildende Staustrecke wird bis zur Stauwurzel durch Seitendämme eingefasst und kann je nach Größe der Anlage von wenigen Metern (Klein- und Kleinstkraftwerke) bis zu einigen hundert Kilometern betragen (Großwasserkraftanlagen). Ein direkter Einfluss der Anlagengröße auf die oben beschriebenen Bauformen eines Flusskraftwerkes ist jedoch nur beschränkt festzustellen. Bei kleineren Anlagen wird aus Kostengründen (Bau- und Maschinenkosten) häufig die Blockbauweise eingesetzt. Aber auch überströmbare Kraftwerkskonzepte finden, vorangetrieben durch die optisch minimalinvasive Wirkung im Flusslauf gepaart mit einer guten Beherrschbarkeit von Hochwasserereignissen, steigende Verbreitung. Bei Großanlagen kommen, abhängig von der geologischen und hydrologischen Situation, den Anlagenenddaten, der geografischen Lage (z. B. Grenzgebiete; hier werden gerne zweiseitige Kraftwerke (b) errichtet) und den topografischen Gegebenheiten vor Ort, alle Anordnungen vor.

Werden Wehranlage und Kraftwerk voneinander baulich getrennt, handelt es sich um eine weitere Form der Laufwasseranlagen. Die **Ausleitungskraftwerke**, in der einschlägigen Literatur zum Teil auch Umleitungs- oder Kanalkraftwerke genannt, zeichnen sich dadurch aus, dass zwischen dem Wehr und dem Kraftwerk oft viele Kilometer Distanz liegen. Wie in Abbildung 2-5 ersichtlich, liegt das Kraftwerk außerhalb des Flusslaufes und kann somit in einer trockenen Baugrube errichtet und, wenn nötig, auch saniert werden, was vor allem in der Vergangenheit eine bautechnische Erleichterung darstellte.

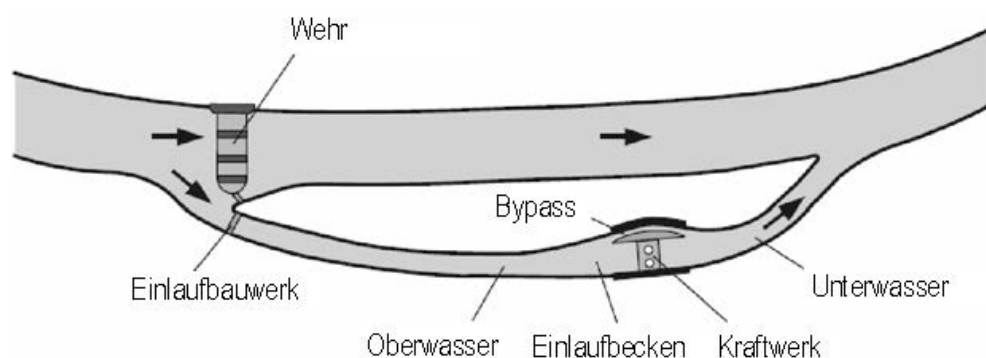


Abbildung 2-5: Aufbau eines Ausleitungskraftwerkes nach [23] STROBL & ZUNIC; S. 313

Das Wehr befindet sich im Hauptlauf des Flusses und leitet die zu verarbeitende Wassermenge über das Einlaufbauwerk und den Triebwasserweg zum Kraftwerk. Abhängig von der Topographie des Geländes, der Ausbauwassermenge und der zur Verfügung stehenden Fallhöhe wird zur Wasserzuführung ein offenes Gerinne bzw. ein Kanal, ein Druckstollen oder eine Druckrohrleitung verwendet.

Die bei Kleinwasserkraftwerken sehr häufig vorkommende Ausleitungsbauweise weist jedoch im direkten Vergleich zur Flusskraftwerksbauweise einen nicht unerheblichen Nachteil auf: Durch die Abfuhr eines mehrheitlichen Teils des zur Verfügung stehenden Wassers über die Ausleitungsstrecke verbleibt im ursprünglichen Flussbett in der Regel nur ein geringer Restanteil. Diese Restwassermenge wird, zumindest bei einigermaßen moderner Betriebsweise, gemäß den geltenden Wasserrechtsbescheiden zuflussabhängig geregelt und setzt sich meist aus einem Sockelbeitrag und einem dynamischen Beitrag zusammen. Solange die der Anlage zufließende Wassermenge unterhalb oder gleich der Ausbauwassermenge ist, fließt also nur die dotierte Restwassermenge im ursprünglichen Flusslauf, was mitunter zu mehr oder weniger heftigen Irritationen seitens Fischereiberechtigter und Naturschutzverantwortlicher sorgt. Aus energiewirtschaftlicher Sicht bedeutet die Restwasserdotation, vor allem bei Mittel- und Hochdruckanlagen, einen nicht unerheblichen Erzeugungsverlust (siehe auch 3.2) und kann grenzwertige Größenordnungen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit mit sich bringen. Die sich daraus ergebende, diametral gelagerte Interessenslage liegt auf der Hand und kann, wie bereits von [24] WIESENBERGER & JABERG beschrieben, mit technischen Mitteln, z. B. mit Restwasserturbinen, hinsichtlich des energetischen Ertrages nur bedingt verbessert werden.

2.3.2 Einteilung von Kleinwasserkraftanlagen hinsichtlich der Nutzfallhöhe

Eine weitere, häufig zur Differenzierung von Wasserkraftanlagen verwendete Form der Einteilung orientiert sich an der zur Verfügung stehenden Nutzfallhöhe. Wie in Abbildung 2-6 ersichtlich, werden Kraftwerke mit einer Nutzfallhöhe von mehr als 200 Metern den Hochdruckanlagen zugerechnet, bei einer Nutzfallhöhe unterhalb von 30 Metern spricht man von Niederdruckanlagen.

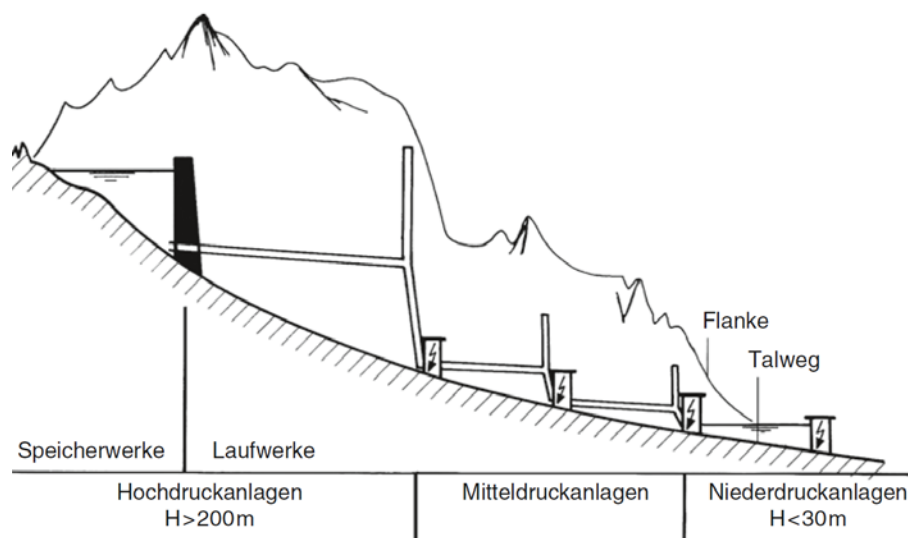


Abbildung 2-6: Einteilung von WKW nach der Fallhöhe [21] PATT & GONSOWSKI; S. 185

Zwischen diesen beiden, zugegebenermaßen relativ willkürlich gewählten Grenzen arbeiten nach [21] PATT & GONSOWSKI; S. 185 definitionsgemäß Mitteldruckkraftwerke. Betrachtet man beispielhaft die Systematik eines typischen Flussausbaus, so zeigt sich, wie auch in Abbildung 2-6 ersichtlich, dass, resultierend aus den topografischen Bedingungen, Hochdruckanlagen typische Kraftwerke der Gewässer-Oberläufe, gefolgt von Mitteldruckanlagen in den Mittelläufen und den Niederdruckanlagen in den Gewässer-Unterläufen sind.

Wie bereits beschrieben, sind die vorstehend eingeführten Einteilungsgrenzen keine absolut scharf definierten Parameter. Dies lässt sich auch daran erkennen, dass [25] JEHLE; S. 145–162 die Kategorie der Niederdruckanlagen unterhalb einer Nutzfallhöhe von 10 Metern angesiedelt hat. Ebenso abweichend erfolgt die Definition durch [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 83–98 sowie gemäß Abbildung 2-7 nach [23] STROBL & ZUNIC; S. 308 f., die für Hochdruckanlagen eine Mindestfallhöhe von 50 Metern vorsehen und Niederdruckanlagen unterhalb von 15 Metern definieren.

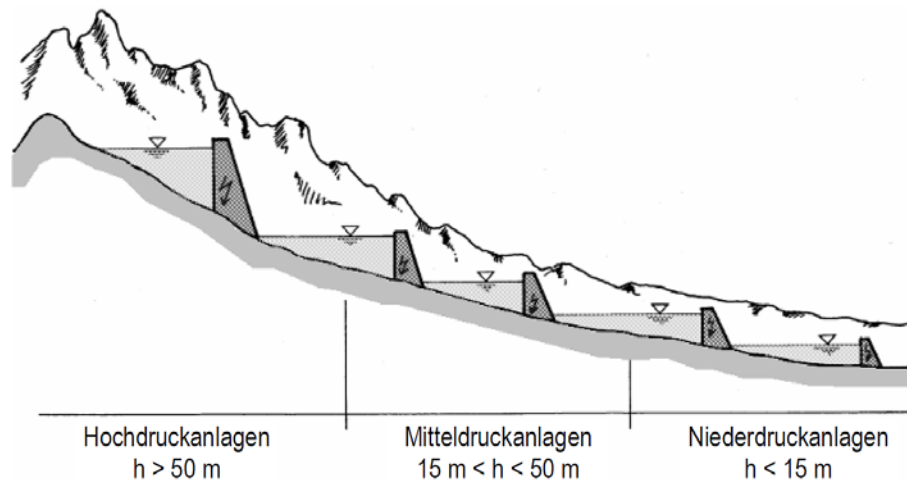


Abbildung 2-7: Einteilung von WKW nach der Fallhöhe [23] STROBL & ZUNIC; S. 309

Die Möglichkeit einer Fehlinterpretation ist somit gegeben weshalb für die weitere Arbeit die Definition ($H > 200 \text{ m} = \text{Hochdruckanlage}$; $H < 30 \text{ m} = \text{Niederdruckanlage}$) gelten soll, was auch in Hinblick auf die eingesetzten hydraulischen Maschinen zu einer besseren Übereinstimmung führt.

2.4 Hydraulische Maschinen in Wasserkraftwerken

Durch die bereits Jahrtausende andauernde Nutzung der Wasserkraft wurden im Laufe der Zeit eine Vielzahl hydraulischer Maschinentypen entwickelt. Mit der industriellen Revolution und der folgenden Einführung elektrischer Energieübertragungssysteme stiegen die Anforderungen in puncto Leistung bzw. Erzeugung drastisch an. Aus den daraus resultierenden Entwicklungen kristallisierten sich hauptsächlich folgende drei Turbinentypen heraus: Die Kaplan-Turbine, die Francis-Turbine und die Pelton-Turbine (auch Freistrahlmaschine), welche in weiterer Folge im Kapitel 4 näher behandelt wird.

Weniger verbreitet, jedoch technologisch kontinuierlich weiterentwickelt, sind neben diversen exotischen Konstruktionen die Diagonal-, die Durchström- und die Turgo-Turbine. Bei diesen Maschinentypen limitieren geringere Maschinenwirkungsgrade oder spezifisch hochbelastete

Bauelemente die Einsatzbereiche, weshalb sie, mit einigen Ausnahmen, meist nur bei Kleinwasserkraftanlagen eingesetzt werden.

Eine erste Unterscheidung hydraulischer Maschinentypen lässt sich anhand der Betrachtung der Betriebsweise vornehmen. So zählen die Freistrah- und die Durchström-Turbine zu den Gleichdruckmaschinen (auch Impuls- oder Aktionsturbinen), die Francis- oder Kaplan-turbinen hingegen zählen, ebenso wie die artverwandten Diagonal-, Propeller- oder Straflo-Maschinen, zu den Überdruckturbinen, welche auch Reaktionsmaschinen genannt werden.

Definiert man auf Basis der zu nutzenden Wassermenge Q [m^3/s] und der zur Verfügung stehenden Fallhöhe H [m] (nachstehend auch h_f) maschinenspezifische Einsatzbereiche, so ergeben sich turbinentypische Einsatzkennfelder gemäß Abbildung 2-8:

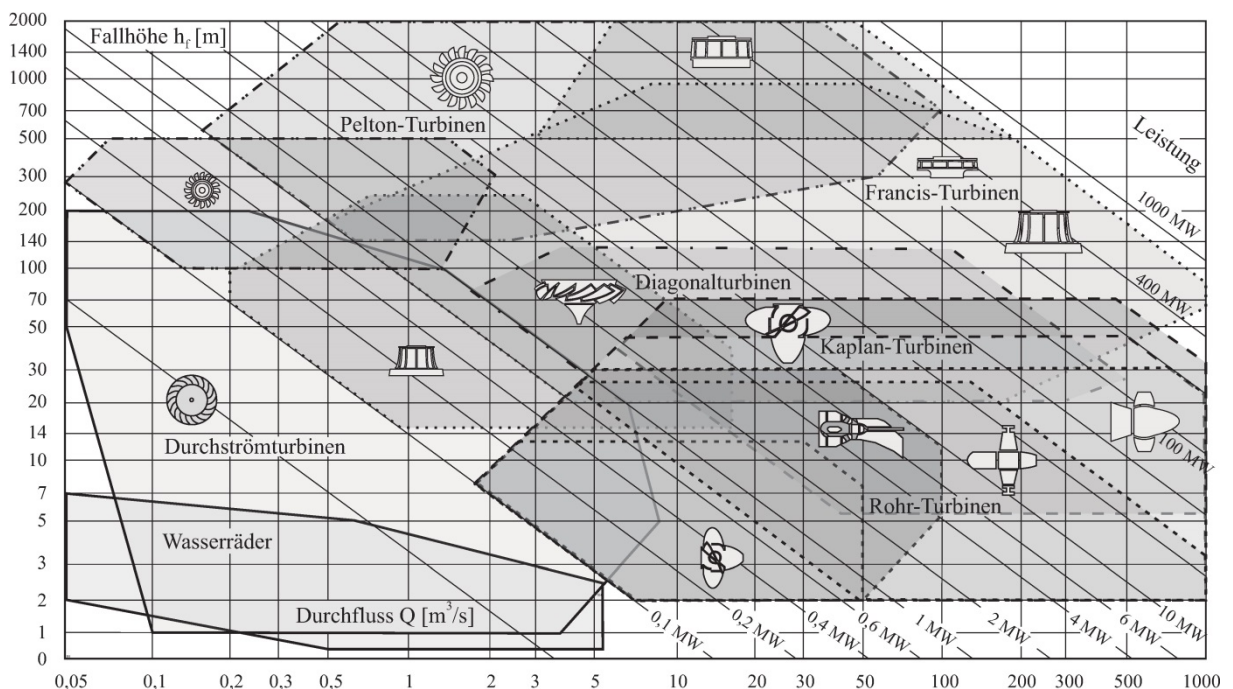


Abbildung 2-8: Einsatzbereiche von Wasserturbinen [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 480

Die vorstehend gezeigten Betriebs- bzw. Einsatzbereiche stellen allerdings keine scharf definierten Grenzen der einzelnen Maschinentypen dar. Es gibt mitunter, vor allem bei Kleinanlagen, Freistrahlturbinen mit einer Nutzfallhöhe von deutlich unter 100 [m] bzw. Mikroanlagen mit einer Leistung von nur wenigen Kilowatt.

Um die vielfältigen Konstruktionen, durch die ein immenses Spektrum der Auslegenengrößen H und Q abgedeckt wird, mithilfe einer einzelnen Größe beschreiben zu können, wurde der Begriff der spezifischen Drehzahl n_q bzw. die TYPE NUMBER K eingeführt:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{2.1}$$

mit:	n_q	Spezifische Drehzahl	[min^{-1}]
	n	Drehzahl	[min^{-1}]
	Q	Turbinendurchfluss	[m^3/s]
	H	Nutzfallhöhe	[m]

Unter der hiermit eingeführten Schnellläufigkeit wird diejenige Drehzahl verstanden, bei der eine geometrisch ähnliche, jedoch fiktive Maschine unter der Annahme $H^* = 1[m]$ und $Q^* = 1 [m^3/s]$ betrieben wird. Ein gleiches n_q von zwei Maschinen bedeutet lediglich, dass die Geometrie, also z. B. Form und Winkel der Schaufeln, dieselbe ist. Auf die absolute Größe hat dieser Parameter keinen Einfluss.

Ferner ist zu beachten, dass die in Gleichung (2.1) vorstehend angeführte Definition von n_q eine dimensionsunechte Form darstellt, da ein zur Richtigstellung der Einheiten erforderlicher Dimensionskorrekturfaktor in der Regel nicht angeführt bzw. verwendet wird. Hauptsächlich in angelsächsischen Ländern findet daher die bereits angeführte, dimensionslose TYPE NUMBER K Verwendung, die nach DIN EN ISO 17769-1: 2012¹⁰ wie folgt definiert ist:

$$K = \omega_s = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (2.2)$$

mit:	K.....TYPE NUMBER	[-]
	n.....Drehzahl	[s ⁻¹]
	Q.....Turbinendurchfluss	[m ³ /s]
	Y.....Spezifische Stutzenarbeit	[m ² /s ²]
	g.....Erdbeschleunigung	[m/s ²]
	H.....Nutzfallhöhe	[m]

Allerdings wird in der vorliegenden Arbeit auf diese Definition nicht weiter eingegangen und in Folge auf Basis der Gleichung (2.1) mit der Einheit [min⁻¹] für n_q gearbeitet. Kombiniert man die spezifische Drehzahl unter Berücksichtigung von wirtschaftlichen und technologischen Grenzen einzelner Maschinen- und Anlagentypen, ergibt sich ein Zusammenhang mit der zur Verfügung stehenden Nutzfallhöhe, der in Abbildung 2-9 dargestellt ist.

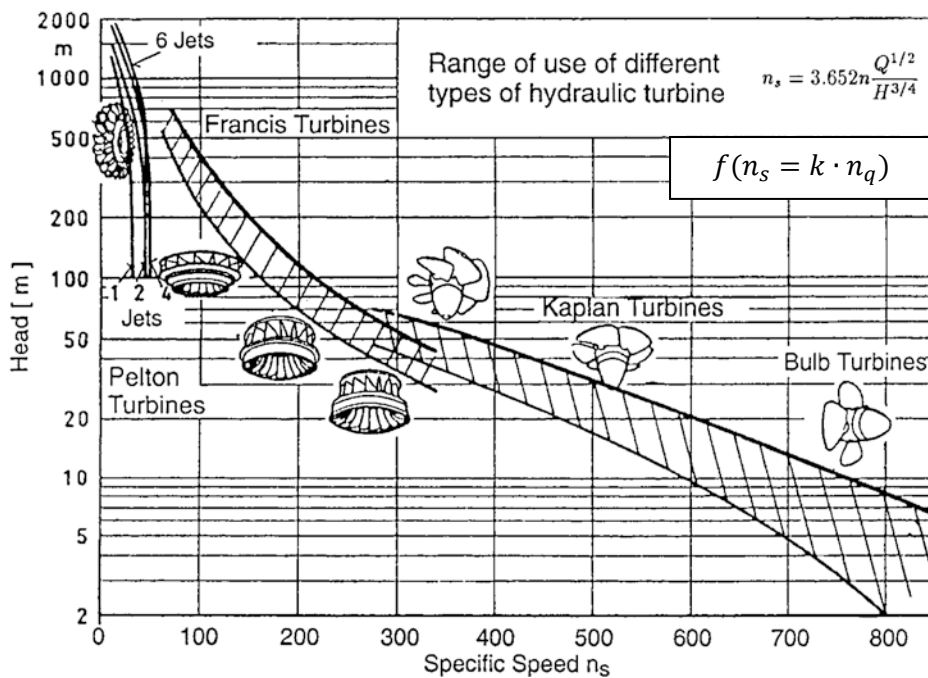


Abbildung 2-9: Fallhöhen-Turbinenkorrelation [26] DRTINA & SALLABERG; S. 88

¹⁰ Flüssigkeitspumpen und -installationen – Allgemeine Begriffe, Definitionen, Größen, Formelzeichen und Einheiten – Teil 1: Flüssigkeitspumpen

Der gefundene Zusammenhang ermöglicht auf Basis der Anlagenenddaten, also der Nutzfallhöhe und dem Maschinendurchfluss, unter der Annahme einer bevorzugten Drehzahl, eine Eingrenzung bzw. eine erste Vorauswahl eines Maschinentyps.

Variiert man bei konstanter Fallhöhe innerhalb des Regimes eines einzelnen Turbinentyps die Maschinendrehzahl, so ändert sich auch das Maschinendesign grundlegend. So ist es z. B. bei Francis-Turbinen (Radialmaschinen) möglich, mithilfe von charakteristischen Meridianschnitten die spezifische Drehzahl der Maschine abzuschätzen, was aus Abbildung 2-10 ersichtlich wird.

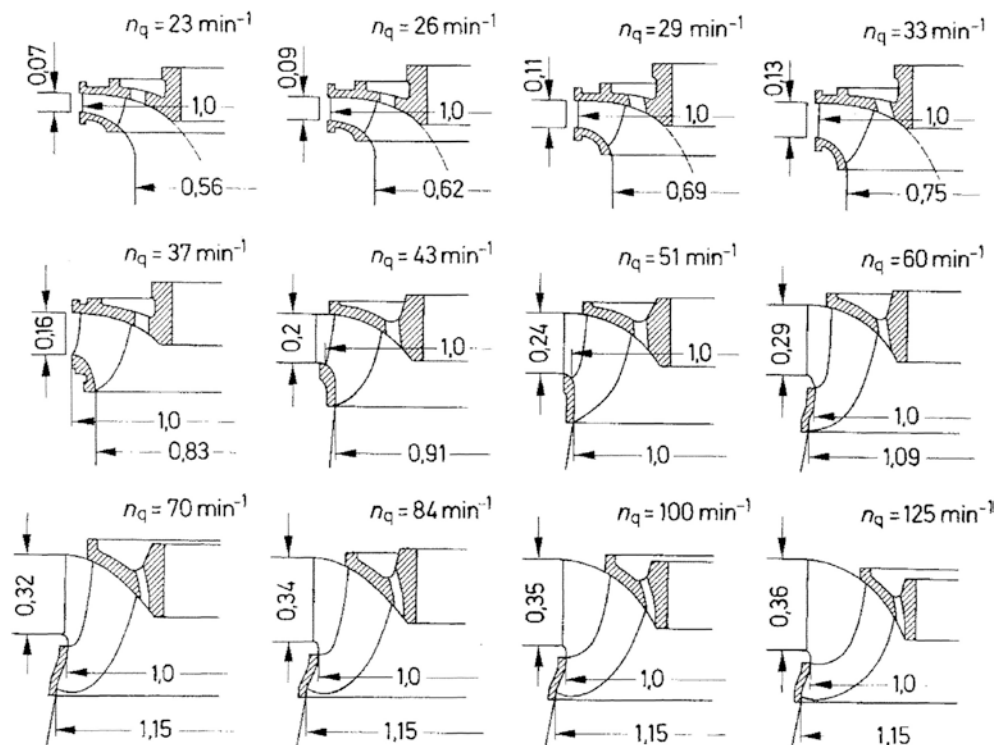


Abbildung 2-10: n_q -Abhängigkeit der Laufradformen von Francis-Turbinen [27] BOHL; S. 19

Die Variation der Drehzahl hat allerdings ihre Grenzen: Eine größere Schnellläufigkeit verkleinert zwar, unter der Voraussetzung gleichbleibender Fallhöhe und Wassermenge, die hydraulischen Maschinen, wodurch der finanzielle Aufwand im Zuge der Anschaffung der elektromechanischen Ausrüstung sinkt. Jedoch stoßen z. B. Überdruckmaschinen schnell an Kavitationsgrenzen, und die Errichtungskosten steigen aufgrund von zusätzlichen baulichen Maßnahmen, wie dem Tiefersetzen der maschinellen Komponenten, wieder an. Demnach ergibt sich unter Berücksichtigung der genannten Faktoren ein anlagenspezifisches Optimum, bei dessen Bewertung auch die, von der spezifischen Drehzahl abhängigen, Turbinenwirkungsgrade (im Sinne von Spitzenwirkungsgrad und Verlauf der Kurve über dem Maschinendurchfluss) berücksichtigt werden müssen.

Somit wird deutlich, dass auf Basis der Anlagenenddaten in Kombination mit Informationen betreffend der geplanten Bestimmung des Wasserkraftwerkes (Grund-, Mittel- oder Spitzenlastdeckung) die hydraulische(n) Maschine(n) quasi vorausgewählt ist/sind. Umso wichtiger ist es demnach, diese Parameter so gut bzw. genau wie möglich festzulegen, was Aufgabe der wasser- und energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung ist.

3 Wasser- und energiewirtschaftliche Standortbetrachtung

Die Betrachtung und Bewertung eines Standortes für die Errichtung einer neuen bzw. den Umbau oder die Erweiterung einer bestehenden Wasserkraftanlage nach wasser- und energiewirtschaftlichen Kriterien sind zentrale Punkte in der Planungsphase. Erst wenn durch ausreichende Untersuchung der hydrologischen Situation und der darauf aufbauenden Analyse des Erzeugungspotentials die technische Machbarkeit sowie die Wirtschaftlichkeit des Projekts mit ausreichender Sicherheit darstellbar ist, kann in einem nächsten Schritt mit Behördenverfahren, Ausschreibungsvorbereitungen, Einreich- und Finanzierungsplanungen und dergleichen begonnen werden.

Die Art und Größe des geplanten Bau- oder Umbauvorhabens in Kombination mit der zur Verfügung stehenden, gesicherten Datenlage bestimmen maßgeblich den Umfang der im Zuge dieses Schrittes erforderlichen Arbeiten. So kann die wasser- und energiewirtschaftliche Standortbetrachtung bei Kleinanlagen den Umfang eines einzelnen Gutachtens einnehmen, bei Großprojekten jedoch ordnerfüllend sein und viele Jahre in Anspruch nehmen. Somit gestaltet es sich auch sehr schwierig, eine detaillierte und trotzdem möglichst allgemein gültige Vorgehensweise zu finden, da für jeden Anlagentyp unterschiedliche Anforderungen und Randbedingungen gelten. Als Beispiel hierfür sei die Speicherwirtschaft genannt, die bei kleinen Laufwasseranlagen in der Regel kaum eine Rolle spielt, bei verketteten Systemen, wie zum Beispiel der MALTA-REIßECKGRUPPE mit der DRAUKETTE als Unterlieger, dennoch nicht außer Acht gelassen werden darf.

Lässt man die Großwasserkraft außer Betracht und beschränkt sich, gemäß der in Kapitel 2.3 getroffenen Vereinfachungen, auf die im Bereich der Kleinwasserkraft maßgeblichen Laufwasserkraftwerke, kann in Anlehnung an [28]; S. 6,15 die in Abbildung 3-1 dargestellte Ablaufsystematik identifiziert werden:

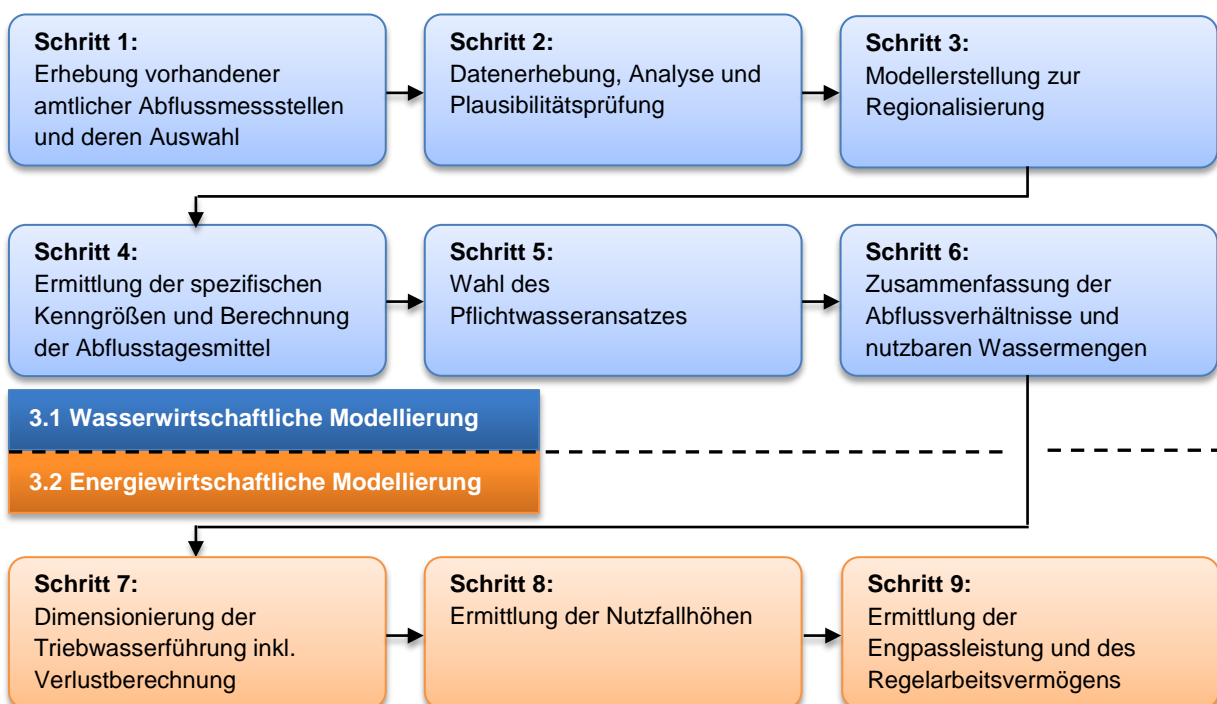


Abbildung 3-1: Wasser- und energiewirtschaftliche Modellierung (eigene Darstellung)

Der hier vorgestellte Ablaufplan beinhaltet die wichtigsten Schritte, um nach sequentieller Bearbeitung ein dem Standort und der gewählten Anlage entsprechendes Regelarbeitsvermögen – als Basis für weitere Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen – auszuarbeiten. Abhängig vom Status und zeitlichen Fortschritt des Projektes (Potentialerhebung, Projektvorstudie oder Projektstudie) unterscheidet sich die zu erreichende Untersuchungstiefe maßgeblich. Im Rahmen einer standortbezogenen Potentialerhebung ist – ähnlich wie bei einer Projektstudie – der gesamte Ablaufplan sinngemäß einzuhalten, jedoch liegt der hierfür erforderliche zeitliche und finanzielle Aufwand deutlich darunter. Daraus folgt, dass die Erstellung der wasser- und energiewirtschaftlichen Analyse für ein konkretes Projekt keine einmalig durchzuführende Aufgabe ist, sondern in mehreren Iterationsschleifen an den Planungsfortschritt angepasst werden muss.

3.1 Wasserwirtschaftliche Modellierung

Um das an einem Standort vorhandene Energiepotential bestmöglich zu nutzen sowie auch die Dimensionierung aller Maschinen- und Anlagenkomponenten auf Basis gesicherter Daten durchführen zu können, ist eine Erhebung aller hydrologischen Daten vom geplanten Standort und auch von den benachbarten Gewässern die Grundvoraussetzung. Das Ziel hierbei ist, die zeitliche Verteilung der naturgegebenen Abflüsse durch möglichst langfristig gesicherte Basisdaten, nach [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 45 f. in etwa 10 bis 25 Jahre oder mehr, zu finden und zu verarbeiten bzw. – bei weniger umfangreicher Datenlage – diese unter Zuhilfenahme geeigneter Methoden (Niederschlagsaufzeichnungen, Untersuchungen zum Abfluss, Einzugsgebiet, Linienpotentialerhebungen etc.) abzusichern und zu synthetisieren. Darauf aufbauend lassen sich Zeitreihendarstellungen, wie Gang- und Überschreitungsdauerlinien, für ein Regeljahr¹¹ erstellen, die – erweitert um Informationen betreffend eventuell nötiger Restwasserdotationen und technischen Ausbaubedingungen – zur Darstellung der zur Energiegewinnung nutzbaren Abflussverhältnisse dienen. Der die Wasserwirtschaft betreffende Teil¹² aus der in Abbildung 3-1 zusammengefassten Systematik soll nachstehend in abgekürzter Form beschrieben werden.

3.1.1 Erhebung und Auswahl von Abflussmessstellen

In Österreich werden, wie auch in anderen Ländern, eine Vielzahl von amtlichen Messstellen durch den Hydrografischen Dienst betrieben. Dabei handelt es sich um Grundwasser-, Niederschlags- und Quell-Messstellen sowie um Pegelmessstellen an Oberflächengewässern. Von letzteren wurden im Jahr 2010 rund 770 betrieben (siehe [30] Hydrographischer Dienst in Österreich). Die beobachteten Wasserstände werden in Abflüsse umgesetzt und in den hydrografischen Jahrbüchern zusammengefasst und veröffentlicht. Weiters stehen die Daten seit geraumer Zeit auch online unter <http://ehyd.gv.at/> frei zur Verfügung (Tagesmittelwerte, Monatsmittel, charakteristische Kennzahlen, etc.). Die Kernaufgabe in Schritt 1 ist die Ermittlung der für ein gegebenes Projekt relevanten Messstellen. In der Praxis zeigt sich jedoch häufig, und das gilt nicht nur für Kleinwasserkraftanlagen, dass die amtlich verfügbaren Messstellen nicht ausreichend sind. Ist dies der Fall, muss bereits in diesem Schritt mit ersten projektbezogenen Messungen vor Ort begonnen werden.

¹¹ Laut der Definition der [29] Vereinigung Deutscher Elektrizitätswerke (VDEW) ist das Regeljahr (Mitteljahr) ein fiktives Jahr, dessen wasserwirtschaftliche Größen arithmetische Mittelwerte einer zusammenhängenden Reihe von möglichst vielen (jedoch mindestens zehn) für die Aufgabenstellung repräsentativen Jahren sind.

¹² In Abbildung 3-1 mit blauer Farbe hinterlegt.

3.1.2 Datenerhebung, Analyse und Plausibilitätsprüfung

Geht man fürs Erste davon aus, dass die zur Projektrealisierung erforderlichen hydrologischen Messdaten in ausreichender Form durch die im vorangegangenen Schritt selektierten, amtlichen Pegelmessstellen abgedeckt werden können, so ist das Ausheben der statistischen Aufzeichnungen grundsätzlich kein Problem. Der im Anhang 1, S. 121 beispielhaft dargestellte Auszug aus dem hydrographischen Jahrbuch von Österreich (2010) zeigt zusammenfassend die wichtigsten Abflussparameter an den Messstellen Nr. 205104 (TRAUN, Obertraun) und Nr. 205120 (WALDBACH, Waldbachstrub). Letztere ist vor allem deshalb von Interesse, da die wasser- und energiewirtschaftlichen Berechnungen für die in Kapitel 4 beschriebene Kraftwerksanlage maßgeblich auf den ermittelten Abflussreihen dieser Pegelmessstelle beruhen. Um die zur Verfügung stehenden Daten entsprechend verarbeiten zu können, sind zur Begriffsbestimmung die für die Wasserkraftnutzung wichtigsten gewässerkundlichen Hauptzahlen nachstehend zusammengefasst:

Tabelle 3-1: Auszug aus den gewässerkundlichen Hauptwerten nach ÖNORM B 2400

Abfluss Q in m³/s	Hauptwerte der hydrografischen Statistik – Begriffsbestimmungen
HHQ	Überhaupt bekannter, höchster Wert
HQ	Höchster Wert im betrachteten Zeitabschnitt
HQ_n	n-jährliches Hochwasser (z. B. HQ ₁₀₀)
HMQ	Höchster/Größter Monatsmittelwert im betrachteten Zeitabschnitt
MQ	Mittelwert im betrachteten Zeitabschnitt
NMQ	Niederster/Kleinster Monatsmittelwert im betrachteten Zeitabschnitt
MNQ_T	Mittleres Tagesniederwasser im betrachteten Zeitabschnitt
MJNQT	Mittleres Jahresniederwasser, berechnet aus dem niedrigsten Tagesniederwasser
NQ_T	Niederstes/Kleinste Tagesniederwasser im betrachteten Zeitabschnitt
NQ	Niederster Wert im betrachteten Zeitabschnitt
NNQ	Überhaupt bekannter, niederster Wert

Mit den charakteristischen Gewässerkenndaten des hydrografischen Jahrbuchs liegt eine gesicherte Datengrundlage vor. Eine erste Analyse erfolgt dann in der Regel auf Basis der längsten zur Verfügung stehenden Aufzeichnungsreihe über mittlere Monatsmittel, wobei berücksichtigt werden muss, dass die Dämpfung von auftretenden Extremwerten (sehr kleine oder große Abflüsse) durch die monatliche Mittelwertbildung erheblich sein kann.

Dieser Effekt verstärkt sich zunehmend bei kleiner werdenden Einzugsgebieten, da dort die Abflussganglinien typischerweise in Folge lokaler Niederschläge aggressive Gradienten aufweisen. Um ein solches Abflussverhalten eines Fließgewässers in den weiteren Betrachtungen zu berücksichtigen, ist es von Vorteil auf möglichst grundlegende Datenreihen, die mit einem Mindestmaß an statistischer Bearbeitung erstellt wurden, zurückzugreifen. In der Praxis wird hierfür, sofern vorhanden, meist auf die Tagesmittelwerte der Abflüsse von möglichst umfangreichen Zeitreihen zurückgegriffen, welche über das elektronische hydrografische Jahrbuch abrufbar sind.

Die Vergleichmäßigung der Abflussdaten ist im Vergleich zur monatlichen Mittelwertbildung wesentlich geringer, wie Abbildung 3-2 am Beispiel der Oberflächengewässer-Messstelle (OWF-Messstelle) Nr. 205104 des WALDBACHES für das Jahr 2010 zeigt:

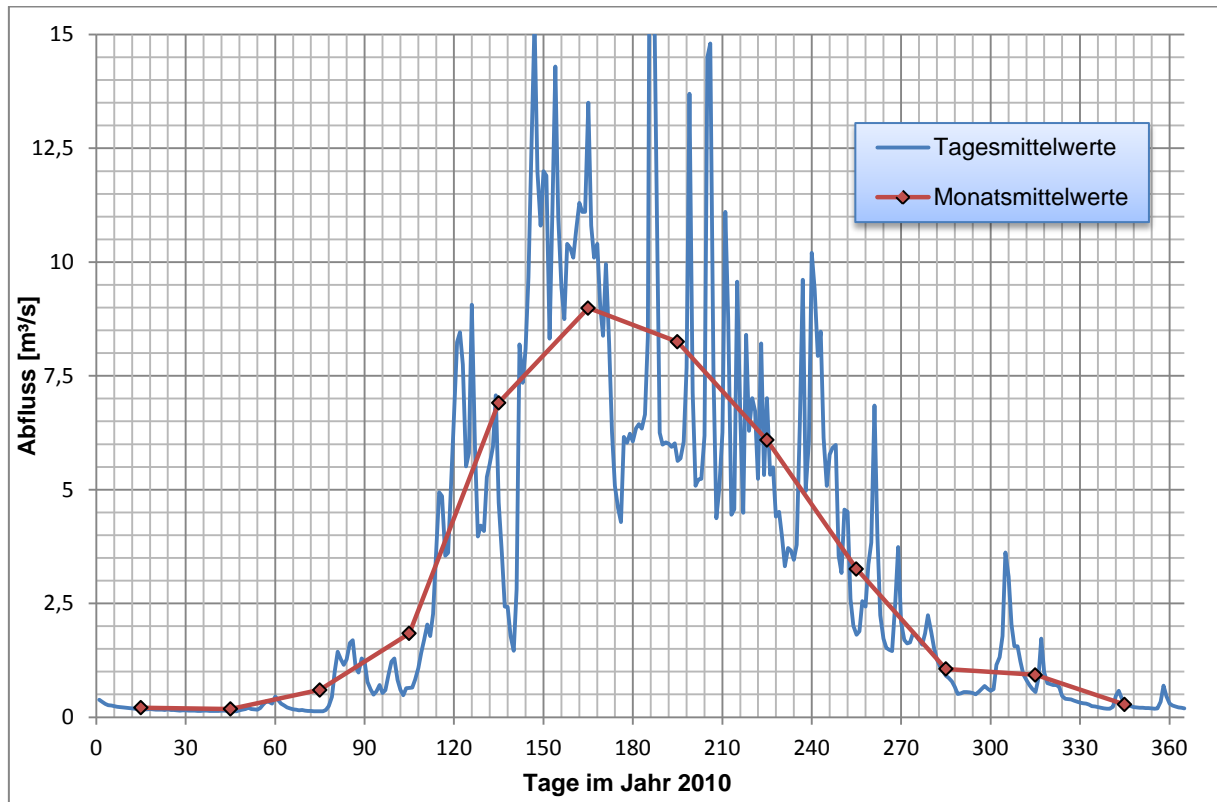


Abbildung 3-2: Jahresganglinie 2010 der Tages- und Monatsmittelwerte – WALDBACH

Es empfiehlt sich jedoch – auch bei guter Datenlage – zur Plausibilitätsprüfung der vorhandenen Abflussdaten projektbezogene Vergleichsmessungen an unterschiedlichen Tagen und bei verschiedenen Pegelständen durchzuführen. Die vorhandenen Abflussdaten und die jeweiligen Messungen werden miteinander verglichen, und es ergibt sich im Bestfall eine entsprechende Korrelation.

3.1.3 Regionalisierung von hydrologischen Kenngrößen

Befindet sich ein Kraftwerksstandort bzw. die Wasserefassung in einiger Entfernung zu den bereits selektierten Messstellen und kommt es entlang des betreffenden Gewässerabschnittes zu nennenswerten Änderungen im Abfluss, wie z. B. durch einen oder mehrere Seitenzubringer, so sind passende Modelle zur Regionalisierung anzuwenden. Die Regionalisierung wird nach [32] BECKER & SERBAN als die Übertragung oder flächenmäßige Verallgemeinerung einer Größe oder einer Funktion bzw. der Parameter dieser Funktion definiert. Für den Einsatz der damit einhergehenden, teilweise sehr komplexen Modelle bzw. Modellbildungen sind morphometrische Informationen von dem betroffenen Einzugsgebiet erforderlich, die aber nur mit Hilfe aufwendiger Untersuchungen ermittelt werden können.

Daher werden in der Praxis möglichst einfach anzuwendende, statistische Ansätze bevorzugt, die auf linearen Korrelationen oder Black-Box-Modellen aufbauen. Als Vergleichsgrößen sind spezifische Abflussspenden (bezogen auf ein Einzugsgebiet von 1 km²) der Wasserentnahmestelle und bekannter Vergleichspegelmessstellen gut anwendbar, wobei eine Mindestzahl von fünf Vergleichsmesspunkten bei möglichst

unterschiedlichen Abflussverhältnissen erforderlich ist. Dieser Modellierungsansatz wird in der Praxis gerne für schnelle Abschätzungen verwendet, wobei davon ausgegangen wird, dass vergleichbare geologische Verhältnisse und äquivalente Niederschlagsmengen vorliegen.

Deutlich zeitintensiver, jedoch oft unumgänglich, ist eine Erweiterung der vorstehend beschriebenen Modellbildung durch die Erstellung eines hydrologischen Längsschnittes entlang des betroffenen Gewässerabschnittes, um synthetische Abflusswerte an beliebigen Punkten erzeugen zu können. Hierbei wird der Zufluss entlang einer Gewässerstrecke durch z. B. Seitenzubringer ermittelt, gegebenenfalls werden auch abflussvermindernde Einflüsse (Sickerstellen) in die Modellbildung miteinbezogen, sodass mit höherer Sicherheit die Abflussmenge an projektrelevanten Stellen vorhergesagt werden kann.

Hierbei gilt pauschal: Je mehr voneinander unabhängige Messdaten miteinander in Einklang gebracht werden können, desto besser wird die Modellbildung sein. Dafür wird zum Teil auch auf Niederschlags- und Temperaturaufzeichnungen und – sofern erforderlich – auf eigens durchgeführte Messkampagnen zurückgegriffen.

Auf Basis bekannter – oder wie vorstehend beschrieben – synthetisch ermittelter Abflussdaten, welche bevorzugt zumindest als Tagesmittelwerte vorliegen, werden die für die Entnahmestelle charakteristischen hydrologischen Kenngrößen und die entsprechenden Jahrgangslinien bestimmt. Diese dienen in weiterer Folge als Grundlage für die nächsten Schritte der wasser- und energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung. Ein derartiges Modell zur Regionalisierung von hydrologischen Kenngrößen wurde zum Beispiel für die hier näher beschriebene Kraftwerksanlage HALLSTATT angewendet. Die Grundlage dafür bildeten die bereits angeführte Pegelmessung Nr. 205120 (WALDBACH, Waldbachstrub) in Kombination mit der Quellschüttungsmessung Nr. 395038 (WALDBACH, Waldbachursprung) im Oberlauf, nahe der geplanten Fassungsstelle, und mehreren Messungen unter Zuhilfenahme hydrometrischer Messflügel entlang der Ausleitungsstrecke.

Durch den Nachweis einer Korrelation zwischen den Abflüssen an der geplanten Entnahmestelle, der Quellschüttungsmessung und der OWF-Messstelle WALDBACH konnten synthetische Tagesmittelwerte der Abflüsse für die Reihe 1976 bis 2008 (siehe [28]; S. 10) generiert werden. Darauf aufbauend wurden die in Tabelle 3-2 zusammengefassten Monatsmittel der Abflüsse und die in Tabelle 3-3 angeführten charakteristischen Abflüsse berechnet:

Tabelle 3-2: Synthetische Monatsmittel der Abflüsse (Reihe 1976 bis 2008)

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
MQ [l/s]	237	143	607	2.055	6.262	7.117	6.204	5.207	4.035	2.337	1.019	308

Tabelle 3-3: Charakteristische Abflüsse an der Fassungsstelle – HALLSTATT

MQ_{Jahr} [l/s]	MQ_T [l/s]	MJNQ_T [l/s]	Q₉₅ [l/s]	HQ [l/s]	HQ₃₀ [l/s]	HQ₁₀₀ [l/s]
2.960	10	61	87	18.222	-	-

3.1.4 Wahl des Pflichtwasseransatzes

Die Wahl eines passenden Pflichtwasseransatzes für entstehende oder – bei Umbauten – bestehende Ausleitungsstrecken darf im Zuge der wasserwirtschaftlichen Betrachtung auf keinen Fall vernachlässigt werden, da dieser mitunter einen signifikanten Einfluss auf die zur Energieerzeugung nutzbare Triebwassermenge hat. Zur Abschätzung der ökologisch erforderlichen Mindestwassermenge wird in Österreich auf die Vorgaben gemäß der Qualitätszielverordnung für Oberflächengewässer¹³ (QZV Ökologie OG) von 2010 zurückgegriffen, wobei einzelne Bundesländer zusätzliche Planungs- und Kriterienkataloge [33] verwenden.

So berücksichtigen moderne Ansätze zur Pflichtwasserspende standortbezogen die Fließgeschwindigkeit in der Ausleitungsstrecke (min. 0,2 m/s) ebenso wie die, in Abhängigkeit von der maßgeblichen Fischart, erforderliche Wassertiefe, um ein möglichst natürliches Verhalten trotz der Entnahme zu erreichen. Dies wird durch die Abgabe eines konstanten Sockelabflusses sowie durch einen zulaufabhängigen, dynamisch geregelten Pflichtwasseranteil realisiert und hat zur Folge und zum Ziel, die dem Gewässer entsprechende, natürliche Substratumlegung und die Charakteristik eines Wildbaches weitgehend aufrechtzuerhalten.

Um, im Zuge der Potentialerhebung bzw. der Vorprojektstudie eines konkreten Projektes, das für die Ausleitung erforderliche Pflichtwasser abschätzen zu können, empfiehlt es sich, die nachstehend gemäß § 13 Abs. 2 QZV Ökologie OG auszugsweise zusammengefassten Kriterien zu berücksichtigen:

- Die Mindestwassermenge in der Ausleitungsstrecke ist größer als der Wert für das natürlich niederste Tagesniederwasser. ($NQ_{Restwasser} \geq NQ_{t,natürlich}$)
- Ist $NQ_{t,natürlich}$ kleiner als ein Drittel des natürlichen mittleren Jahresniederwassers $MJNQ_{t,natürlich}$, so ist als Mindestwassermenge jedenfalls ein Drittel des natürlichen mittleren Jahresniederwassers anzusetzen. ($NQ_{Restwasser} \geq 1/3 MJNQ_{t,natürlich}$)
- Ist der Mittelwasserabfluss MQ kleiner als 1 [m³/s] und ist $NQ_{t,natürlich}$ kleiner als die Hälfte des natürlichen mittleren Jahresniederwassers $MJNQ_{t,natürlich}$, so ist als Mindestwassermenge jedenfalls die Hälfte des natürlichen mittleren Jahresniederwassers anzusetzen. ($NQ_{Restwasser} \geq 1/2 \cdot MJNQ_{t,natürlich}$)
- Des Weiteren ist für die Ausleitungsstrecke eine Wasserführung sicherzustellen, die im zeitlichen Verlauf der natürlichen Abflusssdynamik des Gewässers folgt.

Für die Ermittlung eines projektbezogenen, verbindlichen Pflichtwasseransatzes ist somit in erster Näherung zur Planung, anhand von näherungsweise vergleichbaren Standorten und lokal gültigen Vorschriften, in Abhängigkeit von den vorgenannten Randbedingungen, ein Restwassermodell anzunehmen. Dies ist für eine Potentialerhebung und eventuell auch für eine Vorprojektstudie, sofern sorgfältig durchgeführt, grundsätzlich ausreichend. Die

¹³ Verordnung des Bundesministers für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft über die Festlegung des ökologischen Zustandes für Oberflächengewässer (Qualitätszielverordnung Ökologie Oberflächengewässer – QZV Ökologie OG).

endgültige Festlegung erfolgt jedoch seitens der ökologischen Projektbegleitung und ist im Zuge der Projektstudie empfehlenswert.

Bei der Anlage KW-HALLSTATT wurde von dem vorstehend beschriebenen Ansatz in Richtung einer größeren Restwassermenge abgewichen und – in Abstimmung mit den zuständigen Behörden, auf Basis diverser ökologischer Untersuchungen und Messungen sowie unter Berücksichtigung des gesetzlich verankerten „Verschlechterungsverbot“ – ein deutlich höherer Pflichtwasseransatz gewählt. Dieser setzt sich aus einem Sockelbetrag und einer dynamischen, prozentuell vom natürlichen Zufluss abhängigen Abgabe, zusammen.

3.1.5 Zusammenfassung der Abfluss- und Nutzwassermengen

Mit der zusammenfassenden Darstellung von Abfluss, Nutz- und Restwassermengen, bezogen auf ein Regeljahr, endet der Block der wassermengeneconomischen Standortbetrachtung. Um diese Informationen in einer Darstellung komprimieren zu können, werden aus den zuvor gewonnenen, eventuell auf einen speziellen Entnahmepunkt synthetisierten Abflussdaten Dauerlinien gewonnen. Die Basis für eine solche Dauerlinie stellt die entsprechende Abflussganglinie dar, die meist auf Grundlage von Tagesmittelwerten generiert wird. Der Zusammenhang zwischen der Abflussganglinie und der zugehörigen Dauerkurve ist in Abbildung 3-3 ersichtlich:

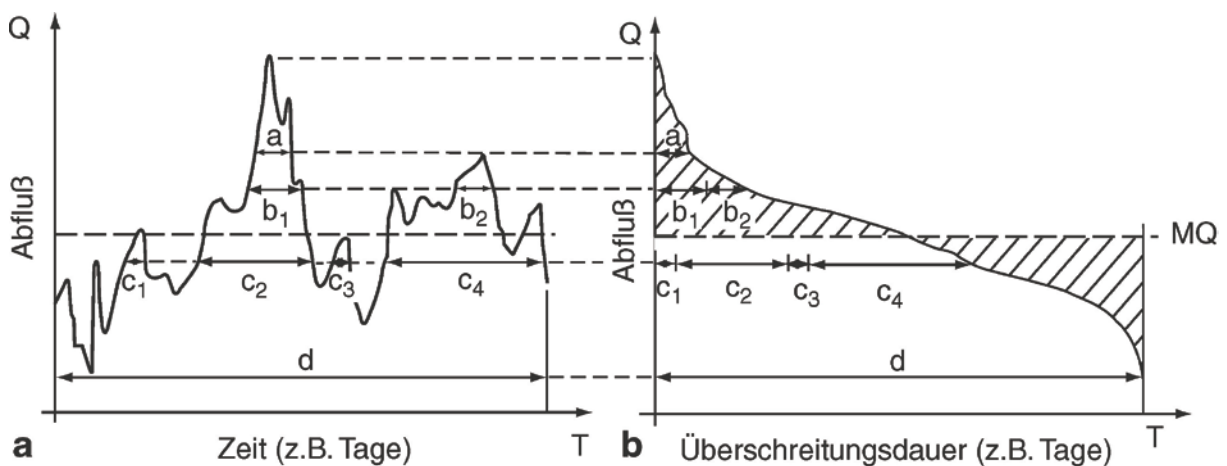


Abbildung 3-3: Zusammenhang Gang- und Dauerlinie [21] PATT & GONSOWSKI; S. 40

Die in der Dauerlinie eingezeichnete horizontale Linie beschreibt den Mittelwert der Abflüsse MQ im betrachteten Zeitabschnitt T und wird auch als Mittelwasserabfluss bezeichnet. Dieser Wert spielt vielfach bei der Orientierung in Bezug auf die Wahl des Ausbaudurchflusses Q_a (oder bezogen auf die Maschinen Q_n) eine Rolle, wenn der Ausbaugrad f_a berechnet wird. Nach [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 49 f. ist der Ausbaugrad eines Laufwasserkraftwerkes das Verhältnis des Ausbaudurchflusses zum Mittelwasserdurchfluss:

$$f_a = \frac{Q_a}{MQ} [-] \quad (3.1)$$

Um die Nutzwassermengen anhand der Dauerlinie beschreiben zu können, ist zum einen die Festlegung der Ausbauwassermenge Q_a der Wasserkraftanlage erforderlich. Der Ausbaugrad ist dabei ein nicht selten zum Vergleich mit bereits bestehenden, möglichst ähnlichen Anlagen herangezogener, theoretischer Parameter. Zum anderen ist von der Abflussganglinie die erforderliche Pflichtwassermenge abzuziehen.

Durch die Festlegung von Q_a wird in der Regel die in der Nutzwasserdauerlinie dargestellte Hochwasserspitze gekappt. Diejenigen Tage, an denen mehr Triebwasser zur Verfügung steht, als durch die Festlegung von Q_a energetisch nutzbar ist, werden als Überschreitungstage bezeichnet. Es kommt zu einem erhöhten Abfluss in der Restwasserstrecke. Heutzutage erfolgt die Auslegung von Kleinwasserkraftwerken in einem Bereich von $Q_{30} \leq Q_a \leq Q_{60}$ wobei es standortabhängig zu Ausnahmen kommen kann (z. B. Trinkwasser-Kleinkraftwerke mit $Q_a = Q_{240}$).

Für die als Beispiel herangezogene Kraftwerksanlage wurden die bereits in 3.1.3 beschriebenen, synthetischen Ganglinien der Abfluss-Tagesmittelwerte (Reihen 1976 bis 2008) in eine entsprechende Dauerlinie umgewandelt. Über die Umlegung der 32 Jahre umfassenden Aufzeichnungsreihen auf ein Bezugsjahr gelangt man zu der erforderlichen Dauerlinie des Gesamtzuflusses, und in weiterer Folge zu den Dauerlinien des Turbinendurch- und Restwasserabflusses. Diese sind in Abbildung 3-4 auf ein Regeljahr bezogen dargestellt.

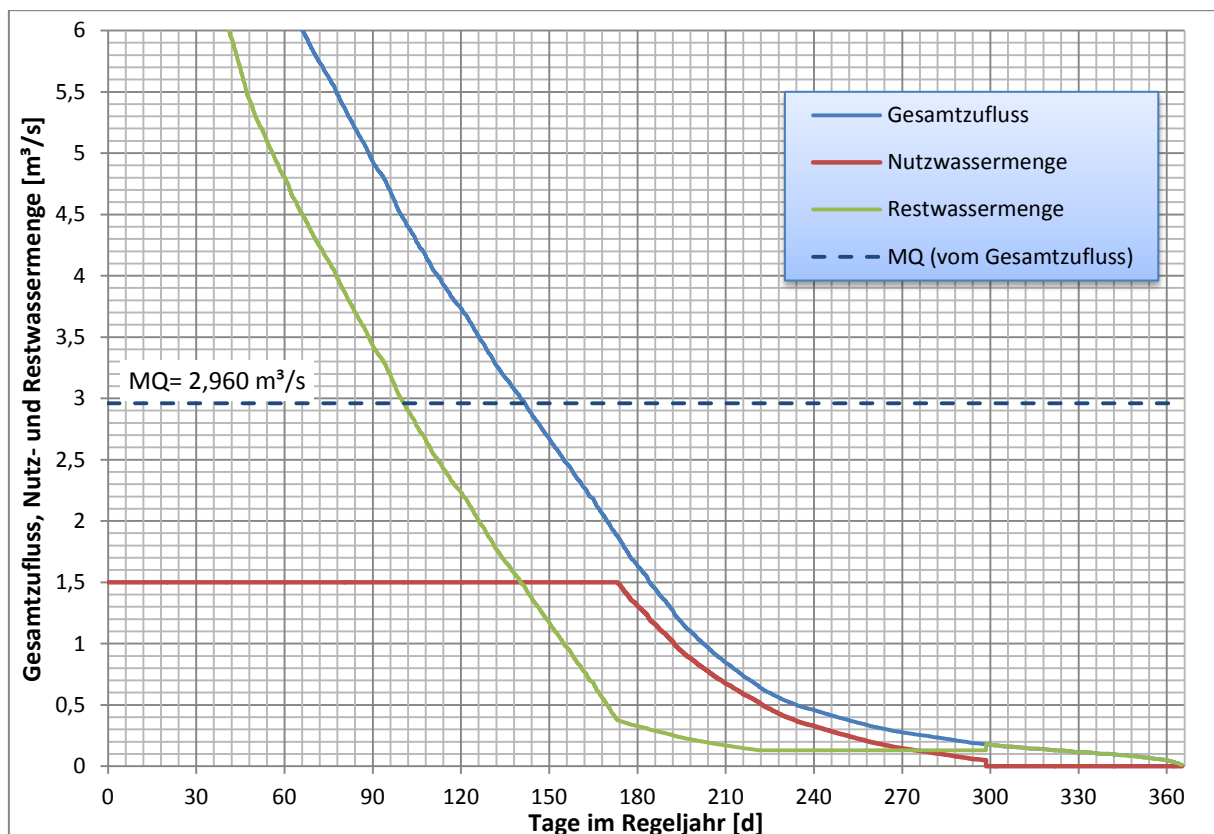


Abbildung 3-4: Dauerlinien der Kraftwerksanlage HALLSTATT

Auffallend ist, dass die mit $1,5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ gewählte Ausbauwassermenge Q_a im Verhältnis zur verfügbaren Wassermenge bzw. zum Mittelwert der Abflüsse MQ von 2.960 [l/s] (siehe auch 3.1.3) sehr gering ist. Der sich daraus ergebende, geringe Ausbaugrad von $f_a = 0,507$ und die mit 173 Tagen sehr hohe Anzahl an Überschreitungstagen sind keinen technischen oder ökonomischen Randbedingungen geschuldet. Vielmehr sind es eine Vielzahl an ökologischen Gesichtspunkten, aufgrund derer dieser, für Kleinwasserkraftwerksanlagen geringe Ausbaugrad gewählt wurde.

Des Weiteren ist in Abbildung 3-4 ersichtlich, dass die Dauerlinie der Restwassermenge im Bereich von ca. 300 Tagen im Regeljahr, nach einem kleinen Sprung nach oben,

deckungsgleich mit der Dauerlinie des Gesamtabflusses verläuft. Dies resultiert aus einem Unterschreiten der minimal erforderlichen Triebwassermenge für die hydraulische Maschine, weshalb die Kraftwerksanlage in weiterer Folge den Betrieb einstellen muss. Die hierfür verantwortlichen, sehr geringen Abflüsse treten in der Regel in den Monaten Jänner und Februar auf (siehe auch Tabelle 3-2), weshalb bereits im Zuge der Potentialerhebung deutlich wurde, dass der Turbinenbetrieb in den besagten Monaten eingestellt werden muss.

Die sich daraus ergebende Betriebsweise, mit einem Vollastanteil von 173 Tagen und einem Anlagenstillstand von ca. 60 Tagen (am Stück), ist für ein Kleinwasser-Ausleitungskraftwerk eine Seltenheit. Im Normalfall wird versucht, die Überschreitungstage auf maximal 60 zu begrenzen sowie Maschinen- und Anlagenstillstände zu vermeiden. Dies hat zur Folge, dass im Zuge der Maschinendimensionierung besondere Rücksicht auf die Sicherstellung eines einwandfreien Vollastbetriebes sowie auf eine möglichst reibungsfreie Wiederinbetriebsetzung nach einer längeren Phase des Stillstandes genommen werden muss. Details hierzu werden in Kapitel 4 betrachtet.

3.2 Energiewirtschaftliche Modellierung

Im Zuge der energiewirtschaftlichen Modellierung wird die zu erwartende Erzeugung – als Basis für Wirtschaftlichkeitsrechnungen – vorbereitet und berechnet sowie die Potentialnutzungseffizienz dargestellt.

Letzterer Punkt darf – im Hinblick auf die aktuelle Gesetzeslage – nicht außer Acht gelassen werden, da, im Sinne bestmöglicher Energieeffizienz, Planungsanstrengungen abseits vom Stand der Technik (vgl. Anhang G, Wasserrechtsgesetz (WRG) 1959) zu Problemen bei der Genehmigung sowie der Kollaudierung führen.

Bei Widerstreitverfahren, wenn zwei voneinander unabhängige Projekte an ein und demselben Standort zur behördlichen Prüfung vorliegen, wird – unter der Voraussetzung ökologischer Gleichwertigkeit und in Anlehnung an §17 WRG in der geltenden Fassung (idgf.) – in der Regel zugunsten desjenigen Projektes entschieden, welches das größere Regelarbeitsvermögen (RAV) aufweisen kann, wobei gemäß dem Verwaltungsgerichtshof (VwGH) 27.06.2002, 98/07/0194 die Energiegewinnung weder allein noch primär ausschlaggebend bei der Wertentscheidung ist.

3.2.1 Dimensionierung der Triebwasserführung

Die hydraulische Verbindung zwischen der Wasserentnahmestelle bzw. einem Speicher und einem Maschinenhaus wird ganz allgemein unter dem Begriff der Triebwasserführung zusammengefasst. Je nach geografischer Situation und Art der Anlage kommen jedoch unterschiedliche Formen der Zuleitung zu den Krafthäusern zum Einsatz, wie beispielsweise offene Kanäle, Druckschächte, Druckrohrleitungen, Druckstollen oder auch Kombinationen aus einer oder mehreren Varianten. Allen technischen Möglichkeiten gemein ist der Umstand, dass die Triebwasserführung – gleich welcher Art – bei deren Errichtung einen sehr hohen, finanziellen Anteil am Gesamtbauvolumen beansprucht.¹⁴ Somit ist die Auslegung keinesfalls rein technischer Natur, sondern hat in erster Linie zum Ziel, wirtschaftliche Parameter zu ermitteln.

¹⁴ Bei Kleinwasserkraftanlagen nehmen die für die Triebwasserführung anfallenden Errichtungskosten in der Mehrzahl der Fälle den größten Anteil an den Gesamtkosten ein.

Am häufigsten werden heute – unabhängig von der Kraftwerksgröße – Druckrohrleitungen sowie Druckstollen zur Triebwasserführung eingesetzt. Somit sind in diesem Schritt die wirtschaftlichen Durchmesser der Leitungen bzw. deren Komponenten zu dimensionieren. Bei Kleinwasserkraftwerken hat sich anhand ausgeführter Projekte gezeigt, dass Druckrohrleitungsdurchmesser, die zu Höhenverlusten von weniger als 6 % der Bruttofallhöhe führen, technisch sinnvoll sind.

Um unter diesem Gesichtspunkt eine erste Näherungsrechnung durchführen zu können, wird zu deren Herleitung die BERNOULLI-Gleichung für ein inkompressibles Fluid im stationären Strömungszustand als Höhengleichung wie folgt definiert:

$$\frac{p_0}{\rho \cdot g} + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + z_0 = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + h_{Li} \quad (3.2)$$

mit:	p_0, p_1	Statischer Druck in 1 und 2	[N/m ²]
	v_0, v_1	Strömungsgeschwindigkeit in 1 und 2	[m/s]
	z_0, z_1	Geodätische Höhe der Querschnitte 1 und 2	[m]
	ρ	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
	g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
	h_{Li}	Summe der Höhenverluste	[m]

Die einzelnen Terme entsprechen den jeweiligen Energiehöhen, wobei h_{Li} die Summe aller Verluste zwischen den Querschnitten 1 und 2 aufnimmt. Teilt man diesen Term in örtliche und kontinuierliche Verluste auf, so folgen, für n Abschnitte und j örtliche Verluststellen:

$$h_{Li} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{L_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2 \cdot g} \quad (3.3)$$

mit:	λ_i	Rohrreibungsbeiwert, Abschnitt i	[-]
	L_i	Rohrleitungslänge, Abschnitt i	[m]
	d_i	Rohrleitungsdurchmesser, Abschnitt i	[m]
	v_i	Strömungsgeschwindigkeit, Abschnitt i	[m/s]
	ζ_j	Widerstandsbeiwert, Stelle j	[-]
	v_j	Bezugsströmungsgeschwindigkeit, Stelle j	[m/s]

Bei Betrachtung eines Stromfadens, beginnend am Oberwasserspiegel (Stelle 0; $v_0 = 0$) bis hin zum maschinenseitigen Mauerrohranschluss (Stelle 1), und ausgehend von einem für beide Stellen geltenden, gleichmäßigen Umgebungsdruck folgt aus Gleichung (3.2):

$$z_0 - z_1 = \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + h_{Li} \quad (3.4)$$

Der geodätische Höhenunterschied zwischen den Stellen 1 und 2 ist somit gleichbedeutend der Summe aus der statischen und dynamischen Druckhöhe an Stelle 1 sowie den Verlusten entlang der Rohrleitung, woraus folgt:

$$\Delta H_{0-1} = h_{1,tot} + h_{Li} \quad \text{bzw.} \quad \Delta H_{0-1} - h_{1,tot} = h_{Li} \quad (3.5)$$

mit:	ΔH_{0-1}	Geodätische Höhendifferenz ($z_0 - z_1$)	[m]
	$h_{1,tot}$	Totaldruckhöhe Stelle 1	[m]

Um einen zulässigen Höhenverlust h_{Li} in der Druckrohrleitung als Funktion der geodätischen Höhendifferenz ΔH_{0-1} zwischen den Stellen 1 und 2 definieren zu können, bietet sich die Einführung eines entsprechenden Parameters C_{DRL} an:

$$C_{DRL} \cdot \Delta H_{0-1} = h_{Li} \tag{3.6}$$

mit: C_{DRL} Verlustparameter für h_v bei Q_a [-]

Demnach bedeutet ein Verlustparameter von z. B. $C_{DRL} = 0,06$ einen Fallhöhenverlust von 6 % der geodätischen Höhendifferenz ΔH_{0-1} . Durch Zusammenführung der Gleichungen (3.3) und (3.6) ergibt sich für kreisrunde Rohre unter Vernachlässigung der örtlichen Verluste:

$$C_{DRL} \cdot \Delta H_{0-1} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{4 \cdot Q_a}{d_i^2 \cdot \pi} \right)^2 \tag{3.7}$$

mit: Q_a Ausbaudurchfluss [m³/s]

Zur weiteren Vereinfachung der Gleichung ist für den Rohrreibungsbeiwert λ eine geeignete Näherung heranzuziehen. Üblicherweise gilt, dass wirtschaftlich ausgelegte Druckrohrleitungen im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glattem und hydraulisch rauem Verhalten betreiben werden. Für die in diesem Gebiet gültige COLEBROOK-GLEICHUNG, welche nur iterativ bzw. numerisch lösbar ist, existiert nach [34] WAGNER; S. 81 eine stark vereinfachte Näherung unter Annahme der natürlichen Rauheit k :

$$\lambda = \frac{C_k}{Re^{1/5}} = C_k \cdot \left(\frac{v}{d_i \cdot v} \right)^{1/5} = C_k \cdot \left(\frac{d_i \cdot \pi \cdot v}{4 \cdot Q_a} \right)^{1/5} \tag{3.8}$$

mit: Re Reynolds-Zahl der Rohrströmung [-]

v Kinematische Viskosität [m²/s]

C_k Rauheitsparameter als $f(k)$ [-]

Die aus der Verwendung der vorstehenden Näherung entstehenden Abweichungen von der exakten Lösung werden mit einer Toleranz von $\pm 5\%$ angegeben. In Abbildung 3-5 ist die Zuordnung des Rauheitsparameters C_k für unterschiedliche natürliche Rauheiten dargestellt.

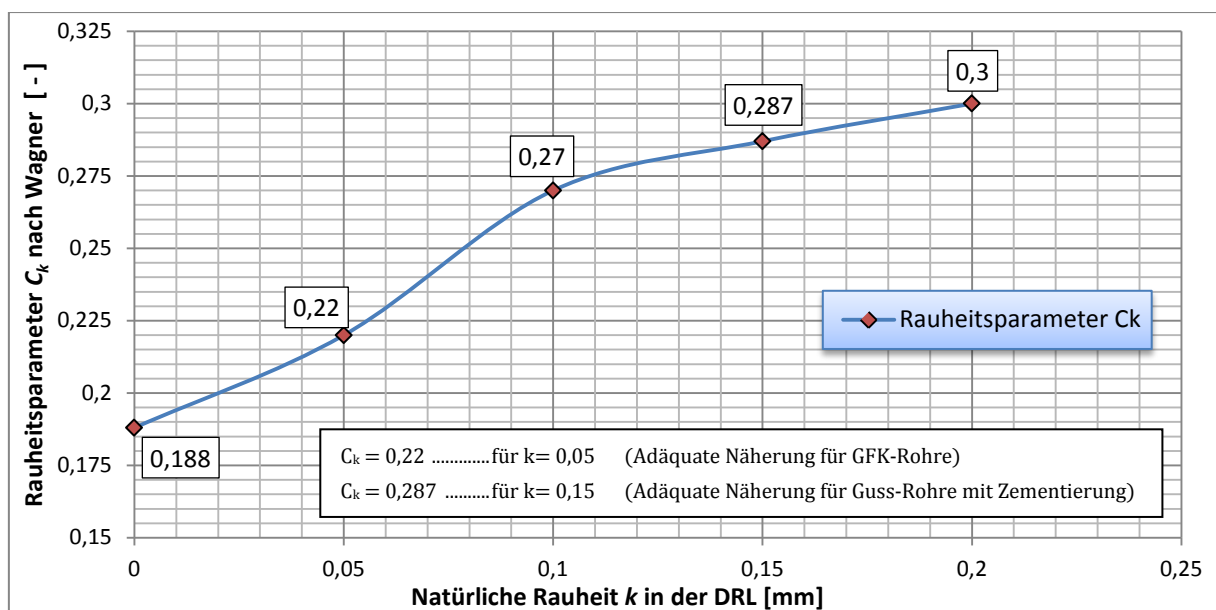


Abbildung 3-5: Rauheitsparameter C_k über der natürlichen Rauheit k [34] WAGNER

Die natürliche Rauheit k kann nach [35] SCHLICHTING & GERSTEN; S. 530 als geometrische Größe näherungsweise aus der Mittenrautiefe Ra abgeleitet werden, welche direkt mittels Profilometer-Messung ermittelt werden kann. Hierfür gilt bei industriell hergestellten Rohren näherungsweise $k \approx 4,2 \cdot Ra$ bzw. nach [36] SIGLOCH; S. 140 $k \approx Rz$, wobei zu berücksichtigen ist, dass eine beträchtlichen Anzahl von Messkampagnen abweichende Ergebnisse zeigen, wie auch von [37] GERSTEN selbst zusammenfasst wurde. Aus der Kombination der Gleichungen (3.7) und (3.8) folgt:

$$C_{DRL} \cdot \Delta H_{0-1} = C_k \cdot \left(\frac{d_i \cdot \pi \cdot v}{4 \cdot Q_a} \right)^{1/5} \cdot \frac{L}{g} \cdot \frac{8 \cdot Q_a^2}{d^5 \cdot \pi^2} \quad (3.9)$$

Durch mehrere Umformungen und das Einsetzen von Zahlenwerten für die Konstanten lässt sich eine Näherungsgleichung zur Bestimmung des erforderlichen Druckrohrleitungsdurchmessers wie folgt finden:

$$d_i = C_{DRL}^d \cdot C_k^d \cdot \left(\frac{L}{\Delta H_{0-1}} \right)^{0,208} \cdot Q_a^{0,375} \quad (3.10)$$

mit: g 9,80665 [m/s]
 v $1,306 \cdot 10^{-6}$ (Wasser bei 10 [°C] gem. [38]) [m²/s]

C_{DRL}^d Verlustparameter (vormals C_{DRL}) [-]

$$C_{DRL}^d = \left(\frac{8^5 \cdot v}{4 \cdot \pi^9 \cdot C_{DRL}^5 \cdot g^5} \right)^{1/24} = 0,3349 \cdot \frac{1}{C_{DRL}^{5/24}}$$

C_k^d Rauheitsparameter (vormals C_k) [-]

$$C_k^d = C_k^{5/24}$$

Die im Zuge der Herleitung der vorstehenden Zahlenwertgleichung veränderten und mit Konstanten zusammengefassten Parameter betreffend den zulässigen Fallhöhenverlust und die Rohrrauheit, sind in der Tabelle 3-4 zusammengefasst:

Tabelle 3-4: Verlust- und Rauheitsparameter gültig für Gleichung (3.10)

Zulässiger Fallhöhenverlust in Prozent der Bruttofallhöhe C_{DRL}	C_{DRL}^d	Natürliche Rauheit k der Druckrohrleitung [mm]	C_k	C_k^d
2 % oder 0,02	0,757	Hydraulisch Glatt	0,188	0,717
3 % oder 0,03	0,695	0,03	0,220	0,729
4 % oder 0,04	0,655	0,05	0,220	0,729
5 % oder 0,05	0,625	0,10	0,270	0,761
6 % oder 0,06	0,602	0,15	0,287	0,771
7 % oder 0,07	0,583	0,20	0,300	0,778

Wie bereits beschrieben, ist der Druckrohrleitungsdurchmesser bei Kleinwasserkraftanlagen in den meisten Fällen dann wirtschaftlich gewählt, wenn die Fallhöhenverluste im Nennbetriebspunkt eine Größenordnung von 6 % der Bruttofallhöhe nicht übersteigen. Dieser Wert ist jedoch nur als Anhalt zu interpretieren, da die optimale Konfiguration ausschließlich durch ein Wechselspiel von Verlust-, Erzeugungs- und Investitionsrechnungen zu ermitteln ist.

Demnach gibt es im Anlassfall Ausnahmen, wenn etwa die Ausbauwassermenge sehr klein ist (bei kleinen Durchmessern sind die Preissprünge zwischen den einzelnen Nennweiten wenig signifikant), oder wenn durch die Wahl der Leitungstrasse komplexe Techniken bei der Verlegung erforderlich sind.

Ein Durchmessersprung kann zum Beispiel dazu führen, dass sich – sofern von verlegetfertigen Rohren ausgegangen wird – die Anzahl der erforderlichen Transporte aufgrund begrenzter Ladeflächen schlagartig verdoppelt. Dadurch ist die Aufstellung einer auf dem Rohrgewicht basierenden Kostenfunktion, wie sie zum Beispiel von [39] DRANGE; S. 37 für Stahlrohrleitungen vorgestellt wurde, wegen der einfließenden Nichtlinearität bei den heute – hauptsächlich im Kleinkraftwerksbereich – verwendeten Rohrleitungen aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) oder duktilem Stahlguss nicht sinnvoll. In der Praxis behilft man sich deshalb mit der Bewertung von meistens zwei, eventuell drei verschiedenen Durchmesservarianten, welche jeweils sowohl technisch als auch kaufmännisch bewertet werden.

Rechnet man nicht mit besonderen Erschwernissen bei der Leitungserrichtung (z. B. durch Steilabstiege, Talseitenwechsel, oder aufwändige Hangsicherungsmaßnahmen etc.), so ist es möglich, auf Basis der Gleichung (3.10) ein Vorauslegediagramm für eine grobe Durchmesserabschätzung zu erstellen. Hierfür fixiert man den Parameter $C_{DRL}^d = 0,602$ für einen zulässigen Höhenverlust von beispielsweise $0,06 \cdot \Delta H_{0-1}$ und berücksichtigt die natürliche Rauheit der Rohrleitung (z. B. 0,15 [mm]) mit der Konstanten $C_k^d = 0,771$. Eine solche Darstellung ist in Abbildung 3-6 für die bei Kleinwasserkraftwerken üblichen Verhältnisse von $L/\Delta H_{0-1}$ und eine Anzahl unterschiedlicher Ausbauwassermengen Q_a ersichtlich.

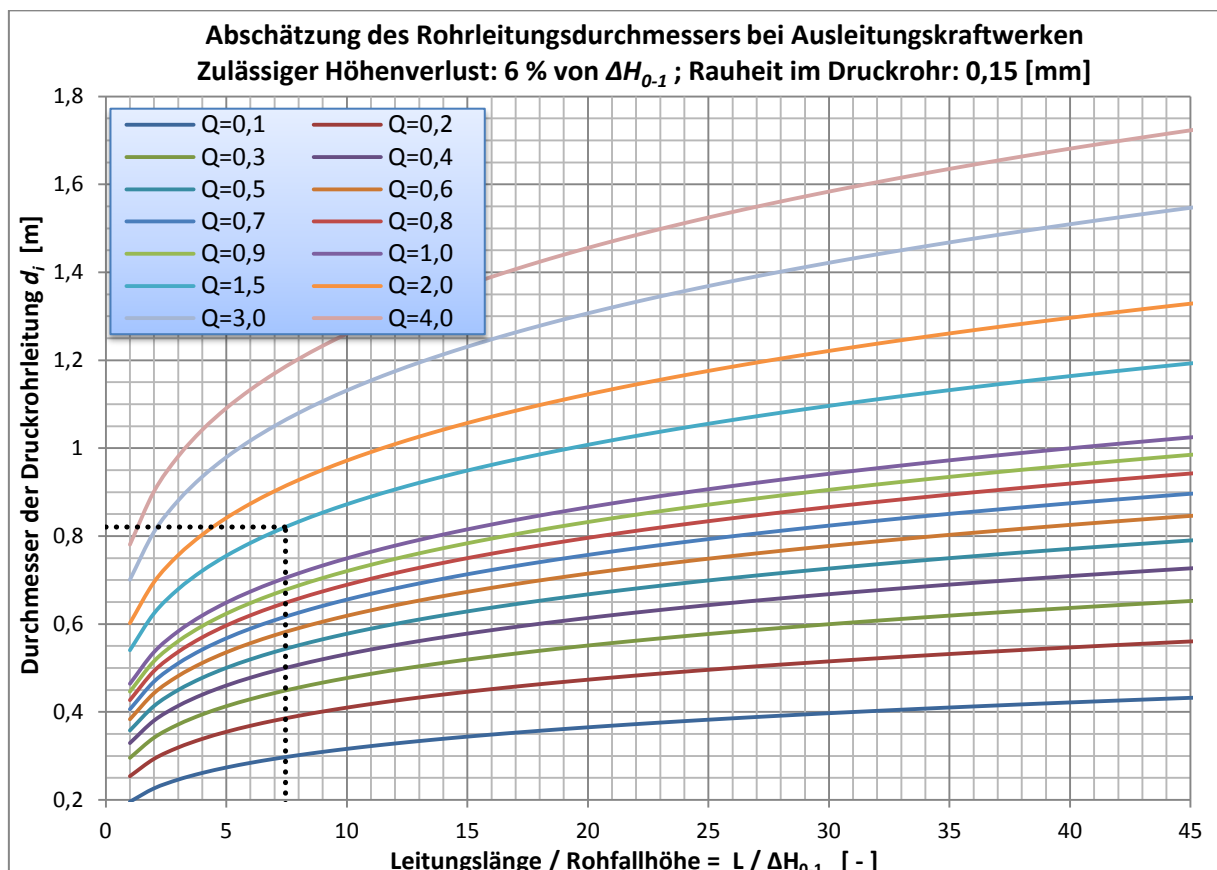


Abbildung 3-6: Abschätzung des erforderlichen Rohrleitungsdurchmessers bei KWK

Für die Anwendung der Gleichung (3.10) auf die Beispielanlage HALLSTATT fehlen an dieser Stelle noch Informationen betreffend die tatsächliche Leitungslänge und die Bruttofallhöhe. Ausgeführt wurde eine Druckrohrleitung mit einer Gesamtlänge von $L = 2457,38 [m]$ bei einer geodätischen Höhendifferenz von $\Delta H_{0-1} = 329,65 [m]$. Die Ausbauwassermenge Q beträgt, wie bereits unter 3.1.5 beschrieben, $1,5 [m^3/s]$. Für das Verhältnis $L/\Delta H_{0-1}$ ergibt sich somit ein Wert von $7,45 [-]$.

Ausgehend von den am geplanten Standort vorherrschenden topografischen Bedingungen (ausgesetztes, felsiges Gelände) und dem vorherrschenden Druck am kraftwerksseitigen Ende der Leitung kann man, zumindest für den Hochdruckteil, von einer Stahl- oder Gussrohrleitung ausgehen und damit eine mittlere natürliche Rauheit von $k = 0,15 [mm]$ ansetzen. Somit ergibt sich, unter Berücksichtigung eines zulässigen Höhenverlustes von 6 % des geodätischen Höhenunterschiedes, folgender, näherungsweise abgeschätzter mittlerer Rohrlitungsdurchmesser:

$$d_i = \overline{d_{DRL}} = 0,602 \cdot 0,771 \cdot \left(\frac{2457,38}{329,65} \right)^{0,208} \cdot 1,5^{0,375} = 0,821 [m] \quad (3.11)$$

Da der errechnete Durchmesser keiner genormten Nennweite entspricht, ist es naheliegend, dass auf letztere zurückgegriffen wird, wobei hier zwischen DN 800 (Hochdruckabschnitt) und DN 900 (Niederdruckabschnitt) gewählt werden kann.

3.2.2 Ermittlung der Nutzfallhöhen

Sind die Durchmesser der Druckrohrleitung im vorangegangenen Schritt nur grob abgeschätzt worden, ist es im Zuge der Nutzfallhöhenermittlung erforderlich, mit den tatsächlich verfügbaren bzw. geplanten Nennweiten zu arbeiten. Bei dieser Auswahl sollte natürlich der im Zuge der Vordimensionierung ermittelte, mittlere Rohrdurchmesser als Richtwert berücksichtigt werden, um eine unnötig hohe Anzahl an Iterationen zu vermeiden. Des Weiteren sind die zuvor vernachlässigten örtlichen Verluste, die an Formstücken, Durchmessersprüngen, Rechenanlagen etc. auftreten, zu berücksichtigen.

Tabelle 3-5: Hauptdaten der Druckrohrleitungsabschnitte, Beispielanlage HALLSTATT

Abschnitt 1: (Oberer Abschnitt)						
Material:	GF-UP (GFK)			Leitungslänge:	L_1	700 [m]
Innendurchmesser:	d_1	894	[mm]	Wandrauigkeit:	k_1	0,029 [mm]
Formstücke:	Einlaufkonus + Rohrbögen (6 x 11,25° // 3 x 22,5° // 2 x 30° // 3 x 45°)					
Abschnitt 2: (Mittlerer Abschnitt)						
Material:	GF-UP (GFK)			Leitungslänge:	L_2	262,86 [m]
Innendurchmesser:	d_2	797	[mm]	Wandrauigkeit:	k_2	0,029 [mm]
Formstücke:	Reduzierung + Rohrbögen: (1 x 11,25° // 1 x 22,5°)					
Abschnitt 3: (Unterer Abschnitt)						
Material:	Duktiler Guss (zementiert)			Leitungslänge:	L_3	1494,52 [m]
Innendurchmesser:	d_3	806	[mm]	Wandrauigkeit:	k_3	0,15 [mm]
Formstücke:	Rohrbögen: (4 x 11,25° // 5 x 22,5° // 1 x 30° // 2 x 45°)					

Um die Nutzfallhöhe bzw. die Summe der durchflussabhängigen Verluste für die Beispielanlage ermitteln zu können, sind die in Tabelle 3-5 genannten Anlagedaten notwendig. Die ausgeführten Rohrleitungsdurchmesser weichen im Vergleich zum vorab näherungsweise abgeschätzten mittleren Durchmesser nur um die, bei den vorliegenden Nennweiten übliche Stufung ab.

Die auf die jeweiligen Abschnitte zutreffenden Rauheitswerte wurden aus den entsprechenden Datenblättern der Hersteller entnommen, wobei für die GF-UP-Rohre (glasfaserverstärktes Rohrsystem aus ungesättigtem Polyester) ein einzelner Wert für die Berechnung empfohlen wird [40]; S. 16. Für die zementierten Gussrohre findet sich in den entsprechenden Handbüchern [41]; S. 339 ein Bereich von $k = 0,1 \text{ bis } 1,0 \text{ [mm]}$ für die Rauheit, wobei der kleinere der beiden Werte für Fern- und Zubringerleitungen mit gestreckter Leitungsführung verwendet werden sollte. In der Praxis hat sich für Turbinendruckrohrleitungen aus duktilem Stahlguss ein Wert von $k = 0,15 \text{ [mm]}$ bei der Verlustbewertung als geeignet erwiesen und wird deshalb gemäß der vorstehenden Tabelle für den Abschnitt 3 angesetzt.

3.2.2.1 Örtliche Verluste in Druckrohrleitungen

Die örtlichen Verluste, wie sie gemäß Abbildung 3-7 am Rechen, dem Rohreinlauf, an Durchmessersprüngen und in mitunter verwendeten Formstücken auftreten, sind aufgrund der vergleichsweise geringen Strömungsgeschwindigkeiten, welche in Druckrohrleitungen von Kraftwerksanlagen vorliegen, in der Regel nicht dominierend, aber auch nicht zu vernachlässigen.

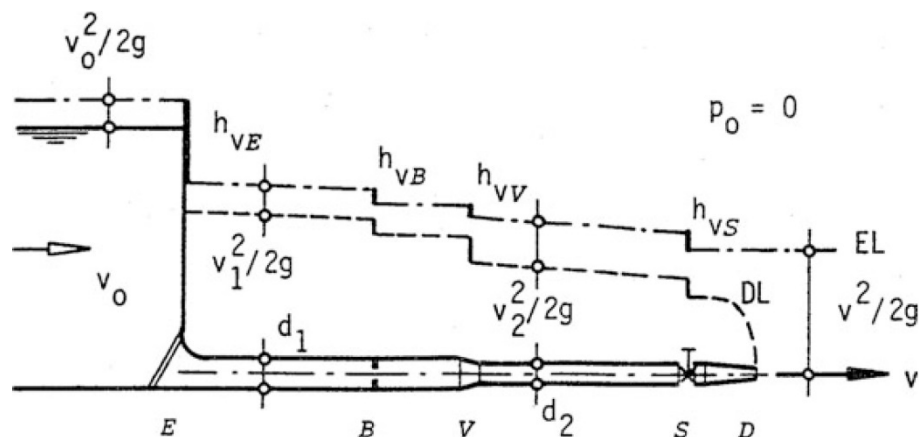


Abbildung 3-7: Örtliche Verluste einer Druckrohrleitung [42] ZANKE; S. 103

Zur Bestimmung der Höhenverluste am Einlaufrechen vor der Druckrohrleitung gilt nach [42] ZANKE; S. 104 die Formel von KIRSCHMER. Neuere Untersuchungen haben allerdings ergeben, dass die Verluste zum Teil deutlich unterschätzt wurden, weshalb gemäß [43] MEUSBURGER bzw. [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 150 eine neue empirische Formel entwickelt wurde, die jedoch wesentlich umfangreicher ist.

Da bei der hier beschriebenen Hochdruckanlage ($\Delta H_{0-1} = 329,65 \text{ [m]}$) die Rechenverluste zum einen keinen großen Anteil haben und zum anderen Rechenanlagen bei kleinen Ausbaudurchflüssen im Normalfall nicht ausgereizt dimensioniert werden müssen, genügt es, die durch MOSONYI erweiterte Form der KIRSCHMER-Formel anzuwenden. Die

KIRSCHMER-MONSONYI Gleichung zur Bestimmung des Widerstandsbeiwertes ζ_R des Rechen (Index: R für Rechen) lautet somit:

$$\zeta_R = \beta_R \cdot k_F \cdot \left(\frac{s}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \sin \alpha_R \tag{3.12}$$

- mit:
- ζ_R Widerstandsbeiwert Rechen [-]
 - β_R Faktor für Schräganströmung [-]
 - k_F Stabformbeiwert [-]
 - s Stabdicke [mm]
 - b Lichte Stabweite [mm]
 - α_R Neigung des Rechen zur Horizontalen [°]

Für die Faktoren betreffend Schräganströmung und die jeweiligen Stabformbeiwerte wird auf [43] MEUSBURGER; S. 45 f bzw. auf [44] RUPRECHT verwiesen.

Neben dem Höhenverlust am Rechen kommt es im Bereich der Wass erfassung aufgrund der Strömungsbeeinträchtigung am Rohreinlauf zu einer weiteren Verminderung der Nutzfallhöhe. Der örtliche Widerstandsbeiwert ζ_{EK} (Index: EK für Einlaufkonus) ist stark von der gewählten Geometrie abhängig und nimmt für die bei Kleinwasserkraftwerken üblichen Konstruktionen mittels Einlaufkonus (siehe Abbildung 3-8, links) gemäß [45] IDELCHIK Werte entsprechend Tabelle 3-6 an.

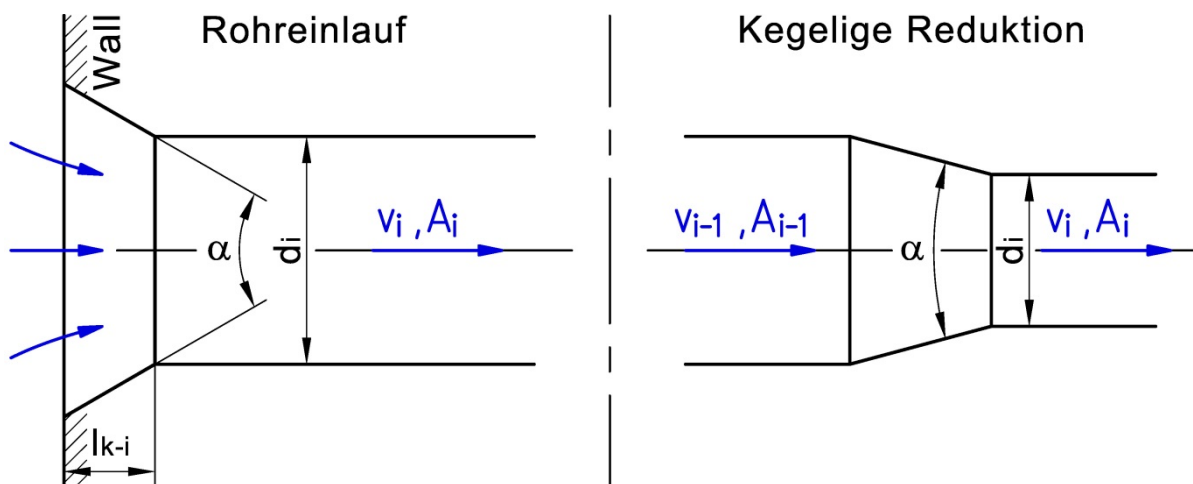


Abbildung 3-8: Rohreinlauf (EK) und kegelige Reduktion (RED)

Tabelle 3-6: Verlustbeiwerte ζ_{EK} für $Re > 10^4$ nach [45] IDELCHIK; S. 167

$\frac{l_{k-i}}{d_i}$	α [°]					
	30	40	60	100	140	180
0,050	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	
0,100	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	
0,150	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	
0,600	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	

Die Übergänge zwischen den unterschiedlichen Leitungsdurchmessern werden zumeist mit kegeligen Reduktionen bzw. Erweiterungen (Konfusor und Diffusor) realisiert. Für die in Abbildung 3-8 rechts gezeigte Geometrie existieren, ähnlich den Rohreinläufen, tabellarische Daten zur Ermittlung des Verlustbeiwertes ζ_{RED} (Index: *RED* für Reduktion), die für REYNOLDS-Zahlen von $Re > 10^5$ durch [45] IDELCHIK; S. 316 zusammengefasst wurden. Alternativ dazu gibt es bei Konfusoren die Möglichkeit, passende Verlustbeiwerte auch rechnerisch zu ermitteln, indem deren reibungs- und geometriebedingte Anteile wie folgt summiert werden:

$$\zeta_{RED} = \frac{2 \cdot g \cdot h_i}{v_i^2} = \zeta_{L_Red} + \zeta_{Fr_Red} \quad (3.13)$$

Der Anteil der Reibung wird durch ζ_{Fr_Red} ausgedrückt und ist in der vorstehenden Gleichung der dominierende Term. Der lokale Anteil ζ_{L_Red} des Widerstandsbeiwertes, von [46] BOHL & ELMENDORF; S. 199 f. auch Beschleunigungsbeiwert genannt, geht bei sehr gemächlich reduzierenden Übergängen gegen Null und errechnet sich wie folgt:

$$\zeta_{L_Red} = (a \cdot n_0^4 + b \cdot n_0^3 + c \cdot n_0^2 + d \cdot n_0 + e) \cdot (\alpha_p^3 - 2 \cdot \pi \cdot \alpha_p^2 - 10 \cdot \alpha_p) \quad (3.14)$$

mit:

$n_0 = \frac{A_i}{A_{i-1}}$	Flächenverhältnis Austritt zu Eintritt	[-]
$\alpha_p = \alpha \cdot \frac{\pi}{180}$...	Kegelwinkel im Bogenmaß	[rad]
A_i	Fläche am Austritt	[m ²]
A_{i-1}	Fläche am Eintritt	[m ²]
α	Kegelwinkel	[°]

Koeffizienten:

$$a = -0,0125 \quad b = 0,0224 \quad c = -0,00723 \quad d = 0,00444 \quad e = -0,00745$$

Des Weiteren gilt für den Reibungsanteil bei konischen Reduktionen sowie auch bei kreiszylindrischen Diffusoren nach [45] IDELCHIK; S. 250:

$$\zeta_{Fr_Red} = \frac{\lambda_{RED}}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot (1 - n_0^2) \quad (3.15)$$

mit: λ_{RED}Mittlerer Rohrreibungsbeiwert der Reduktion [-]

Um den mittleren Rohrreibungsbeiwert λ zu ermitteln, kann an dieser Stelle wieder mit der bereits vorgestellten Näherungsgleichung (3.8) gearbeitet werden. Alternativ kann die nachstehend angeführte Gleichung (3.24) verwendet werden, wobei die absolute Auswirkung auf den Verlustbeiwert, resultierend aus der höheren Genauigkeit, bei den in Wasserkraftanlagen üblichen Konfusorgeometrien nicht ins Gewicht fällt. Trotzdem ist zu beachten, dass, obwohl sich der Verlustbeiwert auf den Austrittsdurchmesser d_i bezieht, die REYNOLDS-Zahl zur Bestimmung des Rohrreibungsbeiwertes mit dem Eintrittsdurchmesser der Reduktion d_{i-1} gebildet werden muss.

Schließlich sind, im Kontext der in einer Druckrohrleitung auftretenden örtlichen Verluste, noch Formstücke, also Rohrbögen, zu betrachten. Bei einer Richtungsänderung kommt es in Folge von unterschiedlichen Geschwindigkeiten an der Innen- und Außenseite des Rohrbogens zu Druckunterschieden, die wiederum die Ursache für ausgleichende, jedoch verlustbehaftete Sekundärströmungen sind.

Anders als bei den kegeligen Reduktionen, setzt sich der Verlustbeiwert ζ_{KR} eines Rohrkrümmers (Index: KR für Krümmer) gemäß [45] IDELCHIK; S. 357 f. nicht nur aus zwei sondern aus mehreren Einzelkomponenten zusammen, was in Gleichung (3.16) ersichtlich ist:

$$\zeta_{KR} = \frac{2 \cdot g \cdot h_i}{v_i^2} = k_{\Delta} \cdot k_{Re} \cdot \zeta_{L_{KR}} + \zeta_{Fr_{KR}} \quad (3.16)$$

Die jeweiligen Terme berechnen sich wie folgt:

$$k_{\Delta} = 2 \text{ für } Re \geq 10^5 \quad (\text{Anmerkung: Für } Re < 10^5: \text{ siehe Originalquelle}) \quad (3.17)$$

$$k_{Re} = 1,3 - 0,29 \cdot \ln(Re \cdot 10^{-5}) \text{ für } 0,7 \leq B \leq 3 \quad (3.18)$$

$$\zeta_{L_{KR}} = (4,059 \cdot 10^{-3} \cdot \delta - 1,833 \cdot 10^{-4} \cdot \delta^{1,5}) \cdot (\sqrt{B})^{-0,5} \quad (3.19)$$

$$\zeta_{Fr_{KR}} = 0,0175 \cdot \delta \cdot \lambda \cdot B \quad (3.20)$$

mit: δ Winkel des Rohrkrümmers [°]
 R_{KR} Krümmungsradius Rohrbogen [m]
 d_{KR} Durchmesser Rohrbogen [m]
 $B = \frac{R_{KR}}{d_{KR}}$ Bauform des Rohrkrümmers [-]

Gültigkeitsbedingungen:

$$Re \geq 10^5 \quad 1 \leq B \leq 3 \quad 0 < \delta \leq 180 \quad k > 0$$

Üblicherweise werden in den Triebwasserwegen von Kleinwasserkraftanlagen Doppelmuffenbögen verbaut, die – sofern sie den Normen EN 545 bzw. DIN 28650 genügen – Bögen der Bauform 2 sind. Das bedeutet, dass der Bogenradius r_{KR} in etwa dem zweifachen Rohrradius bzw. $r/d \approx 1$ entspricht.

Unter Berücksichtigung der vorstehenden Randbedingungen sind in Tabelle 3-7 die, auf Basis von Gleichung (3.16) berechneten Verlustbeiwerte ζ_{KR} gängiger Formstücke (standardisierte Bogenwinkel) für Druckrohrleitungen exemplarisch zusammengefasst. Den Berechnungen wurde eine natürliche Rauheit von $k = 0,1$ [mm] und die Bauform $B = 2$ [-] zugrunde gelegt.

Tabelle 3-7: Verlustbeiwert ζ_{KR} für Rohrbögen der Form $B = 2$ nach Gleichung (3.16)

Re	δ [°]				
	11,25	22,5	30	45	90
5×10^5	0,068	0,126	0,161	0,224	0,372
8×10^5	0,057	0,106	0,136	0,189	0,315
1×10^6	0,052	0,097	0,124	0,173	0,287
2×10^6	0,036	0,068	0,087	0,121	0,203
4×10^6	0,021	0,039	0,050	0,070	0,118

Somit ergibt sich für die Verlustbeiwerte ζ_{KR} unter den vorstehend angeführten Randbedingungen, die bei Druckrohrleitungen von Wasserkraftanlagen durchaus üblich sind, eine beträchtliche REYNOLDS-Abhängigkeit. Streng genommen müsste demnach diese Abhängigkeit bei der Bestimmung der Rohrleitungskennlinie ebenfalls berücksichtigt werden.

Nachdem Verluste in einem Triebwasserweg jedoch näherungsweise quadratisch mit der Durchflussgeschwindigkeit zunehmen und die Endgeschwindigkeit bei Erreichen des Ausbaudurchflusses verhältnismäßig niedrig ist, wird in der Praxis der REYNOLDS-Einfluss nur dahingehend berücksichtigt, dass die Verlustbeiwerte für die, der Nennwassermenge entsprechende mittlere Rohrgeschwindigkeit – und damit für die in diesem Punkt passende REYNOLDS-Zahl – bestimmt werden.

Die daraus folgende Unterbewertung der Fallhöhenminderung im Teillastbetrieb wird dabei meist in Kauf genommen, weil die absolute Verlusthöhe bei den üblichen mittleren Rohrgeschwindigkeiten von 1,5 bis 4 [m/s] (nach [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 208: 1 bis 7 [m/s]) nicht sehr groß ist. Im Nahbereich von hydraulischen Maschinen ist es jedoch aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu 10 [m/s] und mehr empfehlenswert, den REYNOLDS-Einfluss zu berücksichtigen.

3.2.2.2 Kontinuierliche Verluste in Druckrohrleitungen

Zur Ermittlung der Rohrleitungskennlinie und der Nettofallhöhe sind für die Abschnitte 1 bis 3 die örtlichen sowie die kontinuierlichen Verluste auf Basis der Ausbauwassermenge zu berechnen. Wie bereits erwähnt, werden die Verlustbeiwerte der Formstücke als konstant angenommen. Somit errechnet sich die Verlusthöhe für einen Abschnitt i wie folgt:

$$h_{f(Q),Li} = \sum_{i=1}^n \lambda_{f(Q),i} \cdot \frac{L_i}{d_i} \cdot \frac{v_{f(Q)i}^2}{2 \cdot g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \cdot \frac{v_{f(Q)j}^2}{2 \cdot g} \quad (3.21)$$

Anders als bei den Verlustbeiwerten der Formstücke und diverser Einbauten ist es nicht zweckmäßig, den Rohrreibungsbeiwert λ als einen vom Durchfluss – bzw. von der REYNOLDS-Zahl – unabhängigen Parameter anzunehmen. Dies lässt sich zum einen durch die Dominanz der kontinuierlichen Verluste gegenüber den örtlichen begründen, zum anderen werden Druckrohrleitungen meist im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glattem und hydraulisch rauem Verhalten betrieben, sodass der Rohrreibungsbeiwert λ eine Funktion des Durchflusses ist.

Da die Nutzfallhöhenbestimmung so genau wie möglich erfolgen sollte, ist zur Bestimmung des Rohrreibungsbeiwertes die bereits vorgestellte Näherungsgleichung (3.8) aufgrund ihrer Genauigkeit nur bedingt zweckmäßig. Die von COLEBROOK wie folgt angegebene Interpolationsgleichung, welche gemäß [47] TRUCKENBRODT; S. 249 das gesamte Gebiet der turbulenten Strömung abdeckt, erscheint deshalb geeigneter:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{f(Q),i}}} = -2,0 \cdot \log \left[\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda_{f(Q),i}}} + \frac{1}{3,71} \cdot \frac{k_i}{d_i} \right] \quad (3.22)$$

Diese Gleichung hat jedoch den Nachteil, dass die Ermittlung des Rohrreibungsbeiwertes nur durch iterative Lösungsverfahren (z. B. Nullstellensuche) erfolgen kann, was in Anhang 2 beispielhaft für den unteren Druckrohrleitungsabschnitt der Beispielanlage gezeigt wird. Eine explizite Formel, die es ermöglicht auch mit einer einfachen Tabellenkalkulation zu arbeiten, ist nach SWAMEE und JAIN wie folgt definiert:

$$\lambda_{f(Q),i} = 0,25 \cdot \left[\log \left(\frac{k_i}{3,71 \cdot d_i} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (3.23)$$

Mithilfe dieser expliziten Näherungsgleichung kann λ mit einer maximalen Abweichung von $\pm 1\%$ [48] im Geltungsbereich $10^5 < Re < 10^7$ bestimmt werden. Neben dieser Darstellung gibt es eine Vielzahl anderer, expliziter Lösungsvorschläge für die COLEBROOK-Gleichung, die mehr oder weniger komplex aufgebaut sind. Erwähnenswert ist die nachstehend angeführte Formel mit einem Geltungsbereich von $4 \cdot 10^3 < Re < 10^8$, die aufgrund des flexiblen Einsatzgebietes für die weiteren Berechnungen zum Einsatz kommt [48].

$$\lambda_{f(Q),i} = \frac{0,2479 - 0,0000947 \cdot (7 - \log Re)^4}{\left[\log \left(\frac{k_i}{3,615 \cdot d_i} + \frac{7,366}{Re^{0,9142}} \right) \right]^2} \quad (3.24)$$

Mittels der vorstehend angeführten Gleichungen (3.21) und (3.24) und den Angaben zur Bestimmung von örtlichen Verlusten kann somit die Verlustkennlinie errechnet werden.

Es empfiehlt sich, abschnittsweise vorzugehen und eine Mindestanzahl von fünf gleichmäßig verteilten Durchflüssen einzusetzen. Für den oberen Rohrleitungsabschnitt (Abschnitt 1) ist dies in Tabelle 3-8 exemplarisch dargestellt. Für die nächsten zwei Abschnitte ist dieses Berechnungsmuster äquivalent anzuwenden. Die Summation der abschnittsbezogenen Reibungsverluste in der Druckrohrleitung führt in weiterer Folge zur Verlustkennlinie bzw. gemäß Gleichung (3.5) zum Verlauf der Nutzfallhöhe h_{1-tot} (Querschnitt 1) über dem Triebwasserdurchfluss Q , was aus Abbildung 3-9 ersichtlich ist.

Tabelle 3-8: Berechnung der Rohrleitungsverluste – Abschnitt 1

Länge des Abschnitts	Innendurchmesser	Natürliche Rauheit	Kin. Viskosität	Einlaufkonus		Reduzierungen	
				Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{EK}	Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{RED}
L_1	d_1	k_1	ν				
[m]	[m]	[mm]	[m ² /s]	[-]	[-]	[-]	[-]
700	894	0,029	1,518E-06	1	0,15	0	0

Rohrbögen mit 11,25°		Rohrbögen mit 22,5°		Rohrbögen mit 30°		Rohrbögen mit 45°	
Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{KR}	Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{KR}	Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{KR}	Anzahl	Verlustbeiwert ζ_{KR}
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
6	0,044	3	0,081	2	0,104	3	0,145

Durchfluss	Strömungsgeschw.	REYNOLDS-Zahl	Rohrreibung Beiwert	Höhenverlust "Kontinuierlich"	Summe Verlustbei.	Höhenverlust "Örtlich"	Höhenverlust Abschnitt 1
Q	v_1	Re	λ	h_{L1-k}	ζ_{Ges}	h_{L1-Loc}	h_{L1}
[m ³ /s]	[m/s]	[-]	[-]	[m]	[-]	[m]	[m]
0,00	0,000	0,00E+00		0,000	1,300	0,000	0,000
0,25	0,398	2,35E+05	0,01544	0,098	1,300	0,011	0,108
0,50	0,797	4,69E+05	0,01375	0,348	1,300	0,042	0,390
0,75	1,195	7,04E+05	0,01295	0,738	1,300	0,095	0,832
1,00	1,593	9,38E+05	0,01245	1,261	1,300	0,168	1,429
1,25	1,991	1,17E+06	0,01210	1,916	1,300	0,263	2,179
1,50	2,390	1,41E+06	0,01184	2,700	1,300	0,379	3,078

In Abbildung 3-9 sind 15 Betriebspunkte (15+1) der Rohrleitung eingetragen und mit einem Polynom vierter Ordnung gemäß Gleichung (3.26) überlagert. Die somit gefundene Korrelation zwischen dem Durchfluss und der Nutzfallhöhe ist z. B. zur Berechnung des Regelarbeitsvermögens sowie zur Bestimmung von Durchflusskurven bei Peltondüsen erforderlich.

$$h_{1,tot} = -0,1429 \cdot Q^4 + 0,5773 \cdot Q^3 - 7,973 \cdot Q^2 - 0,302 \cdot Q + 329,65 \quad (3.25)$$

mit: R^2 0,9999998643 [-]

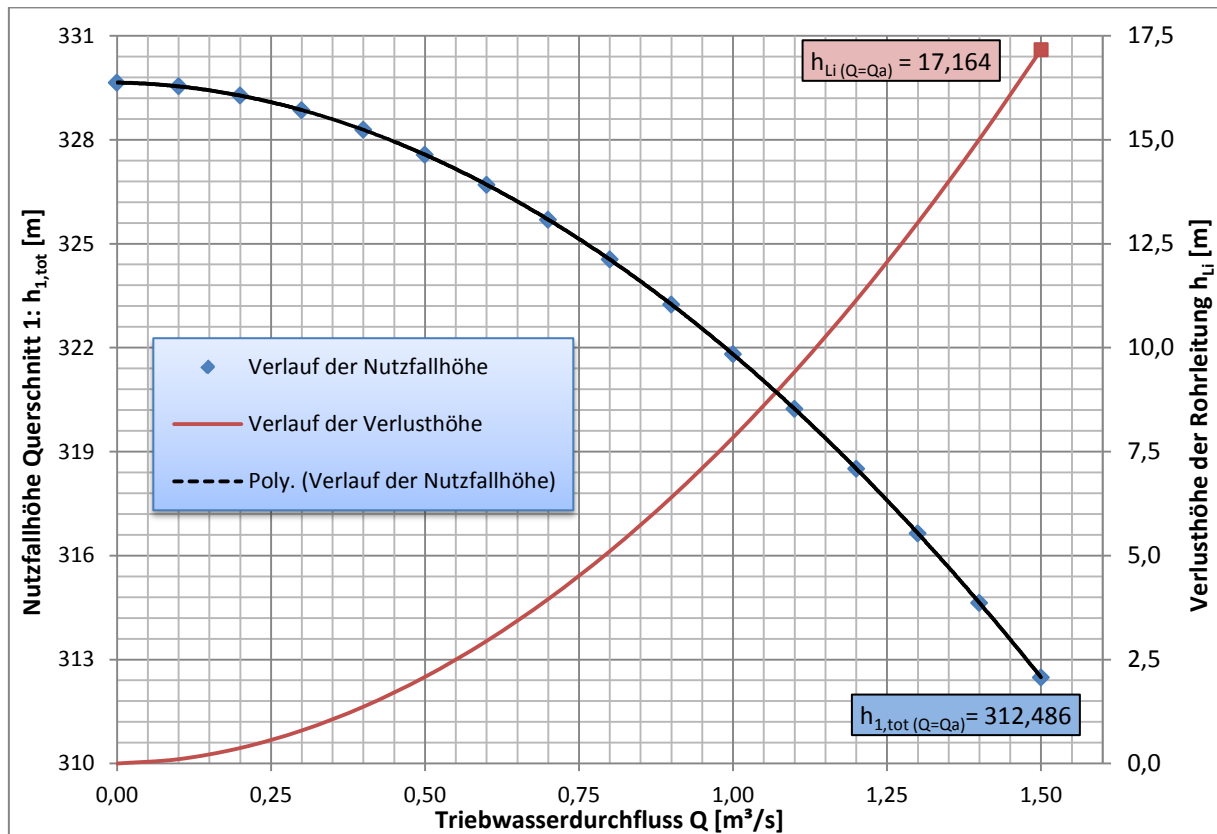


Abbildung 3-9: Verlauf der Nutzfallhöhe in Abhängigkeit vom Durchfluss

Entsprechend dem vorstehenden Diagramm beträgt bei Ausbaudurchfluss Q_a der Gesamthöhenverlust h_{Li} aller Abschnitte 17,164 [m] – das entspricht 5,21 % von ΔH_{0-1} – wobei die Summe der lokalen Verluste lediglich einen Anteil von 5,66 % oder 1,043 [m] einnimmt. Folglich wird für diesen Fall die Annahme, dass die kontinuierlichen Verluste den dominierenden Anteil am Gesamtverlust ausmachen, bestätigt.

3.2.3 Engpassleistung und Regelarbeitsvermögen

Mit der Bestimmung der Engpassleistung und des Regelarbeitsvermögens ist der letzte Schritt der wasser- und energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung erreicht. Dafür sind, neben der in einem der vorangegangenen Schritte ermittelten Ganglinie des Nutzwassers und der Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation, auch fundierte Kenntnisse betreffend der eingesetzten hydraulischen Maschine(n) erforderlich.

Abhängig vom Planungs- oder Projektfortschritt werden für die Maschinen- und Transformatorenwirkungsgrade entweder Näherungsmodelle verwendet oder, nach Rücksprache mit den Komponentenherstellern, standort- und maschinenspezifische Angaben berücksichtigt.

Vor allem die Berechnung des Regelarbeitsvermögens erfordert eine Vielzahl an Daten, welche meist nur durch eine komplette Vordimensionierung der elektromechanischen Anlagenkomponenten zusammengestellt werden können. Dies hat zur Folge, dass bei Kleinwasserkraftanlagen in der Regel die Turbinenhersteller im Zuge der Angebotsphase die Jahresarbeit anhand ihrer Maschinenauslegung und auf Basis der vorgegebenen Abflussdaten neu berechnen bzw. den Lieferumfang auf Basis dieser Analysen hinsichtlich eines Maximums an Erzeugung optimieren. Zu diesem Zweck wird im ersten Schritt die Engpassleistung der gesamten Anlage bestimmt, die sich ganz allgemein wie folgt definiert:

$$EPL = \overline{\rho_w} \cdot \bar{g} \cdot Q_a \cdot \Delta H_{0-1} \cdot \eta_{tot} \cdot \frac{1}{10^3} \quad (3.26)$$

mit:	$\eta_{tot} = \eta_{DRL} \cdot \eta_{Tu} \cdot \eta_G \cdot \eta_{Traf} \cdot \eta_{Ab}$	
	η_{tot} Gesamtwirkungsgrad der Anlage	[-]
	η_{DRL} Wirkungsgrad Druckrohrleitung	[-] = $(\Delta H_{0-1} - h_{Li}) \cdot \Delta H_{0-1}^{-1}$
	η_{Tu} Wirkungsgrad Turbine	[-]
	η_G Wirkungsgrad Generator	[-]
	η_{Traf} Wirkungsgrad Transformator	[-]
	η_{Ab} Wirkungsgrad Ableitung	[-]
	$\overline{\rho_w}$ Mittlere Dichte des Triebwassers	[kg/m ³]
	\bar{g} Mittlere Erdbeschleunigung ¹⁵	[m/s ²]
	EPL Engpassleistung	[kW]

Der Begriff der Engpassleistung ist dabei nicht scharf abgegrenzt. Wichtig ist die Angabe der betrachteten Schnittstelle, wodurch entweder alle oder nur ein Teil der Einzelwirkungsgrade berücksichtigt werden müssen. Spricht man z. B. von der Engpassleistung der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung, also der Leistung an den Generatorklemmen, so werden Transformator- und Ableitungsverluste bzw. die entsprechenden Wirkungsgrade nicht berücksichtigt.

Um das Regelarbeitsvermögen einer Anlage zu berechnen, wird die Jahresdauerlinie der Nutzwasserabflüsse als Basis herangezogen, wie sie für die Kraftwerksanlage HALLSTATT bereits in Abbildung 3-4 vorgestellt wurde. Da vor allem bei Pelton-Turbinen aufgrund der Düsenumschaltungen bzw. bei Mehrmaschinenanordnungen eine stetige Funktion für die Turbinenwirkungsgrade nicht definierbar ist, wird in der Regel die Ganglinie der Nutzwassermenge in einzelne Tagesmittelwerte umgerechnet¹⁶. Daraus ergibt sich eine Tabelle mit 365 mittleren Tagesabflüssen auf Basis eines Regeljahres, für die jeweils die gültigen Wirkungsgrade bestimmt werden.

¹⁵ Um die Einflüsse des jeweiligen Standortes auf die anzusetzende Erdbeschleunigung zu berücksichtigen, ist die Gleichung (4.112) anzuwenden.

¹⁶ Zum Teil werden die Ganglinien zur einfacheren Bearbeitung auch in Zehn-Tages-Blöcke aufgeteilt. Dies hat jedoch den Nachteil, dass durch die Mittelwertbildung längerer Zeitabschnitte eben jene Datenvariation verloren geht, die zur Feinoptimierung der elektromechanischen Anlagenkomponenten erforderlich ist. Den Extremfall stellen hierbei Monatsmittelwerte dar, wie sie z. B. in Tabelle 3-3 angeführt sind.

Wird eine Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation entsprechend Abbildung 3-9 auf die jeweiligen Tagesmittelwerte angewendet, kann die Ganglinie der Nutzfallhöhe bzw. der Wirkungsgrad der Rohrleitung in Abhängigkeit von der Triebwassermenge direkt bestimmt werden. Für die Berechnung des Regelarbeitsvermögens (RAV) ab den Generatorklemmen ergibt sich dementsprechend folgende Gleichung:

$$RAV = \sum_{d=1}^{365} \bar{\rho}_w \cdot \bar{g} \cdot Q_d \cdot h_{1,tot-f(Q_d)} \cdot \eta_{Tu,d} \cdot \eta_{G,d} \cdot \frac{24}{10^3} \quad (3.27)$$

mit: RAVRegelarbeitsvermögen [kWh]
 Q_d Nutzwassermenge Q am Tag d im Regeljahr [m³/s]
 $h_{1,tot-f(Q_d)}$ Nutzfallhöhe gemäß der H - Q -Korrelation [m]

Für die Bestimmung der Jahresarbeit der Beispielanlage HALLSTATT ist es erforderlich, einen Vorgriff auf Punkt 4.4, S.73 vorzunehmen. Als Maschinentyp wird eine 6-düsige, vertikale Pelton-turbine mit fliegend am verlängerten Generatorwellenende montiertem Laufrad verwendet. Setzt man die entsprechenden Turbinen- und Generatorwirkungsgrade in die Berechnungsgleichungen ein, erhält man die in Abbildung 3-10 dargestellten Dauerlinien der energiewirtschaftlichen Standortbetrachtung.

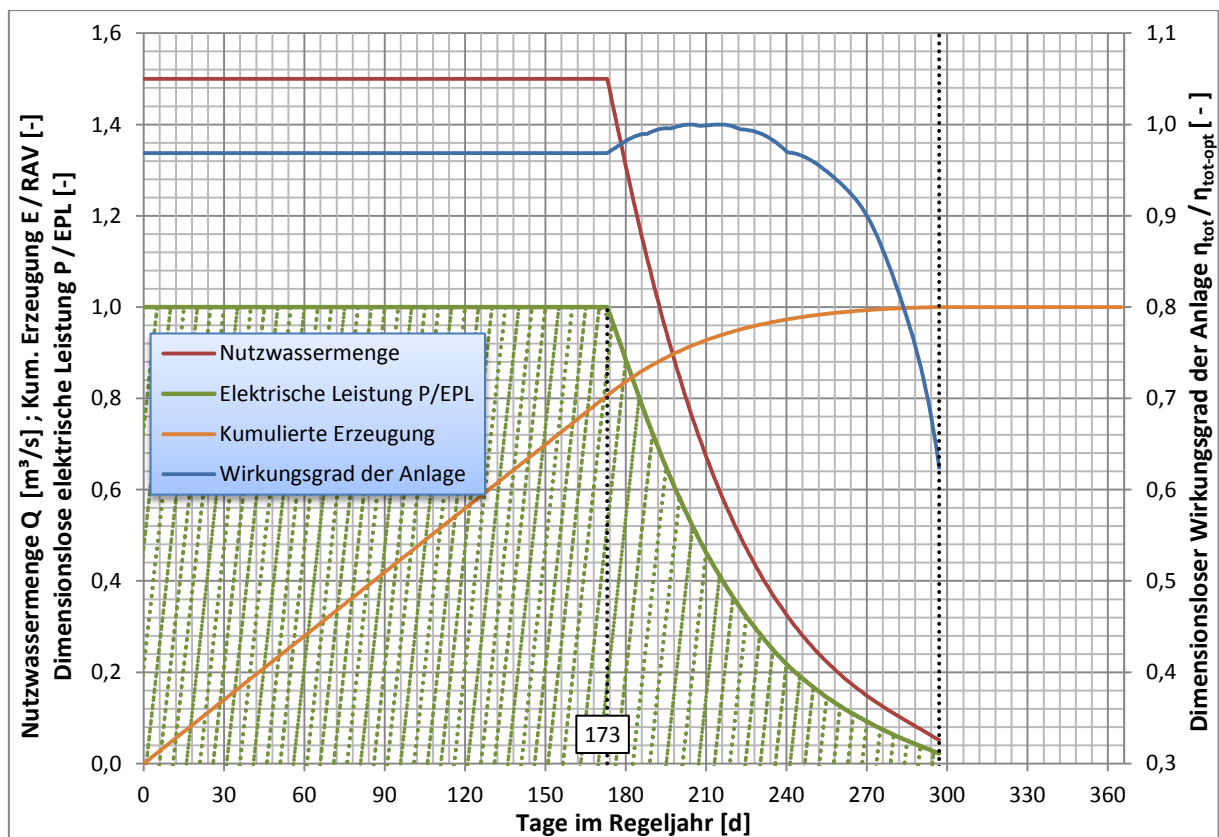


Abbildung 3-10: Dauerlinien der energiewirtschaftlichen Betrachtung – KW HALLSTATT

Die grün schraffierte Fläche unterhalb der Dauerlinie der dimensionslosen elektrischen Leistung (Einheit [h]) entspricht, wenn sie mit der Engpassleistung multipliziert wird, dem Regelarbeitsvermögen der Kraftwerksanlage. Auffallend ist, dass die kumulierte Erzeugung nach den theoretischen 173 Tagen Vollastbetrieb bereits den Wert 0,8 erreicht. Das bedeutet, dass 4/5 der jährlichen Energieproduktion auf den Vollastbetrieb entfallen. Das ist für moderne Kleinwasserkraftwerke sehr selten und dem geringen Ausbaugrad (vgl. Punkt 3.1.5) geschuldet.

Somit ergeben sich für die Maschinenauslegung, neben den nun bekannten Anlagenenddaten, auch die aus der Nutzwasserganglinie resultierenden Forderungen nach einem hohen elektromaschinellen Wirkungsgrad im Vollastbetrieb. Des Weiteren ist die Maschine so zu konstruieren, dass es zu keinen geplanten, unterjährigen Serviceabstellungen kommen muss.

4 Auslegung und Dimensionierung der elektromechanischen Ausrüstung

Auf Basis der ermittelten Anlagenenddaten aus Kapitel 3 wird nur die elektromechanische Ausrüstung für die Kraftwerksanlage HALLSTATT ausgelegt bzw. dimensioniert, wobei in zwei wesentliche Schritte unterteilt werden kann:

Unter Bezugnahme auf die Anlagenparameter ist in einem ersten Schritt die Vorauswahl des Turbinentyps durchzuführen, wobei auf Auslegediagramme und Leistungsbereichsangaben von Turbinenherstellern zurückgegriffen sowie auf Basis von statistisch ermittelten Korrelationen gearbeitet wird. Ziel dieser Maschinenvorauswahl ist es, zumindest den hydraulischen Maschinentyp entsprechend den am geplanten Standort vorherrschenden Randbedingungen zu selektieren, wobei auf fertigungstechnische oder hydraulische Besonderheiten ganz bewusst wenig bis gar nicht eingegangen wird.

In einem zweiten Schritt erfolgt, unter Berücksichtigung der bis dato noch vernachlässigten maschinenspezifischen Eigenheiten, eine Feinabstimmung des Maschinentyps auf die Anlagenenddaten.

4.1 Vorauswahl des Turbinentyps

Neben den in den Kapiteln 3.1.5 und 3.2.2 ermittelten Ganglinien und der Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation, werden zur Vorauswahl des Turbinentyps weitere standortbezogene bzw. projektspezifische Informationen benötigt, welche in Tabelle 4-1 zusammengefasst sind:

Tabelle 4-1: Basisdaten zur Vorauswahl des Maschinentyps – HALLSTATT

Referenzhöhe/Bezugsniveau:		Adria	
Kote Oberwasserspiegel (HWL):	z_0	870,25	[m]
Kote Druckrohrleitungsende:	z_1	540,60	[m]
Kote Unterwasser, ohne Pegelanstieg (TWL):	z_2	537,10	[m]
Ausbauwassermenge:	Q_a	1,50	[m ³ /s]
Minimalwassermenge (im TU- Betrieb):	Q_{min}	0,05	[m ³ /s]
Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation:	$h_{1,tot-f(Q)}$	Siehe Gl. (3.25)	[m]

Anhand der in Tabelle 4-1 aufgelisteten Daten lassen sich zwei wesentliche Aussagen treffen: Zum einen ist das Verhältnis der Ausbau- zur Minimalwassermenge Q_a/Q_{min} mit 30/1 sehr hoch, was die Turbinenauswahl beeinflussen wird. Zum anderen wurde die Nutzfallhöhe, die von der eingesetzten hydraulischen Maschine abhängig ist, noch nicht festgelegt. Demnach sind für Gleich- und Überdruckturbinen unterschiedliche Nettofallhöhen zu definieren, wobei bei letzteren vereinfachend auf eine Berücksichtigung des unterwasserseitigen Pegelanstieges verzichtet wird.

Bei Gleichdruckturbinen für Kleinwasserkraftwerke ist es üblich, im Zuge der Bauplanung die Kote des Kraftausfußbodens oberhalb des HQ₁₀₀-Pegels festzulegen. Dies kann, abhängig

von lokalen Gegebenheiten, bedeuten, dass der erforderliche Freihang unterhalb einer Pelton-Turbine bereits durch diese Festlegung erreicht bzw. überschritten wird. Umgelegt auf die vorliegende Beispielanlage folgt aus dieser Festlegung eine Bodenkote von 539,95 [m]. Für die Turbinenachse wird in Folge – ausgehend von einem freistehenden Maschinenaufbau und dem erforderlichen Platzbedarf – die geodätischen Höhe mit $z_1 = z_T = 540,60$ [m] fixiert. Damit ergibt sich – gemäß der durch die IEC 62006 empfohlenen und in Abbildung 4-1 dargestellten Höhendefinition für Pelton-Turbinen – die Nettofallhöhe wie folgt:

$$H_{n-GD} = h_{1,tot}(Q=Q_n) = 312,486 \cong 312,5 \text{ [m]} \tag{4.1}$$

mit: H_{n-GD} Nettofallhöhe bei Q_a -Gleichdruckturbine [m]
 $h_{1,tot}(Q=Q_n)$ Nutzfallhöhe an der Stelle 1 bei Q_a [m]

Während bei Pelton-Turbinen der Freihang ($z_T - z_2$) systembedingt energetisch ungenutzt bleibt, zählt er bei Überdruckturbinen als sogenannte Saughöhe zur wirksamen Nutzfallhöhe:

$$H_{n-ÜD} = h_{1,tot}(Q=Q_n) + (z_T - z_2) = 315,986 \cong 316 \text{ [m]} \tag{4.2}$$

mit: $H_{n-ÜD}$ Nettofallhöhe bei Q_a -Überdruckturbine [m]
 $(z_T - z_2)$ Saughöhe [m]

Aus der/den vorstehend definierten Nettofallhöhe(n) und der bereits bekannten Ausbauwassermenge kann, unter Verwendung eines Einsatzbereich-Diagramms gemäß Abbildung 4-2, eine erste Orientierung bei der Auswahl des hydraulischen Maschinentyps erfolgen. Die 1984 zur Beschreibung des Leistungsbereiches der Firma SULZER-ESCHER WYSS publizierte Darstellung der Einsatzfelder maßgeblicher hydraulischer Strömungsmaschinen dient mittlerweile selbst den Maschinenherstellern als grober Anhalt.

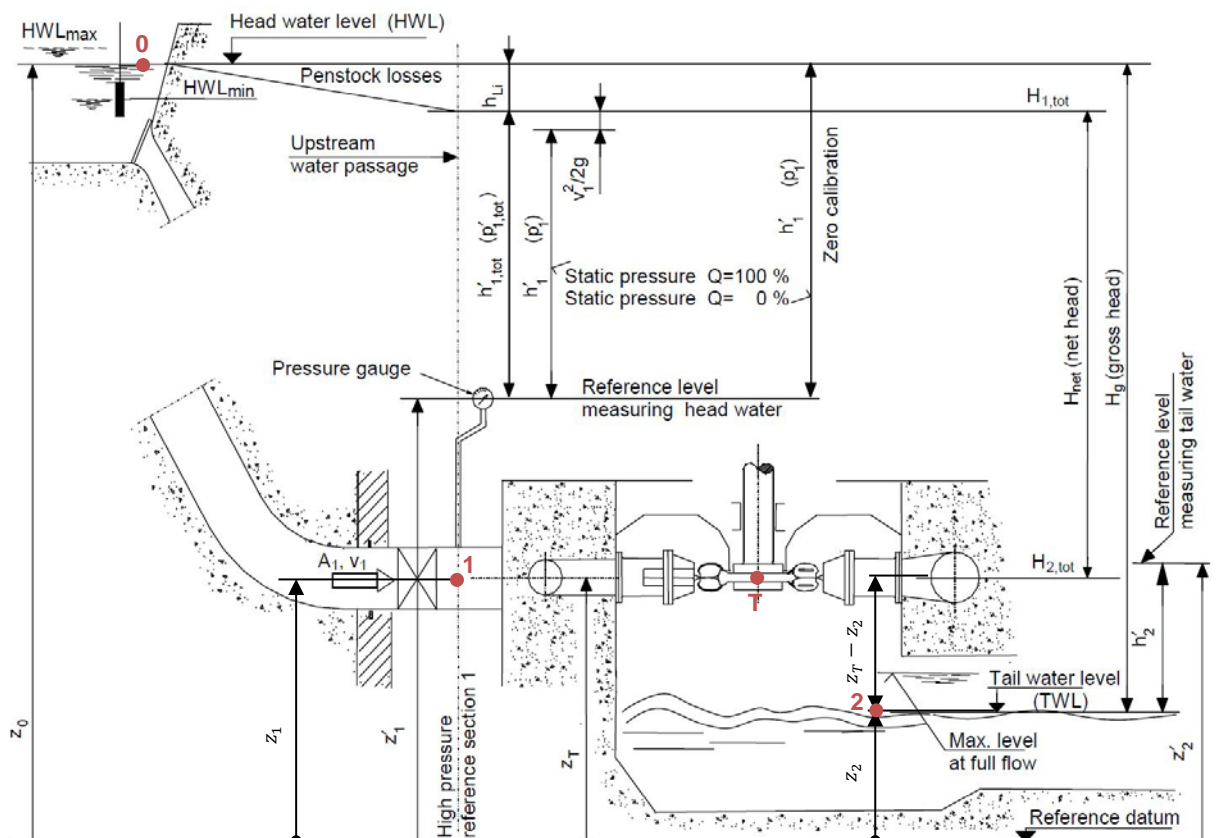


Abbildung 4-1: Höhendefinition bei Pelton-Turbinen gemäß IEC 62006; S. 71 (ergänzt)

Der dem Kraftwerk HALLSTATT entsprechende Nennauslegungspunkt ist, wie aus Abbildung 4-2 ersichtlich, nicht eindeutig einer einzigen Turbinenbauart zuzuordnen. Vor allem der sehr geringe Ausbaugrad und die hohe Anzahl an Volllastbetriebsstunden sprechen dafür, dass neben der Pelton-Turbine ebenso die Francis-Turbine untersucht werden sollte.

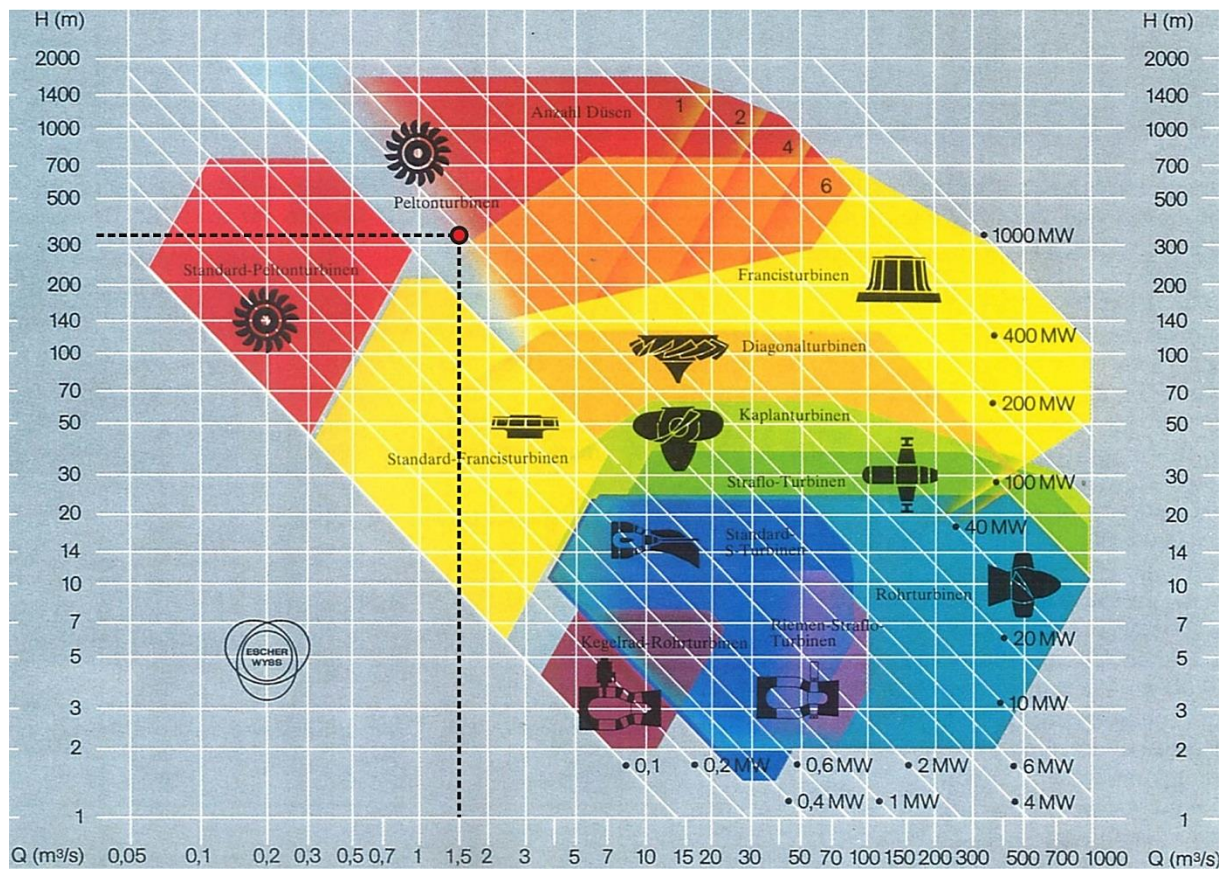


Abbildung 4-2: Einsatzbereiche von ESCHER WYSS Wasserturbinen [50]

Bei der Verwendung des Einsatzkennfelddiagramms sollte jedoch Folgendes beachtet werden: Die Grafik beruht nicht ausschließlich auf technischen Parametern, sondern es wurden ebenso die von ESCHER-WYSS bedienten Marktbereiche miteinbezogen. Des Weiteren sind keine wirtschaftlichen Aussagen aus dieser Darstellung ableitbar, da standortspezifische Informationen nicht berücksichtigt werden. Demnach sind die jeweiligen Kennfeldgrenzen als Anhaltspunkt und nicht als Fixpunkt zu betrachten.

Einen anderen Ansatz zur Turbinenvorauswahl verfolgten [51] KPODZE & WARNICK, indem sie 700 Groß- und 170 Kleinturbinen der Baujahre 1965 bis 1984 statistisch erfassten, um daraus einen, auf Erfahrungswerten beruhenden und über eine Vielzahl von Maschinentypen konsistenten, Auslegungs- und Dimensionierungsleitfaden abzuleiten. Die Basis für die Auswahl des Maschinentyps bilden die Nennfallhöhe und die Nennleistung:

$$P_{n,i} = \rho \cdot g \cdot H_{n,i} \cdot Q_{n,i} \cdot \eta_i \cdot 10^{-3} \cong g \cdot H_{n,i} \cdot Q_{n,i} \cdot \eta_i \tag{4.3}$$

mit:	$P_{n,i}$	Bezugsennleistung	[kW]
	ρ	Dichte des Triebwassers (~1000)	[kg/m ³]
	$Q_{n,i}$	Bezugswassermenge, Maschine oder Düse i	[m ³ /s]
	$H_{n,i}$	Fallhöhe, Maschinentyp i	[-]
	η_i	Turbinenwirkungsgrad, Maschinentyp i	[-]

Der Turbinenwirkungsgrad η_i muss gemäß den bei der statistischen Datenerfassung verwendeten Mittelwerten der einzelnen Maschinentypen eingesetzt werden. Für horizontale Pelton-Turbinen gibt [52] KPORDZE einen mittleren Wirkungsgrad von $\eta_{PT,H} = 0,87$ an, bei vertikalen Maschinen ist mit $\eta_{PT,V} = 0,89$ zu rechnen. Für kleine Francis-Turbinen (<10 MW) wird mit $\eta_{FT} = 0,85$ gearbeitet, weshalb für den hier betrachteten Standort gilt:

$$P_{n,FT} \cong 9,807 \cdot 316 \cdot 1,5 \cdot 0,85 = 3951 \text{ [kW]} \quad (4.4)$$

Zeichnet man den entsprechenden Betriebspunkt in das vorgesehene Auswahldiagramm aus Abbildung 4-3 ein, zeigt sich, im Unterschied zu Abbildung 4-2, eine eindeutige Lage in dem, auf Erfahrungswerten basierenden, Kennfeld der horizontalen Pelton-Turbinen, und deutlich außerhalb des Bereichs für Francis-Turbinen. Trotz des augenscheinlich eindeutigen Ergebnisses, bedeutet dies jedoch lediglich, dass eine konventionelle Maschinenauslegung bei den vorliegenden Nenndaten (Q , H und daraus abgeleitet P) zu einer horizontalen Pelton-Turbine (PT) führt, ohne andere Einflüsse, wie z. B. die Ganglinie des Triebwassers, zu berücksichtigen.

Da seit der Veröffentlichung des nachstehend gezeigten Diagramms im Jahr 1987 der Trend in Richtung immer größerer Schnellläufigkeiten geht, sind vertikale mehrdüsige Pelton-Turbinen unter Berücksichtigung ihrer – nicht nur bei Kleinwasserkraftanlagen – steigenden Verbreitung, keinesfalls außer Acht zu lassen. Ebenso ist die Francis-Turbinen-Variante weiter zu verfolgen, da der geringe Ausbaugrad, verbunden mit einer hohen Anzahl an Volllaststunden, entsprechendes Potential erwarten lässt. Weil das hier diskutierte Auslegungs- und Auswahlverfahren, vor allem bei Pelton-Turbinen, auch über die eingezeichneten Kennfeldgrenzen hinaus gültig ist, kann es weiter angewendet werden.

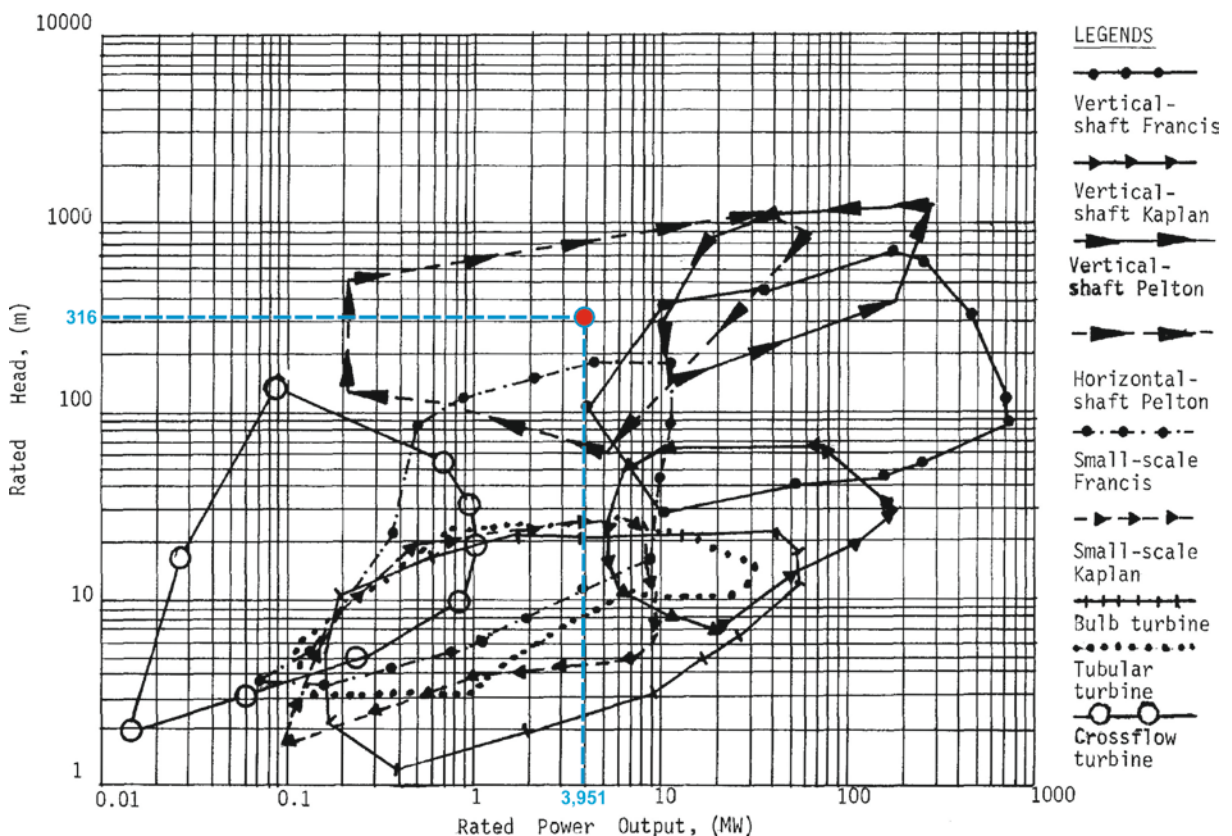


Abbildung 4-3: Fallhöhen- und Leistungsbereiche hydraulischer Maschinen [52] KPORDZE

Um zu einer Entscheidungsgrundlage im Zuge der Maschinenvorauswahl zu kommen, sind die Hauptabmessungen der bereits eingegrenzten Maschinenvarianten zu berechnen.

Beginnend mit den Pelton-Turbinen findet die variable Düsenanzahl ($z_D = 1 \text{ bis } 6$) – und damit indirekt auch die Ausrichtung der Turbinenwelle – dahingehend ihre Berücksichtigung, dass für diesen Maschinentyp mit einer, auf einen einzelnen Düseninjektor bezogenen, Nennwassermenge gerechnet wird. Zur Verringerung der erforderlichen Rechenoperationen bzw. Zahl der Auslegungsvarianten, empfiehlt es sich, das große Verhältnis zwischen Q_a/Q_{min} für eine Abschätzung der erforderlichen Düsenanzahl näher zu untersuchen.

In der Praxis wird der Regelbereich einer einzelnen Düse mit $Q_a/Q_{d-min} = 5$ angesetzt, was einem Wirkungsgradabfall auf $\eta/\eta_{opt} = 0,84 - 0,89$ entspricht und sich auch mit den Erkenntnissen von [52] KPODZE; S. 19 deckt. Unter dieser Annahme ergibt sich für den vorliegenden Fall die Düsenanzahl wie folgt:

$$z_D = \frac{Q_a}{Q_{min}} \cdot \left(\frac{Q_d}{Q_{d-min}} \right)^{-1} = \frac{1,50}{0,05} \cdot (5)^{-1} = 6 \quad (4.5)$$

mit: z_D Anzahl der Düsen [-]

Dieser Ansatz stellt allerdings nur eine Richtgröße dar und ersetzt, vor allem bei höheren Düsenzahlen ($z_D = 4 \text{ bis } 6$), keinesfalls eine genauere Betrachtung. Somit kommen in diesem Fall die Ausführungsvarianten „5- bis 6-düsige Pelton-Turbine“ (vertikale Wellenlage) in Frage. Die nachfolgende Abbildung 4-4 zeigt beispielhaft den Grundriss einer 6-düsigen Pelton-Maschine mit vertikaler Wellenlage.

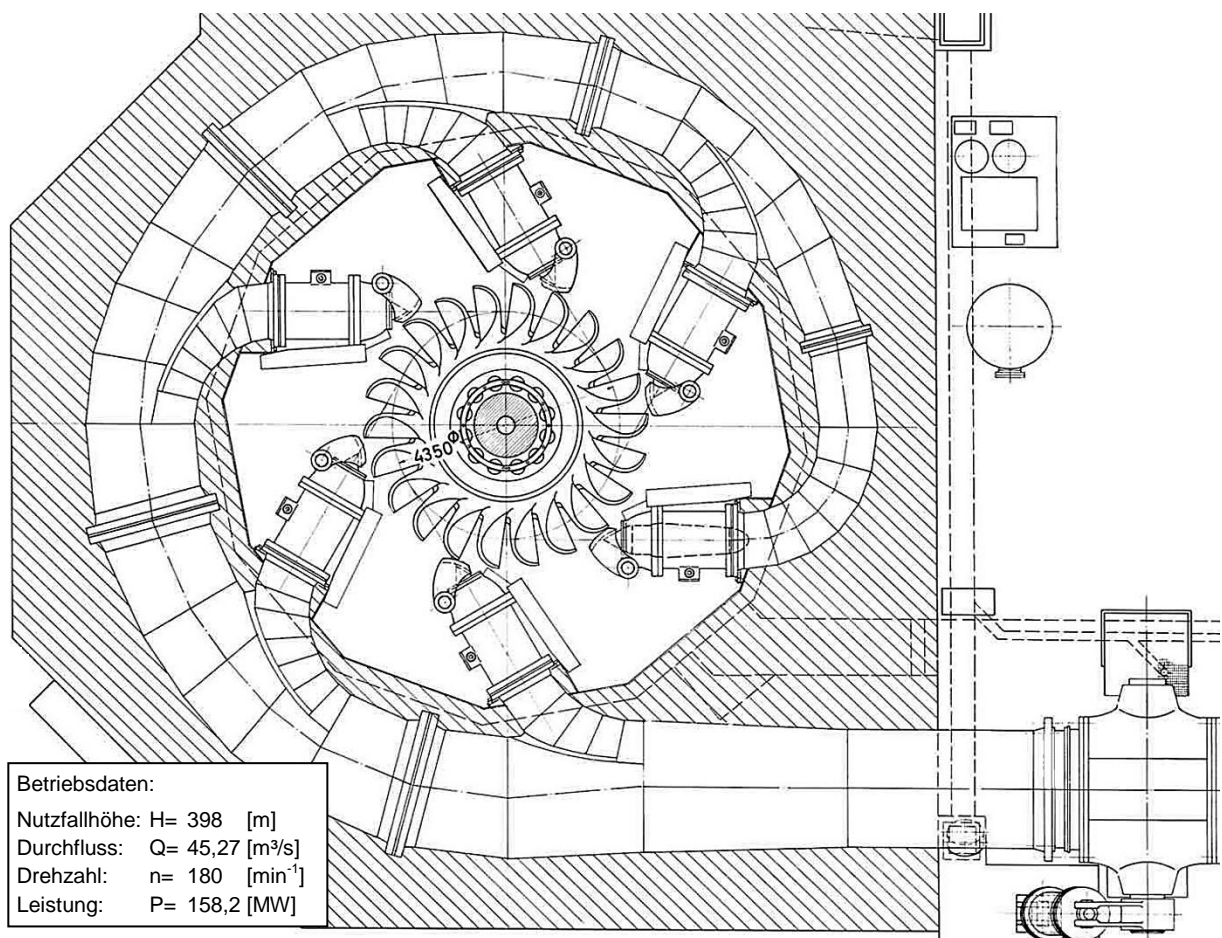


Abbildung 4-4: 6-düsige Peltonmaschine – NEW COLGATE, USA (Werkbild [53] VOITH)

Für die zwei Pelton-Turbinenvarianten können die jeweiligen Düsenleistungen auf Basis der Gleichung (4.3) ermittelt werden.

$$P_{n,PT,5} \cong 9,807 \cdot 312,5 \cdot \frac{1,5}{5} \cdot 0,89 = 818,3 \text{ [kW]} \quad (4.6)$$

$$P_{n,PT,6} \cong 9,807 \cdot 312,5 \cdot \frac{1,5}{6} \cdot 0,89 = 681,9 \text{ [kW]} \quad (4.7)$$

Durch die von [51] KPODZE & WARNICK; S. 7 gefundenen Korrelationen lassen sich die charakteristischen Maschinenparameter vertikaler Pelton-Turbinen in erster Näherung gemäß den Gleichungen (4.8) und (4.9) berechnen. Für andere Maschinentypen gelten die im Anhang 3 zusammengefassten Regressionsgleichungen.

$$D_{zD,n} = 0,594 \cdot \left(\frac{P_{n,PT,zD}}{H_{n-GD}} \right)^{0,288} \quad (4.8)$$

$$n_{zD,n} = 39,206 \cdot \left(\frac{\sqrt{H_{n-GD}}}{D} \right)^{1,008} \quad (4.9)$$

mit: $D_{zD,n}$ Näherung: Strahlkreis als Funktion $f(z_D)$ [m]

$n_{zD,n}$ Näherung: Drehzahl der Turbine $f(z_D)$ [min⁻¹]

Die in Gleichung (4.9) ermittelten Drehzahlen sind in einem weiteren Schritt auf die nächstgelegenen Synchrondrehzahlen auf- oder abzurunden. Für eine Netzfrequenz von 50 [Hz] berechnen sich die Synchrondrehzahlen wie folgt:

$$n_{sync} = \frac{3000}{p} \quad \text{z. B.: 1500, 1000, 750, 600, 500...} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (4.10)$$

mit: n_{sync} Synchrondrehzahl [min⁻¹]

p Anzahl der Polpaare (gerade Zahl) [-]

Aus der Umformung der Gleichung (4.9) folgt für den Strahlkreisdurchmesser mit den jeweils zugeordneten Drehzahlen:

$$D_{zD} = \sqrt{H_{n-GD}} \cdot \left(\frac{39,206}{n_{sync}} \right)^{1/1,008} \quad (4.11)$$

Für die Ausführungsvarianten **V1** und **V2** (5- und 6-düsige Pelton-turbine) ergeben sich aus den vorstehenden Korrelationen die in Tabelle 4-2 zusammengefassten Drehzahlen und Strahlkreisdurchmesser.

Tabelle 4-2: Abgeschätzte Maschinenparameter für 5- oder 6-düsige Pelton-Turbinen

Variante	Düsenanzahl z_D [-]	Strahlkreis $D_{zD,n}$ [m]	Drehzahl $n_{zD,n}$ [1/min]	Drehzahl n_{sync} [1/min]	Strahlkreis $D_{zD,n}$ [m]
V1	5	0,784	906,7	1000	0,711
V2	6	0,744	956,0	1000	0,711

Auch bei dem zweiten – nach Abbildung 4-2 zumindest theoretisch möglichen – Maschinentyp, einer Francis-Turbine (in der Folge auch als Version **V3** bezeichnet), erfolgt die Vordimensionierung grundsätzlich nach derselben Methode. Die Vorauswahl der Drehzahl über eine Näherung der charakteristischen Turbinenabmessung kann in diesem

Fall aufgrund der großen Fallhöhe übersprungen werden, da erst mit der in der Praxis maximal eingesetzten Drehzahl von $n_{zD} = 1500 [1/min]$ eine für Francis-Turbinen übliche spezifische Drehzahl erreicht werden kann. Gemäß den Korrelationen aus Anhang 3 folgt für kleine Francis-Turbinen unter Miteinbeziehung der Gleichung(4.2):

$$D_{1a} = \sqrt{H_{n-\ddot{U}D}} \cdot \left(\frac{110,133}{n_{sync}} \right)^{1/0,809} = \sqrt{316} \cdot \left(\frac{110,133}{1500} \right)^{1/0,809} = 0,705 \quad (4.12)$$

mit: D_{1a} Laufradeintrittsdurchmesser (Außenring) [m]
 n_{sync} Synchrondrehzahl [min⁻¹]

Eine qualifizierte Bewertung dieser Variante ist mit den ermittelten Informationen betreffend Drehzahl und außenringseitigen Eintrittsdurchmesser des Läufers allerdings noch nicht möglich. Zusätzlich sind bei Francis-Turbinen zur Abschätzung der Herstellbarkeit die Eintrittsbreite am Laufer sowie die THOMA-Zahl als Maß für die Kavitationsanfälligkeit zu bestimmen. Hierfür eignen sich, sofern nicht auf Modellmaschinen zurückgegriffen werden kann, mehrere publizierte Anhalte, wobei nach [54] SCHWEIGER & GREGORI; S. 1–4 folgt:

$$n_q = n_{sync} \cdot \frac{Q_a^{1/2}}{(H_{n-\ddot{U}D})^{3/4}} = 1500 \cdot \frac{1,5^{1/2}}{316^{3/4}} = 24,51 \quad (4.13)$$

$$Ku_{FT} = 0,75019 - 3,154 \cdot 10^{-3} \cdot n_q + 6,362 \cdot 10^{-5} \cdot n_q^2 = 0,711 \quad (4.14)$$

$$D_{1a} = \frac{Ku_{FT} \cdot 60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{n-\ddot{U}D}}}{n_{sync} \cdot \pi} = 0,713 \quad (4.15)$$

mit: n_q Spezifische Drehzahl [min⁻¹]
 Ku_{FT} Dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit [-]

Weiters gilt für die zu ermittelnde Eintrittsbreite bzw. Leitschaufelhöhe:

$$B_0 = D_{1a} \cdot (-0,0072 + 0,03798 \cdot n_q) = 0,061 \quad (4.16)$$

mit: B_0 Eintrittsbreite ins Laufrad [m]

Bei der vorliegenden spezifischen Drehzahl ergibt sich ein Francis-Läufer, dessen Meridianschnitt dem in Abbildung 2-10 links oben dargestellten Laufrad gleicht. Mit einer näherungsweise berechneten Eintrittsbreite von 61 [mm] kann ein solcher Läufer, wenn auch mit erhöhtem Aufwand, durchaus gefertigt werden.

Zur Bestimmung der THOMA-Zahl gilt nach den Anhalten von [55] LUGARESI & MASSA:

$$\sigma = 0,0245 \cdot e^{0,025 \cdot n_q} = 0,0452 \quad (4.17)$$

mit: σ THOMA-Zahl [m]

Um einen kavitationsfreien Betrieb bei Nennauslegung sicherstellen zu können, muss der THOMA-Beiwert der Anlage größer sein als jener der hydraulischen Maschine, was sich nach [56] KRIVCHENKO wie folgt berechnen lässt:

$$\sigma_{Anlage} = \frac{10 - \frac{z_T}{900} - H_s}{H_{n-\ddot{U}D}} \tag{4.18}$$

mit: σ_{Anlage} THOMA-Zahl der Anlage [min⁻¹]
 H_s Saughöhe [m]
 z_T Aufstellungshöhe der Turbine [m] bzw. müA

Aus der vorstehenden Gleichung (4.18) folgt für die Saughöhe bei $\sigma = \sigma_{Anlage} = \sigma_{krit}$:

$$H_s = 10 - \frac{z_T}{900} - \sigma_{krit} \cdot H_{n-\ddot{U}D} = 10 - \frac{540}{900} - 0,0452 \cdot 316 = -4,88 \tag{4.19}$$

Demnach muss bei Verwendung einer Francis-Turbine die Maschinenachse etwa 4,9 [m] unterhalb des Unterwasserspiegels liegen, was mit entsprechend hohen Baukosten verbunden ist (vgl. [57] RAABE; S. 464). Anders als bei den beiden Varianten mit Pelton-Turbinen wird unterwasserseitig für den Revisionsfall ein zusätzliches Absperrorgan benötigt. Da der wirksame Druck an dieser Stelle – resultierend aus der Eintiefung unterhalb des Unterwasserpegels – nur gering ist, kann ein allseitig dichtendes Schütz (oder ein Schieber) zum Einsatz kommen, wie in Abbildung 4-5 dargestellt.

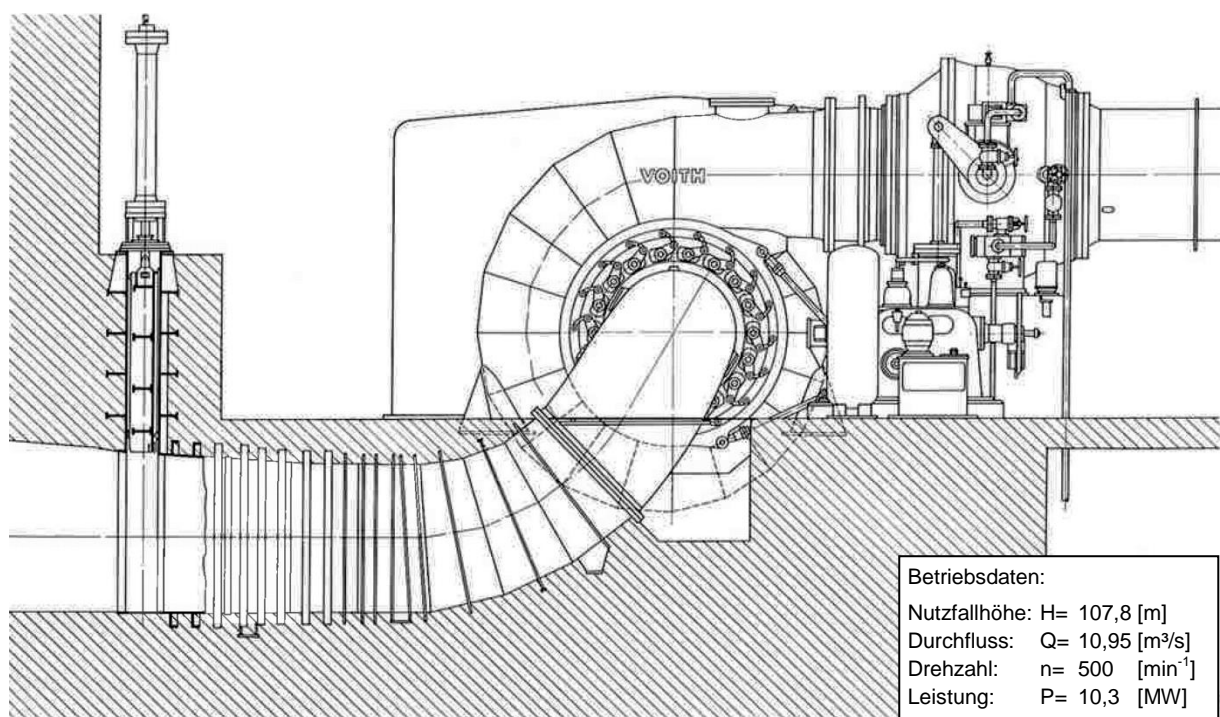


Abbildung 4-5: Francis-Spiralturbine – VICTORIA FALLS, Sambia (Werkbild [51] VOITH)

Nichtsdestotrotz ist diese Variante ausführbar und lässt im Bestpunkt gegenüber der Pelton-Turbine einen höheren Wirkungsgrad erwarten. In Tabelle 4-3 sind die wichtigsten Maschinenparameter zusammengefasst:

Tabelle 4-3: Abgeschätzte Maschinenparameter für eine Francis-Turbine

Variante	Durchmesser D_{1a} [m]	Eintrittsbreite B_0 [m]	Drehzahl n_{sync} [min ⁻¹]	Saughöhe H_s [m]
V3	0,705 - 0,711	0,061	1500	~ -4,9

4.2 Energiewirtschaftliche Variantenanalyse

Im vorangegangenen Kapitel wurden drei mögliche Maschinenkonzepte (**V1** und **V2** nach Tabelle 4-2, **V3** nach Tabelle 4-3) anhand von Anhalten und Auswahldiagrammen erarbeitet. Die verwendeten Methoden basieren entweder auf ausgewiesenen Leistungskennfeldern von Herstellern oder auf statistisch ermittelten Anhalten reeller Maschinen. Eine weitere Minimierung der Varianten mit dieser Vorgehensweise ist jedoch wegen der zahlreichen Vereinfachungen nicht empfehlenswert, weshalb die betreffenden Lösungen nachfolgend energiewirtschaftlich betrachtet werden.

Ziel ist es, diejenige Maschinenlösung zu finden, die eine optimale Erzeugung mit möglichst geringen Herstellungs-, Errichtungs- und Betriebskosten vereint. Umgekehrt sollen Varianten ausgeschlossen werden, die den Anforderungen nicht genügen. Ein probates Mittel, um die für eine Wirtschaftlichkeitsbewertung notwendige Datengrundlage zu schaffen, ist die Ermittlung des Regelarbeitsvermögens aller Varianten.

Die hierfür erforderliche Vorgehensweise wurde bereits in Kapitel 3.2.3 ausreichend behandelt, weshalb auf ein erneutes Eingehen an dieser Stelle verzichtet wird. Darüber hinaus müssen jedoch die für die einzelnen Maschinen passenden Wirkungsgradverläufe des vorgegebenen Fahrbereichs von Q_a bis Q_{min} betrachtet werden. Beispielhaft sind in Abbildung 4-6 die Wirkungsgradverläufe der 6-düsigen Pelton-Turbinen-Variante (**V2** nach Tabelle 4-2), und der Francis-Turbine (**V3** nach Tabelle 4-3) dargestellt. Die Skalierung der Ordinate erfolgt durch Division beider Kurven durch den Wirkungsgrad der Pelton-Turbine im Bestpunkt, was zu einer guten Vergleichbarkeit führt.

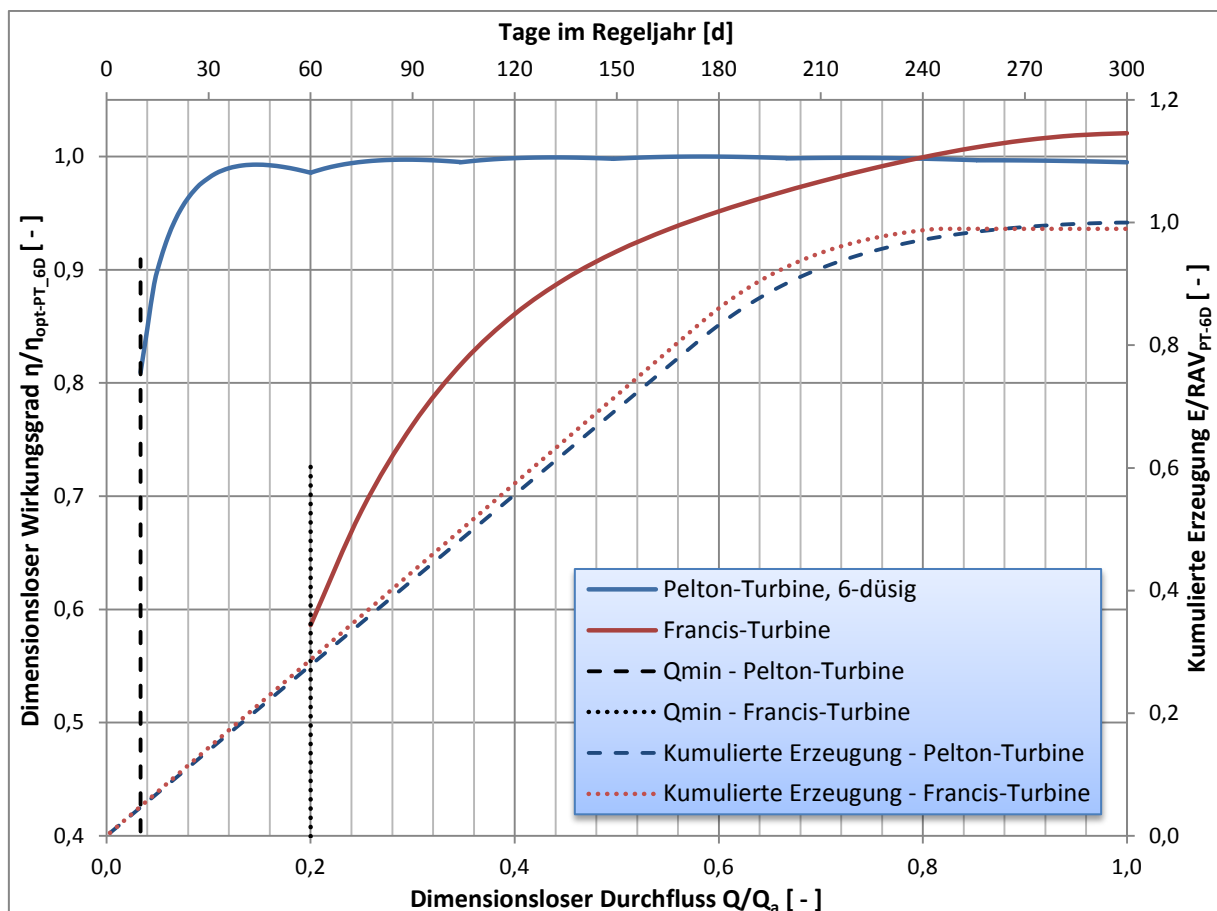


Abbildung 4-6: Wirkungsgradverläufe der 6-düsigen Pelton- und der Francis-Turbine

Aus der vorstehenden Abbildung lassen sich zwei wesentliche Aussagen ableiten: Zum einen ist, wie erwartet, der absolute Wirkungsgrad der Francis-Turbine gegenüber dem der Gleichdruckmaschine im Volllastbereich deutlich höher. Zum anderen kann, mithilfe der auf sechs Einzeldüsen verteilten Beaufschlagung, die Pelton-Turbine bis zur geforderten Mindestwassermenge mit einer sehr guten Energieumsetzung aufwarten. Der Betrieb der Francis-Turbine unterhalb einer Wassermenge von $Q_a/5$ kann hingegen nicht sichergestellt werden.

Die Kalkulation der Jahresarbeit der Anlage unter Berücksichtigung der genannten Randbedingungen und der festgelegten Abflussdauerlinie zeigt, dass, trotz des niedrigen Ausbaugrades und des geringeren Spitzenwirkungsgrades, die 6-düsige Pelton-Turbine eine um 1,02 % höhere Jahresarbeit als die Francis-Maschinenvariante liefert. Der Wirkungsgradnachteil von ca. 2,5 % im Volllastbetrieb wird im Teillastbereich und durch die längere Betriebszeit, resultierend aus der baumusterbedingt geringeren Mindestwassermenge, und die bessere Energieumsetzung unterhalb von $Q/Q_a = 0,8$ egalisiert (siehe Abbildung 4-6).

Nachdem für die Überdruckturbine keine höhere Erzeugung nachgewiesen werden kann und die Errichtungskosten des Maschinenhauses, wie bereits im Vorfeld erwähnt, höher einzuschätzen sind, wird die Francis-Turbinen-Lösung nicht weiter verfolgt.

Zwischen den beiden Pelton-Turbinen-Varianten (**V1** und **V2**) kann dagegen kein signifikanter Erzeugungsunterschied festgestellt werden, weshalb im Rahmen der vorliegenden Daten noch keine endgültige Auswahl durch die alleinige Betrachtung der Regelarbeitsvermögen möglich ist. Deshalb ist für eine endgültige Entscheidung ein Blick auf die Auslegung und Dimensionierung der elektromaschinellen Komponenten beider Varianten notwendig, was in weiterer Folge die Aufarbeitung der hydraulischen Bemessungsgrundlagen von Pelton-Turbinen erfordert.

4.3 Hydraulische Bemessungsgrundlagen von Pelton-Turbinen

Unter den hydraulischen Maschinen für Wasserkraftanlagen sind Pelton-Turbinen diejenigen, die in Bereichen der geringsten spezifischen Drehzahlen arbeiten, was bereits in Abbildung 2-9 gezeigt wurde. Die Analyse ausgeführter Anlagen ergibt, dass mit den unterschiedlichen Bauformen (1 bis 6-düsige) ein spezifischer Drehzahlbereich von $(1,5) 2 \leq n_{q,f(Q_a)} \leq 18 (20)$ abgedeckt wird, wobei die Werte in Klammern für eher exotische Konstruktionen stehen.

Anders als bei Überdruckturbinentypen (Francis-, Diagonal- oder Kaplan-Turbinen), beschreibt bei Gleichdruckmaschinen die, mit der Ausbauwassermenge Q_a gebildete, spezifische Drehzahl nicht zwingend die geometrische Ähnlichkeit der hydraulisch benetzten Komponenten. Dazu muss erst die Gleichung (2.1) dahingehend geändert werden, dass entweder eine Erweiterung um die Anzahl der Düsen erfolgt oder anstelle von Q_a eine düsenbezogene Wassermenge $Q_D = Q_a/z$ eingesetzt wird:

$$n_{q,D} = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \frac{1}{\sqrt{z}} = n \cdot \frac{Q_D^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (4.20)$$

mit:	$n_{q,D}$	Spezifische Drehzahl pro Düse	[min ⁻¹]
	n	Drehzahl der Turbine	[min ⁻¹]
	Q_D	Durchfluss pro Düse	[m ³ /s]

Demnach ergibt sich für Pelton-Turbinen ein düssenbezogener spezifischer Drehzahlbereich von $(1,5) 2 \leq n_{q,f(Qa)} \leq 7,4 (8,2)$, wobei [58] PFLIEDERER & PETERMANN; S. 210 das höchste Wirkungsgradpotential im Bereich von $4 \leq n_{q,D} \leq 6$ angesiedelt sehen bzw. gemäß [59] JABERG; S. 236 die bestmögliche Energieumsetzung bei einem $n_{s,z} = 16$ ($n_{q,D} = 4,38$) zu erwarten ist. Bezogen auf die gesamte Turbine geben [60] SCHWEIGER & GREGORI; S. 26 die optimale spezifische Drehzahl mit $n_q \approx 10$ an, bleiben jedoch die zugehörige Düsenanzahl schuldig. Nimmt man diese mit $z_D = 5$ bzw. 4 an,¹⁷ so ergibt sich für $n_{q,D} \approx 4,5 - 5$, was ebenfalls eine in das Muster passende Größenordnung darstellt.

Für die Beschreibung der Eigenschaften von Pelton-Turbinen empfiehlt es sich, mit der Fließrichtung des Triebwassers vorzugehen. Zu diesem Zweck werden in einem ersten Schritt die Verluste, die in der Zuleitung zwischen dem Maschineneintritt (Stelle 1) und dem Eintritt in den Düsenstock durch die Triebwasserverteilung in Zangen- oder Ringleitung entstehen, vernachlässigt, woraus folgt:

$$H_n = h_{1,tot (Q=Q_n)} = h_{e,tot} \quad (4.21)$$

mit: $h_{e,tot}$ Nutzfallhöhe an der Stelle e bei Q_a [m]

Die der BERNOULLI-Gleichung folgende Strömung der Düse zwischen der Eintrittsebene in den Düsenstock bis hin zum Freistrahл wird, unter Berücksichtigung der Indizes gemäß Abbildung 4-8, folgendermaßen angesetzt:

$$h_{e,tot} = \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + \frac{p_e}{\rho \cdot g} + z_e = H_n = \frac{c_0^2}{2 \cdot g} + \frac{p_0}{\rho \cdot g} + z_0 + h_{v,e-0} \quad (4.22)$$

mit: $h_{v,e-0}$ Verlusthöhe zwischen den Stellen e und 0 [m]

Unter Anwendung der zutreffenden Vereinfachungen $z_0 = 0$ und $p_0 = 0$ (Relativdrucksystem) ergibt sich die TORICELLI-Gleichung einschließlich eines Verlustterms:

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H_n - h_{v,e-0})} \quad Kc_0 = \sqrt{1 - \frac{h_{v,e-0}}{H_n}} = \sqrt{1 - \frac{2 \text{ bis } 4}{100}} \quad (4.23)$$

$$c_0 = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad Kc_0 = 0,99 \text{ bis } 0,98$$

mit: Kc_0 Verlustbeiwert der Düse [-]

Der oben definierte Verlustbeiwert beschreibt den gesamten Verlust, der bei der Strahlbildung im Düsenstock entsteht. Bei ausgeführten Anlagen werden die angeführten Werte für Kc_0 jedoch lediglich im Normalbetrieb erreicht, da bei sehr kleinen Düsenöffnungen gemäß [61] FIEREDER; S. 7 die Düsenverluste überproportional ansteigen.

Bleibt man allerdings bei der Betrachtung des Nennbetriebspunktes, so kann unter Vernachlässigung von Grenzschichteffekten (Nachlaufdelle im Strahlkern) und der Interaktion zwischen Wasserstrahl und Umgebungsluft der Volumenstrom durch die Düse – in Anlehnung an Abbildung 4-7 – wie folgt definiert werden:

$$Q_D = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \rightarrow d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}} \quad (4.24)$$

mit: d_0 Strahldurchmesser [m]

¹⁷ 5-düsige Pelton-Turbinen haben in der Regel das größte Wirkungsgradpotential.

Da die einzelnen Wasserteilchen, resultierend aus der Oberflächengeometrie des Bechers, auf unterschiedlich langen Bahnen mit lediglich einseitiger Führung strömen, ist eine zutreffende analytische Beschreibung dieser Vorgänge de facto nicht durchführbar. Um zumindest eine näherungsweise Beschreibung der Strömungsvorgänge zu erreichen, beschränkt man sich demnach meist auf die Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke im ebenen Fall. Hierfür wird am tangentialen Berührungspunkt der Strahlachse mit dem Strahlkreis D eine zur Maschinenachse parallele, um den halben Strahlkreis versetzte Schnittebene aufgespannt (vgl. Abbildung 4-9):

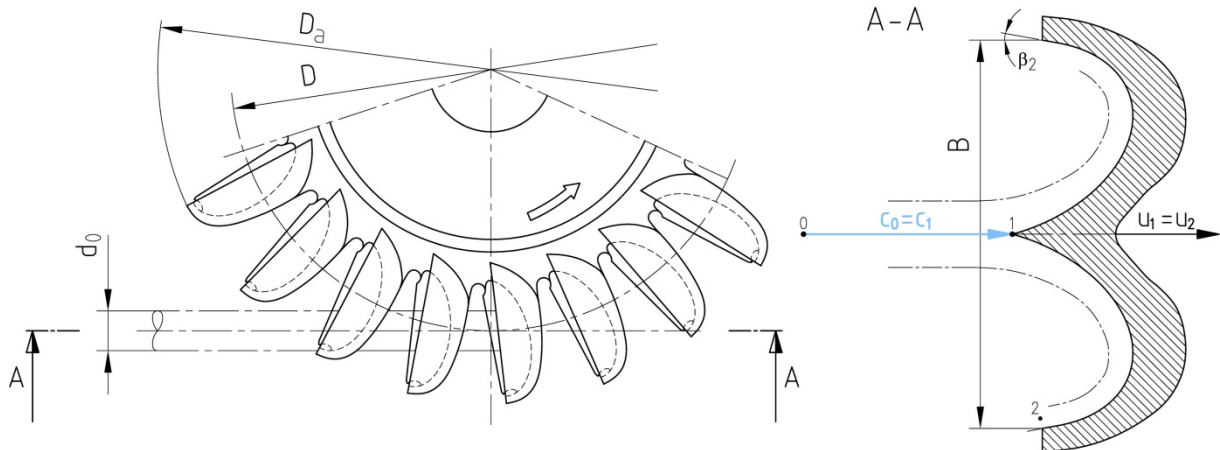


Abbildung 4-9: Hauptabmessungen und Definition der Schnittebene am Peltonlaufrad

Auf dem Weg vom Düsenaustritt (Stelle 0) zum Bechereintritt (Stelle 1) ist der Freistrahler der Schwerkraft und der Reibung an der Umgebungsluft ausgesetzt. Diese Einflüsse können jedoch vernachlässigt werden, wodurch c_1 mit c_0 gleichzusetzen ist. Um dem Reibungsverlust an der benetzten Oberfläche des Peltonbechers Rechnung zu tragen, werden der Faktor K_w nach [57] RAABE; S. 459 bzw. [61] FIEREDER; S. 6 und – ergänzend dazu – das Geschwindigkeitsverhältnis Ku ¹⁸ wie folgt definiert:

$$Kc = Kc_0 = \frac{c_0}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = \frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.25)$$

$$Ku = \frac{u_1}{c_1} = \frac{u_1}{Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.26)$$

$$Kw = \frac{w_2}{w_1} \quad (4.27)$$

mit: Kc Verlustbeiwert der Düse [-]
 Ku Geschwindigkeitsverhältnis am Eintritt [-]
 Kw Verlustbeiwert des Peltonbechers [-]

Wird für den Verlustbeiwert im Peltonbecher ein Wert von $Kw = 0,95$ angenommen und von einem Geschwindigkeitsverhältnis von $Ku = 0,47$ ausgegangen, ergeben sich bei einem Austrittswinkel von $\beta_2 = 10 [^\circ]$ Geschwindigkeitsdreiecke gemäß Abbildung 4-10. Das Eintrittsdreieck an der Stelle 1 entartet bei der ebenen Näherung zu Geraden:

¹⁸ Ku wird auch als „dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit“ bezeichnet.

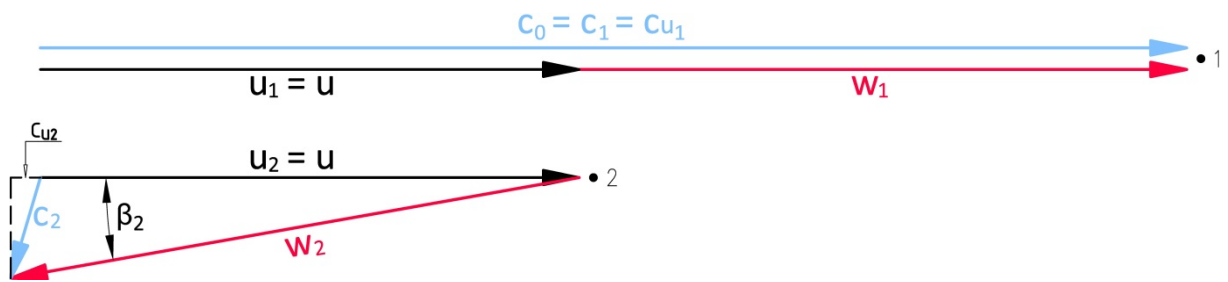


Abbildung 4-10: Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt eines Peltonbechers

Aus der vorstehenden Abbildung ergibt sich, aufgrund der ebenen Schnittführung und dem gleichen Radius für die betrachteten Punkte 1 (Eintritt) und 2 (Austritt), dass die Umfangsgeschwindigkeiten u_1 und u_2 ident sind. Da sich die Richtungen der Umfangs- und der Strahlgeschwindigkeiten am Eintritt decken, folgt daraus $c_0 = c_1 = c_{u1}$. Für die Umfangskomponente der Austrittsgeschwindigkeit c_{u2} gilt somit:

$$c_{u2} = u - w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (4.28)$$

mit: c_{u2} Umfangskomponente von c_2 [m/s]
 β_2 Austrittswinkel gem. Abbildung 4-9 [°]

Zur Ermittlung der Auswirkungen der, in den Gleichungen (4.25) bis (4.27) definierten, Parameter auf das Strömungsbild im ebenen Peltonbecher-Schnittmodell, ist ein Zusammenhang zwischen der Energieumsetzung und den Geschwindigkeitsdreiecken einzuführen. Die hierfür gültige EULERSCHE TURBOMASCHINENGLICHUNG wird gemäß [62] JABERG; S. 70 im allgemeinen Fall folgendermaßen definiert:

$$H_u = \eta_u \cdot H_n = \frac{1}{g} \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad (4.29)$$

mit: H_u Energetisch genutzte Fallhöhe [m]
 η_u Umfangswirkungsgrad [-]

Unter Berücksichtigung der angeführten Vereinfachungen durch die ebene Betrachtung der Becherströmung, folgt aus der Kombination der Gleichungen (4.28) und (4.29):

$$\eta_u \cdot H_n = \frac{u}{g} \cdot (c_1 + u + w_2 \cdot \cos \beta_2) \quad (4.30)$$

Bezugnehmend auf die Gleichungen (4.25) und (4.26) gilt für die Umfangsgeschwindigkeit u :

$$u = Ku \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (4.31)$$

Das Einsetzen der Gleichungen (4.25) und (4.31) in die Gleichung (4.27) führt für die Relativgeschwindigkeit an der Stelle 2 zu:

$$w_2 = Kc \cdot Kw \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot (1 - Ku) \quad (4.32)$$

Daraus leitet sich für den Umfangswirkungsgrad bzw. den theoretischen Wirkungsgrad des Pelton-Laufrades nach dem Einsetzen der Gleichungen (4.31) und (4.32) in die Beziehung (4.30) nachstehender Zusammenhang ab:

$$\eta_u = \eta_{th} = 2 \cdot Ku \cdot Kc^2 \cdot (1 - Ku) \cdot (1 + Kw \cdot \cos \beta_2) \quad (4.33)$$

Eine Analyse der Extremwerte ergibt, wie auch von [63] RIEMANN; S. 13 dargestellt, ein Maximum des theoretischen Wirkungsgrades:

$$Ku(\eta_{opt}) = \frac{Kc}{2} \quad \text{bzw. für } Kc = 0,98: \quad Ku(\eta_{opt}) = \frac{0,98}{2} = 0,49 \quad (4.34)$$

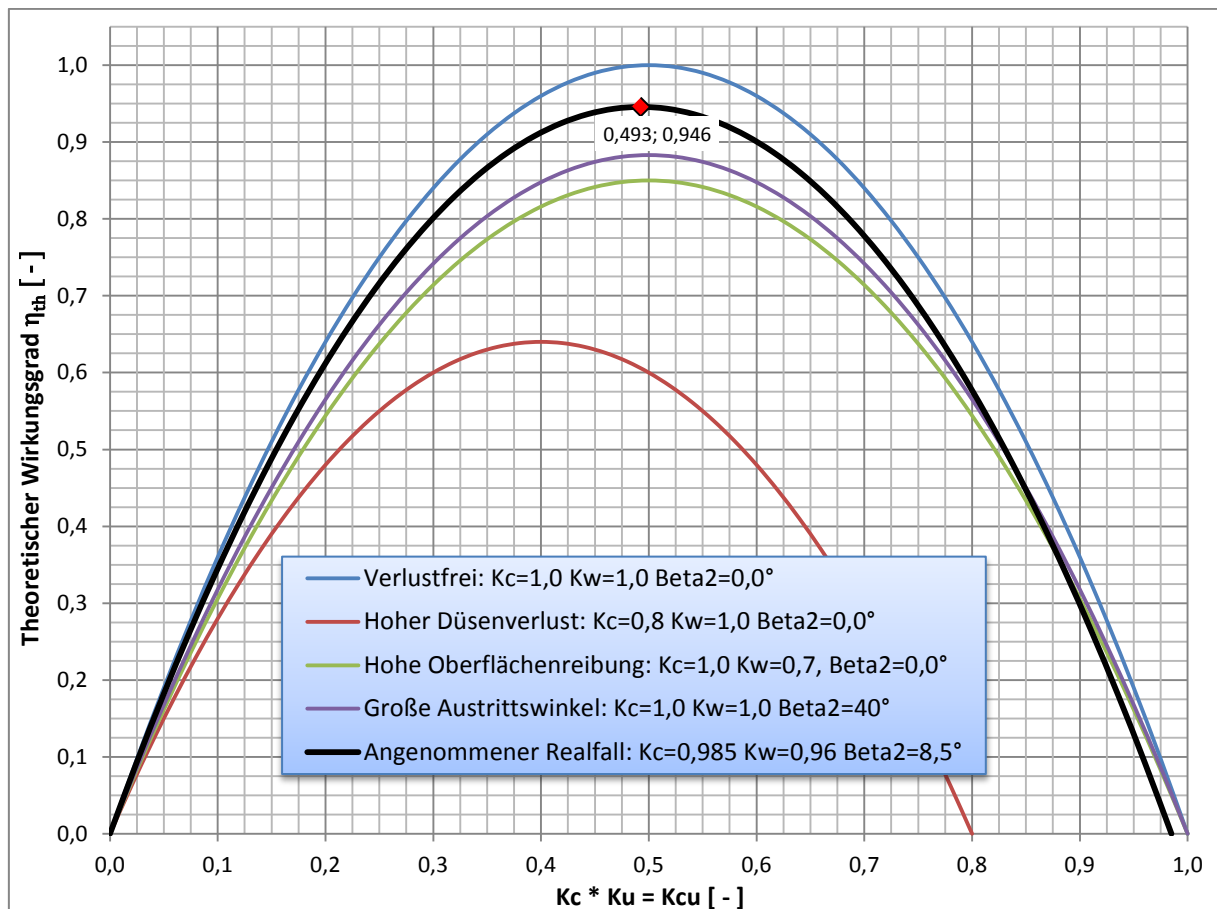


Abbildung 4-11: Theoretische Wirkungsgradverläufe von Pelton-Turbinen über Kcu

Somit wird deutlich, dass die Düsenverluste nicht nur eine Leistungsreduktion verursachen, sondern auch direkten Einfluss auf die Umfangsgeschwindigkeit und damit auf die optimale Drehzahl bzw. auf den noch zu definierenden Strahlkreis haben. Als Beispiel sind in Abbildung 4-11 die theoretischen Wirkungsgradverläufe von Pelton-Laufrädern in Abhängigkeit von der Parameterkombination $Kc \cdot Ku = Kcu$ für unterschiedliche Verlustannahmen aufgetragen.

4.3.1 Analyse der dimensionslosen Umfangsgeschwindigkeit

Bei ausgeführten Maschinen liegt das Geschwindigkeitsverhältnis Ku zwischen 0,44 und 0,49, was auf den ersten Blick relativ genau mit der ebenen Näherung übereinstimmt. Zur weiteren Berechnung des Strahlkreises ist jedoch das Streuband der ausgeführten Werte noch zu breit. Weiters wird bei der theoretischen Ermittlung von $Ku(\eta_{opt})$ keine Rücksicht auf die jeweilige spezifische Drehzahl sowie auf die Abführung des Triebwassers aus dem Läuferwirkungsbereich genommen.

Um diesen Einflüssen Rechnung tragen zu können, bietet es sich an, durch eine Analyse von ausgeführten Turbinenanlagen das Geschwindigkeitsverhältnis Ku als Funktion der

vorliegenden spezifischen Drehzahl, bezogen auf eine Düse, zu beschreiben. Solch eine statistische Auswertung wurde von [64] DE SIERVO & LUGARESÍ im Jahr 1978 veröffentlicht und basiert auf Daten von mehr als 90 Pelton-Turbinen, welche mehrheitlich in den Jahren 1960 bis 1976 errichtet wurden und einen Turbinenleistungsbereich von zwei bis mehr als 300 [MW] abdecken.

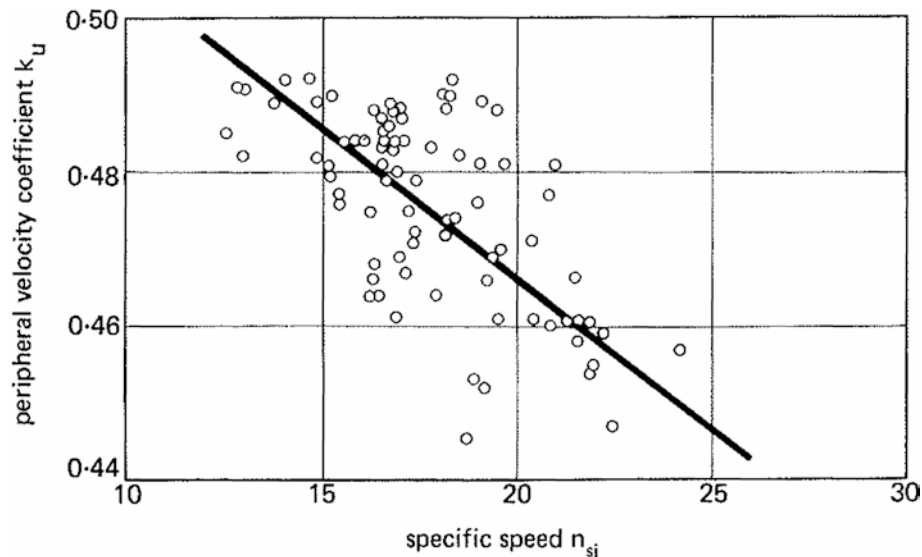


Abbildung 4-12: k_u über der spezifischen Drehzahl n_{sj} [64] DE SIERVO & LUGARESÍ; S. 3

Die Ergebnisse dieser Auswertung – inklusive einer Interpolationsgeraden – zeigt Abbildung 4-12, wobei zu beachten ist, dass die Autoren das Geschwindigkeitsverhältnis wie folgt angeben:

$$k_u = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = Kc \cdot Ku = Kcu \quad (4.35)$$

mit: k_uGeschwindigkeitsverhältnis lt. DE SIERVO [-] (entspricht Kcu)
 D_2Strahlkreisdurchmesser [m]

Demnach handelt es sich bei der Ordinate um die Parameterkombination $k_u = Kcu$, was bei der Analyse bestehender Anlagen insofern nachvollziehbar ist, als dass die Trennung der beiden Parameter schwierig ist. In dieser Arbeit wird trotzdem weiter die getrennte Definition bevorzugt, da der in der Düse entstehende Verlust – ausgedrückt durch Kc – im Grunde unabhängig von der spezifischen Drehzahl ist, was hingegen auf das Geschwindigkeitsverhältnis Ku nicht zutrifft.

Auch die an der Abszisse aufgetragene Definition der spezifischen Drehzahl stimmt nicht mit der in Gleichung (4.20) getroffenen Festlegung überein. Die Verfasser bedienten sich hier folgender, heute im Grunde nicht mehr angewandeter, Definition:

$$n_{sj} = n \cdot \frac{\left(\frac{P_t}{Z}\right)^{0,5}}{H_n^{5/4}} \cong 2,971 \cdot n_{q,D} \quad (4.36)$$

mit: n_{sj}Spezifische Drehzahl nach DE SIERVO [-]
 P_tTurbinenleistung [kW]

Die Unschärfe in der Umrechnung resultiert aus dem, mit der Turbinenleistung gekoppelten, Wirkungsgrad der hydraulischen Maschinen, der global auf 90 % geschätzt werden muss.

Deswegen wird heute in der Regel, zumindest in Europa, die bereits bekannte Form von $n_{q,D}$ verwendet. Für Kcu ergibt sich folglich, basierend auf der Regressionsgeraden aus Abbildung 4-12, die Interpolationsgleichung:

$$Kcu = 0,5445 - 0,01159 \cdot n_{q,D} \quad (4.37)$$

Allerdings sind bei der Verwendung dieser Funktion einige Punkte zu berücksichtigen: Die zugrunde liegende Studie analysierte Maschinen auf einem technologischen Stand von vor 40 Jahren oder mehr, die zudem hauptsächlich dem Regime der Großwasserkraft angehören. Dabei wurde auf mögliche Pegelschwankungen im Oberwasser durch Speicherbewirtschaftung nicht explizit Rücksicht genommen.

Aufgrund der Tatsache, dass bei realen Maschinen der Wirkungsgrad bei Überschreitung von $Ku(\eta_{opt})$ überproportional abfällt, was bei sinkender Fallhöhe oder einem geringen Speicherpegelstand vorkommen kann, wird dieser Betriebspunkt im Zuge der Auslegung normalerweise berücksichtigt.

Dementsprechend wird das Geschwindigkeitsverhältnis Ku bei Anlagen, die einen variablen Fallhöhenbereich abdecken, tendenziell tiefer gewählt als dies für den Nennbetriebspunkt (Sollpegel des Speichers) erforderlich ist. Somit ergibt sich eine gewisse Unschärfe, die dazu führen kann, dass die anhand der Gleichung (4.40) errechnete Parameterkombination Kcu bei höheren spezifischen Drehzahlen¹⁹ etwas zu niedrig errechnet wird.

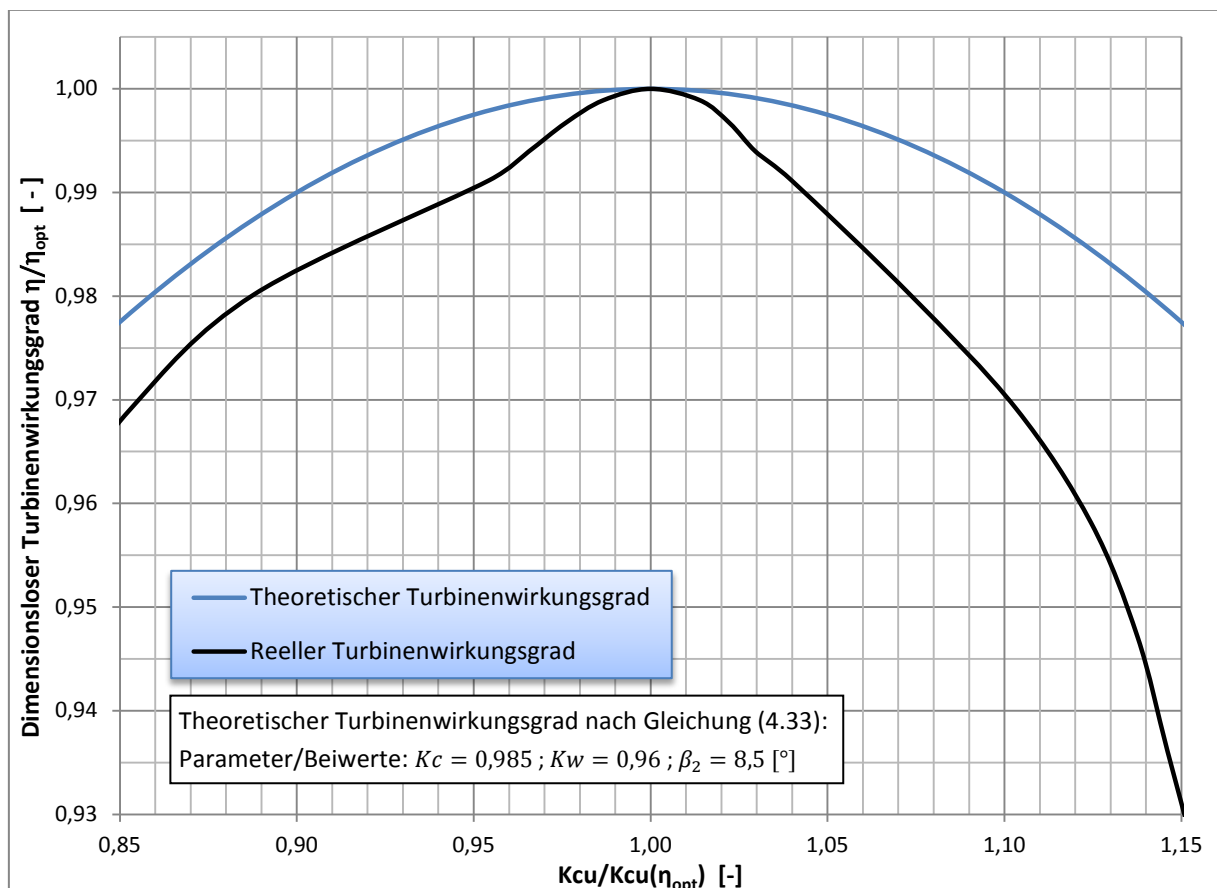


Abbildung 4-13: Theoretischer und reeller Wirkungsgradverlauf über $Kcu / Kcu(\eta_{opt})$

¹⁹ Pegeländerungen haben, relativ gesehen, mehr Einfluss auf die Nutzfallhöhe von Maschinen mit hoher spezifischer Drehzahl, da die geodätische Höhendifferenz tendenziell geringer ist.

In Abbildung 4-13 ist der Vergleich zwischen einem, entsprechend nach Gleichung (4.33) theoretisch errechneten und einem, von einer vermessenen Maschine,²⁰ abgeleiteten Wirkungsgradverlauf über $Kcu/Kcu(\eta_{opt})$ dargestellt. Die Abszissen- und die Ordinatenachse sind auf deren Bestwerte hinsichtlich des Wirkungsgrades bezogen, was den direkten Vergleich erleichtert. Der stärkere Abfall des Wirkungsgrades der reellen Maschine oberhalb von $Kcu/Kcu(\eta_{opt}) = 1$ – also bei zu hoher Geschwindigkeit des Läufers bzw. zu geringer Fallhöhe – ist deutlich und nicht durch Ventilationsverluste oder auf Basis von Kleinverlusten zu erklären. Ferner ist dieser, im Vergleich zum Bereich $Kcu/Kcu(\eta_{opt}) < 1$ überproportionale Rückgang unter den vorherrschenden Bedingungen am Becheraustritt und der dort stattfindenden Abfuhr des Triebwassers vom Peltonlaufrad zu suchen, worauf später noch eingegangen wird.

Zusätzlich ist bei Verwendung der Interpolationsgleichung nach DE SIERVO UND LUGARESÌ im Zuge der Festlegung der Laufzahl zu bedenken, dass der von den Autoren untersuchte Bereich der spezifischen Drehzahlen Werte zwischen 4,2 und 7,6 abdeckt, was für Großanlagen durchaus geeignet ist. Bei Kleinwasserkraftwerken kommen allerdings auch spezifische Drehzahlen von $2 \leq n_{q,D} \leq 4,2$ vor, welche keine Berücksichtigung fanden. Das könnte den Trugschluss ermöglichen, die gefundene Ausgleichsgerade sei in Richtung kleinerer $n_{q,D}$ extrapolierbar, was jedoch nicht der Realität entspricht, da der y-Achsenabschnitt der Geradengleichung (4.40) mit einem Wert von 0,5445 selbst bei einer verlustfreien Düse über $Ku(\eta_{opt}) = Kc/2 = 0,5$ liegt.

Folglich bedarf es bei so mancher Kleinwasserkraftanlage bzw. spezifisch kleinen Drehzahlen entweder einer Erweiterung der statistischen Daten oder einer geeigneten Modellbildung. Für Letztere können, auf Basis gewünschter Austrittsverhältnisse am ebenen Schnitt eines Peltonbechers, zwei einfache, praktikable Ansätze für eine Ober- und Untergrenze des Geschwindigkeitsverhältnisses Ku auf die folgende Weise dargestellt werden.

a) Ermittlung einer fiktiven Untergrenze für das Geschwindigkeitsverhältnis Ku

Betrachtet man die Geschwindigkeitsdreiecke aus Abbildung 4-10 mit der Forderung nach einer möglichst direkten – also im rechten Winkel zur Rotationsrichtung stehenden – Triebwasserableitung, so ist es naheliegend, die Umfangskomponente der Geschwindigkeit c_{2u} gegen Null gehen zu lassen. Somit folgt aus Gleichung (4.28):

$$u = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (4.38)$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen (4.31) und (4.32) sowie diverse Umformungen erhält man eine Richtgröße zur Wahl von Ku , auf Basis des Austrittswinkels und der Oberflächenreibung im Becher.

$$Ku_{min} = \frac{Kw \cdot \cos \beta_2}{1 + Kw \cdot \cos \beta_2} \quad (4.39)$$

Damit die Abströmung nicht bereits im Nennauslegepunkt der nachfolgenden Schaufel entgegen gerichtet wird, was einem negativen c_{u2} entspricht, wird mit vorstehendem Ansatz eine fiktive Untergrenze berechnet.

²⁰ Die für diese Darstellung notwendigen Daten der reellen Maschine wurden mithilfe eines vertikalen Schnittes ($\phi = \text{Konstant}$) durch ein Muscheldiagramm mit $n_{q,D-opt} = 4,5$ erzeugt.

b) Ermittlung einer fiktiven Obergrenze für das Geschwindigkeitsverhältnis Ku

Als Gegenstück zum vorangegangenen Ansatz kann zur Modellbildung angenommen werden, dass die Strömungsgeschwindigkeit c_2 am Austritt normal auf die entsprechende Relativgeschwindigkeit w_2 stehen soll, um im Bereich des Becherrandes ein sauberes Ablösen des Wasserfilms zu ermöglichen. Neben dem Ansatz zur Bestimmung von Ku_{min} ist dies in der nachfolgenden Abbildung 4-14 auf der rechten Seite dargestellt:

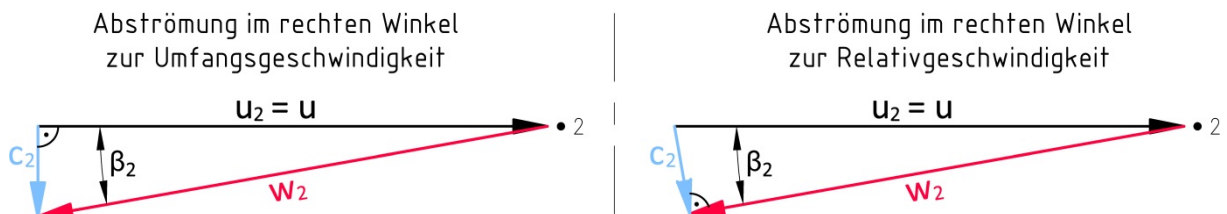


Abbildung 4-14: Geschwindigkeitsdreiecke am Austritt bei Ku_{min} und Ku_{max}

Es gilt daher zur Bestimmung von Ku_{max} :

$$w_2 \cdot \cos \beta_2 = u \quad (4.40)$$

Wiederum ergibt sich durch Einsetzen und Umformen der Gleichungen (4.31) und (4.32) eine vom Austrittswinkel und der Oberflächenreibung abhängige Beziehung:

$$Ku_{max} = \frac{Kw}{Kw + \cos \beta_2} \quad (4.41)$$

Mit den Gleichungen (4.39) und (4.41) sind zwei Beziehungen zur Bestimmung des Geschwindigkeitsverhältnisses Ku vorgestellt worden, die lediglich vom Verlustbeiwert des Peltonbechers und vom Austrittswinkel abhängig sind. Für die Abbildung eines realen Falls – sofern man bei einer ebenen Näherung davon sprechen kann – müssen die beiden Parameter eingegrenzt werden.

Für den Schaufelaustrittswinkel β_2 gibt [65] ZHANG; S. 116 die folgende – nachstehend entsprechend der in dieser Arbeit verwendeten Definition von n_q umgewandelte – Funktion an:

$$\beta_2 \geq \tan^{-1}(0,02 \cdot n_q + 0,05) \quad (4.42)$$

Bei der Verwendung dieser Funktion ist zu bedenken, dass im Zuge ihrer Herleitung von einer der Becherwandstärke äquivalenten Wasserfilmdicke ausgegangen wurde, was nur näherungsweise der praktischen Auslegung einer Peltonschaufel entspricht.

Ebenso wird keine Rücksicht auf die, von der spezifischen Drehzahl abhängige, Abweichung des tatsächlichen Strömungswinkels β'_2 vom Schaufelaustrittswinkel β_2 genommen. Diese Winkelübertreibung $\Delta\beta_2$ liegt in einem Bereich von 5 bis 8 [°] und nimmt gemäß [57] RAABE; S. 459 bei steigendem $n_{q,D}$ zu. Es bietet sich dementsprechend ein Vergleich zwischen dem Ansatz gemäß Gleichung (4.42) und ausgeführten Laufrädern an, was in Abbildung 4-15 dargestellt wird:

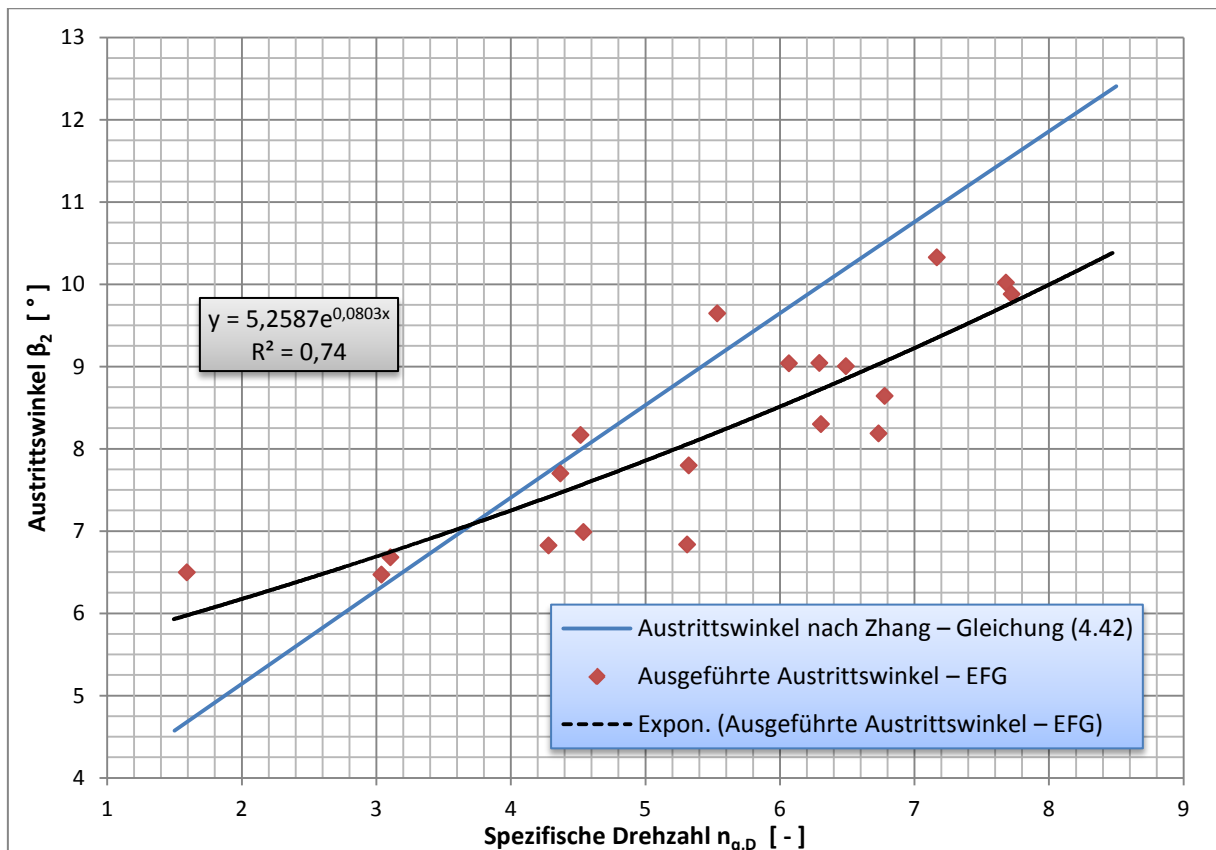


Abbildung 4-15: Vergleich von berechneten und ausgeführten Austrittswinkeln β_2

Gemäß der vorstehenden Abbildung 4-15 kann die Aussage bestätigt werden, dass die Austrittswinkel, gemessen am ebenen Schnitt, mit steigender spezifischer Drehzahl zunehmen. Dieser Anstieg ist bei ausgeführten Laufrädern jedoch weniger ausgeprägt, als es der vereinfachende Ansatz gemäß Gleichung (4.42) vermuten lässt, was mitunter auf die Abhängigkeit der Winkelüberhöhung $\Delta\beta_2$ von der spezifischen Drehzahl zurückzuführen ist. Deshalb wird in weiterer Folge mit der Ausgleichsfunktion gemäß Abbildung 4-15 gearbeitet:

$$\beta_2 = 5,2587 \cdot e^{0,0803 \cdot n_{q,D}} \quad (4.43)$$

Die Verwendung dieser Funktion bei der Abschätzung des Schaufelaustrittswinkels schließt indirekt die Berücksichtigung der Winkelüberhöhung mit ein. Die tatsächliche Wandstärke des Becherrandes, welche im Grunde der Verursacher der Wertestreuung ist, bleibt aber wiederum unberücksichtigt, was im Falle der ebenen Näherung dennoch akzeptiert werden kann und folglich für die Bestimmung von Ku_{min} und Ku_{max} den ersten der beiden notwendigen Parameter liefert.

Um die Größe der Reibungsverluste, die im Zuge der Durch-/Überströmung des Peltonbeckers entstehen, abschätzen bzw. im Verlustbeiwert K_w des Beckers zusammenfassen zu können, bietet sich eine globale Verlustbetrachtung innerhalb der Systemgrenzen einer Pelton-Turbine an. Nach [66] ZHANG; S. 3 gelten, für übliche Bereiche der spezifischen Drehzahlen, die in Tabelle 4-4 angeführten Größenordnungen.

Ergänzend dazu gilt für unterschiedliche Lastpunkte (30 bis 100 % von P_n) einer Turbine, die von [67] RIEDELBAUCH in Anhang 4 abgebildete, angenäherte Verlustaufteilung für eine 250 [MW]-Pelton-Turbine.

Tabelle 4-4: Verluste in Pelton-turbinen nach [66] ZHANG; S. 3

Düsenverluste:	~ 1-2 %	Berücksichtigt in: K_c
Austrittsverluste:	< 1,0 %	= $f(\beta_2)$
Ventilationsverluste:	0,5 %	-
Spritzwasserverluste und Tropfenschlag:	~ 0,5-1 %	-
Andere Kleinverluste:	~ 1,0 %	-
Reibungsabhängige Verluste:	~ 4-10 %	Berücksichtigt in: K_w

Auf die gesamte Turbine, beginnend mit dem Eintritt in die Düsen bis hin zur Nutzleistung an der Welle, kann nachfolgende Gleichung angewendet werden:

$$\eta_{Tu} = \eta_{th} \cdot \eta_{vent} \cdot \eta_{spw} \cdot \eta_{KV} \quad (4.44)$$

mit: η_{Tu}Turbinenwirkungsgrad [-]
 η_{th}Theoretischer Wirkungsgrad [-] (Gleichung (4.33))
 η_{vent}Wirkungsgrad infolge der Ventilation [-]
 η_{spw}Wirkungsgrad infolge von Spritzwasser [-]
 η_{KV}Wirkungsgrad infolge von Kleinverlusten [-]

Moderne Pelton-Turbinen erreichen – bei guten Proportionen – Wirkungsgrade von bis zu 92 % [68]; S. 11, was im Umkehrschluss die Möglichkeit eröffnet, den hierfür erforderlichen theoretischen Wirkungsgrad η_{th} wie folgt abzuleiten:

$$\eta_{th} = \frac{\eta_{Tu}}{\eta_{vent} \cdot \eta_{spw} \cdot \eta_{KV}} = \frac{0,92}{0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,99} = 0,9434 \quad (4.45)$$

Der theoretische Wirkungsgrad beschreibt die Summe der Düsen-, Austritts- und Reibungsverluste, die in den bereits bekannten Parametern zusammengefasst sind. Aus der Gleichung (4.33) folgt durch Umformung:

$$K_w = \frac{1}{\cos \beta_2} \cdot \left(\frac{\eta_{th}}{2 \cdot K_u \cdot K_c^2 \cdot (1 - K_u)} - 1 \right) \quad (4.46)$$

Diese Gleichung setzt allerdings das Wissen um das an dieser Stelle noch zu bestimmende Geschwindigkeitsverhältnis K_u voraus, weshalb in einer ersten Näherung $K_u = K_c/2$ gelten soll:

$$K_w \cong \frac{1}{\cos \beta_2} \cdot \left(\frac{\eta_{th}}{K_c^3 \cdot \left(1 - \frac{K_c}{2}\right)} - 1 \right) \quad (4.47)$$

Verwendet man für den Verlustbeiwert der Düse $K_c = 0,985$, und nimmt man einen mittleren Austrittswinkel von $\beta_2 = 8$ [°] an, ergibt sich für den Verlustbeiwert im Peltonbecher eine Größenordnung von $K_w \cong 0,954$. Dies entspricht in etwa dem von [57] RAABE; S. 459 angegebenen, auf Erfahrungen beruhenden Bereich von $0,93 \leq K_w \leq 0,98$ bzw. den Stillstands-Messungen von [69] TAYGUN; S. 43, der für K_w einen Wert von 0,96 ermittelte.

Im Hinblick auf den, durch die vorstehende Gleichung geschätzten, Verlustbeiwert K_w muss berücksichtigt werden, dass von einem realen Gesamtwirkungsgrad der Turbine

ausgegangen wird. Demnach liegt in der Summe der Annahmen eine gewisse Unsicherheit, die nicht ignoriert werden kann. Ebenso werden bei der Abschätzung des Parameters Kw alle Verlustquellen – wie z. B. Wasserverluste über den Ausschnitt sowie Verluste beim Anschnitt des Freistrahls etc. – über den gesamten Bechereingriff miteingerechnet und der ebenen Näherung aufgeprägt. Daraus folgt, dass die, mittels Gleichung (4.47) berechnete, Größenordnung für den Verlustbeiwert im Peltonbecher bei der vereinfachten Betrachtung an der ebenen Näherung die Untergrenze darstellt, weshalb für die weiteren Berechnungen der Reibungseinfluss mit dem Wert von $Kw = 0,96$ festgelegt wird.

Zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverhältnisse Ku_{min} und Ku_{max} sind damit alle erforderlichen Gleichungen und Größen ermittelt. Demzufolge ergeben sich gemäß den Gleichungen (4.39) und (4.41) sowie unter Berücksichtigung des zuvor beschriebenen Ablaufes die in Abbildung 4-16 dargestellten, von der spezifischen Drehzahl abhängigen Verläufe:

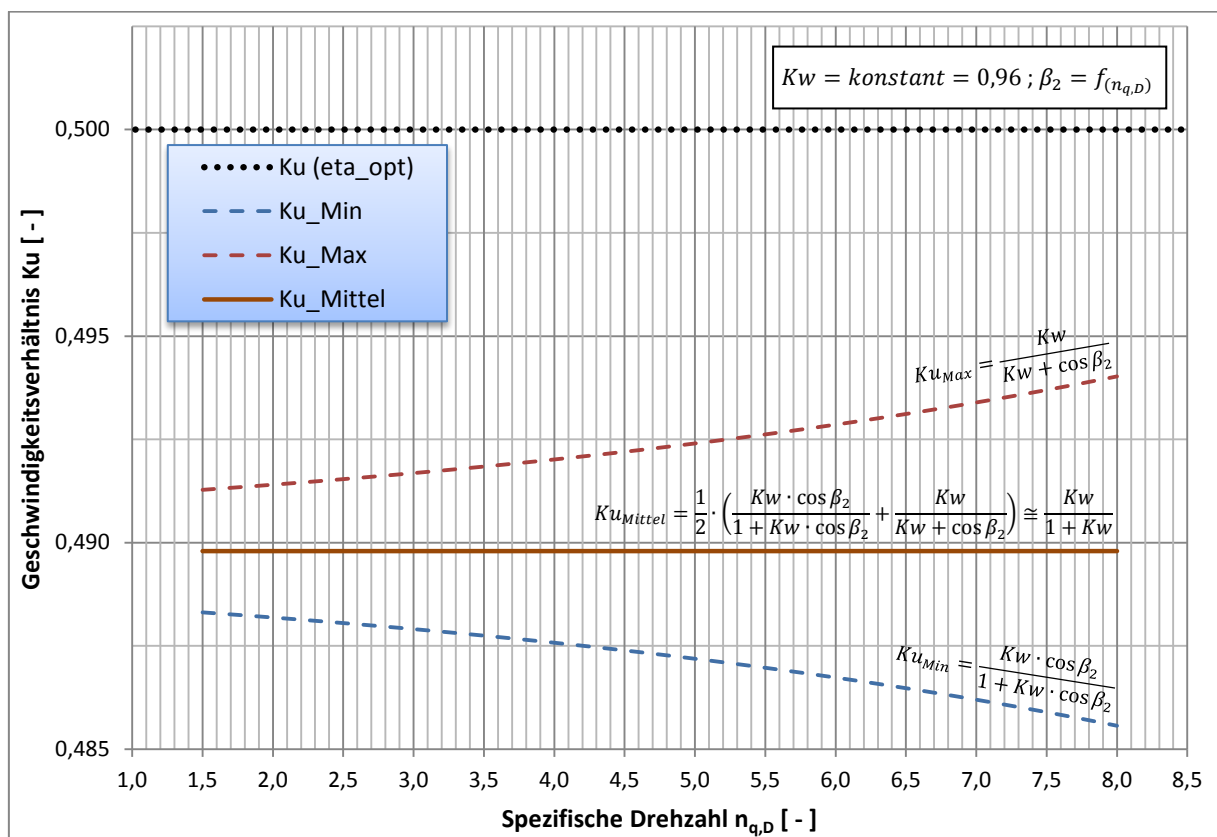


Abbildung 4-16: Verlauf von Ku_{Max} , Ku_{Min} und Ku_{Mittel} als $f(n_{q,D})$

Beide Kurvenzüge der Näherungen Ku_{min} und Ku_{max} zeigen eine leichte Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl. Aufgrund des mit $Kw = 0,96$ fixierten Verlustbeiwerts des Peltonbeckers ist diese Abhängigkeit somit lediglich durch den Austrittswinkel β_2 gegeben. Für eine weitere Bearbeitung ist es von Vorteil, aus den Gleichungen (4.39) und (4.41) einen Mittelwert Ku_{Mittel} zu bilden:

$$Ku_{Mittel} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{Kw \cdot \cos \beta_2}{1 + Kw \cdot \cos \beta_2} + \frac{Kw}{Kw + \cos \beta_2} \right) \cong \frac{Kw}{1 + Kw} \quad (4.48)$$

Da der Austrittswinkel β_2 zum einen sehr klein ist und zum anderen nur wenig von der spezifischen Drehzahl beeinflusst wird, kann die Gleichung (4.48) dahingehend vereinfacht werden:

$$Ku_{Mittel} \cong \frac{Kw}{1 + Kw} \quad (4.49)$$

Es ergibt sich also für die Funktion Ku_{Mittel} die in Abbildung 4-16 eingezeichnete Gerade, deren y-Achsenwert lediglich durch den Verlustparameter des Peltonbechers beeinflusst wird. Bei reibungsfreier Strömung wird $Kw = 1$ und folglich $Ku_{Mittel} = 0,5 = Ku(\eta_{opt})$. Aufgrund der, in der realen Schaufel vorhandenen, Reibung wird weiters – unter der Voraussetzung der Austrittsbedingungen gemäß Abbildung 4-14 – die dimensionslose Geschwindigkeit Ku kleiner als das theoretische Optimum mit $Ku(\eta_{opt}) = 0,5$, was auch den Erkenntnissen gemäß Abbildung 4-13 entspricht.

Vergleicht man für die dimensionslose Geschwindigkeit, auf der Basis von theoretischen Ansätzen am ebenen Schnitt, den nach Gleichung (4.49) gefundenen Mittelwert Ku_{Mittel} mit der von [64] DE SIERVO & LUGARESİ vorgestellten Interpolationsgleichung (4.37), so ergeben sich die in der nachfolgenden Abbildung dargestellten Verläufe:

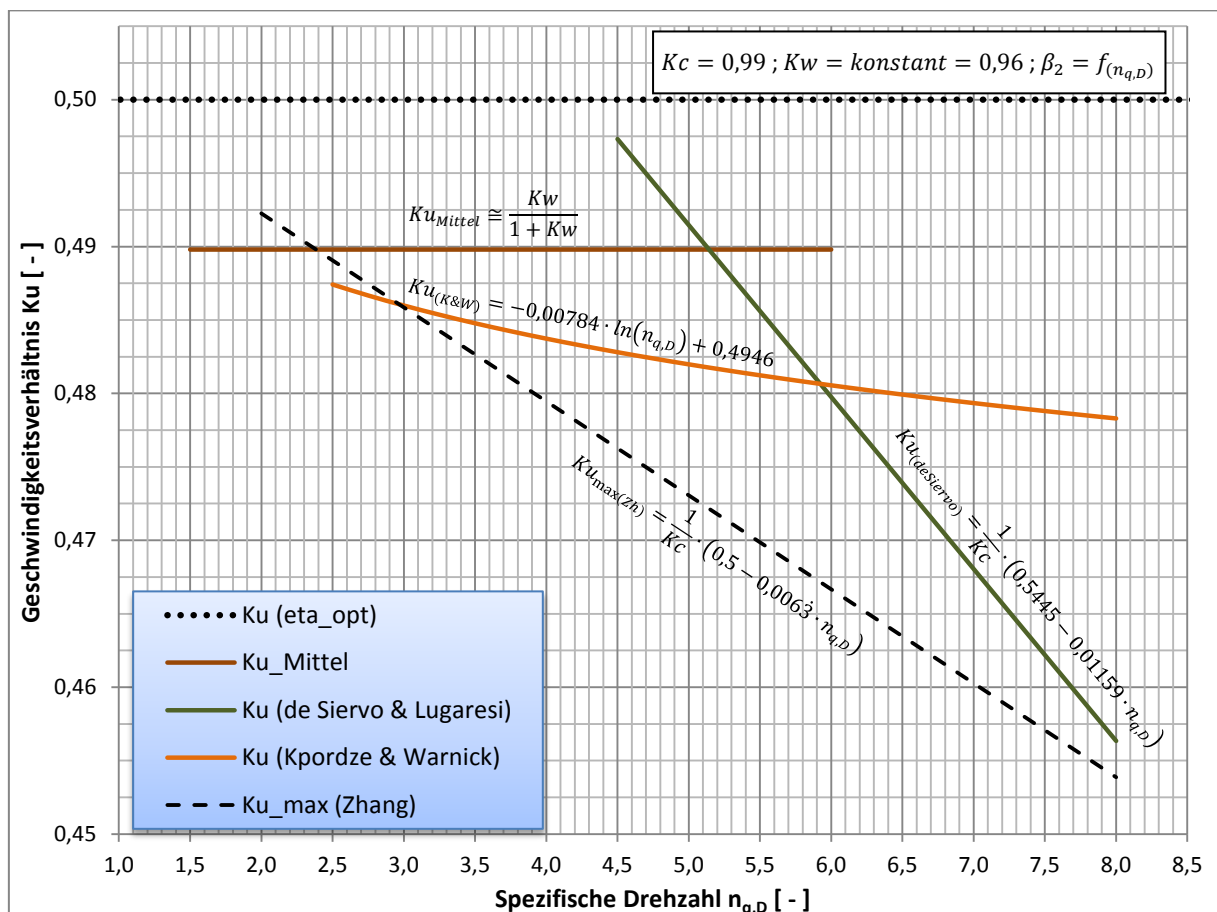


Abbildung 4-17: Übersicht der Näherungen für Ku als $f(n_{q,D})$

Oberhalb von $n_{q,D} \sim 5$ ergibt sich eine signifikante Abweichung zwischen dem vorgestellten Modell und der statistisch durch DE SIERVO UND LUGARESİ ermittelten Regressionsgeraden. Das deutet darauf hin, dass die alleinige Betrachtung der Strömung am Austritt der ebenen Näherung nicht ausreichend ist, um die komplexen Vorgänge für höhere spezifische

Drehzahlen abzubilden. Trotzdem sollte unterhalb des Geltungsbereiches der empirischen Analyse – also unterhalb von $n_{q,D} \sim 4,5 - 5$ – dem theoretischen Näherungsansatz für Ku_{Mittel} gefolgt werden.

Indirekt wurde bereits unter Punkt 4.1 im Zuge der Vorauswahl der Turbinentypen, die, analog zur spezifischen Drehzahl veränderliche, dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit Ku berücksichtigt. In dem von [51] KPODZE & WARNICK vorgestelltem Auswahlverfahren beinhalten die Regressionsgleichungen der Pelton-Turbinen die jeweiligen, bei den analysierten Maschinen ausgeführten, Geschwindigkeitsverhältnisse. Berechnet man mithilfe der Gleichungen (4.8), (4.9) und (4.35) für ein breites Spektrum an H - Q -Kombinationen die dimensionslosen Umfangsgeschwindigkeiten, so ergibt sich ein sehr schmales Band an charakteristischen Geschwindigkeitsverhältnissen bei variabler spezifischer Drehzahl. Darauf aufbauend lässt sich für $Ku_{(K\&W)}$ im Mittel folgende Näherungsfunktion angeben:

$$Ku_{(K\&W)} = -0,00784 \cdot \ln(n_{q,D}) + 0,4946 \quad (4.50)$$

mit: $Ku_{(K\&W)}$ Geschwindigkeitsverhältnis nach KPODZE [-]

Der Abbildung 4-17 kann entnommen werden, dass der mit Gleichung (4.50) gefundene Zusammenhang durchaus kompatibel zu den zuvor vorgestellten Interpolations- und Näherungsverfahren ist. Zum einen ist das Geschwindigkeitsverhältnis nach KPODZE keine von Kw abhängige Konstante, zum anderen zeigt die aus der Vordimensionierung abgeleitete Funktion einen weniger starken Abfall bei höheren spezifischen Drehzahlen als die Gleichung von DE SIERVO UND LUGARESÌ.

An dieser Stelle wird der Vollständigkeit halber noch auf die Definition der maximal zulässigen Laufzahl, die einem Maximum der Parameterkombination Kcu entspricht, nach [65] ZHANG; S. 123 hingewiesen. Der Autor geht im Zuge der Herleitung davon aus, dass das Triebwasser, welches an der Schaufelwurzel den Peltonbecher verlässt, mit der verbleibenden Restenergie ohne Berührung über das Rad hinweg fliegen muss, um keine negativen Einflüsse auf den Maschinenwirkungsgrad durch Spritzwasserverluste zu provozieren. Auf die in dieser Arbeit verwendete Definition der spezifischen Drehzahl umgerechnet folgt daraus:

$$Ku_{\max(zh)} = \frac{1}{Kc} \cdot (0,5 - 0,0063 \cdot n_{q,D}) \quad (4.51)$$

mit: $Ku_{\max(zh)}$ Geschwindigkeitsverhältnis nach ZHANG [-]

In Abbildung 4-17 wurde die vorstehende Funktion über der spezifischen Drehzahl mit einem konstanten Verlustbeiwert der Düse von $Kc = 0,99$ eingezeichnet. Man erkennt deutlich, dass die von ZHANG definierte Obergrenze unterhalb der Erfahrungswerte liegt. Da in der Praxis bei der Bestimmung des Geschwindigkeitsverhältnisses keine Differenzierung zwischen horizontaler und vertikaler Wellenlage gemacht wird, kann dieser Ansatz für die weiteren Betrachtungen außen vor gelassen werden.

Für die Anwendung der vorstehenden Modelle bzw. Ansätze gilt es zu beachten, dass im Zuge der Kombination der Daten von DE SIERVO UND LUGARESÌ sowie KPODZE UND WARNIK mit den theoretischen Überlegungen am ebenen Modell eines Peltonbechers, eine Vielzahl von Näherungen gemacht wurden. Der Reibungseinfluss innerhalb der Becher wurde vorstehend als eine von der spezifischen Drehzahl unabhängige Größe behandelt, was die Realität nicht exakt abbildet. Ebenso bleibt die Abhängigkeit der erreichbaren

Turbinenwirkungsgrade von den spezifischen Drehzahlen – wie sie auch von [59] JABERG; S. 236 gezeigt wird – unberücksichtigt. Da das Verhalten von Pelton-Turbinen der ebenen Näherung sehr ähnlich ist, die Empfindlichkeit der Wirkungsgrade – sofern Ku nicht zu hoch gewählt wird – verhältnismäßig gering ausfällt, und, zu guter Letzt, die jeweilige Bechergeometrie zusätzliche Eigenheiten im Hinblick auf das optimale Geschwindigkeitsverhältnis mit sich bringt, sind vorstehende Näherungen durchaus zulässig. Sofern kein anderslautender Modellversuch vorliegt, kann folglich für das Geschwindigkeitsverhältnis bereichsweise angegeben werden:

$$\begin{aligned}
 Ku_{(n_{q,D} \leq 5)} &= \begin{cases} \min(-0,00784 \cdot \ln(n_{q,D}) + 0,4946) \\ \max\left(\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{Kw \cdot \cos \beta_2}{1 + Kw \cdot \cos \beta_2} + \frac{Kw}{Kw + \cos \beta_2}\right)\right) \end{cases} \\
 Ku_{(5 < n_{q,D} < 6)} &= \begin{cases} \min(-0,00784 \cdot \ln(n_{q,D}) + 0,4946) \\ \max\left(\frac{1}{0,99} \cdot (0,5445 - 0,01159 \cdot n_{q,D})\right) \end{cases} \\
 Ku_{(n_{q,D} \leq 6)} &= \begin{cases} \min\left(\frac{1}{0,99} \cdot (0,5445 - 0,01159 \cdot n_{q,D})\right) \\ \max(-0,00784 \cdot \ln(n_{q,D}) + 0,4946) \end{cases}
 \end{aligned} \tag{4.52}$$

Die bereichsweise Einteilung der Gleichung (4.55) ist eine Folge der sich überschneidenden, mit unterschiedlichen Methoden gewonnenen Funktionen für die dimensionslose Geschwindigkeit Ku . Durch die Vereinheitlichung mithilfe einer passenden Ausgleichsfunktion kann die Handhabung wesentlich vereinfacht werden.

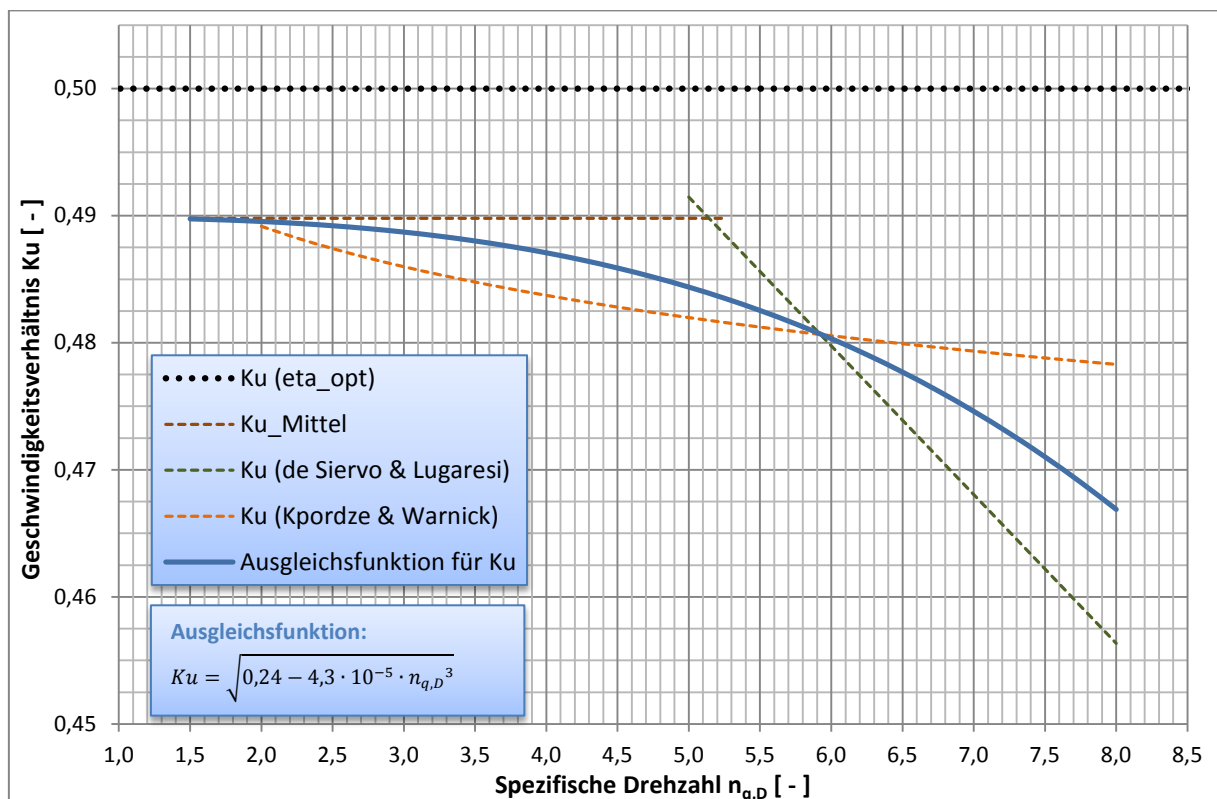


Abbildung 4-18: Ausgleichsfunktion für Ku als $f(n_{q,D})$

Als Ausgleichsfunktion gemäß den Mittelwerten der sektional zu lösenden Gleichung (4.55) kann folgende Funktion angegeben werden.

$$Ku = \sqrt{0,24 - 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot n_{q,D}^3} \quad (4.53)$$

Mithilfe der angegebenen Gleichung (4.56) ist es nun möglich, auf Basis der unter Punkt 4.1 abgeschätzten Drehzahlen und unter Berücksichtigung der Düsenanzahl z_D , den Strahlkreis der Läufer für beide verbliebenen Varianten zu berechnen. Für die Variante **V2** (6-düsige Pelton-turbine) gilt mit Bezug auf die Ausbauwassermenge:

$$D = \frac{60 \cdot Kcu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}{n \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0,469 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,807 \cdot 312,486}}{1000 \cdot \pi} = 0,701 \quad (4.54)$$

mit: D.....Strahlkreisdurchmesser [m]

$$n_{q,D} = n_{sync} \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \cdot \frac{1}{\sqrt{z_D}} = 1000 \cdot \frac{1,5^{1/2}}{312,486^{3/4}} \cdot \frac{1}{\sqrt{6}} = 6,7274 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$Ku = \sqrt{0,24 - 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot n_{q,D}^3} = 0,476$$

$$Kc = 0,985$$

$$Kcu = Kc \cdot Ku = 0,480 \cdot 0,985 = 0,469$$

Erwartungsgemäß ergibt sich für den Strahlkreis der sechsdüsigen Maschinenvariante, verglichen mit den im Zuge der Vorauswahl abgeschätzten, charakteristischen Laufradabmessungen (siehe auch Tabelle 4-2), ein nahezu identes Ergebnis. Aufgrund des Einflusses der spezifischen Drehzahl auf das Geschwindigkeitsverhältnis Ku ergibt sich für den Strahlkreisdurchmesser der 5-düsigen Turbinenvariante mit 0,695 [m] ein etwas kleinerer Wert.

Demnach kann die Schlussfolgerung getroffen werden, dass der Strahlkreisdurchmesser – bei gleichbleibender absoluter Drehzahl – nur gering von der spezifischen Drehzahl abhängt, was in dieser Weise auf andere Turbinentypen nicht zutrifft. Eine genauere Betrachtung ist hingegen für andere Parameter der Pelton-Turbine erforderlich, auf die Schnellläufigkeit deutliche Auswirkungen hat.

4.3.2 Einfluss der spezifischen Drehzahl auf Pelton-Turbinen

Bei allen hydraulischen Maschinen – und somit auch bei Pelton-Turbinen – existieren optimale Proportionen, die maximal mögliche Wirkungsgrade zulassen. Wie bereits unter Punkt 4.3 behandelt, arbeiten Pelton-Turbinen in einem spezifischen Drehzahlband von (1,5) $2 \leq n_{q,f(Q_d)} \leq 7,4$ (8,2), wobei zwischen $n_{q,f(Q_d)} = 4,5 - 5$ die höchsten Wirkungsgrade erzielbar sind.

Von diesem Standpunkt aus betrachtet wäre es denkbar, im Zuge der Maschinenauslegung die Drehzahl, und – mit Rücksicht auf die Abflusscharakteristik – die Düsenanzahl dementsprechend zu optimieren bzw. die bereits getroffene Vorauswahl neu zu bewerten. Um dies einfach und schnell zu ermöglichen, wurde von ESCHER-WYSS das nachstehend gezeigte Auswahldiagramm entwickelt, welches bei einer Fallhöhe von 300 bis 925 [m] eine spezifische Drehzahl von $n_{s \text{ brutto, Vollast, 1 Düse}} = 19$ zur Vorgabe hat. Umgerechnet auf die hier verwendete Definition, bedeutet $n_{q,D} = n_{s \text{ brutto}}/3,652 = 5,2$ eine nahezu optimale Auslegung hinsichtlich des Wirkungsgradverhaltens. Für Fallhöhen oberhalb von 925 [m]

wird die spezifische Drehzahl sukzessive reduziert und erreicht bei Fallhöhen von 1500 [m] einen Wert von $n_{s,brutto,Vollast,1\text{ Düse}} \sim 14,5$ bzw. $n_{q,D} \cong 4$.

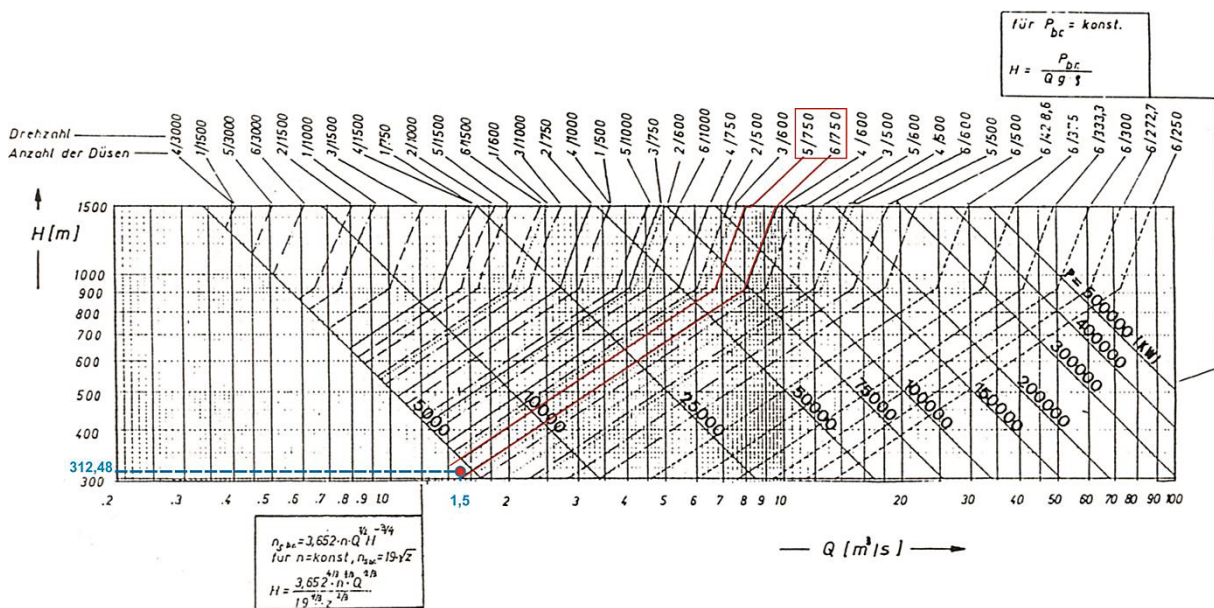


Abbildung 4-19: Auslegungsdiagramm für Pelton-Turbinen [70] ZIEGLER

Zeichnet man, auf Basis der festgelegten Anlagenenddaten, den Betriebspunkt der Maschine ein, so ergeben sich hinsichtlich der Drehzahl Abweichungen zu den Ergebnissen der Vorauswahl. Im Zuge der im Punkt 4.1 getroffenen Vorauswahl, wurde sowohl bei der 5- als auch bei der 6-düsigen Maschine eine Synchrondrehzahl von 1000 [min^{-1}] ermittelt, also in beiden Fällen eine höhere spezifische Drehzahl.

Diese Abweichung zwischen der Drehzahlwahl nach dem Prinzip der Wirkungsgradoptimierung und der, auf Erfahrungswerten basierenden, Vorauswahl erklärt sich im Grunde mit den für einen Maschinensatz anfallenden Kosten. Bei abnehmender Drehzahl steigt, bei gleichbleibenden Auslegedaten, die Maschinengröße, und damit nehmen die Material- und Fertigungskosten zu. Bei Anwendung der auf Bestandsanalysen fußenden Vorauswahlssystematik wurden diese Einflüsse indirekt berücksichtigt, wodurch sich der Drehzahlsprung erklären lässt. Demnach wird in der Praxis, durch das bewusste Abweichen von der optimalen spezifischen Drehzahlen und einer Tendenz zu schnellläufigeren Maschinen, ein etwas geringerer Wirkungsgrad in Kauf genommen.

Diesem Trend folgend, wurde in den vergangenen zwei Dekaden vermehrt versucht, die spezifischen Drehzahlen möglichst weit nach oben zu treiben. Hierbei ergeben sich allerdings technologische Grenzen, wie die Laufradfestigkeit, die höchstzulässige Generatordrehzahl sowie die Herstellbarkeit und die Strömungsverhältnisse am Pelton-Laufrad, wobei die ersten zwei Punkte in der Regel lediglich bei Großmaschinen einen limitierenden Einfluss haben.

Die Grenzen der Herstellbarkeit sowie die der Triebwasserströmung im und um den Läufer sind jedoch nicht bzw. nur wenig leistungsabhängig und müssen daher auch bei Kleinwasserkraftanlagen berücksichtigt werden. Hierfür ist eine Verbindung zwischen der spezifischen Drehzahl und den charakteristischen Abmessungen der Läufer erforderlich, welche in Anlehnung an [71] KUBOTA & KAWAKAMI wie folgt herzuleiten ist:

$$n_q = n \cdot \frac{Q_a^{1/2}}{H_n^{3/4}} \quad (4.55)$$

Der Durchfluss durch die Turbine wird in der Folge, unter Miteinbeziehung der Düsenanzahl, mit dem Strahldurchmesser ausgedrückt:

$$Q_a = Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \cdot z_D \quad (4.56)$$

Durch Umformen der Gleichung (4.54) kann die Nutzfallhöhe auch folgenderweise notiert werden:

$$H_n = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{D \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot Kcu} \right)^2 \quad (4.57)$$

Kombiniert man die Gleichungen (4.56) und (4.57), ergibt sich für die Wassermenge:

$$Q_a = \frac{D \cdot \pi^2 \cdot n \cdot d_0^2 \cdot Kc \cdot z_D}{240 \cdot Kcu} \quad (4.58)$$

Das Einsetzen der Fallhöhendefinition nach Gleichung (4.57) und des Durchflusses der Turbine gemäß Gleichung (4.58) in die Formel der spezifischen Drehzahl (4.55) führt nach einigen Umformungen zu:

$$n_q = \frac{30 \cdot Kcu \cdot d_0}{D} \cdot \left(\frac{z_D \cdot Kc}{\pi} \right)^{0,5} \cdot (2 \cdot g)^{0,75} \quad (4.59)$$

Fasst man die jeweiligen Konstanten zu einer zusammen, so folgt:

$$n_q = \frac{d_0}{D} \cdot z_D^{0,5} \cdot C_{nq} \quad \text{bzw.} \quad n_q = \left(\frac{D}{d_0} \right)^{-1} \cdot z_D^{0,5} \cdot C_{nq} \quad (4.60)$$

mit:

$$C_{nq} = 30 \cdot Kcu \cdot \left(\frac{Kc}{\pi} \right)^{0,5} \cdot (2 \cdot g)^{0,75}$$

Um die spezifische Drehzahl zu erhöhen, ist es demnach erforderlich, entweder den Strahldurchmesser d_0 bzw. die Düsenanzahl z_D zu erhöhen oder den Strahlkreisdurchmesser D zu verkleinern.

Bei Pelton-Turbinen hat sich, mit Ausnahme von einigen wenigen Experimenten, eine Düsenanzahl von sechs als Maximum für eine technisch sinnvolle Realisierung etabliert. Ebenso gibt es für das Verhältnis D/d_0 fertigungstechnische und strömungsabhängige Grenzen.

Vergrößert man, bei gleichbleibender Wassermenge und Düsenanzahl bzw. bei gleichbleibendem Strahldurchmesser, die Drehzahl, so wird der Strahlkreisdurchmesser D und damit das ganze Laufrad in seiner radialen Erstreckung kleiner. Da die optimale Becherbreite²¹ im Wesentlichen vom Durchmesser des Freistrahls, zusätzlich aber auch von der spezifischen Drehzahl abhängig ist, bleibt diese nicht gleich, sondern vergrößert sich etwas.

²¹ Mit Becherbreite ist hier die Innenbreite der hydraulisch benetzten Oberflächenkontur gemeint.

Daraus entsteht das geometrische Problem, die Peltonbecher am Umfang unterzubringen, weshalb auch deren Anzahl bei steigender spezifischer Drehzahl – oder kleiner werdendem Strahlkreis – sinken muss, wie Abbildung 4-20 zeigt:

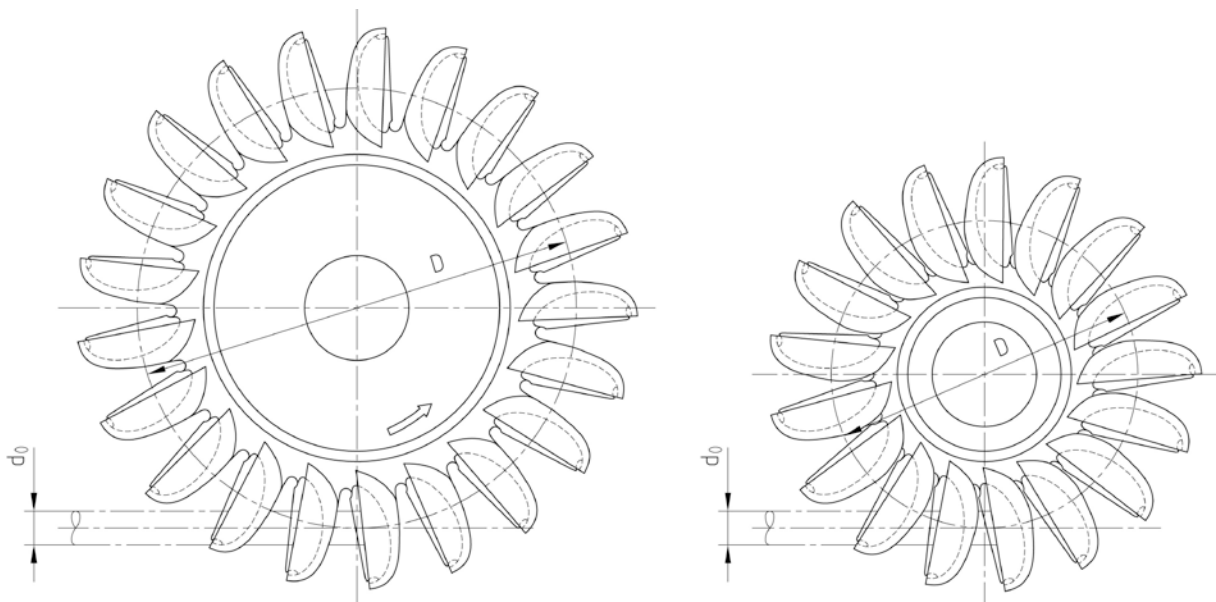


Abbildung 4-20: Pelton-Laufräder mit $D/d_0 = 13,1$ und $D/d_0 = 9,2$; $d_0 = \text{konstant}$

Anhand der Abbildung 4-20 ist ersichtlich, dass bei einem sehr kleinen D/d_0 die Becher so weit ins Zentrum rücken, dass sie der, dem zu übertragenden Drehmoment entsprechenden, Ausformung des Nabenkörpers im Wege stehen können. Dementsprechend ist an diesem Punkt, auch durch eine weitere Reduktion der Becheranzahl, keine Verkleinerung mehr möglich, ohne die Schaufelgeometrie massiv zu verändern. Ebenso wird durch die zunehmende Packung der einzelnen Becher am Umfang, die Fertigung des Läufers immer schwieriger bzw. eine frästechnische Herstellung mitunter sogar unmöglich. In der Praxis wird für moderne Konstruktionen ein $D/d_0 = 9$ als Untergrenze angesehen (vgl. [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 568), was einer spezifischen Drehzahl von $n_{q,D} \cong 8,2$ entspricht.

Ein weiterer Effekt, der bei hohen spezifischen Drehzahlen, respektive kleinen D/d_0 -Verhältnissen, auftritt, ist die Verlängerung des Beaufschlagungsbogens. Dieser definiert sich zwischen dem Punkt der beginnenden Interaktion des Freistrahls mit einem Peltonbecher und jener Position, an der dessen vollständige Entleerung stattgefunden hat. Ist Ersterer mithilfe der Läufergeometrie einfach zu ermitteln, kann Letzterer aufgrund der komplexen Strömungsverhältnisse mit analytischen Modellen bestenfalls näherungsweise abgeschätzt werden.

Beschränkt man sich daher rein auf die Darstellung des Eintritts eines Strahlstückes, kann daraus ein, auf den Freistrahleintritt reduzierter, Beaufschlagungsbogen ermittelt werden, wie er in Abbildung 4-21 dargestellt ist:

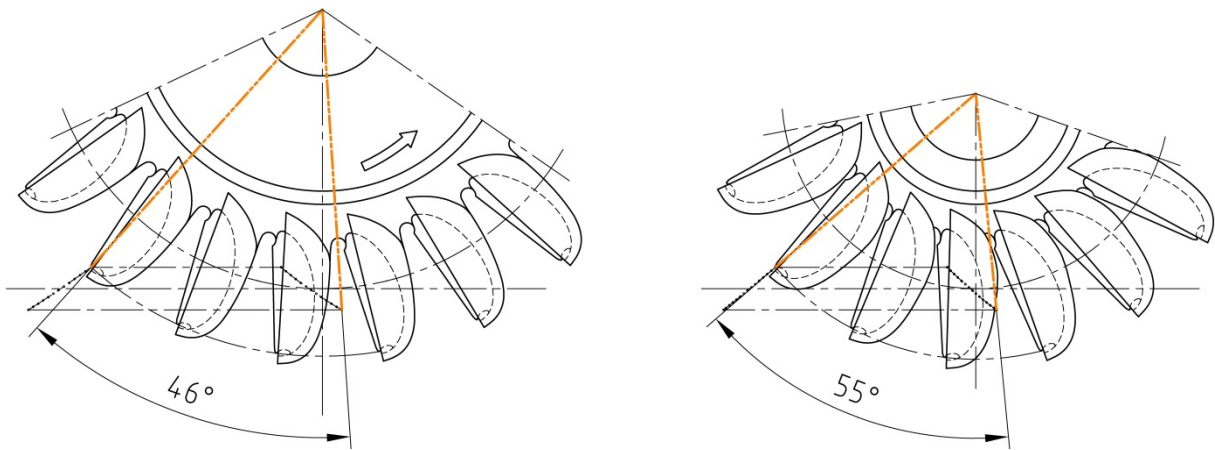


Abbildung 4-21: Eintritts-Beaufschlagungsbogen bei $D/d_0 = 13,1$ und $D/d_0 = 9,2$

Wie in Abbildung 4-21 gezeigt, trifft am linken Laufrad Triebwasser entlang eines Drehwinkels von $46 [^\circ]$ auf einen einzelnen Peltonbecher auf. Bei kleiner werdendem D/d_0 nimmt dieser Drehwinkel sukzessive zu und erreicht bei sehr hohen spezifischen Drehzahlen – abhängig von der Schaufelanzahl – sein Maximum bei 55 bis $60 [^\circ]$.

In weiterer Folge geht eine, in der Praxis zum Teil angewendete Näherung davon aus, dass zum vollständigen Entleeren eines Bechers zusätzlich der halbe Drehwinkel des Eintritts-Beaufschlagungsbogens benötigt wird. Für die in Abbildung 4-21 symbolisch dargestellten Laufräder mit den Verhältnissen $D/d_0 = 13,1$ und $D/d_0 = 9,2$ bedeutet dies, dass näherungsweise 69 bzw. $83 [^\circ]$ des Läuferumfangs mit einem einzelnen Freistrahls interagieren.

Zu beachten ist, dass gegen Ende des Strahleingriffs die Flusslinien im Peltonbecher, wie in Abbildung 4-22 dargestellt, radial nach außen in Richtung der Nebenschneiden verlaufen und sich damit gegen ein neuerliches Anschneiden eines weiteren Freistrahls richten. Daraus kann abgeleitet werden, dass die Anhebung der spezifischen Drehzahl der gesamten Maschine durch Maximierung der Düsenanzahl und Verkleinerung des Verhältnisses D/d_0 ihre Grenzen dann erreicht, wenn das letzte, aus einem Becher austretende Wasser mit einem nachfolgenden Freistrahls zu interagieren beginnt bzw. diesen stört. Durch diese wechselseitige Beeinflussung von austretendem Wasser und dem bei mehrdüsenigen Turbinen nachfolgenden Freistrahls empfiehlt es sich, folgende Differenzierung anzuwenden:

Tritt Triebwasser im Bereich der Becherausschnitte aus, noch bevor der nächste Freistrahls angeschnitten wird, was vor allem bei großen Öffnungen der Fall ist, so kommt es durch Tropfenschlag an dem nachfolgenden Düsenstrahl zu Störungen, die die Strahlqualität – und damit den Wirkungsgrad der Turbine – maßgeblich beeinflussen. Bei 5- und 6-düsenigen Maschinen kann diese Beeinflussung nach [72] NAKANISHI & KUBOTA sogar einen additiven Charakter ausbilden, demzufolge ab einer gewissen Öffnung durch die Störung eines Düsenstrahls mehr Wasser im Bereich der Nebenschneiden austritt, was wiederum den darauf folgenden Freistrahls noch stärker beeinflusst.

Diese Kausalitätskette wird von NAKANISHI auch als *DOMINO-EFFEKT* bezeichnet, durch den ab einer gewissen Düsenöffnung der Turbinenwirkungsgrad schlagartig einbricht. Geeignete Maßnahmen zum Strahlschutz können diesen Einflüssen jedoch weitgehend entgegen wirken, was z. B. durch [71] KUBOTA & KAWAKAMI beschrieben wird.

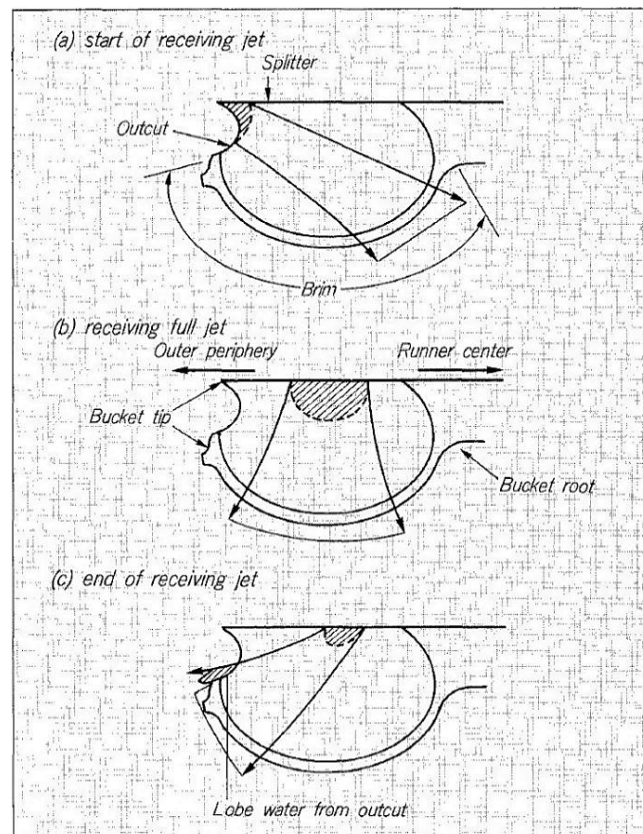


Abbildung 4-22: Flusslinien im Peltonbecher nach [71] KUBOTA & KAWAKAMI; S. 71

Wird die spezifische Drehzahl so weit angehoben, dass es zu einer Interaktion der Freistrahlen mit Triebwasser innerhalb der Peltonbecher kommt, können auch die besten Maßnahmen zum Strahlschutz nicht mehr greifen. Die Folgen sind ein Leistungpendeln bzw. ein Leistungseinbruch, begleitet von Vibrationen und Kavitation.

Durch spezielle, mit Rücksicht auf dieses Strömungsverhalten modifizierte, hydraulische Geometrien sowie durch Laufräder mit vergleichsweise hohen Schaufelzahlen lassen sich diese Grenzen etwas in Richtung größerer spezifischer Drehzahlen verschieben; das grundlegende Problem bleibt jedoch bestehen. Darum ergeben sich bei 5 und 6-düsigen Maschinen geringere spezifische Drehzahlen (pro Düse) als dies fertigungstechnisch möglich bzw. für die Drehmomentübertragung erforderlich wäre.

Aufgrund des Einflusses der jeweiligen Bechergeometrie ist es leider nicht möglich, für die beschriebenen Effekte genaue Grenzwerte anzugeben. Ein entsprechendes Verfahren auf Basis einer geometrischen Analyse wird zwar von [73] FUJII, et al. beschrieben; eine allgemeine Aussage lässt sich daraus aber nicht gewinnen.

Von [71] KUBOTA & KAWAKAMI wurde eine 6-düsige Pelton-turbine mit entsprechend implementierten Strahlschutzmaßnahmen und einer spezifischen Drehzahl von $n_q \cong 17,8$ bzw. $n_{q,D} = 7,26$ erfolgreich vermessen, was ungefähr einem D/d_0 von 10,3 entspricht. Im Rahmen einer neueren Untersuchung von [73] FUJII, et al. wurden Turbinen mit einer spezifischen Drehzahl von bis zu $n_q \cong 19$ bzw. $n_{q,D} = 7,75$ betrachtet. Bei den Kleinwasserkraftanlagen finden sich sogar 6-düsige Pelton-Turbinen mit spezifischen Drehzahlen von bis zu $n_q \sim 20$ und darüber hinaus, welche aber beinahe ausschließlich unter den vorstehend genannten, negativen Einflüssen – bis hin zum Nichterreichen der

Nennleistung – leiden. Zusätzlich zeigt sich laut [72] NAKANISHI & KUBOTA ein durch Strahlstörungen hervorgerufener, stark negativer *Scale-Effekt* zwischen den Modell- und Prototypenausführungen, der nach [74] BREKKE, vor allem bei hohen spezifischen Drehzahlen, die übliche Vorgehensweise der Wirkungsgradaufwertung verhindert. Weiters lässt der Einfluss der Nutzfallhöhe das optimale D/d_0 -Verhältnis nach [75] BREKKE zusätzlich steigen.

Um all diesen Einflüssen annähernd gerecht zu werden, und um in Folge die endgültige Entscheidung zwischen den beiden verbliebenen Turbinenvarianten für die Kraftwerksanlage HALLSTATT fällen zu können, bieten sich folgende Proportionen an, die sich in der Praxis bei Kleinwasserkraftanlagen bewährt haben:

Tabelle 4-5: Geometrieverhältnisse, n_q und $n_{q,D}$ bei Pelton-Turbinen für KKW

Düsenanzahl: z_D	min. Verhältnis: $D/d_{0(min)}$ [-]	max. spezifische Drehzahl: $n_{q,D}$ [min^{-1}]	max. spezifische Drehzahl: n_q [min^{-1}]
1	9,00	~ 8,20	~ 8,20
2	9,50	~ 7,75	~ 11,00
3	9,75	~ 7,54	~ 13,10
4	10,00	~ 7,35	~ 14,70
5	10,50	~ 7,00	~ 15,70
6	11,00	~ 6,68	~ 16,40

Die in Tabelle 4-5 zusammengefassten bzw. in Abbildung 4-23 grafisch dargestellten Daten sind als Empfehlungen und nicht als absolute Grenzwerte zu verstehen. Bei speziellen hydraulischen Geometrien lassen sich die spezifischen Drehzahlen auch noch etwas anheben bzw. steigern, wobei dies für den jeweiligen Einzelfall untersucht werden muss.

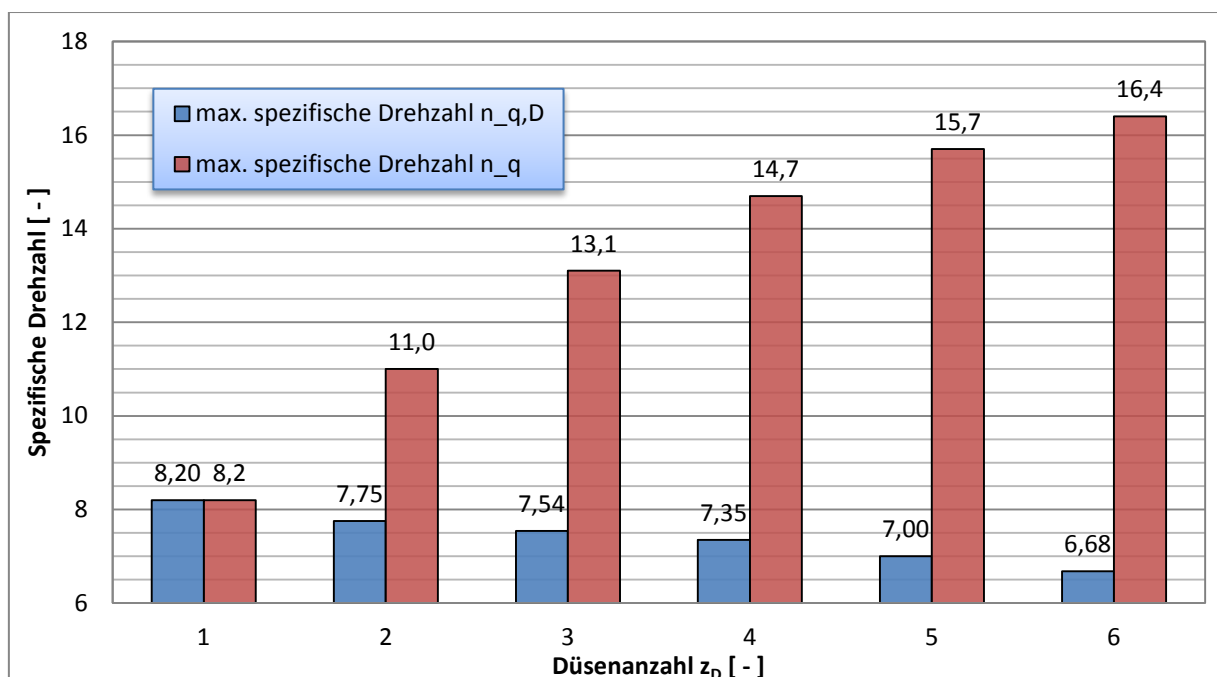


Abbildung 4-23: Empfohlene $n_{q,D}$ und n_q bei Pelton-Turbinen für KKW

Im Rahmen der Auslegung von 5- und 6-düsigen Turbinen laut vorstehender Kriterien ist auf möglichst umfangreiche Schutzmaßnahmen der Freistrahlen zu achten, andernfalls müssten die Werte nochmals in Richtung kleinerer spezifischer Drehzahlen korrigiert werden.

4.4 Fixierung der Ausführungsvariante

Die im vorangegangenen Kapitel aufgearbeiteten theoretischen Grundlagen von Pelton-Turbinen ermöglichen in weiterer Folge, eine fundierte Entscheidungsgrundlage zwischen den bereits vorab durch passende Methoden vorausgewählten Varianten **V1** (5-düsige PT) und **V2** (6-düsige PT) herauszuarbeiten.

Der Unterschied zwischen den beiden Maschinenversionen liegt einzig und allein in der Anzahl der vorgesehenen Peltondüsen (vgl. Tabelle 4-2), nachdem die Maschinendrehzahl durch die auf Anhalten basierenden Methoden jeweils mit 1000 [min⁻¹] abgeschätzt wurde.

Dem steht die Maschinenauswahl mit Hilfe des in Abbildung 4-19 dargestellten Auslegungsdiagramms für Pelton-Turbinen nach [70] ZIEGLER entgegen, die zwar zu denselben Düsenanzahlen, jedoch in beiden Fällen – mit 750 [min⁻¹] – zu niedrigeren Drehzahlen führt.

An dieser Stelle wird nochmals auf die Zieldefinition für Turbinen in Kleinwasserkraftwerken verwiesen, die bereits zu Beginn des Punktes 4.3.2 ausgeführt wurde. Diese lässt sich dahingehend zusammenfassen, dass die elektromechanische Ausrüstung so klein wie möglich, und damit verbunden, auch so günstig wie möglich zu bauen ist, wobei gleichzeitig massive Wirkungsgradeinbußen vermieden werden müssen. Es liegt demnach auf der Hand, die in Tabelle 4-5 zusammengefassten, empfohlenen spezifischen Drehzahlgrenzen als Basis für die Auswahl heranzuziehen. Dies kann zum einen dadurch erfolgen, dass für beide Maschinenvarianten die charakteristischen Geometrieverhältnisse berechnet und mit den vorstehend angeführten Werten verglichen werden. Zum anderen ist es möglich, auf der Basis von minimal erforderlichen D/d_0 -Verhältnissen, in Kombination mit den zur Verfügung stehenden Synchrondrehzahlen, entsprechende Kennfelder zu ermitteln:

$$\frac{D}{d_0} = \frac{60 \cdot Kc \cdot Ku \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}}{n \cdot \pi} \cdot \left(\frac{4 \cdot Q_a}{z_D \cdot \pi \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \right)^{-1/2} \quad (4.61)$$

Mittels Umformen erhält man:

$$\left(\frac{D}{d_0} \right)^2 = \frac{900 \cdot Kc^3 \cdot Ku^2 \cdot z_D \cdot (2 \cdot g \cdot H_n)^{3/2}}{Q_a \cdot n_{sync}^2 \cdot \pi} \quad (4.62)$$

Löst man die Gleichung nach der Fallhöhe auf, so entsteht daraus:

$$H_n = \left[\left(\frac{D}{d_0} \right)^2 \cdot \frac{Q_a \cdot n_{sync}^2 \cdot \pi}{z_D \cdot 900 \cdot Kc^3 \cdot Ku^2 \cdot (2 \cdot g)^{3/2}} \right]^{2/3} \quad (4.63)$$

Basierend auf den in Tabelle 4-5 zusammengefassten Geometrieverhältnissen und einen fixen Düsenverlust von $Kc = 0,985$ sowie durch die Anwendung der Gleichungen (4.53) für die dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit Ku , ergibt sich für 5 und 6-düsige Peltonturbinen:

$$H_{n-5D} = \left[\frac{Q_a \cdot n_{sync}^2}{243,35} \right]^{2/3} \quad \text{bzw.} \quad H_{n-6D} = \left[\frac{Q_a \cdot n_{sync}^2}{268,32} \right]^{2/3} \quad (4.64)$$

Mithilfe der durch die Gleichung (4.10) bekannten Synchrondrehzahlen ist es in Verbindung mit den gefundenen Zusammenhängen möglich, entsprechende Drehzahlkennfelder in ein Q - H -Diagramm einzuzichnen, was in den zwei nachfolgenden Abbildungen gezeigt wird.

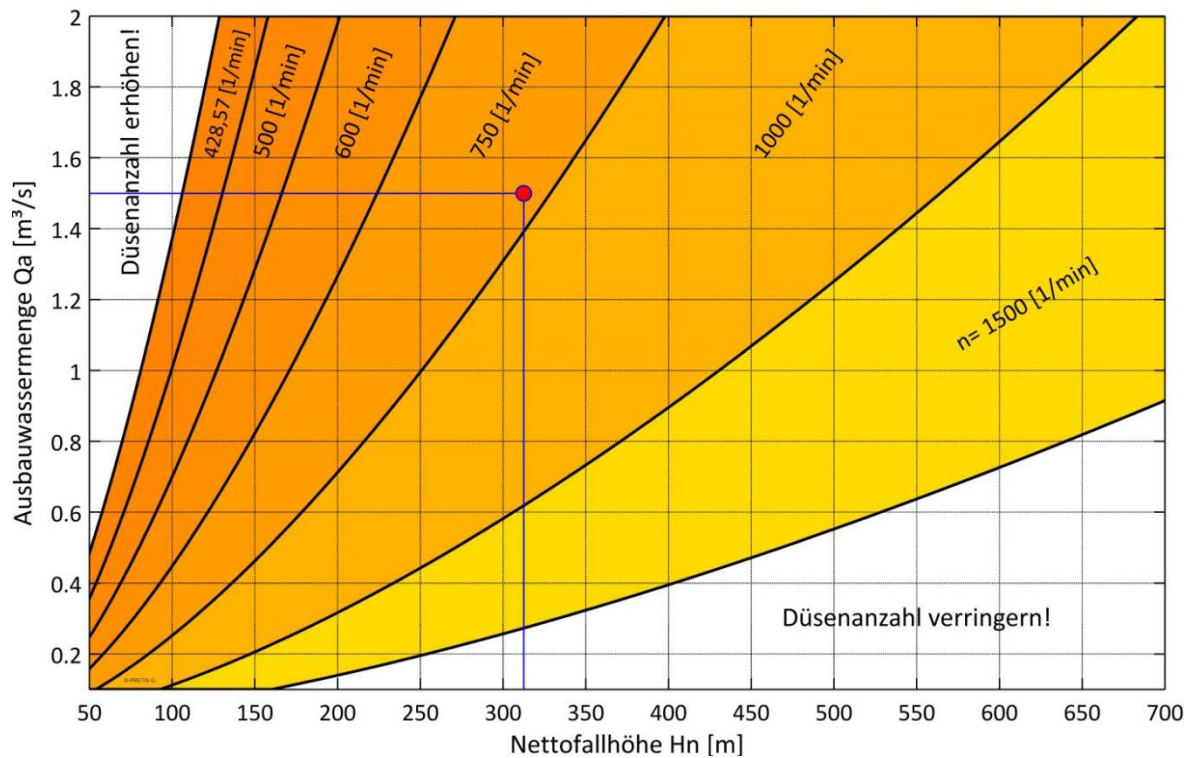


Abbildung 4-24: Drehzahl-Auswahldiagramm für 5-düsige Pelton-Turbinen

Wie aus Abbildung 4-24 hervorgeht, liegt der eingezeichnete Nennbetriebspunkt der Anlage HALLSTATT, bei Verwendung einer 5-düsigen Pelton-Turbine, im Kennfeld für 750 min^{-1} .

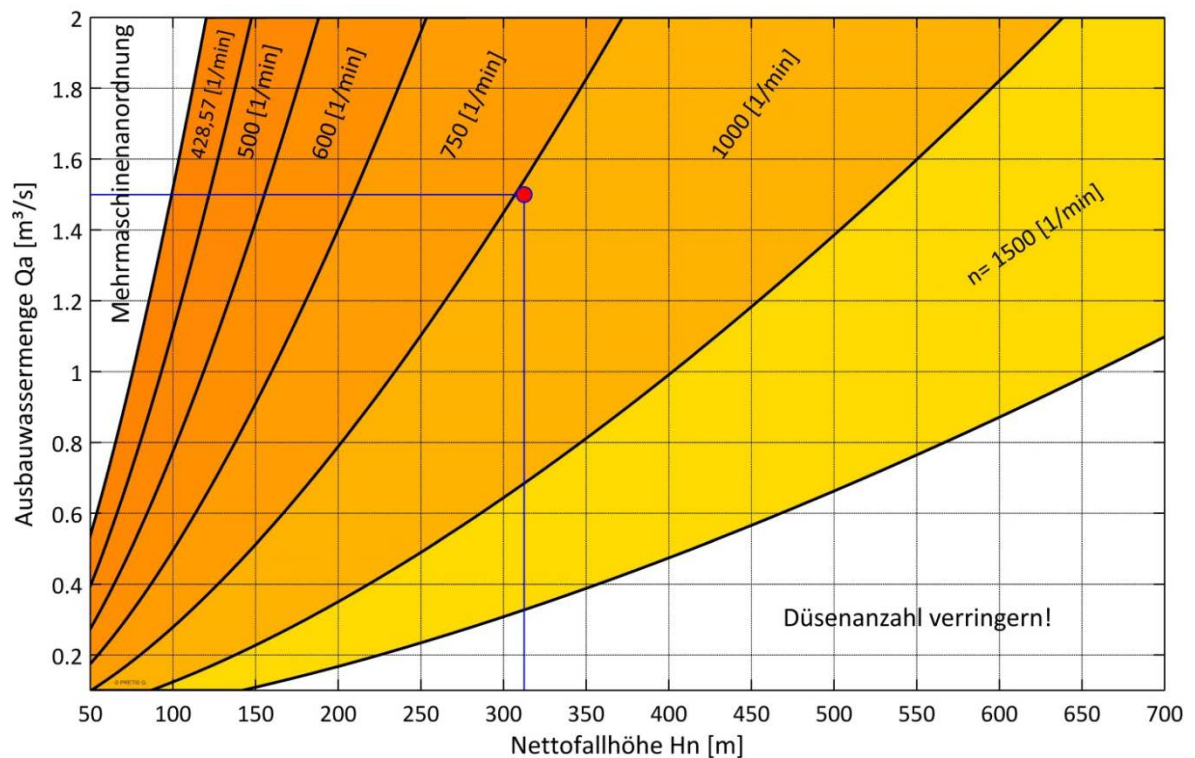


Abbildung 4-25: Drehzahl-Auswahldiagramm für 6-düsige Pelton-Turbinen

Im Gegensatz dazu kann – gemäß Abbildung 4-25 – durch die Wahl einer 6-düsigen Turbine eine Nenndrehzahl von 1000 [min⁻¹] ausgeführt werden, womit die beiden Maschinenvarianten endgültig voneinander abgegrenzt wären. Folglich ist die Entscheidung zwischen den verbliebenen zwei Varianten aufgrund der nahezu technischen Gleichwertigkeit beider Bauformen auf kaufmännischer Ebene zu treffen. Die Herstellungskosten der hydraulischen Maschinen sind fast identisch, da die höhere Düsenanzahl (um ein Stück) durch kleinere, geometrische Abmessungen der gesamten Turbine mehr als nur kompensiert wird.

Tatsächlich maßgeblich ist dagegen der Unterschied, der aus dem Drehzahlsprung des Generators und dem damit verbundenen Baugrößensprung – infolge eines größeren Durchmessers des Stators bei der kleineren Drehzahl – resultiert. Gemäß der Kalkulation von EFG zeigt ein Vergleich der Gesamtkosten (Herstellung, Montage und Inbetriebsetzung) für die elektromechanische Ausrüstung, dass die Ausführung der 5-düsigen Pelton-Turbine mit einer Drehzahl von 750 [min⁻¹] um ca. 17 % teurer ist als die 6-düsige Variante mit 1000 [min⁻¹]. Dieser Unterschied kann, trotz der geringeren spezifischen Drehzahl der 5-düsigen Maschinenvariante und dem daraus resultierenden, höheren Spitzenwirkungsgrad (etwa 0,2 %), wirtschaftlich in keiner Weise kompensiert werden, weshalb die Wahl bei der hydraulischen Maschine letztlich auf die 6-düsige Pelton-Turbine (gemäß Tabelle 4-2: **V2**) fiel.

In Tabelle 4-6 sind die wesentlichen Maschinen- und Anlageparameter zusammengefasst. Durch die erfolgte Festlegung der Triebwassermengen und des erforderlichen Variationsbereiches, die Bestimmung der zur Verfügung stehenden Nutzfallhöhen und die Fixierung der 6-düsigen Pelton-Turbine als Ausführungsvariante sind die Hauptabmessungen der hydraulischen Maschine zu bestimmen.

Tabelle 4-6: Maschinen- und Anlagenparameter, Kraftwerksanlage HALLSTATT

Maschinentyp:		Pelton-Turbine	
Anzahl der Düsen:	z_D	6	[-]
Nenndrehzahl:	n	1000	[min ⁻¹]
Nettofallhöhe (am Turbineneintritt bei Q _a):	H_n	312,486	[m]
Ausbauwassermenge:	Q_a	1,50	[m ³ /s]
Minimalwassermenge im Turbinenbetrieb:	Q_{min}	0,05	[m ³ /s]
Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation:	h_{1,tot-f(Q)}	Siehe Gl. (3.25)	[m]
Kote Oberwasserspiegel (HWL):	z₀	870,25	[m]
Kote Rohrleitungsende:	z₁	540,60	[m]
Kote Turbine (Lauftradmitte):	z_T	540,60	[m]
Kote Unterwasser (ohne Pegelanstieg, TWL)	z₂	537,10	[m]
Mittlere Triebwassertemperatur:	t	5	[°C]
Geografische Breite:	φ_B	47,55003	[°]
Stellbereich des Leistungsfaktors:	cos φ	0,9_{ue} bis 0,95_{ue}	[-]

4.5 Festlegung der Hauptabmessungen

Bei der Auslegung und Dimensionierung von hydraulischen Maschinen ist – besonders bei Pelton-Turbinen – ein hohes Maß an Empirie erforderlich. Vielfach dienen Anhalte, basierend auf ausgeführten Konstruktionen, zur näherungsweise Abschätzung komplexer Zusammenhänge, welche sonst nur in Modellversuchen abgeklärt werden könnten. Als Beispiel hierfür ist die in Punkt 4.3.1 bearbeitete Abhängigkeit der dimensionslosen Geschwindigkeit K_u von der spezifischen Drehzahl zu nennen.

Für die Festlegung der Hauptabmessungen ändert sich an dieser Vorgehensweise nicht viel. Bei Turbinen für Kleinwasserkraftwerke steht man – und dabei vor allem bei mehrdüsigem Pelton-Turbinen – vor dem Problem, dass vollhomologe Modellversuche viel zu teuer wären, um spezielle Entwicklungen für einen Anwendungsfall abzusichern. Außerdem lassen sich erprobte Geometrien von Großmaschinen zwar geometrisch verkleinern, in Folge jedoch konstruktiv nur mit Kompromissen bzw. Abweichungen umsetzen. Als Beispiele hierfür können das Design der Ringleitung, die hydraulische Kontur von Düseninjektoren oder die Abmessungen von Turbinengehäusen genannt werden.

Anders als bei Überdruck-Turbinen ist die vollständige numerische Simulation – inkl. der Strömungssimulation im Gehäuse – bei Pelton-Turbinen kommerziell noch nicht einsetzbar bzw. auch noch zu unsicher. Daraus resultiert, dass die, für Kleinwasserkraft erarbeiteten Maschinendesigns meist eine Hybridlösung aus Modellversuch, Erfahrungswert und – eventuell – numerisch teiloptimierten Einzelkomponenten darstellen. Ein Teil eben jener, auf Erfahrung basierenden Anhalte ist in einschlägiger Fachliteratur von [76] SIGLOCH; S. 359 ff., [57] RAABE; S. 453 ff., [77] QUANTZ & MEERWARTH; S. 144 ff., [58] PFLEIDERER & PETERMANN; S. 203 ff., [27] BOHL; S. 13 ff. sowie [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 567 zu finden, wobei letztere zum Teil auch auf die, bereits in Punkt 4.3.2 vorgestellte Auswertung von [64] DE SIERVO & LUGARESÍ zurückgreifen.

So vielfältig diese Auswahl scheinen mag, so sensibel ist ihre direkte Anwendung. Unterschiedliche Bezugsgrößen und – teilweise – große Streubereiche erschweren, wie von [63] RIEMANN; S. 19 in einer tabellarischen Aufstellung von Konstruktionsparametern an Peltonbechern zeigt, die Vergleichbarkeit. Die, durch statistische Auswertungen gebauter Maschinen, gefundenen Korrelationen sind teilweise 40 Jahre alt – wodurch sie jedoch nicht an Qualität verlieren – und nehmen oft keine besondere Rücksicht auf kleine Anlagen. Darum wird nachfolgend die Bestimmung der Hauptabmessungen – je nach Anwendbarkeit auf die Anlage HALLSTATT – auf der Basis unterschiedlicher Quellen durchgeführt.

4.5.1 Peltonlaufrad

Eine der zentralen Komponenten einer Pelton-Turbine ist deren Laufrad, weshalb auch bei kleinen Anlagen – sofern vorhanden – auf eine in Modellversuchen erprobte Geometrie zurückgegriffen wird.

Allerdings liegen – vor allem bei kleineren Turbinenherstellern – in der Regel keine vollhomologen Versuchsdaten vor, weshalb als Grundlage vielfach ein 2-düsiges Modellversuchsaufbau (siehe Abbildung 4-26) – durchgeführt mit horizontaler Wellenlage in einem Standard-Gehäuse – dient, was auch bei dem Projekt HALLSTATT der Fall war.



Abbildung 4-26: 2-düsiger Modellversuchsaufbau für Pelton-Turbinen [78]; S. 4

Aufgrund der überaus restriktiven Handhabung von Modellversuchsdaten, kann in weiterer Folge zur Festlegung der Becherbreite B und der endgültigen Bestimmung des Strahlkreises D nicht auf das originale Muscheldiagramm zurückgegriffen werden.

Um weitere Ausführungen zu diesem Thema trotzdem zu ermöglichen, wurde ein älteres Muscheldiagramm von EFG für eine abweichende spezifische Drehzahl digitalisiert, welches in Abbildung 4-27 dargestellt ist:

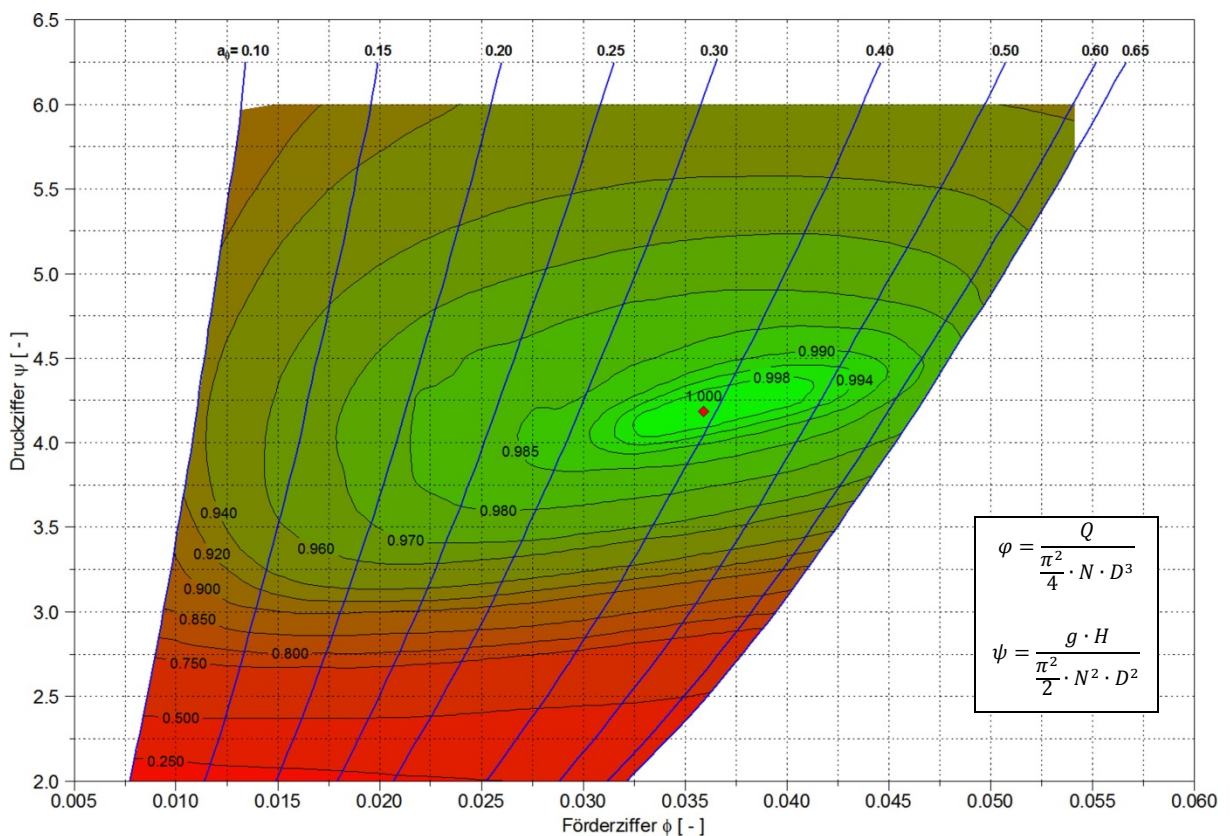


Abbildung 4-27: Muscheldiagramm einer Pelton-Turbine im Zweidüsenbetrieb

Das Muscheldiagramm ist im Grunde genommen eine Abbildung von Wirkungsgrad-Isolinien in einer dimensionslosen H - Q -Darstellung. Die Förderziffer φ und die Druckziffer ψ sind allgemein für hydraulische Maschinen wie folgt definiert:

$$\varphi = \frac{Q}{A \cdot u} = \frac{Q}{\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot D \cdot \pi \cdot N} = \frac{Q}{\frac{\pi^2}{4} \cdot N \cdot D^3} \quad (4.65)$$

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\pi^2 \cdot N^2 \cdot D^2} = \frac{g \cdot H}{\frac{\pi^2}{2} \cdot N^2 \cdot D^2} \quad (4.66)$$

mit: φFörderziffer [-]
 ψ Druckziffer [-]
 N Drehzahl [s^{-1}]
 u Umfangsgeschwindigkeit am Strahlkreis D [m/s]

Bei konstanten Parametern (H, Q, N) ist es demnach möglich, die Lage des Betriebspunktes im Muscheldiagramm durch die Variation des Strahlkreises D zu beeinflussen. Formt man die Gleichung (4.65) nach D um und ersetzt man den Strahlkreisdurchmesser in Gleichung (4.66) durch die zuvor gewonnene Funktion, gilt für den Zusammenhang $\psi = f(\varphi)$:

$$\psi = \frac{g \cdot H}{2^{1/3} \cdot (\pi \cdot Q)^{2/3} \cdot N^{4/3}} \cdot \varphi^{2/3} = K_{P,f(H,Q,N)} \cdot \varphi^{2/3} \quad (4.67)$$

mit: $K_{P,f(H,Q,N)}$ Parameter-Konstante [-]

Durch Variation des Strahlkreisdurchmessers D , der in der Definition der Förderziffer und der Druckziffer vorkommt, bewegt sich der Turbinen-Betriebspunkt – bei gleichbleibenden Betriebsparametern – innerhalb des Muscheldiagramms entlang der, in Gleichung (4.71) gezeigten Potenzfunktion. Für drei frei gewählte Parameter-Konstanten K_P sind diese Verläufe in Abbildung 4-28 dargestellt:

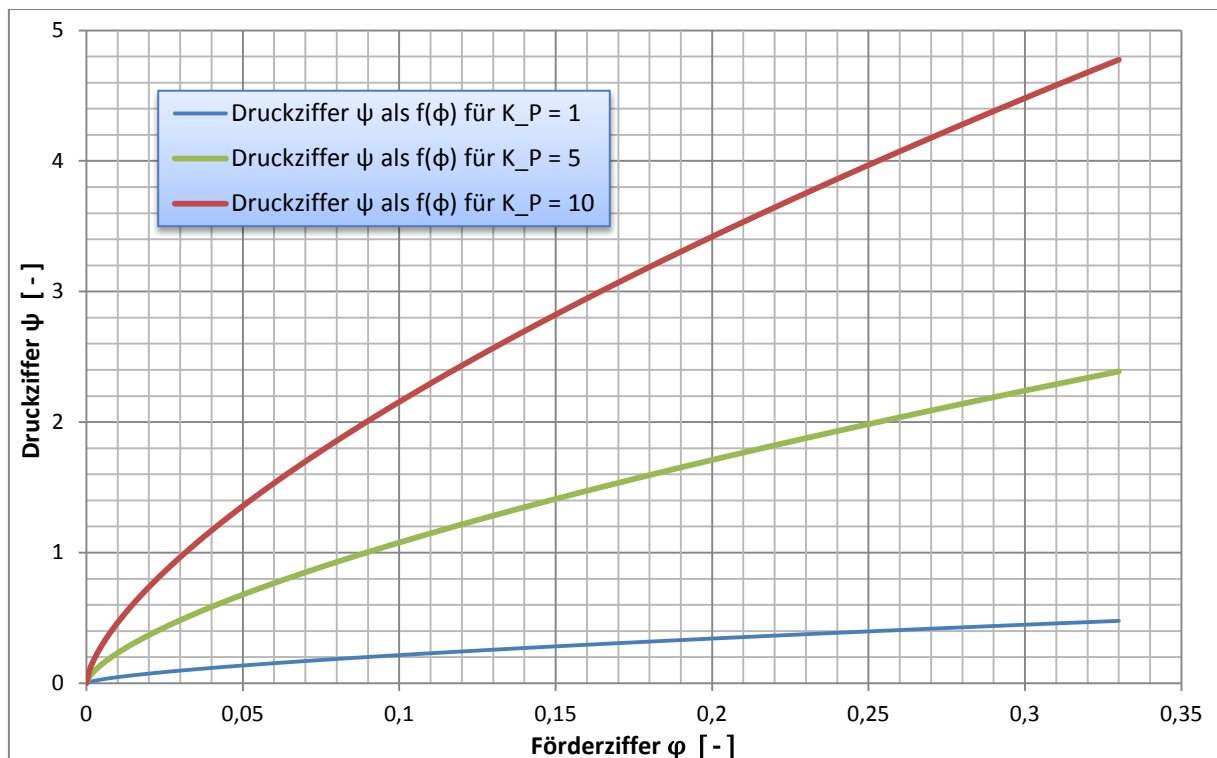


Abbildung 4-28: Zusammenhang zwischen φ und ψ bei variablen $K_{P,f(H,Q,N)}$

Aus diesem Zusammenhang resultiert allerdings auch das Problem, dass bei einer vorgegebenen Parameter-Konstanten K_p – fixiert durch die Anlage und die bereits getroffene Auswahl der Drehzahl – der Betriebspunkt lediglich entlang der, durch Gleichung (4.71) beschriebenen Potenzfunktion variiert werden kann. Wird demnach ein gewünschter Betriebspunkt im Muscheldiagramm verfehlt, kann durch die alleinige geometrische Anpassung des Durchmessers keine Verbesserung erreicht werden.

Bei Pelton-Laufrädern besteht – anders als bei Überdruckmaschinen – die Möglichkeit, diese Abhängigkeit etwas aufzuweichen. Dafür muss man berücksichtigen, dass ein Modellversuch mit einer fixen Geometrie durchgeführt wird, wodurch das Verhältnis des Strahlkreisdurchmessers zur Becherbreite $(D/B) = K_{D/B}$ konstant ist.

Die Strömungsverhältnisse innerhalb einer Einzelschaufel werden dabei, unter der Annahme, dass Nutzfallhöhe und Durchfluss konstant sind, im Wesentlichen von der Becherbreite B , dem Strahlkreis D und der Becheranzahl Z beeinflusst. Da die Wechselwirkungen dieser drei Laufradkenngrößen untereinander mäßig sind, kann bei einem gleichbleibenden Strahlkreis und gleicher Becheranzahl die Annahme getroffen werden, dass die Strömungsverhältnisse – und damit die Energieumsetzung – hauptsächlich von der Becherbreite abhängig sind.

Es bietet sich also an, die Förderziffer dahingehend umzuformen, dass anstelle des Durchmessers D die Becherbreite B als geometrische Bezugsabmessung zum Einsatz kommt. Für die Druckziffer kann diese Modifizierung jedoch nicht angewandt werden, da die vorstehende Annahme auf den konstanten Betriebsparametern H , Q , N sowie einem gleichbleibenden Strahlkreis beruht. Es gilt daher für den Strahlkreis:

$$D = B \cdot K_{D/B} \quad (4.68)$$

mit: BBecherbreite (bzw. Becherinnenbreite) [m]
 $K_{D/B}$Geometriekonstante D/B [-]

Mittels Kombination der Gleichungen (4.65) und (4.68) ergibt sich für die Förderziffer:

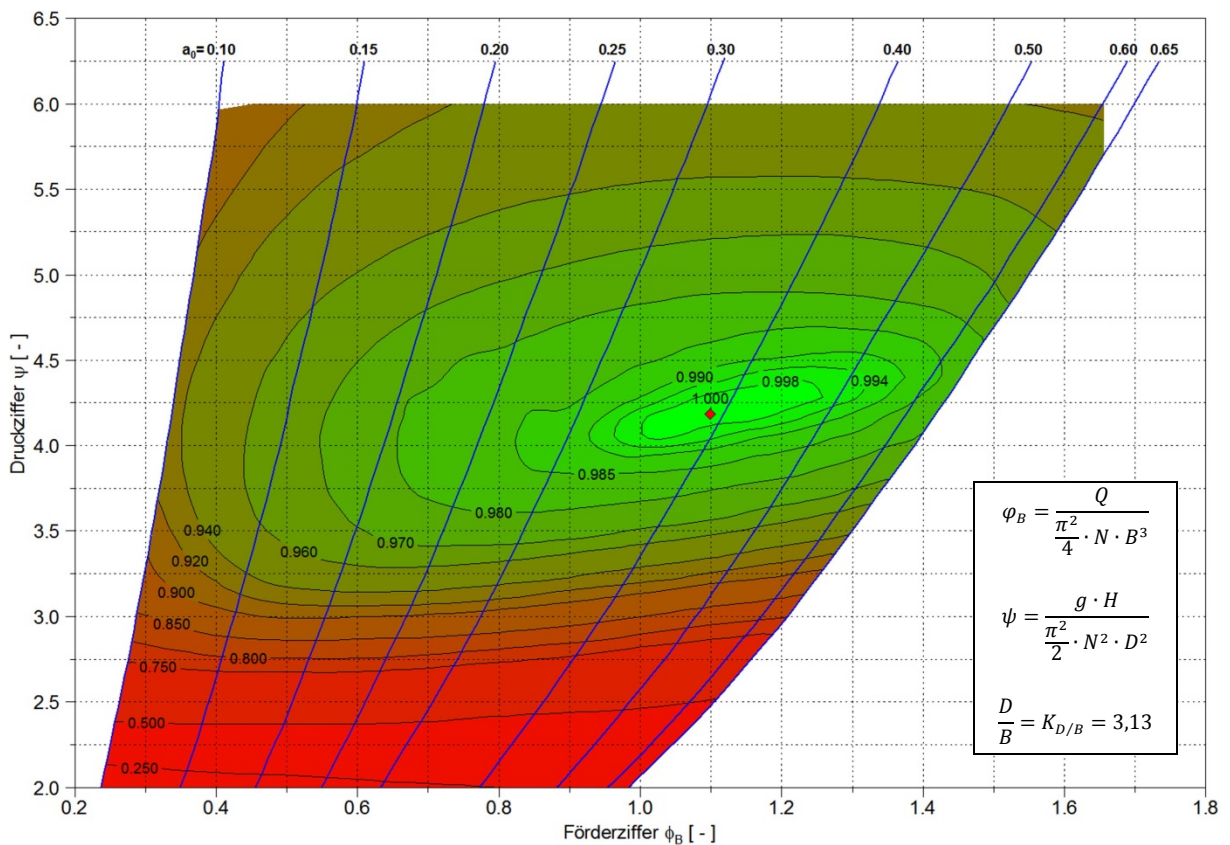
$$\varphi = \frac{Q}{\frac{\pi^2}{4} \cdot N \cdot B^3 \cdot K_{D/B}^3} \quad (4.69)$$

Während der Durchführung eines Modellversuches kann auf die Geometriekonstante $K_{D/B}$ kein Einfluss genommen werden. Da sie lediglich als Multiplikator dient, wird sie aus der Gleichung (4.69) gestrichen und für die Darstellung eines Muscheldiagramms nicht weiter berücksichtigt. Daraus resultiert für die auf die Becherbreite bezogene Förderziffer φ_B :

$$\varphi_B = \frac{Q}{\frac{\pi^2}{4} \cdot N \cdot B^3} \quad (4.70)$$

mit: φ_BFörderziffer mit Bezug auf B [-]

Unter Berücksichtigung der alternativen Form der Förderziffer φ_B , kann das Muscheldiagramm von Seite 77 folgendermaßen (Abbildung 4-29) dargestellt werden:

Abbildung 4-29: Muschediagramm einer Pelton-Turbine im Zweidüsenbetrieb mit φ_B

Der grundlegende Informationsgehalt des Muschediagramms hat sich – im Vergleich zur Abbildung 4-27 – durch den alternativen Bezug der Förderziffer auf die Becherbreite und den Verzicht auf die Geometrie konstante $K_{D/B}$ nicht geändert. Vielmehr wurde er erhöht, da die Verknüpfung der Becherbreite B mit der Förderziffer und die Abhängigkeit zwischen dem Laufraddurchmesser D und der Druckziffer getrennt voneinander sichtbar werden. Dementsprechend ist es bei Pelton-Turbinen möglich, die Druck- und die Förderziffer getrennt zu beeinflussen, indem die Becherbreite B und der Strahlkreis D – bei konstanten Betriebsparametern (H, Q, N) – variiert werden. Diese Modifikation wird jedoch sofort wieder eingeschränkt, da die Schaufelanzahl am Modell und am Prototyp gleich bleiben muss. Daraus folgt, dass bei einer zu großer Abweichung von der Ausgangsgeometrie (D/B), entartete Laufradkonstruktionen entstehen können, weshalb derartig modifizierte Muschediagramme in ihrer Anwendung sehr sensibel sind.

Liegen Modellversuchsdaten mit einigermaßen guter Übereinstimmung der spezifischen Drehzahlen vor ($n_{q,D-Modell} \cong n_{q,D-Prototyp}$ bzw. $D/B_{Modell} \cong D/B_{Prototyp}$), wird das beschriebene Vorgehen bei Pelton-Turbinen für Kleinwasserkraftanlagen in der Praxis gerne verwendet.²² Die aus dem Strecken oder Stauchen der Laufradbreite resultierende Unsicherheit des tatsächlichen Wirkungsgradverlaufes wird in der Regel durch den Verzicht auf mögliche Aufwertungen²³ ausgeglichen.

²² Auch im Zuge der hydraulischen Entwicklung von Großmaschinen wird, wenn nötig, die erforderliche Becherbreite anhand der vorgestellten Methode ermittelt. Anders als bei kleinen Anlagen, folgt zur Sicherstellung der Wirkungsgrade daraufhin ein (weiterer) Durchlauf am Modellversuchsprüfstand mit dem auszuführenden Geometrie verhältnis. Für kleine Anlagen ist dieses kostenintensive Vorgehen aus wirtschaftlichen Gründen nicht machbar, weshalb auf den zusätzlichen Prüfdurchlauf in der Regel verzichtet wird.

²³ Für die Aufwertung von Pelton-Turbinen wird auf [79] GREIN, et al. sowie auf die IEC 60193; S. 539–543 verwiesen.

Im ersten Moment scheint für die Pelton-Turbine HALLSTATT – aufgrund des geringen Ausbaugrades und der hohen Anzahl an Volllaststunden – eine gezielte Anwendung der beschriebenen Methode zur Annäherung des Bestpunktes der Turbine an den Nennbetriebspunkt der Anlage sinnvoll zu sein. Eine genauere Betrachtung ergibt für die Lage des Nennbetriebspunktes im Punkt des optimalen Wirkungsgrades auch Nachteile. Zum einen ist der Teillastwirkungsgrad geringer, zum anderen steigen mit den geometrischen Abmessungen des Laufrades die Herstellungskosten.

Des Weiteren folgt – für die jeweilige Düsenbetriebsart – aus der Asymmetrie der Wirkungsgradkurven um deren jeweiligen Bestpunkt, dass die Umschaltunkte zwischen den einzelnen Düsenbetriebsarten bei der Auslegung der Becherbreite auf $Q_a = Q_{opt}$ sehr deutlich über der Nennwassermenge eines einzelnen Düseninjektors $Q_D = Q_a/z_D$ liegen.

Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 4-30 die Umschaltunkte einer 2-düsigen Pelton-Turbine für zwei unterschiedlich gewählte Becherbreiten dargestellt. Wird die Becherbreite so gewählt, dass die Ausbauwassermenge Q_a genau der optimalen Laufradbeaufschlagung entspricht, ist es im 1-düsigen Betrieb erforderlich, eine Wassermenge von $\sim 0,7 \cdot Q_a$ durch die Düse strömen zu lassen, um die optimale Umschaltung zu ermöglichen. Demzufolge muss bei der Konstruktion der Düseninjektor deutlich größer – und damit auch teurer – entworfen werden, als dies bei einer Auslegung mit $Q_a > Q_{opt}$ erforderlich wäre.

Wie aus Abbildung 4-29 ersichtlich ist, liegen die Wirkungsgradmuscheln mit einer leichten Drehung von deren Hauptachse zur Horizontalen in dem durch die Förder- und Druckziffer aufgespannten Koordinatensystem. Infolge der großen Erstreckung der Muscheln in die Breite und der damit verbundenen großen Variabilität der Triebwassermenge Q , bei nahezu gleichbleibender Qualität der Energieumsetzung, liegt es auf der Hand, den Nennbetriebspunkt bei Förderziffern jenseits des Muscheloptimums anzulegen.

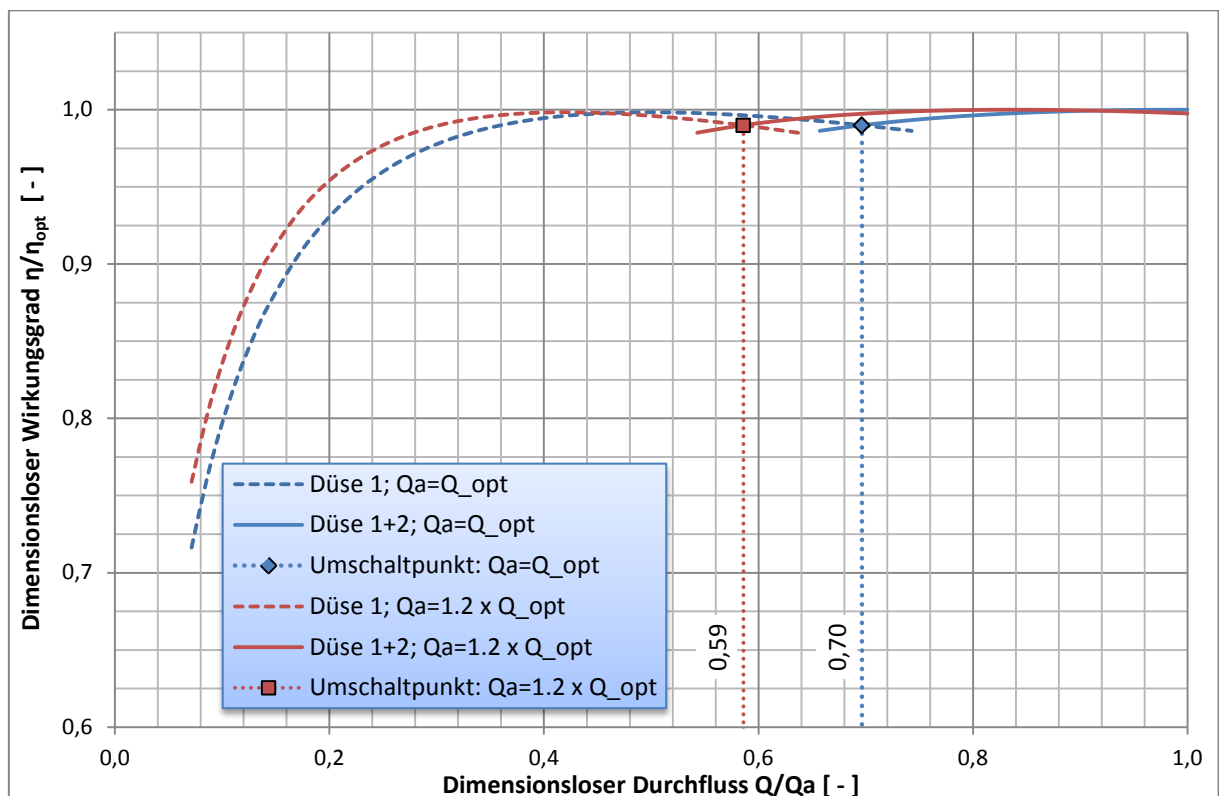


Abbildung 4-30: Umschaltunkte einer 2-düsigen Pelton-Turbine bei variablen Becherbreiten

Hierzu wird, wie in Abbildung 4-30 gezeigt, die Becherbreite beispielsweise so gewählt, dass die Ausbauwassermenge $Q_a \sim 1,2 \cdot Q_{opt}$ entspricht. Das hat im vorliegenden Fall ein Absinken des Wirkungsgrades bei Q_a um ca. 0,2 % zur Folge, welches – selbst bei einem geringen Ausbaugrad – akzeptiert werden kann. Die für die Düsenumschaltung optimale Wassermenge verringert sich um näherungsweise 21 % auf $0,59 \cdot Q_a$, was mitunter einem Nennweitensprung entsprechen kann.

Für die Pelton-Turbine im Kraftwerk HALLSTATT wurde aus den genannten Gründen die Definition der Bestpunktwassermenge wie folgt festgelegt:

$$Q_{opt} = \frac{Q_a}{1,2} = \frac{1,5}{1,2} = 1,25 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (4.71)$$

mit: Q_{opt}Turbinendurchfluss bei η_{opt} [m³/s]

4.5.1.1 Laufradabmessungen mit Zugriff auf einen Modellversuch

Besteht – wie in dem hier vorgestellten Beispiel – die Möglichkeit, für die Abstimmung und Fixierung der charakteristischen Laufradabmessungen auf einen Modellversuch zurückzugreifen, resultiert daraus für die Becherbreite B durch Umformen der Gleichung (4.70):

$$B = \left(\frac{Q_{opt}}{\frac{\pi^2}{4} \cdot N \cdot \varphi_{opt}} \right)^{1/3} = 0,215 \text{ [m]} \quad (4.72)$$

mit: φ_{opt}Förderziffer bei η_{opt} [-]

Mithilfe der gefundenen Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation, gemäß Gleichung (3.25), kann für die Fallhöhe bei Q_{opt} berechnet werden:

$$H_{opt} = f(Q = Q_{opt}) = 317,59 \text{ [m]} \quad (4.73)$$

Aus der Gleichung (4.66) ergibt sich weiters der auszuführende Strahlkreisdurchmesser:

$$D = \sqrt{\frac{g \cdot H_{opt}}{\frac{\pi^2}{2} \cdot N^2 \cdot \psi_{opt}}} = 0,715 \text{ [m]} \quad (4.74)$$

mit: ψ_{opt}Druckziffer bei η_{opt} [-]

Beachtenswert ist in diesem Zusammenhang die Übereinstimmung des, mithilfe vorstehender Gleichung ermittelten und in weiterer Folge ausgeführten Strahlkreises mit der im Zuge der Vorauswahl nach Gleichung (4.8) abgeschätzten Größe.

Daraus lässt sich für das Geometrieverhältnis D/d_0 – unter Miteinbeziehung der Gleichung (4.24) – mit Bezug auf die Ausbauwassermenge ableiten:

$$\frac{D}{d_0} = D \cdot \left(\frac{4 \cdot Q_a}{\pi \cdot z_D \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \right)^{-1/2} = 11,13 \quad (4.75)$$

Vergleicht man dieses Verhältnis mit den in Tabelle 4-5 zusammengefassten Grenzwerten, zeigt sich erwartungsgemäß, dass die fixierten Abmessungen gemäß den zuvor getroffenen Annahmen zulässig sind.

Die Anzahl der am Umfang verteilten Peltonbecher wird in diesem Fall gemäß dem im Modellversuch verwendeten Laufrad mit $Z = 20$ festgelegt. Bei mehrdüsigen Maschinen mit symmetrischer Düsenaufteilung ist es empfehlenswert darauf zu achten, dass die Düsenanzahl kein ganzzahliges Vielfaches der Schaufelanzahl ist, was beim vorliegenden Projekt ebenfalls zutrifft ($20/6 = 3,33$).

Bei der letzten charakteristischen Abmessung des Peltonlaufrades handelt es sich um den Außendurchmesser D_A (bzw. auch D_3). Dieser Durchmesser wird in der Regel nicht klassisch berechnet, sondern ergibt sich im Zuge der Laufradkonstruktion durch die Positionierung der jeweiligen Bechergeometrie am berechneten Strahlkreis.

Da diese Abmessung für die Gehäusedimensionierung einen wichtigen Bezugspunkt darstellt, das Laufrad zu diesem Zeitpunkt jedoch meist noch nicht fertig konstruiert ist, kann nach [64] DE SIERVO & LUGARESÍ; S. 44 der Außendurchmesser wie folgt abgeschätzt werden:

$$D_A = D \cdot (1,028 + 0,0407 \cdot n_{q,D}) = 0,931 \text{ [m]} \quad (4.76)$$

mit: D_A Laufrad-Außendurchmesser [m]

$$n_{q,D} = n \cdot \frac{Q_a^{1/2}}{\sqrt{z_D} \cdot H_n^{3/4}} = 6,73 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Alternativ dazu, kann für eine überschlägige Abschätzung auch die Becherbreite B zum Strahlkreis D addiert werden, was für verhältnismäßig moderne Schaufelgeometrien näherungsweise zu passablen Ergebnissen führt.

$$D_A \sim D + B = 0,715 + 0,215 = 0,930 \text{ [m]} \quad (4.77)$$

Beide Ansätze zeigten im Zuge der Laufradkonstruktion für das vorliegende Projekt eine beachtliche Übereinstimmung mit dem tatsächlichen Außendurchmesser, dessen Wert mit 0,928 [m] im weiteren Verlauf für Berechnungen herangezogen wird. Die ermittelten charakteristischen Abmessungen des Pelton-Laufrades sind in Tabelle 4-7 zusammengefasst:

Tabelle 4-7: Konstruktionsdaten des Pelton-Laufrades – Kraftwerksanlage HALLSTATT

Strahlkreisdurchmesser:	D	715	[mm]
Strahldurchmesser (bei Q_a):	d₀	64,25	[mm]
Geometrieverhältnis am Laufrad:	D/d₀	11,13	[-]
Becherbreite:	B	215	[mm]
Schaufelanzahl:	Z	20	[-]
Laufrad-Außendurchmesser:	D_A	928	[mm]

4.5.1.2 Laufradabmessungen ohne Modellversuchsdaten

Stehen für die Bemessung und den Entwurf des Pelton-Laufrades keine Modellmaschine bzw. keine Versuchsdaten zur Verfügung, ist ein modifiziertes Vorgehen erforderlich, für das im Anschluss ein Überblick gegeben wird.

Geht man davon aus, dass die mit Gleichung (4.71) festgelegte Lage des Bestpunktes beibehalten wird ($Q_{opt} = 1,25 [m^3/s]$), so ist die hierfür erforderliche Becherbreite basierend auf Erfahrungswerten festzulegen. Nach [59] JABERG; S. 226 ist die optimale Relation zwischen Becherbreite und Strahldurchmesser von der spezifischen Drehzahl abhängig, wobei für schnellläufige Turbinen ein Verhältnis von $B/d_0 = 4,1$ gilt, für spezifisch langsam laufende hingegen $B/d_0 = 3,5$.²⁴ Wird ein spezifischer Drehzahlbereich von $3 \leq n_{q,D} \leq 8$ angenommen, kann in Anlehnung an gebaute Maschinen, folgende lineare Korrelation angegeben werden:

$$\left(\frac{B}{d_0}\right)_{opt} = 0,12 \cdot n_{q,D-opt} + 3,14 \quad (4.78)$$

Für das Laufrad der Turbine HALLSTATT folgt somit unter Berücksichtigung der Fallhöhe gemäß (4.73) bzw. nach Gleichung (3.25):

$$\left(\frac{B}{d_0}\right)_{opt} = 0,12 \cdot 1000 \cdot \frac{1,25^{1/2}}{\sqrt{6} \cdot 317,59^{3/4}} + 3,14 = 3,868 \quad (4.79)$$

Unter der Annahme von $Kc = 0,985$ gilt für die Becherbreite:

$$B = \left(\frac{B}{d_0}\right)_{opt} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{opt}}{\pi \cdot z_D \cdot Kc \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{opt}}}} = 0,226 [m] \quad (4.80)$$

Im Vergleich zu der – auf Basis von Versuchsdaten – bestimmten Becherbreite, ist die – nach Gleichung (4.80) auf der Grundlage von Anhaltswerten – berechnete Becherbreite um knapp 5 % größer. Die Abweichung ist in diesem Fall zwar relativ hoch, darf jedoch nicht weiter verwundern. Die Ursache hierfür ist darin zu suchen, dass unterschiedliche hydraulische Geometrien bei gleicher spezifischer Drehzahl auch voneinander differierende, optimale Relationen des Verhältnisses B/d_0 aufweisen, weshalb letztlich nur der Modellversuch eine tatsächlich zielgerichtete Auslegung ermöglicht. Aufgrund der sehr flach verlaufenden Wirkungsgradkurven von Pelton-Turbinen halten sich die Auswirkungen etwaiger Abweichungen dennoch in Grenzen.

Da die Dimensionierung der Becherbreite nicht auf die Ausbauwassermenge sondern auf $Q_{opt} = 1,25 [m^3/s]$ festgelegt wurde, muss in weiterer Folge auch die dimensionslose Geschwindigkeit Ku für diesen Betriebspunkt bestimmt werden. Für die spezifische Drehzahl im geplanten Optimum $n_{q,D-opt} = 6,067$ kann folglich, gemäß Abbildung 4-18 bzw. nach Gleichung (4.53), für das Geschwindigkeitsverhältnis ein Bereich von 0,479 bis 0,481 ermittelt werden. Wählt man daraufhin für $Ku = 0,480$ und setzt den Düsenverlust mit $Kc = 0,985$ an, folgt für den Strahlkreis gemäß Gleichung (4.54):

$$D = \frac{60 \cdot Kcu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{opt}}}{n \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0,4728 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,807 \cdot 317,59}}{1000 \cdot \pi} = 0,713 \quad (4.81)$$

mit: $Kcu = Kc \cdot Ku = 0,480 \cdot 0,985 = 0,4728$

Kennzeichnend ist die sich ergebende, minimale Abweichung zu dem durch Gleichung (4.74) ermittelten Strahlkreisdurchmesser um lediglich 2 [mm] oder 0,3 %.

²⁴ Aufgrund der, mit der Fallhöhe steigenden Interaktion zwischen Freistrahle und Umgebungsluft nimmt auch der praktische Strahldurchmesser mit steigendem Nutzgefälle zu. Ab einer Fallhöhe von 750 [m] müssen demnach auch die optimalen Relationen etwas nach oben korrigiert werden. Siehe hierzu: [48] JABERG; S. 226 sowie [67] NAKANISHI & KUBOTA; S. 337.

Auch heute wird die Schaufelanzahl Z noch nach einem, von [69] TAYGUN; S. 77 im Jahre 1946 gefundenen, empirischen Zusammenhang abgeschätzt, welcher in leicht modifizierter Form auch von [58] PFLEIDERER & PETERMANN; S. 212 übernommen wurde. Durch [65] ZHANG; S. 64 auf eine von der spezifischen Drehzahl abhängige Funktion angepasst, folgt:

$$Z = 15 + \frac{37,2}{n_{q,D-opt}} = 15 + \frac{37,2}{6,067} \cong 21 \quad (4.82)$$

Mit 21 Stück ist die berechnete Schaufelanzahl – im Vergleich zum Modellversuch – um einen Becher höher. Das ist auch die typische Toleranzbreite dieser Gleichung, wobei zu berücksichtigen ist, dass bei spezifischen Drehzahlen oberhalb von $n_{q,D} \sim 5,5$ moderne Anlagen tendenziell eine geringere Becheranzahl aufweisen.

Unabhängig vom Vorhandensein eines Modellversuches berechnen sich die verbliebenen charakteristischen Laufradabmessungen nach den Gleichungen (4.75) bis (4.77). Es zeigt sich generell – und das nicht nur an diesem speziellen Beispiel – eine beachtliche Übereinstimmung zwischen den empirisch ermittelten und den, aus Versuchsdaten abgeleiteten, charakteristischen Laufradabmessungen.

Wie vorstehend demonstriert, liegt die größte Unschärfe in der Wahl der Becherbreite, und damit verbunden, in der Lage des Bestpunktes. Diese Unsicherheit lässt sich, sofern zugänglich, durch eine Feldmessung bei einer vergleichbaren Turbine mit gleicher spezifischer Drehzahl – im Rahmen der erreichten Messtoleranzen – deutlich einschränken (η sowie auch $(B/d_0)_{opt}$), ersetzt jedoch in keinem Fall eine Modellprüfung.

4.5.2 Turbinengehäuse

Das Turbinengehäuse übernimmt bei Pelton-Turbinen eine Vielzahl an Aufgaben: Neben der Kräfteaufnahme und der Trennung des Trieb- bzw. des Spritzwassers von der Umgebung, übernimmt es auch dessen gezielte Fortleitung aus dem Wirkungsbereich des Läufers.

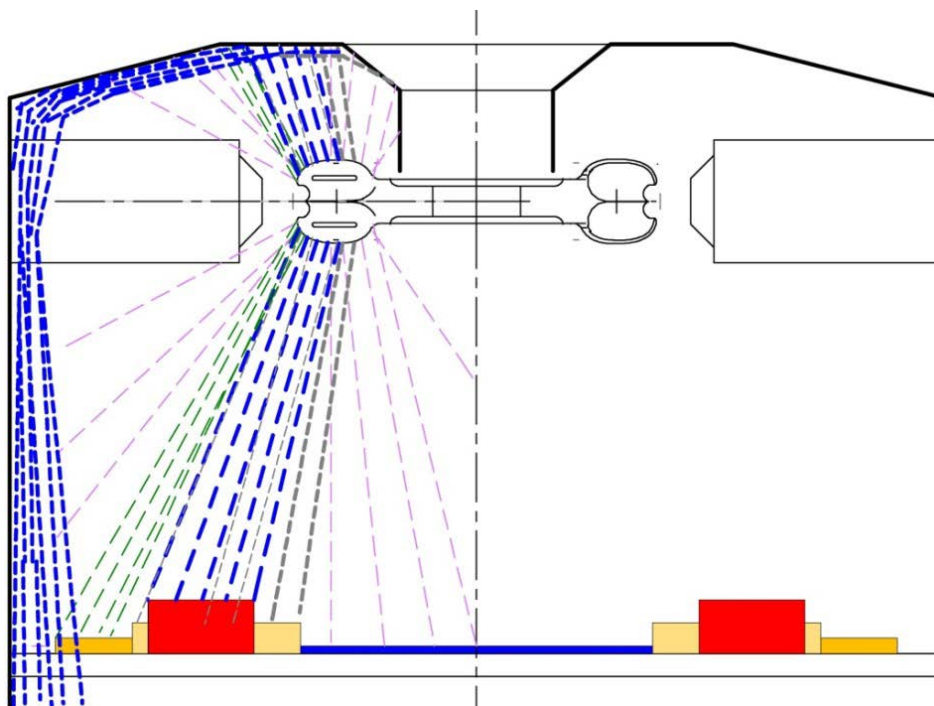


Abbildung 4-31: Spritzwasserverteilung im Gehäuse einer Pelton-Turbine [81] ERLACH

Auf der Basis von Messungen an der Turbine im Kraftwerk KORALM durch [82] ARCH; S. 111 wurde von [81] ERLACH die Verteilung des abströmenden Triebwassers innerhalb des Turbinengehäuses näherungsweise auf einen Lotschnitt umgelegt, welcher in Abbildung 4-31 dargestellt ist. Obwohl man über den dargestellten Stromlinienverlauf entlang der oberen Gehäusehälfte diskutieren kann, ist dennoch zu erkennen, dass die Wasserabfuhr an der Oberseite des Laufrades bei vertikalen Maschinen besonderer Betrachtung bedarf. Ist das Gehäuse im Durchmesser zu klein oder die Höhe über der Mittelachse zu gering, kann unter Umständen Triebwasser aus diesem Bereich zurück auf das rotierende Laufrad schlagen bzw. fallen, was zu einem Wirkungsgradverlust führt (siehe auch Tabelle 4-4).

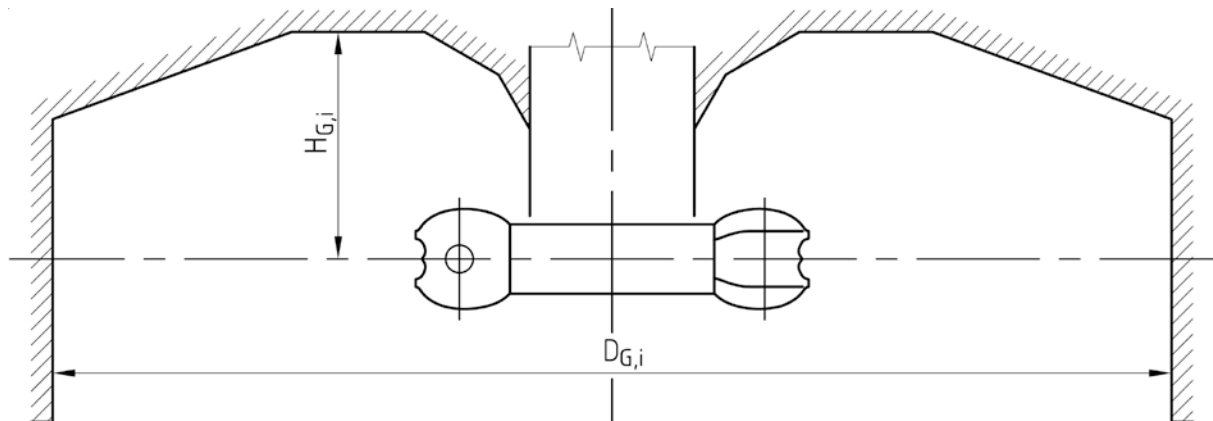


Abbildung 4-32: Gehäuse-Hauptabmessungen vertikaler Pelton-Turbinen

Analog zur mehrfachen Anwendung in anderen Zusammenhängen, können die wichtigsten Gehäuseabmessungen auch auf Basis von Anhalten bestimmt werden. Gemäß der in Abbildung 4-32 dargestellten Geometriedefinition ergibt sich für den Gehäuse-Innendurchmesser nach [64] DE SIERVO & LUGARES; S. 44 bei kreisrunder Ausführung:

$$D_{G,i} = 0,78 + 2,06 \cdot D_A = 0,78 + 2,06 \cdot 0,928 = 2,692 \text{ [m]} \quad (4.83)$$

mit: $D_{G,i}$ Gehäuse-Innendurchmesser [m]

Des Weiteren geben die Autoren für den Abstand zwischen der Läufermitte und der Gehäusedeckplatte $H_{G,i}$ folgende Korrelation an:

$$H_{G,i} = 0,196 + 0,376 \cdot D_A = 0,196 + 0,376 \cdot 0,928 = 0,545 \text{ [m]} \quad (4.84)$$

mit: $H_{G,i}$ Gehäuse-Innenhöhe [m]

Bei der Herstellerfirma der beschriebenen Wasserkraftwerksanlage HALLSTATT wird hingegen mit anderen Ansätzen gearbeitet. Aus der in Abbildung 4-31 dargestellten Verteilung des abfließenden Wassers auf der Höhe des Beruhigungs-Rechens ist ersichtlich, dass die Triebwasserwegleitung mehrheitlich innerhalb der Kreisringfläche stattfindet, die durch den Gehäuse-Innendurchmesser und den Laufrad-Außendurchmesser aufgespannt wird. Demnach definiert sich die für den Abfluss des Triebwassers maßgeblich wirksame Fläche wie folgt:

$$A_{G,i} = \frac{(D_{G,i}^2 - D_A^2) \cdot \pi}{4} \quad (4.85)$$

mit: $A_{G,i}$ Abflusswirksame Gehäusefläche [m]

Dividiert man weiters die Ausbauwassermenge der Turbine durch die wirksame Abflussfläche, folgt ein flächenbezogener Triebwasserabfluss innerhalb des Gehäuses:

$$\frac{Q_a}{A_{G,i}} = \frac{4 \cdot Q_a}{(D_{G,i}^2 - D_A^2) \cdot \pi} \quad (4.86)$$

Um zwischen den verschiedenen Anlagen eine Vergleichbarkeit erreichen zu können, muss die Gleichung (4.86) erweitert werden, indem die Düsenanzahl mitberücksichtigt und die Nutzfallhöhe, als einer der bestimmenden Parameter der Turbine, integriert wird. Durch den Bezug auf die Düsenwassermenge und die Enddimensionierung der Gleichung kann eine charakteristische Gehäusekonstante K_G für vertikale Turbinen bestimmt werden:

$$K_G = \frac{Q_a}{A_{G,i} \cdot z_D \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = \frac{4 \cdot Q_a}{(D_{G,i}^2 - D_A^2) \cdot \pi \cdot z_D \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \quad (4.87)$$

mit: K_G Gehäusekonstante [-]

Für Projekte aus dem Kleinanlagensektor wurde bei EFG, auf Basis ausgeführter Maschinen, die Gehäusekonstante mit $K_G = 7 \cdot 10^{-4}$ für Neukonstruktionen festgelegt. Durch Umformen der Gleichung (4.87) folgt für den Innendurchmesser des Gehäuses:

$$D_{G,i} \geq \left(\frac{4 \cdot Q_a}{\pi \cdot z_D \cdot K_G \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} + D_A^2 \right)^{1/2} \geq 2,583 \text{ [m]} \quad (4.88)$$

mit: $K_G = 7 \cdot 10^{-4}$ (Gültigkeitsbereich: 4-,5- und 6-düsige, vertikale Pelton turbinen)

Zur Festlegung der Gehäuse-Innenhöhe bei vertikalen Pelton-Turbinen gilt alternativ zur Gleichung (4.84):

$$H_{G,i} = 2,1 \text{ bis } 2,5 \cdot B = 0,452 \text{ bis } 0,537 \text{ [m]} \quad (4.89)$$

Der in Gleichung (4.89) verwendete Bezug auf die Becherbreite hat den praktischen Grund, dass die, vom Läufer wegzuleitende, Wassermenge im direkten Verhältnis zur vorliegenden Becherbreite steht.

Demgegenüber wird die von [64] DE SIERVO & LUGARESİ angegebene Korrelation in Gleichung (4.84) mit dem Außendurchmesser des Laufrades gebildet. Da es durch diese Abhängigkeit vor allem bei kleinen spezifischen Drehzahlen zu unnötig hohen Gehäusen kommen kann, ist der mit Gleichung (4.89) ermittelte Bereich als Grenzwertvorschlag anzusehen. In Tabelle 4-8 sind die tatsächlich ausgeführten Hauptabmessungen des Turbinengehäuses zusammengefasst:

Tabelle 4-8: Konstruktionsdaten des Turbinengehäuses – Kraftwerksanlage HALLSTATT

Gehäuse-Innendurchmesser:	$D_{G,i}$	2620	[mm]
Gehäuse-Innenhöhe	$H_{G,i}$	530	[mm]

4.5.3 Düseninjektoren

Anders als bei Großwasserkraftanlagen, werden Pelton-Turbinen im Sektor der Kleinwasserkraft meist durchflussgeregelt (siehe auch Abbildung 2-3 sowie Kapitel 2.3). Somit ist es über das gesamte Durchflussspektrum erforderlich – also beginnend mit Q_{min} bis zur Ausbauwassermenge Q_a – die jeweils wirkungsgradmäßig beste Düsenbetriebsart fahren zu können. Die Düsenauslegung ist daher nicht nur auf die Sicherstellung der

erforderlichen Durchflussmenge(n) im Auslegungspunkt zu beschränken, sondern auch die Möglichkeit des Anfahrens der optimalen Umschaltpunkte muss berücksichtigt werden. Beispielhaft sind in Abbildung 4-33 die – von der Düsenbetriebsart abhängigen – Wirkungsgradkurven einer 6-düsigen Pelton-Turbine für vier unterschiedliche Betriebsarten dargestellt.

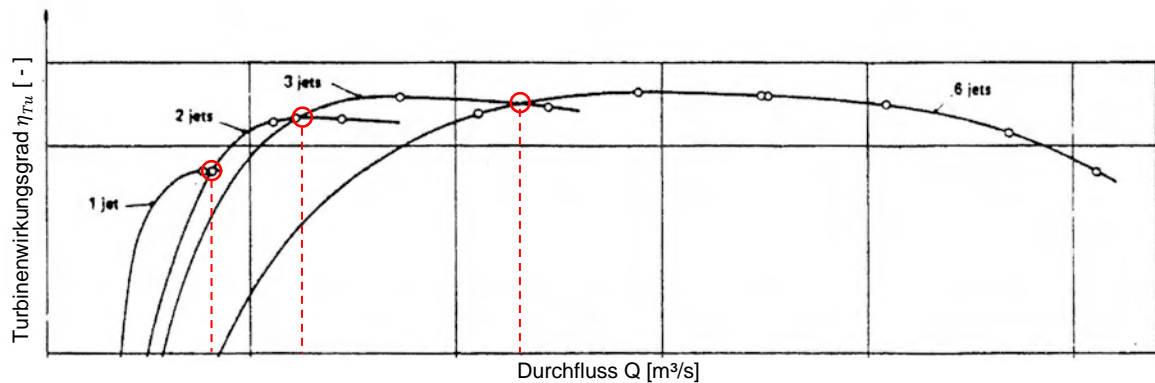


Abbildung 4-33: Wirkungsgradverlauf einer 6-düsigen Pelton-Turbine [83] BREKKE

Bei einer Turbine mit Durchflussregelung – wie sie auch für die Anlage HALLSTATT implementiert ist – erfolgt der Betriebsartwechsel nach einer speziellen Schaltmatrix – optimiert im Hinblick auf einen Ausgleich der Strahlkräfte – wie in Abbildung 4-34 dargestellt. Um die bestmögliche Energieumsetzung zu gewährleisten, wird dabei in der Regel keine Düsenbetriebsart ausgelassen. Lediglich im Nahbereich der Schaltpunkte wird – aufgrund der regelungstechnisch erforderlichen Hysterese – etwas vom optimalen Wirkungsgradverlauf abgewichen, was auch von [83] Brekke; S. 8 beschrieben wird.

		Kennung der Düseninjektoren					
		D1	D2	D3	D4	D5	D6
Düsenbetriebsart	1	X					
	2	X			X		
	3	X		X		X	
	4	X	X		X	X	
	5	X	X	X	X	X	
	6	X	X	X	X	X	X

Abbildung 4-34: Umschaltmatrix der Düsenbetriebsarten – HALLSTATT

Der für die Düsenauslegung kritisch zu betrachtende Umschaltpunkt ist jener, an dem der Wechsel zwischen der 1-düsigen und der 2-düsigen Betriebsart erfolgt. Wie bereits in Abbildung 4-30 gezeigt – und auch aus Abbildung 4-33 abgeleitet werden kann – ist die im 1-düsigen Betrieb benötigte Triebwassermenge deutlich höher als jene, die den Düseninjektor bei Erreichen des Ausbaudurchflusses passiert.

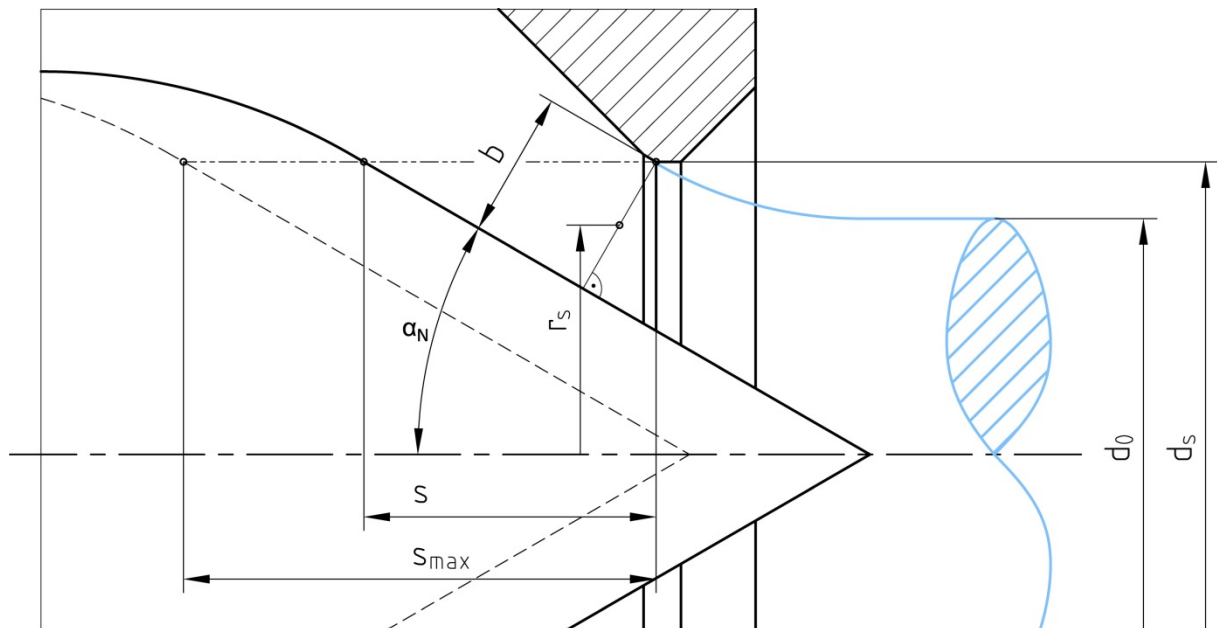


Abbildung 4-35: Charakteristische Abmessungen bei Peltondüsen

Die erforderliche Festlegung der in Abbildung 4-35 gezeigten Düsenabmessungen kann auf zweierlei Arten erfolgen: Zum einen können der notwendige Hub der Düsennadel sowie der Mundstückdurchmesser auf Basis des Modellversuches bzw. aus dem passenden Muscheldiagramm (vgl. Abbildung 4-29) abgeleitet werden. Für den Mundstückdurchmesser gilt ohne die Berücksichtigung eines noch näher zu erläuternden Fallhöheinflusses:

$$d_s = \frac{B}{B_M} \cdot d_{s,M} \quad (4.90)$$

mit: d_s Mundstückdurchmesser [-]
 B Becherbreite [-]
 B_M Becherinnenbreite am Modellversuch [-]
 $d_{s,M}$ Mundstückdurchmesser am Modellversuch [-]

Zur Festlegung des erforderlichen, maximalen Düsenhubes s_{max} ist für den kritischen Umschaltpunkt – und damit für die maximal durch eine Düse abzuarbeitende Wassermenge – das erforderliche Öffnungsverhältnis a_0 bzw. der dimensionslose Düsenhub anhand der Linien konstanter Düsenöffnung des entsprechenden Muscheldiagramms (vgl. Abbildung 4-29) abzuschätzen. Der erforderliche Düsenhub berechnet sich damit wie folgt:

$$s = d_s \cdot a_0 \quad (4.91)$$

mit: s Hub der Düsennadel [m]
 $a_{0,max}$ Öffnungsverhältnis (s/d_s) [-]

Andererseits können die charakteristischen Abmessungen der Peltondüsen mittels alleiniger Betrachtung, ohne Berücksichtigung der in einem Modellversuch hergestellten Verknüpfungen, bestimmt werden. Für den Düsendurchfluss gilt dabei allgemein:

$$Q_D = c_0 \cdot A_0 = Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \quad (4.92)$$

Da der Strahldurchmesser eine Funktion des effektiven Öffnungsquerschnittes ist, ist ein Bezug auf den Austrittsquerschnitt erforderlich. Mit der ersten Regel von GULDIN folgt unter Berücksichtigung der Nomenklatur aus Abbildung 4-35:

$$A_{eff} = 2 \cdot \pi \cdot r_s \cdot b \quad (4.93)$$

mit: A_{eff} Effektiver Austrittsquerschnitt [m]
 r_s Schwerpunktradius [-]
 b Erzeugende Öffnungsdiagonale [-]

Durch Austausch der Fläche des Freistrahles A_0 (siehe Gleichung (4.92)), unter Zuhilfenahme der vorstehend definierten, effektiven Öffnungsfläche und unter Berücksichtigung der Kontraktionsziffer μ nach [59] JABERG; S. 219, folgt:

$$Q_D = c_0 \cdot \mu \cdot A_{eff} = 2 \cdot \pi \cdot r_s \cdot b \cdot \mu \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (4.94)$$

mit: μ Kontraktionsziffer [m]

Mithilfe geometrischer Zusammenhänge ist es möglich, für den Schwerpunktradius und die erzeugende Öffnungsdiagonale zu definieren:

$$b = s \cdot \sin \alpha_N \quad (4.95)$$

$$r_s = \frac{1}{2} \cdot (d_s - b \cdot \cos \alpha_N) = \frac{1}{2} \cdot (d_s - s \cdot \sin \alpha_N \cdot \cos \alpha_N) \quad (4.96)$$

mit: α_N Halbwinkel der Düsennadel [°]

Setzt man die Gleichungen (4.95) und (4.96) in die Beziehung (4.94) ein, so ergibt sich durch diverse Umformungen:

$$Q_D = \mu \cdot \pi \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot (d_s \cdot s \cdot \sin \alpha_N - s^2 \cdot \sin^2 \alpha_N \cdot \cos \alpha_N) \quad (4.97)$$

Eine Substitution des Düsenhubs s durch die mit dem Öffnungsverhältnis gebildete Funktion $s = d_s \cdot a_0$ (vgl. Gleichung (4.91)) führt zu:

$$Q_D = d_s^2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot (a_0 \cdot \sin \alpha_N - a_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_N \cdot \cos \alpha_N) \quad (4.98)$$

Formt man nach dem Mundstückdurchmesser um, erhält man folgende Funktion:

$$d_s = \left(\frac{Q_D}{\mu \cdot \pi \cdot Kc_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot (a_0 \cdot \sin \alpha_N - a_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_N \cdot \cos \alpha_N)} \right)^{1/2} \quad (4.99)$$

Die Kontraktionsziffer μ ist sowohl vom Öffnungsverhältnis a_0 als auch von der anstehenden Fallhöhe abhängig. Nach [59] JABERG nimmt μ – bei einem fixen Öffnungsverhältnis a_0 – pro 1000 [m] Gefälle um ca. 5 % ab, was oft auch als Fallhöhenefekt²⁵ bezeichnet wird.

Im Vergleich dazu gibt [68] KECK, et al. für die Anlage BIEUDRON ($H_p \sim 1773$ [m]; $H_M = 240$ [m])²⁶ einen Rückgang der Kontraktionsziffer von ca. 5,5 % bis 6,5 % an.

²⁵ [65] ZHANG; S. 32 interpretiert den Fallhöhenefekt auch als REYNOLDS-Zahl-Effekt.

²⁶ H_p ist die Fallhöhe des Prototyps, H_M ist die Fallhöhe der homologen Modellmaschine.

Betreffend HALLSTATT kann für die eingesetzte Düsengeometrie auf einen, von EFG aus Messungen gewonnenen Verlauf der Kontraktionsziffer μ zurückgegriffen werden, welcher in Abbildung 4-36 dargestellt ist:

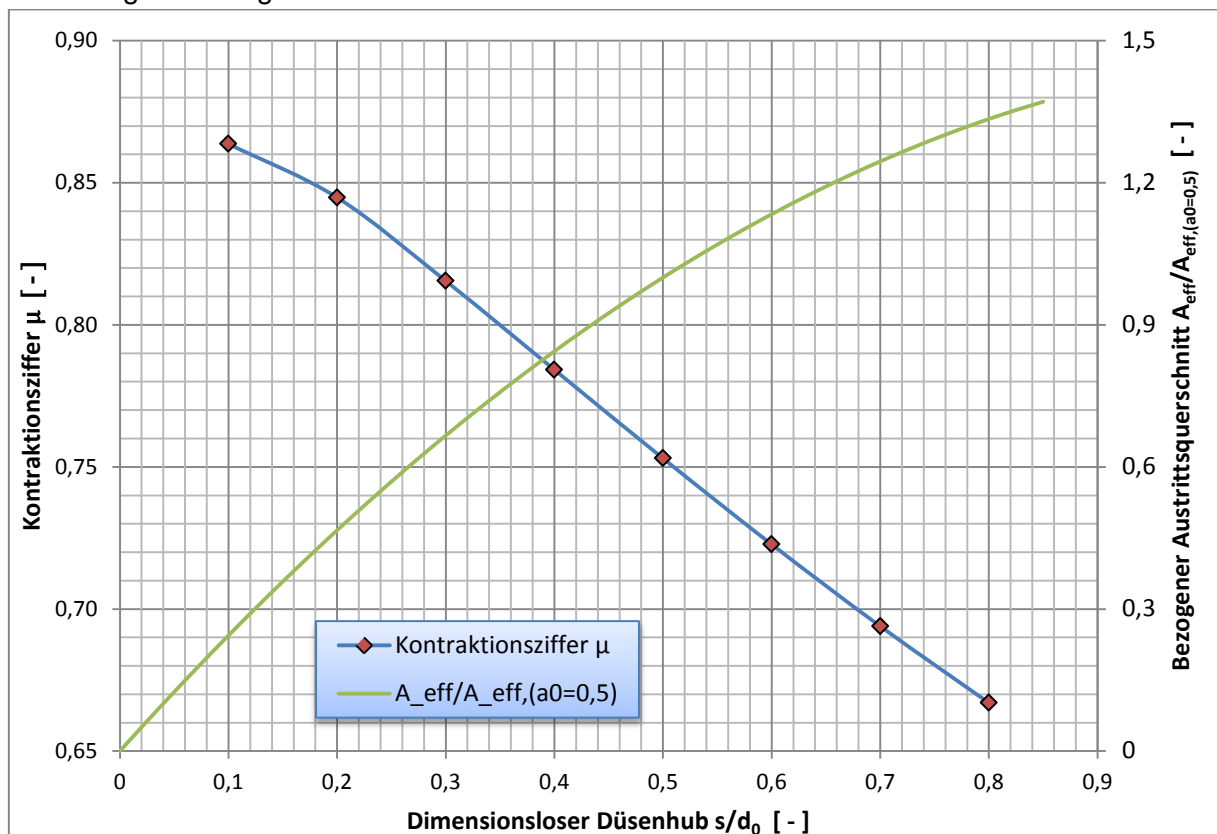


Abbildung 4-36: Verlauf der Kontraktionsziffer μ über dem Öffnungsverhältnis a_0

Aus den Untersuchungen von [84] UNTERBERGER, et al. lässt sich ableiten, dass die besten Düsenwirkungsgrade im Bereich von $a_0 = s/d_s = 0,45$ bis $0,55$ zu erreichen sind. Wird also für den Nennbetriebspunkt ein dimensionsloser Düsenhub von $a_0 = 0,5$ festgelegt, so kann aus Abbildung 4-36 die Kontraktionsziffer mit $\mu = 0,753$ abgelesen werden. Für den Mundstückdurchmesser folgt, unter Berücksichtigung des Halbwinkels α_N der eingesetzten Düsenadel, der Nettofallhöhe $H_n = 312,48$ [m] und dem Düsendurchfluss $Q_D = 0,25$ [m³/s], gemäß Gleichung (4.99):

$$d_s = 0,0836 \text{ [m]} \quad (4.100)$$

mit: $a_0 = 0,5$ [-] $\mu = 0,753$ [-] $H_n = 312,48$ [m] $Q_D = Q_a/z_D = 0,25$ [m³/s]

Zwischen der 1-düsigen und der 2-düsigen Betriebsart ist zusätzlich der Umschaltzeitpunkt zu behandeln, der anhand der Wirkungsgradverläufe ermittelt wurde und bei $0,305$ [m³/s] liegt. Für diesen Durchfluss ergibt sich die Nutzfallhöhe durch die Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation gemäß der Gleichung (3.25) mit einem Wert von $H_{Q=0,305} = 328,83$ [m].

Abbildung 4-36 entsprechend, nimmt der, auf den dimensionslosen Düsenhub $a_0 = 0,5$ bezogene Austrittsquerschnitt mit steigender Öffnung ab. Die Kontraktionsziffer verhält sich dazu diametral, weshalb aus den beiden Verläufen gewonnene Durch- oder Ausflusskurven bei großen Öffnungen stark abflachen. Da dies bei durchflussgeregelten Turbinen zu Schwierigkeiten bei der Pegelregelung führen kann, sollte ein maximaler Düsenhub von ca. $a_{0,max} \cong 0,8$ nicht überschritten werden.

Die vorstehend berechneten Mundstückdurchmesser führen zusammen mit Gleichung (4.98) zum maximalen Düsendurchfluss:

$$Q_{D,max} = 0,303 [m^3/s] \quad (4.101)$$

mit: $a_{0,max} = 0,8 [-]$ $\mu = 0,667 [-]$ $H_n = 328,83 [m]$ $d_s = 0,0836 [m]$

Damit stellt sich heraus, dass der Mundstückdurchmesser noch etwas zu klein ist, weshalb für die Ausführung auf $d_s = 0,085 [m]$ aufgerundet wurde. Die für den Durchfluss von $Q_D = 0,305 [m^3/s]$ ermittelte Fallhöhe muss aufgrund der geringen Abweichung jedoch nicht korrigiert werden, weshalb in einem zweiten Schritt aus Gleichung (4.98) folgt:

$$Q_{D,max} = 0,313 [m^3/s] \quad (4.102)$$

mit: $a_{0,max} = 0,8 [-]$ $\mu = 0,667 [-]$ $H_n = 328,83 [m]$ $d_s = 0,085 [m]$

In Anlehnung an Gleichung (4.91) ermittelt sich der zugehörige Düsenhub folgendermaßen:

$$s_{max} = d_s \cdot a_{0,max} = 0,085 \cdot 0,8 = 0,068 [m] \quad (4.103)$$

mit: s_{max} Maximalhub der Düsennadel [m]

$a_{0,max}$ Maximales Öffnungsverhältnis (s/d_s) [-]

Für den Eintrittsdurchmesser des Düseninjektors $d_{I,e}$, respektive auch dessen Nennweite, gibt [27] BOHL; S. 117 folgenden Bereich für innengeregelte Ausführungen an:

$$d_{I,e} = 3,5 \text{ bis } 4,0 \cdot d_0 = 0,225 \text{ bis } 0,257 [m] \quad (4.104)$$

mit: $d_{I,e}$ Eintrittsdurchmesser Düseninjektor [m]

Alternativ kann die Bestimmung des Eintrittsquerschnittes bzw. des Eintrittsdurchmessers auch über die dimensionslose Eintrittsgeschwindigkeit $K_{C_{I,e}}$ erfolgen, die folgendermaßen definiert wird:

$$K_{C_{I,e}} = \frac{c_e}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{\frac{4 \cdot Q_d}{d_e^2 \cdot \pi}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{4 \cdot Q_d}{d_e^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (4.105)$$

mit: $K_{C_{I,e}}$ Dimensionslose Eintrittsgeschw. Injektor [-]

Gemäß [59] JABERG; S. 219 gilt für die Schnittstelle zwischen Ringleitung und Düseninjektor ein Bereich von $K_{C_{I,e}} = 0,06$ bis $0,11$, wobei ein kleinerer $K_{C_{I,e}}$ -Wert einer größeren Fallhöhe zuzuordnen ist und umgekehrt. Für Anlagen aus dem Small-Hydro-Segment ist es – aus Gründen der Fertigung und zur Verbesserung des Fremdkörperdurchgangs – empfehlenswert, die Richtwerte der dimensionslosen Geschwindigkeit insofern anzupassen, als dass die absoluten Strömungsgeschwindigkeiten geringer ausfallen. Demnach kann zur Dimensionierung von kleinen Pelton-Turbinen mit $K_{C_{I,e}} = 0,05$ bis $0,10$ für Fallhöhen von 700 bis $100 [m]$ gerechnet werden. Umgelegt auf die hier behandelte Pelton-Turbine HALLSTATT, folgt alternativ zur Gleichung (4.104), mit Bezug auf den Nennbetriebspunkt und mit einer gewählten, dimensionslosen Eintrittsgeschwindigkeit von $K_{C_e} = 0,07$:

$$d_{I,e} = \left(\frac{4 \cdot Q_D}{\pi \cdot K_{C_{I,e}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} \right)^{1/2} = 0,241 [m] \quad (4.106)$$

Ergänzend gibt [85] BREKKE, et al.; S. 161 zur Abschätzung des Strömungsquerschnitts an der Düsenhaube (Düsenglocke) einen Bereich von $K_{C_{I,G}} = 0,12$ bis $0,15$ an. Dieser hat jedoch für kleine Anlagen nur informativen Charakter, da die daraus resultierenden, sehr kleinen geometrischen Abmessungen in der Regel – aus den bereits beschriebenen Gründen – nicht ausgeführt werden.

Bei der Konstruktion der innengeregelter Peltondüsen wurde, aus Gründen der Fertigungsvereinfachung, der Nenndurchmesser der Injektoren mit 300 [mm] deutlich größer als berechnet gewählt. In Tabelle 4-9 sind die ausgeführten Hauptabmessungen der Düseninjektoren zusammengefasst.

Tabelle 4-9: Konstruktionsdaten der Düseninjektoren – Kraftwerksanlage HALLSTATT

Mundstückdurchmesser:	d_s	85	[mm]
Maximaler Düsenhub:	s_{\max}	68	[mm]
Eintrittsdurchmesser/Nennweite Düseninjektor:	$d_{i,e}$	300	[mm]

4.5.4 Dimensionierung und Konstruktion der Ringleitung

Aufgabe der Ring- oder Verteilerrohrleitung ist es im Wesentlichen, eine möglichst verlustfreie Zuführung der zu nutzenden Wassermenge zu den einzelnen Düsen sicherzustellen. Vor allem bei einseitig angespeisten Ringleitungssystemen (vgl. Abbildung 4-37) – wie sie bei Kleinwasserkraftanlagen fast ausschließlich zur Verwendung kommen – können, durch reibungs- und geometrieinduzierte Strömungsbeeinträchtigungen, ungleichmäßige Druckhöhen an den Eintrittsflächen der Düseninjektoren resultieren. Daraus folgt, dass sich – z. B. trotz gleichmäßiger Öffnung aller Düsen – die jeweiligen Einzeldurchflüsse voneinander unterscheiden können.

Wesentlich ist auch die an die Ringleitung gerichtete Anforderung, die Triebwasserzuführung zu den Düseninjektoren mit möglichst gleichförmigen Strömungsprofilen und frei von großen Wirbelstrukturen zu ermöglichen. Die, aus Umlenkungen und Störstellen innerhalb der Ringleitung resultierenden, asymmetrischen Geschwindigkeitsverteilungen sowie Sekundärströmungen haben nach [86] STAUBLI, et al.; S. 182 f. wesentlichen Einfluss auf die Qualität des Wasserstrahls und damit auf den Wirkungsgrad der Pelton-Turbine. Weiters kann es durch einen beeinträchtigten Freistrahls zu erhöhter Geräuschemission kommen, was bei ausgeprägter Bildung von Strähnen auch zu Kavitationserscheinungen am Laufrad zur Folge haben kann, wie [87] PERON, et al.; S. 5 am Beispiel der Anlage BORDOGNA (ENEL, Italien) ausführt.

Um die genannten Einflüsse schon im Zuge des Ringleitungsentwurfes zu minimieren, ist die Prämisse, unnötige Strömungsumlenkungen zu vermeiden und die erforderlichen Richtungsänderungen möglichst sanft bei gleichzeitig geringen Geschwindigkeiten auszuführen, ein probates Mittel. Daraus lassen sich Designkriterien ableiten, die als Basis für den Entwurf der Düsenringleitung HALLSTATT gelten sollen:

- Die Mittelachse der Ringleitung sollte in der Ebene des Laufrades liegen, um keine vertikalen Richtungsänderungen erforderlich zu machen.

- Die einzelnen Verteiler (Schrägabzweiger) sollten aus gekanteten oder eingerollten Kegelstümpfen bestehen, welche entlang ihrer zerfallenden Schnittkurven zusammengesetzt und verschweißt werden. Erforderliche Verstärkungen sollten – nach Möglichkeit – nicht oder nur so wenig wie möglich in den Strömungsraum eindringen.
- Trifft man die Annahme, dass die örtlichen Verlustbeiwerte der einzelnen Verzweiger entlang der Ringleitung dieselben sind, ergibt sich aus der Erfordernis möglichst gleichförmiger Druckhöhen die Notwendigkeit einer über der Länge abnehmenden, dimensionslosen Strömungsgeschwindigkeit Kc_R . Damit können zwar voneinander abweichende Eintrittsdrücke an den sechs Düseninjektoren nicht vermieden, jedoch reduziert werden.

Die strömungsrelevanten Abmessungen einer Verteilerrohrleitung lassen sich, im Vergleich zu anderen Hauptabmessungen der Pelton-Turbine, nur schwer mit allgemein gültigen Gleichungen erfassen. Von [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 569 und [64] DE SIERVO & LUGARES; S. 46 f. werden Anhaltswerte für die umschriebenen Außenabmessungen als Funktion des Gehäusedurchmessers angegeben, welche zwar als Größenabschätzung für die Erstellung von Aufstellungsplänen hilfreich sein können, im Zuge der Dimensionierung und Konstruktion allerdings keine Anwendung finden. Lediglich für die Eintrittsgeschwindigkeit $c_{R,e}$ am Beginn der Ringleitung kann Folgendes angegeben werden:

$$c_{R,e} = 0,82 + 0,358 \cdot \sqrt{H_n} = 0,82 + 0,358 \cdot \sqrt{312,48} = 5,19 \text{ [m/s]} \quad (4.107)$$

mit: $c_{R,e}$ Eintrittsgeschwindigkeit der Ringleitung [m/s]

Der Eintrittsdurchmesser in die Ringleitung $d_{R,e}$ wurde im Zuge der Konstruktion mit 620 [mm] gewählt, um genormte Rohrdimensionen ab dem Verteiler 1 verwenden zu können. Dadurch stellt sich bei Nenndurchfluss eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 4,97 [m/s] ein. Wie auch schon für den Düseninjektor in Gleichung (4.105) gezeigt, kann diese am Eintritt in die Verteilerrohrleitung auch enddimensioniert werden:

$$Kc_{R,e} = \frac{c_{R,e}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{4 \cdot Q_d}{d_{R,e}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = 0,0635 \quad (4.108)$$

mit: $Kc_{R,e}$ Dimensionslose Eintrittsgeschwindigkeit Ringleitung [-]

Vergleicht man die vorstehend berechnete, dimensionslose Eintrittsgeschwindigkeit in die Verteilerrohrleitung $Kc_{R,e}$ mit dem, von [85] BREKKE, et al.; S. 159 für vertikale Pelton-Turbinen angegebenen Bereich von $Kc_{R,e} = 0,08$ bis $0,10$, wird deutlich, dass aus der Wahl des Eintrittsdurchmessers geringere Geschwindigkeiten resultieren. Im Hinblick auf die, von der Strömungsgeschwindigkeit abhängigen, Reibungsverluste ist das kein Nachteil, lediglich die Herstellungskosten nehmen – im Vergleich zu ausgereizten Konstruktionen – zu. Bei der hier behandelten Pelton-Turbine wurde diese Verteuerung – unter Berücksichtigung der überschaubaren absoluten Bauteilgröße – in Kauf genommen. In Tabelle 4-10 sind die gewählten Hauptabmessungen der Ringleitung zusammengefasst:

Tabelle 4-10: Konstruktionsdaten der Ringleitung – Kraftwerksanlage HALLSTATT

Eintrittsdurchmesser Verteilerrohrleitung:	$d_{R,e}$	620	[mm]
Austrittsdurchmesser Verteilerrohrleitung:	$d_{R,a} = d_{I,e}$	300	[mm]

Weitere Festlegungen der einzelnen Abmessungen erfolgten im Zuge der Konstruktionsplanung der Pelton-Turbine. Vorgegeben sind dabei die in Tabelle 4-10 festgelegten Ein- und Austrittsabmessungen sowie die Positionen der Schnittstellen zwischen der Verteilerrohrleitung und den Düseninjektoren. Letztere ergeben sich im Wesentlichen aus dem Strahlkreis und den Gehäuseabmessungen. In Abbildung 4-37 sind der Strömungsraum der ausgeführten Verteilerrohrleitung und der Düseninjektoren nebst den wichtigsten charakteristischen Durchmessern von Laufrad und Gehäuse dargestellt:

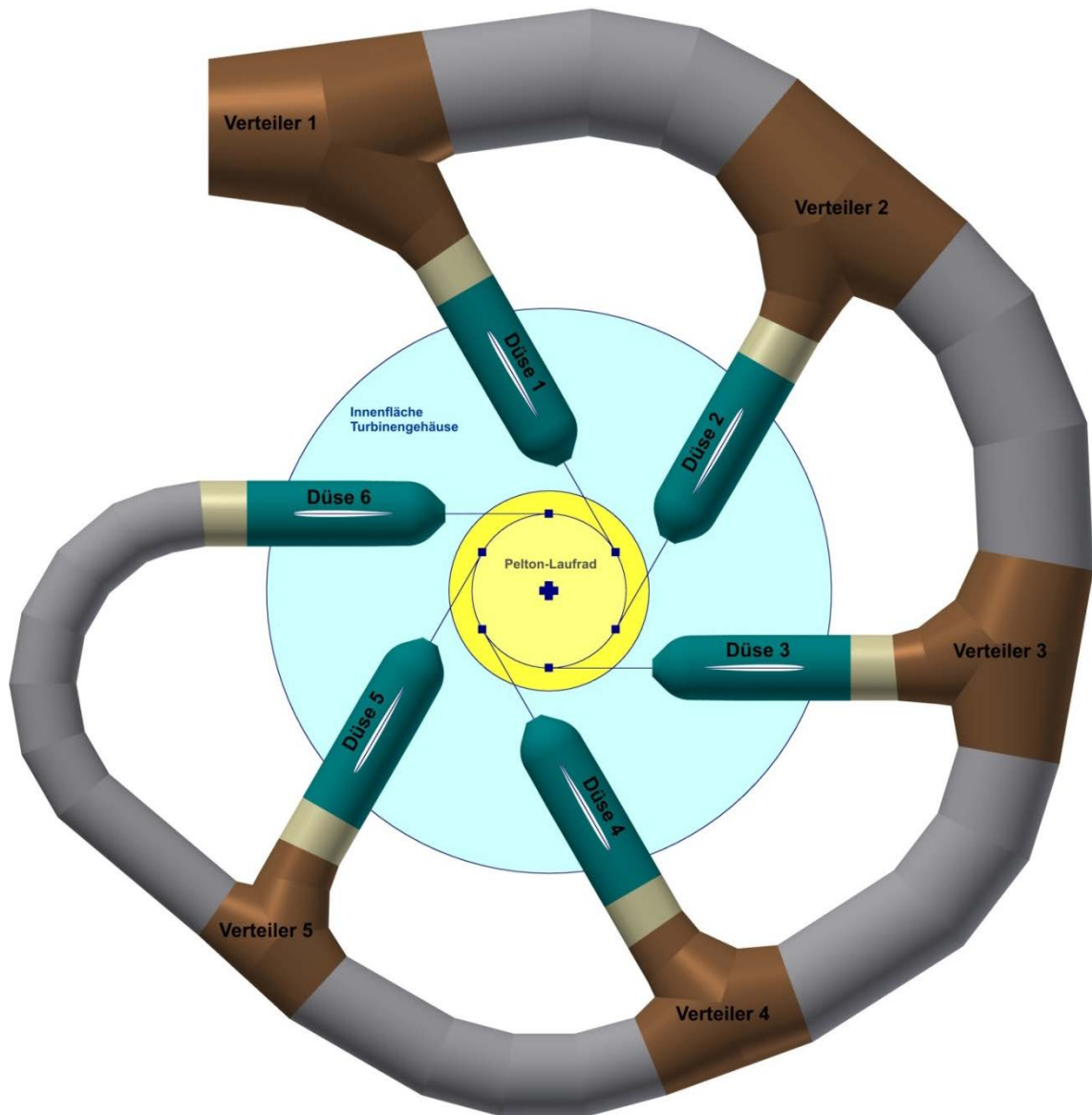
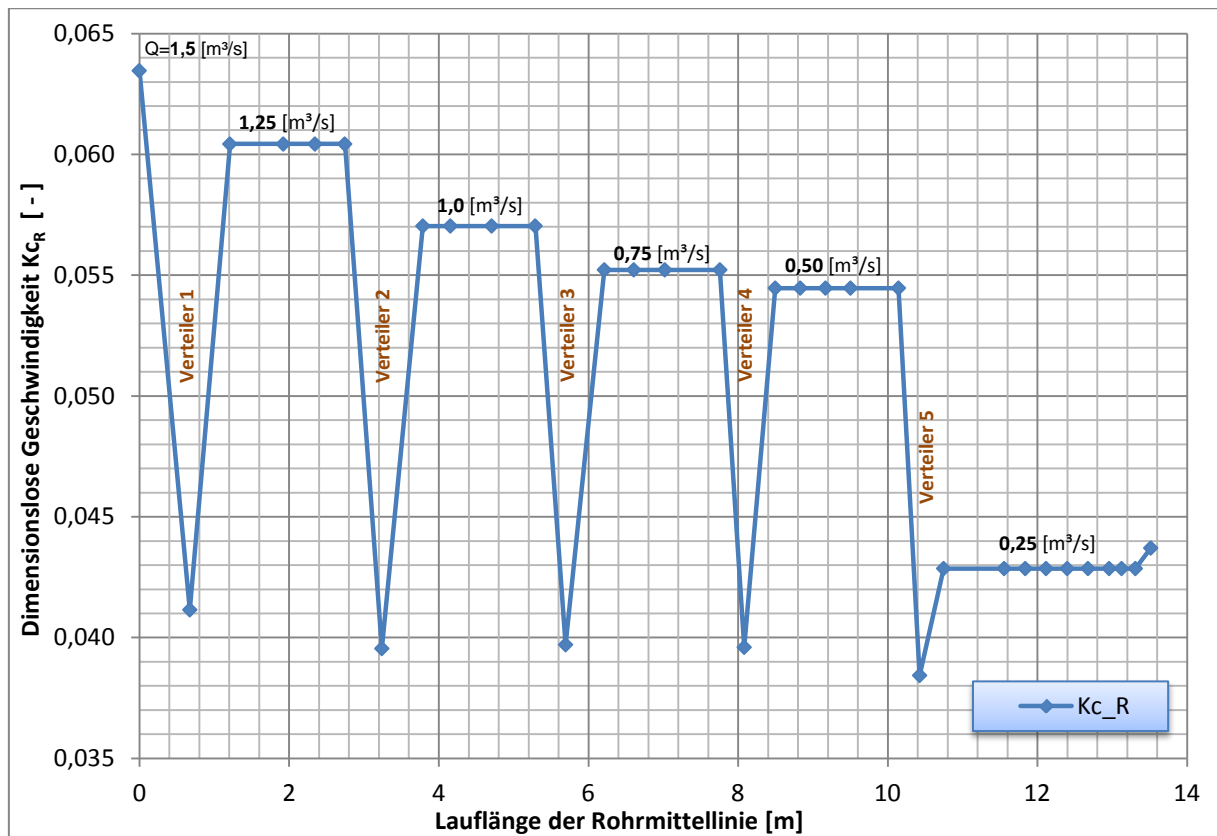


Abbildung 4-37: Strömungsraum von Ringleitung und Injektoren – Kraftwerk HALLSTATT

Wie aus der vorstehenden Abbildung ersichtlich ist, wurde die Ringleitung ausnahmslos aus Rohrsegmenten und Kegelstümpfen aufgebaut. Der Verzicht auf genormte Bögen oder Bogensegmente wurde dabei bewusst durchgeführt, da diese – hinsichtlich Nenndurchmesser und Krümmungsradien – nur in groben Abstufungen erhältlich sind. Dadurch wurde es einfacher, dem Wunsch nach einer über der Ringleitungslänge abnehmenden, dimensionslosen Strömungsgeschwindigkeit Kc_R entgegenzukommen. In Abbildung 4-38 ist deren Verlauf entlang der Mittelachse der Verteilerrohrleitung für den 6-düsigen Betrieb im Nennbetriebspunkt näherungsweise dargestellt. Die fünf Einbrüche im Bereich der Schrägverteiler resultieren aus den lokalen Querschnittserweiterungen.

Abbildung 4-38: Dimensionslose Geschwindigkeit K_{c_R} entlang der Ringleitungsachse

4.6 Leistungsberechnung und Generatorauslegung

Den Abschluss der Maschinendimensionierung bildet die Auslegung des Generators. Die in den vorangegangenen Punkten aufgearbeiteten Randbedingungen und charakteristischen Parameter der Anlage gehen dabei in die Wirkleistungsberechnung der Turbine mit ein. In Anlehnung an die Gleichung (3.26) folgt für die Turbinenleistung im Nennbetriebspunkt:

$$P_{Tu} = \bar{g} \cdot \bar{\rho}_w \cdot Q_a \cdot H_n \cdot \eta_{Tu} \cdot \frac{1}{10^3} \quad (4.109)$$

mit:	P_{Tu}	Turbinenleistung	[kW]	
	\bar{g}	Mittlere Erdbeschleunigung	[m/s^2]	
	$\bar{\rho}_w$	Mittlere Dichte des Triebwassers	[kg/m^3]	
	Q_a	Ausbauwassermenge	[m^3/s]	(siehe Tabelle 4-6)
	H_n	Nettofallhöhe	[m]	(siehe Tabelle 4-6)
	η_{Tu}	Turbinenwirkungsgrad im Nennbetrieb	[-]	

Bei der Bestimmung der für den Anlagenstandort gültigen, mittleren Erdbeschleunigung – kann aufgrund des linearen Einflusses der absoluten Höhenlage mit einer mittleren Höhenkote der Druckrohrleitung gearbeitet werden:

$$\bar{z}_{0-1} = \frac{z_0 + z_1}{2} = \frac{870,25 + 540,60}{2} = 705,425 \text{ [m]} \quad (4.110)$$

mit: \bar{z}_{0-1} Mittlere Höhenkote der Druckrohrleitung [m]

Die Werte für die Höhenkoten sind der Tabelle 4-6 entnommen. Nach den Erdschweremodell der WELMEC (European Cooperation in Legal Metrology) ist die mittlere Fallbeschleunigung wie folgt definiert:

$$\bar{g} = 9,780318 \cdot (1 + 0,0053024 \cdot \sin^2 \varphi_B - 0,0000058 \cdot \sin^2 2 \cdot \varphi_B) - 3,085 \cdot 10^{-6} \cdot \bar{z}_{0-1} \quad (4.111)$$

mit: \bar{g} Mittlere Erdbeschleunigung [m/s²]
 φ_B Geografische Breite am Anlagenstandort [°]

Für den Standort der Anlage HALLSTATT kann demnach folgende mittlere Erdbeschleunigung angegeben werden:

$$\bar{g} = 9,80578 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (4.112)$$

mit: \bar{z}_{0-1} 705,425 (siehe Gleichung (4.110)) [m]
 φ_B 47,55003 (siehe Tabelle 4-6) [°]

Im Zuge der Leistungsermittlung wird neben der mittleren Fallbeschleunigung auch die mittlere Triebwasserdichte benötigt. Diese wird als arithmetischer Mittelwert aus den am Oberwasserspiegel und an der Turbine vorliegenden Triebwasserdichten ermittelt:

$$\bar{\rho}_w = \frac{\rho_{w,0} + \rho_{w,1}}{2} \quad (4.113)$$

mit: $\rho_{w,0}$ Triebwasserdichte am Oberwasserspiegel [kg/m³]
 $\rho_{w,1}$ Triebwasserdichte am Turbineneintritt [kg/m³]

Zur Berechnung der Triebwasserdichte an der Stelle 0 (Oberwasserspiegel bzw. HWL) und der Stelle 1 (Turbineneintritt) wird in der IEC 60041; S. 387 die Gleichung von HERBST UND RÖGENER herangezogen. Da der Aufbau dieser Formulierung sehr aufwändig ist, kann für Kleinwasserkraftanlagen – ohne einen Nachteil befürchten zu müssen – auf die Gleichung von [89] WAGENBRETH & BLANKE zurückgegriffen werden:

$$\rho_{w,i} = 999,972 \cdot \left[1 - \frac{(t_i - 4,6846)^2}{510113,5} \cdot \frac{t_i + 289,7991}{t_i + 58,11615} \right] \cdot \frac{1}{1 - k \cdot p_i} \quad (4.114)$$

mit: $\rho_{w,i}$ Triebwasserdichte, Stelle i [kg/m³]
 t_i Temperatur, Stelle i [°C]
 k Kompressibilitätskonstante Wasser [bar⁻¹] = 47,1 · 10⁻⁶
 p_i Relativdruck, Stelle i [bar]

Demzufolge kann die Dichte des Wassers auf Höhe des Oberwasserspiegels (Stelle 0), auf Basis der Gleichung (4.114), angegeben werden mit:

$$\rho_{w,0} = 999,971 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.115)$$

mit: $\rho_{w,0}$ Triebwasserdichte am Oberwasserspiegel [kg/m³]
 $t_i = 5$ [°C] (vgl. Tabelle 4-6) $p_0 = 0$ [bar] (Relativdruck)

Die Ermittlung der Dichte vor der Turbine (Stelle 1) gestaltet sich etwas aufwändiger, da Druck und Dichte voneinander wechselseitig abhängig sind. In einem ersten Schritt kann der Druck p_1 mittels der, in Gleichung (4.115) ermittelten Triebwasserdichte am Oberwasserspiegel ermittelt werden:

$$p_1 \cong \rho_{w,0} \cdot \bar{g} \cdot H_n \cdot 10^{-5} = 30,64 \text{ [bar]} \quad (4.116)$$

mit: $\rho_{w,0} = 999,971$ [kg/m³] $\bar{g} = 9,80578$ [m/s²] $H_n = 312,486$ [m]

Durch Anwendung der Gleichung (4.114) folgt für die Dichte des Wassers am Turbineneintritt (Stelle 1):

$$\rho_{w,1} \cong 1001,511 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.117)$$

mit: $\rho_{w,1}$ Triebwasserdichte am Turbineneintritt [kg/m³]
 t_1 5 (vgl. Tabelle 4-6) [°C]
 p_1 32,64 (vgl. Gleichung (4.116)) [bar]

Mithilfe der Gleichung (4.113) kann für die mittlere Dichte in erster Näherung ein Wert von $\bar{\rho}_w \cong 1000,74 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ errechnet werden. Ersetzt man mit dieser Größe den entsprechenden Term in der Gleichung (4.116), ergibt sich für den Druck p_1 folgende Beziehung:

$$p_1 = \bar{\rho}_w \cdot \bar{g} \cdot H_n \cdot 10^{-5} = 30,664 \text{ [bar]} \quad (4.118)$$

mit: $\bar{\rho}_w = 1000,74 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\bar{g} = 9,80578 \text{ [m/s}^2\text{]}$ $H_n = 312,486 \text{ [m]}$

Setzt man den gewonnenen Druckwert wieder in die Gleichung (4.114) ein, erhält man für den Turbineneintritt folgende Dichte:

$$\rho_{w,1} = 1001,512 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.119)$$

mit: $\rho_{w,1}$ Triebwasserdichte am Turbineneintritt [kg/m³]
 t_1 5 (vgl. Tabelle 4-6) [°C]
 p_1 32,664 (vgl. Gleichung (4.118)) [bar]

Der Unterschied zwischen dem Ergebnis, das mit der ersten Näherung (Gleichung (4.117)) gewonnen wurde, und dem weiteren Iterationsschritt (Gleichung (4.119)) ist äußerst gering, weshalb zusätzliche Schleifen zur Verbesserung der Genauigkeit nicht erforderlich sind. Für die mittlere Dichte gilt somit gemäß Gleichung (4.113):

$$\bar{\rho}_w = \frac{\rho_{w,0} + \rho_{w,1}}{2} = \frac{999,971 + 1001,512}{2} = 1000,74 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4.120)$$

Um die Turbinenleistung auf Basis der Beziehung (4.109) ermitteln zu können, fehlt nur noch der Turbinenwirkungsgrad. Für den Ausbaudurchfluss wurde dieser von der Herstellerfirma mit $\eta_{Tu} = 0,908$ angegeben, weshalb sich die Turbinenleistung wie folgt ermitteln lässt:

$$P_{Tu} = \bar{g} \cdot \bar{\rho}_w \cdot Q_a \cdot H_n \cdot \eta_{Tu} \cdot 10^{-3} \quad (4.121)$$

$$P_{Tu} = 9,80578 \cdot 1000,74 \cdot 1,5 \cdot 312,486 \cdot 0,908 \cdot 10^{-3} = 4176,5 \text{ [kW]}$$

Unter Miteinbeziehung des seitens des EVU's geforderten Stellbereichs des Leistungsfaktors $\cos \varphi$ erfolgt die Festlegung der erforderlichen Generatorleistung:

$$S = \frac{P_{Tu}}{\cos \varphi} = \frac{4176,5}{0,9} \cong 4640 \text{ [kVA]} \quad (4.122)$$

mit: S Scheinleistung Generator [kVA]
 $\cos \varphi$ Leistungsfaktor (vgl. Tabelle 4-6) [-]

Der Generator wurde daraufhin auf eine im Dauerbetrieb zu erbringende Scheinleistung von 4700 [kVA] dimensioniert und von der Firma ELIN MOTOREN hergestellt.

5 Konstruktion der Pelton-Turbine

Durch die im vorangegangenen Kapitel durchgeführte Maschinenauswahl sowie die darauf aufbauende Ermittlung der wesentlichen Hauptabmessungen einzelner Maschinenkomponenten ist die Grundlage für die Maschinenkonstruktion geschaffen. Die hierfür entscheidenden Parameter und charakteristischen Größen sind in der nachfolgenden Tabelle 5-1 zusammengefasst dargestellt:

Tabelle 5-1: Zusammenfassung maßgeblicher Konstruktionsparameter – HALLSTATT

Nettofallhöhe am Turbineneintritt bei Q_a :	H_n	312,486	[m]	(4.1)
Ausbauwassermenge:	Q_a	1,50	[m ³ /s]	<i>lt. Vorgabe</i>
Minimalwassermenge im Turbinenbetrieb:	Q_{min}	0,05	[m ³ /s]	<i>lt. Vorgabe</i>
Anzahl der Düsen:	z_D	6	[-]	Abbildung 4-25
Nennzahl:	n	1000	[min ⁻¹]	Abbildung 4-25
Turbinen-Nennleistung:	P	4176	[kW]	(4.121)
Scheinleistung Generator:	S	4700	[kVA]	(4.122)
Stellbereich des Leistungsfaktors:	$\cos \varphi$	0,9üe - 0,95ue	[-]	<i>lt. Vorgabe</i>
Mittlere Triebwassertemperatur:	t	5	[°C]	<i>lt. Vorgabe</i>
Mittlere Dichte des Nutzwassers:	$\bar{\rho}_w$	1000,74	[kg/m ³]	(4.120)
Mittlere Erdbeschleunigung:	\bar{g}	9,80578	[m/s ²]	(4.112)
Strahlkreisdurchmesser:	D	715	[mm]	(4.74)
Strahldurchmesser (bei Q_a):	d_0	64,25	[mm]	(4.24)
Geometrieverhältnis am Laufrad:	D/d_0	11,13	[-]	(4.75)
Becherbreite:	B	215	[mm]	(4.72)
Schaufelanzahl:	Z	20	[-]	<i>lt. Versuch</i>
Laufrad-Außendurchmesser:	D_A	928	[mm]	(4.76) / (4.77)
Mundstückdurchmesser:	d_s	85	[mm]	(4.100)
Maximaler Düsenhub:	s_{max}	68	[mm]	(4.103)
Eintrittsdurchmesser/Nennweite Düseninjektor:	$d_{l,e}$	300	[mm]	(4.106)
Gehäuse-Innendurchmesser:	$D_{G,i}$	2620	[mm]	(4.83) / (4.88)
Gehäuse-Innenhöhe:	$H_{G,i}$	530	[mm]	(4.84) / (4.89)
Eintrittsdurchmesser Verteilerrohrleitung:	$d_{R,e}$	620	[mm]	-
Austrittsdurchmesser Verteilerrohrleitung:	$d_{R,a} = d_{l,e}$	300	[mm]	-

Neben den vorstehend zusammengefassten Parametern galt es, im Verlauf des Konstruktionsprozesses diverse Designkriterien des Auftraggebers zu berücksichtigen. Diese sind Teil eines detailliert ausgeführten Lastenheftes, welches bereits im Rahmen der

Angebotsphase die Grundlage zum Vergleich der Angebote bildete. Die für die Maschinenkonstruktion wesentlichsten Punkte sind nachfolgend auszugsweise angeführt:

- Vorgegebene Aufstellungshöhe der Turbine z_T deutlich oberhalb des HQ₁₀₀ Pegels;
- Düseninjektoren mit innenliegender, hydraulisch betätigter Verstellung und integrierten, berührungslos arbeitenden Positionssensoren;
- die Düsen- und Abdrücker-Steuerung sowie das Turbinenabsperrrorgan müssen im Notschlussfall unabhängig voneinander reagieren (dreifache Notschluss-Redundanz);
- Synchrongenerator mit Gleitlagerung und redundanter Ölumlaufschmierung, Lageranhebung am Traglager und geschlossener Kühlkreislauf;
- Zugänglichkeit für Servicearbeiten ist weitestgehend zu optimieren;
- minimale Geräuschemission über den Unterwasserkanal ins Freie;

Die Übersichtszeichnungen für die elektromechanische Kraftwerksausrüstung und die Rohr- und Instrumentenfließschemata (R&I-Fließschemata) wurden in weiterer Folge mithilfe der Zeichensoftware AUTOCAD® MECHANICAL 2012 der Firma AUTODESK®, INC. zweidimensional erstellt. Für den Entwurf der Düseninjektoren wurde die gleiche Vorgehensweise gewählt. Diese mussten, resultierend aus den für innenregulierte Düsen sehr kleinen geometrischen Abmessungen, von Grund auf neu entworfen werden.

Für die Erstellung der Fertigungszeichnungen wurde daraufhin die komplette Turbine – inklusive der Hilfsaggregate – im 3D-CAD Programm AUTODESK® INVENTOR® PROFESSIONAL 2013 modelliert, und daraus die Basis für die erforderlichen Detailzeichnungen abgeleitet. Details aus der Konstruktion können in dieser Arbeit jedoch nicht veröffentlicht werden. Eine aussagekräftige Übersichtszeichnung ist dieser Arbeit in Anhang 6 beigelegt.

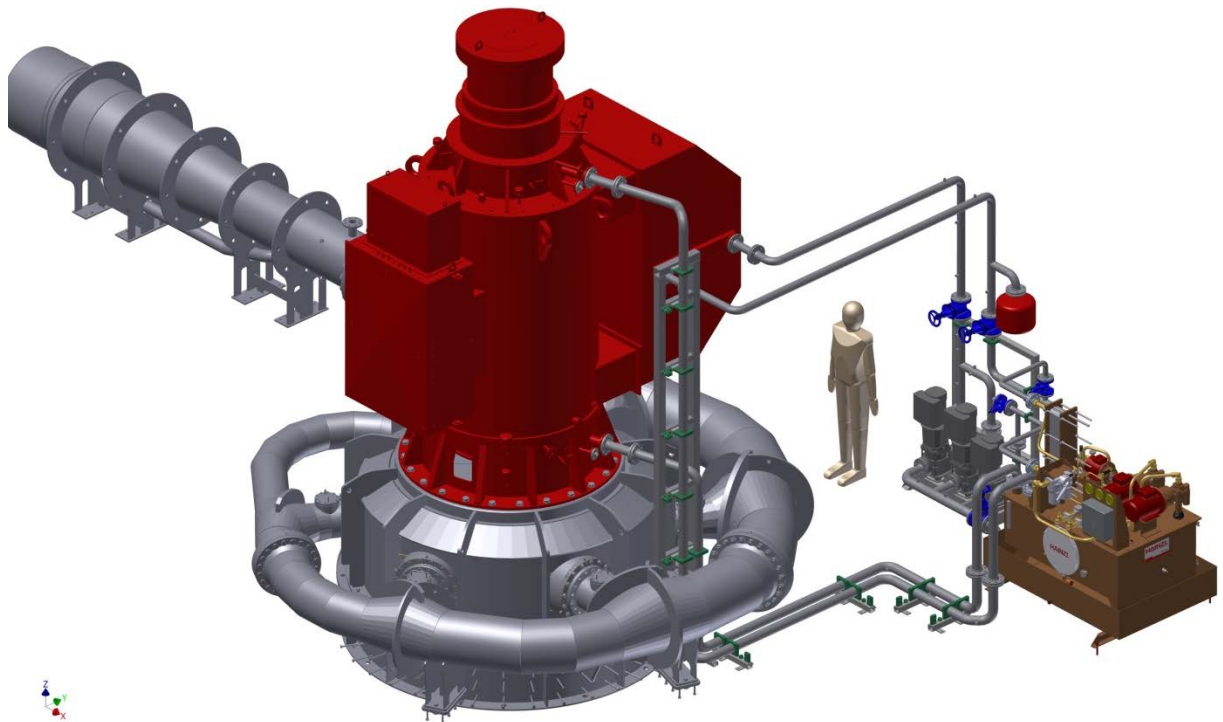


Abbildung 5-1: CAD-Modell der Pelton-Turbine – HALLSTATT (Darstellung EFG)

6 Messungen an der realen Maschine im Einsatz

Nahezu unabhängig von der tatsächlichen Anlagengröße wird am Ende der Errichtungs- und Inbetriebsetzungsphase der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung eine Leistungs- und Wirkungsgradüberprüfung durchgeführt. In der Regel ist diese Messreihe ein integraler Bestandteil des Vertrages zwischen dem Bauherrn und dem Turbinenlieferanten und wird oft durch unabhängige Stellen unter Einhaltung vereinbarten Normen (z. B. IEC 60041 oder IEC 62006) durchgeführt.

Im Fokus solcher Messungen stehen dabei die, vom Anlagenhersteller garantierten, durchflussabhängigen Wirkungsgradpunkte, deren Anzahl und Gewichtung im Zuge der Angebotsphase vom Auftraggeber bestimmt werden. Je nach Vertragswerk wird dabei zwischen hydraulischen – nur Turbine – und elektromechanischen – Turbine und Generator – Wirkungsgraden unterschieden.

Für die in dieser Arbeit betrachtete Kleinwasserkraftanlage HALLSTATT wurde der Nachweis für das Erreichen der garantierten Turbinenwirkungsgrade (neun Garantiepunkte) im Rahmen einer, vom Bauherrn in Auftrag gegebenen, Untersuchung erbracht.

Um aus einer Messung konkrete Rückschlüsse auf die Auslegung und Konstruktion der Turbine ziehen zu können, sind diese neun Punkte jedoch deutlich zu wenig. Von vordergründigem Interesse ist bei Pelton-Turbinen das Herausarbeiten der Wirkungsgradkurven für die jeweiligen Düsenbetriebsarten, wobei für jede Fahrweise zehn oder mehr Messpunkte erforderlich sind.

Im Rahmen der Inbetriebsetzung der Turbine HALLSTATT war eine solche Messung, aufgrund des dafür erforderlichen Zeitbedarfes, nicht durchzuführen. Deshalb wurde für die abschließende Analyse die Betriebsdatenaufzeichnung aus der Anlagensteuerung herangezogen.

6.1 Messkonfiguration

Zur Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades einer Turbine aus den aufgezeichneten wird folgende Gleichung angewendet:

$$\eta_{Tu} = \frac{P_{El}}{\bar{g} \cdot \bar{\rho}_w \cdot Q \cdot H_{f(p_1;Q)} \cdot \eta_{G,f(S;\cos\varphi)} \cdot 10^{-3}} \quad (6.1)$$

mit:	η_{Tu}	Wirkungsgrad Turbine	[-]	
	$\eta_{G,f(S;\cos\varphi)}$	Wirkungsgrad Generator	[-]	$f(S) = f(\text{Scheinleistung})$
	P_{El}	Elektrische Wirkleistung	[kW]	
	Q	Durchfluss	[m ³ /s]	
	$H_{f(p_1;Q)}$	Fallhöhe	[m]	
	\bar{g}	Mittlere Erdbeschleunigung	[m/s ²]	
	$\bar{\rho}_w$	Mittlere Dichte des Triebwassers	[kg/m ³]	

Demnach sind aus den Betriebsdaten die elektrische Wirkleistung P_{El} , der Durchfluss Q und der Druck an der Stelle 1' (p_1) zur Ermittlung der Fallhöhe $H_{f(p_1;Q)}$ zu extrahieren. Darüber hinaus ist für die Wirkungsgradermittlung des Generators die Blindleistung Q_{El} zur Bestimmung der Scheinleistung S_{El} und des Leistungsfaktors $\cos\varphi$ erforderlich.

Zur Ermittlung des Drucks vor der Turbine wurde die am bergseitigen Anschlussrohr situierte Messstelle verwendet (siehe Abbildung 6-1). Diese wurde aus zwei Gründen ausgewählt: Zum einen können am Mauerrohr vier Anschlussstellen mit einer gemeinsamen Messringleitung verbunden werden, zum anderen ist der Rohrdurchmesser an dieser Stelle zylindrisch, was die korrekte Berücksichtigung des dynamischen Druckanteils (Innendurchmesser an der Messstelle $d_{M,i} = 0,5012 \text{ [m]}$) ermöglicht. Der Nachteil, dass durch die Verwendung dieser Messstelle neben den Verlusten im Absperrorgan auch die des Ausbaustückes mitgemessen werden, wurde in Kauf genommen, und entspricht einer möglichen Messposition in der IEC 62006; S. 65.

Der verwendete Relativdruck-Messumformer der Firma TRAFAG²⁷ ist – wie aus Abbildung 6-2 ersichtlich – in einen Messblock eingeschraubt. Die Lage der Messzelle zur Laufradachse wurde mit $\Delta z_1 = +1,036 \text{ [m]}$ ermittelt.

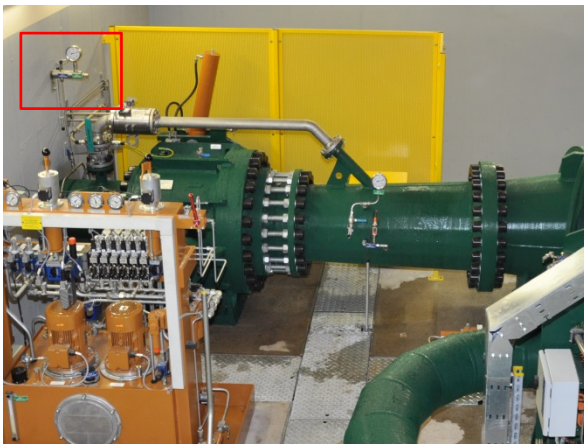


Abbildung 6-1: Messstelle zur Ermittlung des Rohrbahndruckes

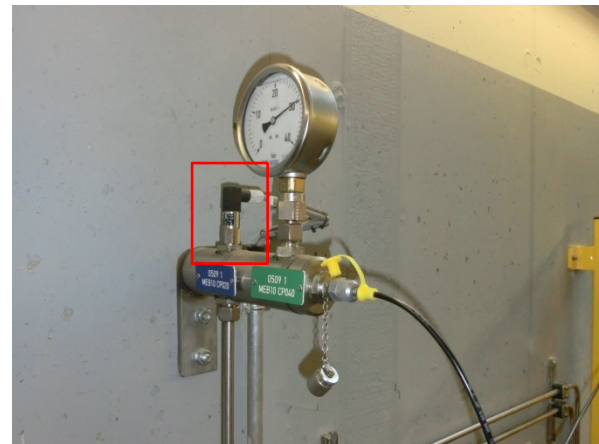


Abbildung 6-2: Messumformer Rohrbahndruck

Für die kontinuierliche Überwachung des Triebwasserdurchflusses im regulären Maschinenbetrieb ist in einem Schacht, etwa 50 [m] nach Einlauf in die Druckrohrleitung, eine Ultraschall-Durchflussmessung installiert.



Abbildung 6-3: Auswerteeinheit der fix installierten Durchflussmessung



Abbildung 6-4: Montageposition der „Clamp-On-Sensoren“ zur Vergleichsmessung

In diesem Abschnitt des Triebwasserweges (Abschnitt 1) wird als Leitungsmaterial glasfaserverstärkter Kunststoff eingesetzt (siehe auch Tabelle 3-5, Nennweite 900 [mm]). Die

²⁷ Druckmessumformer Fabrikat TRAFAG, Type: 8253.81.21.17.01.19.34, 0-40 [bar] \triangleq 4-20 [mA]

zwei Ultraschallsensoren sind außenliegend, an einer Seite des Druckrohres, im „Clamp-On-Verfahren“ montiert, was einer zweipfadigen V-Messanordnung in einer Ebene entspricht. Die Signalübertragung erfolgt von dem in Abbildung 6-3 gezeigten Auswertegerät der Firma FLEXIM²⁸ über ein 4-20 [mA] Signal zur Anlagensteuerung.

Die auf diese Weise ermittelten Durchflüsse wurden im Zuge der Inbetriebsetzung stichprobenartig mit jenen verglichen, die im Krafthaus auf der Höhe der Druckmessstelle, mithilfe einer portablen Ultraschall-Durchflussmesseinheit – ebenfalls von der Firma FLEXIM – gewonnen werden konnten. Die temporäre Installation der Durchflusssensoren (zwei Messebenen, je zwei Messpfade in V-Anordnung) ist in Abbildung 6-4 dargestellt.

Der Vergleich der beiden unabhängigen Messsysteme ergab für ausgewählte Betriebspunkte, dass die mittels der Betriebsmessung ermittelten Durchflüsse eine maximale Abweichung von +0,7 % bis -0,1 % zu den Messergebnissen der tragbaren Durchflussmessung aufwiesen. Da für letztere – aus Platzgründen – die empfohlenen Vor- und Nachlaufstrecken nicht eingehalten werden konnten, wurde in der Folge von einem Abgleich beider Systeme Abstand genommen. Die Daten der Betriebsmessung wurden direkt verarbeitet.

In der Regel werden bei Anlagen dieser Größenordnung mehrere Leistungen gemessen. Der für eine Wirkungsgradanalyse der hydraulischen Maschine entscheidende Messkreis setzt sich aus den Strom- und Spannungswandlern des Generators sowie aus einem geeigneten Auswertegerät für die übersetzten Größen zusammen. In Abbildung 6-5 sind die beschriebenen Messwandler abgebildet, wobei die drei Stück Stromwandler (3-Kern-Ausführung, 1000 [A]/1 [A]) im Sternpunkt verschaltet sind; die Spannungswandler (3-Wicklungs-Ausführung, 3000 [V]/100 [V]) sind ausleitungsseitig angeordnet. Die Genauigkeit der Messkerne und der Wicklungen ist jeweils mit der Klasse 0,5 gemäß DIN EN 61869-2 angegeben.

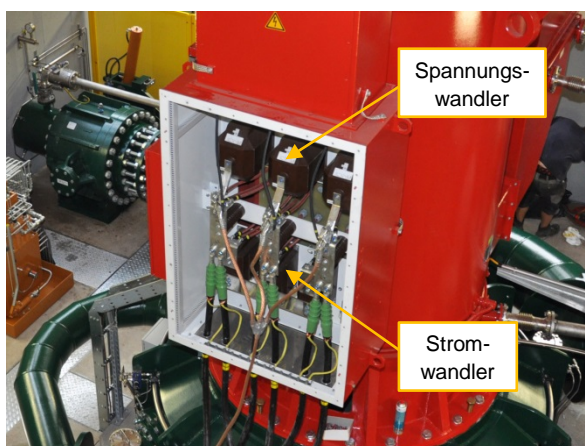


Abbildung 6-5: Strom- und Spannungswandler im Hauptklemmenkasten



Abbildung 6-6: Schutzgerät und Leistungsanzeigen

Eine Auswertung der Ströme und Spannungen aus den Wandler-Messkreisen erfolgt zum einen im Spannungsregler und zum anderen im Schutzgerät (siehe Abbildung 6-6). Für die Betriebsdatenauswertung wird die Information aus dem Messkreis des Schutzgerätes herangezogen, das die aktuelle Wirk- und Blindleistung über eine digitale Schnittstelle an die Steuerung weiterleitet.

²⁸ Stationäres Ultraschall-Durchflussmessgerät Fabrikat FLEXIM, Type: ADM7407-1B2, 4-20 [mA] \pm 0-1800 [l/s], Type der Clamp-On-Sensoren: FSM-NNNTS-JBX-VLM-DS-NNNN, Nennweitenbereich: DN 50 – DN 2500

Für die Ermittlung der mittleren Dichte ist neben dem Druckgefälle vor allem die Temperatur des Triebwassers von Bedeutung. Die einzige Messstelle hierfür befindet sich im Bereich der Wasserfassung und lieferte für den beobachteten Zeitraum Messwerte zwischen 4 [°C] und 5 [°C]. Da entlang des Triebwasserweges nicht davon auszugehen ist, dass es zu nennenswerten Änderungen kommt, wird für die Auswertung die Wassertemperatur konstant mit 5 [°C] angenommen. Es gilt somit für die mittlere Dichte das Ergebnis aus Gleichung (4.120) mit $\rho_w = 1000,76 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

6.2 Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgradverlaufes

Die vorstehend genannten Daten (Druck, Durchfluss, Wirk- und Blindleistung) werden von der Steuerung als Zehn-Sekunden-Mittelwerte gespeichert und können für ausgewählte Zeiträume als „Text-File“ exportiert werden. Während der ersten drei Betriebsmonate wurde auf diese Weise aus dem laufenden Automatikbetrieb der Anlage ein Datensatz mit mehr als 180.000 Messpunkten gewonnen. Hierfür wurden spezielle Zeiträume ausgewählt, um für die Auswertung eine gute Verteilung der abgearbeiteten Nutzwassermengen zu erhalten. Die Messdaten wurden in der Folge mittels Tabellenkalkulation ausgewertet.

Aus dem statischen und dem dynamischen Druckanteil sowie dem Höhenunterschied zwischen dem Messumformer und der Laufradachse wird die Fallhöhe gebildet:

$$H_{f(p'_1;Q)} = \frac{p'_1}{\bar{\rho} \cdot \bar{g}} + \frac{v_1^2}{2 \cdot \bar{g}} + \Delta z_1 \quad (6.2)$$

Durch die Miteinbeziehung des Rohrdurchmessers an der Messstelle sowie des Durchflusses kann die Fallhöhe wie folgt aus den Messdaten ermittelt werden:

$$H_{f(p'_1;Q)} = \frac{p'_1}{\bar{\rho} \cdot \bar{g}} + \frac{8 \cdot Q^2}{\bar{g} \cdot \pi^2 \cdot d_{M,i}^4} + \Delta z_1 \quad (6.3)$$

mit:	$H_{f(p'_1;Q)}$Fallhöhe	[m]
	p'_1Statischer Druck am Messumformer	[Pa]
	QDurchfluss	[m ³ /s]
	Δz_1Einbauhöhe des Messumformers	[m]
	$\bar{\rho}_w=1000,74 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\bar{g}=9,80578 \text{ [m/s}^2\text{]}$
		$\Delta z_1 = 1,036 \text{ [m]}$

Der Generatorwirkungsgrad ist – wie in Gleichung (6.1) bereits angeführt – von der Scheinleistung und dem Leistungsfaktor abhängig. Beide Variablen können aus der Wirkleistung und der Blindleistung gewonnen werden:

$$S_{EL} = \sqrt{P_{EL} \cdot Q_{EL}} \quad (6.4)$$

$$\cos \varphi = \cos \left(\tan^{-1} \frac{Q_{EL}}{P_{EL}} \right) = \frac{P_{EL}}{S_{EL}} \quad (6.5)$$

mit:	S_{EL}Scheinleistung	[kVA]
	P_{EL}Elektrische Wirkleistung	[kW]
	Q_{EL}Blindleistung	[kVAr]
	$\cos \varphi$Leistungsfaktor	[-]

Mithilfe einer vom Generatorhersteller anzugebenden Funktion $\eta_G = f(S_{EL}, \cos \varphi)$ kann somit jedem Messpunkt ein passender Generatorwirkungsgrad zugeordnet werden.

Im weiteren Verlauf werden für die mehr als 180.000 Messpunkte, auf Basis der Gleichung (6.1) und unter Miteinbeziehung der Gleichungen (6.3) bis (6.5), die Turbinenwirkungsgrade berechnet. Da die Datengrundlage ein Abbild des laufenden, pegelgeregelten Betriebes ist, sind transiente Einflüsse durch die Nachstellung oder Umschaltung der Düsen in den Messwerten mit eingeschlossen.

Diese Bereiche stellen für die Wirkungsgradbestimmung der Turbine – aufgrund der unterschiedlichen Trägheiten der benutzten Messsysteme – ein Problem dar und sollten daher in der Auswertung nicht berücksichtigt werden. Im Zuge des Datenexportes aus der Anlagensteuerung konnten jedoch keine Lageinformationen der Düsenadeln gewonnen werden, weshalb die direkte Eliminierung von Messpunkten mit dynamischem Anteil nicht möglich war. Darum wurden die, aus den Rohdaten ermittelten, Wirkungsgrade anhand folgender Kriterien gefiltert:

- Messpunkte mit einem hydraulischen Wirkungsgrad von mehr als 94 % oder weniger als 75 % werden nicht berücksichtigt.
- Messpunkte, bei denen die aus dem Rohbahndruck ermittelte Nutzfallhöhe (siehe Gleichung (6.3)) um mehr als 1,5 [m] von der aus dem Durchfluss invers bestimmten Fallhöhe (auf Basis einer gemessenen Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation) abweicht, werden ebenfalls nicht berücksichtigt.

Durch diese zwei Filtermethoden reduziert sich die ursprüngliche Anzahl der Messpunkte auf ca. 145.000. Aufgrund der beschränkten Auflösung der Durchflussmessung (Sprünge von ca. 0,5 [l/s]) kann in der Folge für jeden gemessenen Durchflusswert ein Mittelwert gebildet werden. Im vorliegenden Fall konnten so teilweise mehr als 100 Einzelwertgruppen in einem gemeinsamen Mittelwert zusammenfasst werden.

Auf diese Weise war es möglich, für ca. 1.650 verschiedene Durchflüsse ($\sim 0,2 \cdot Q_a$ bis $1,0 \cdot Q_a$) gemittelte Turbinenwirkungsgrade zu bestimmen. Da, wie vorstehend bereits beschrieben, keine Informationen über die Düsenöffnungen herangezogen werden konnten, ist eine direkte Zuordnung zwischen den einzelnen Betriebsarten und den Messpunkten nicht möglich.

Bekannt sind lediglich die theoretisch ermittelten Umschaltpunkte, die in der Folge – als Basis für die Zuordnung der gemittelten Wirkungsgradpunkte zu den einzelnen Betriebsarten – herangezogen werden. Wegen der für die Regelung erforderlichen Hysterese bleiben im Umfeld dieser Umschaltpunkte kleine Bereiche übrig, deren Zuordnung zu einer der Betriebsarten nicht einwandfrei möglich ist.

In Abbildung 6-7 sind die gefilterten und gemittelten Turbinenwirkungsgrade für die 2- bis 6-düsigen Betriebsarten dargestellt. Eine Auswertung des 1-düsigen Betriebes konnte nicht zufriedenstellend durchgeführt werden, da hierfür die Anzahl der zutreffenden Messpunkte nicht ausreicht. Die Abszissenachse wurde mithilfe der Ausbauwassermenge enddimensioniert, die Ordinatenachse ist mit Bezug auf den, vom Maschinenhersteller maximal garantierten Turbinenwirkungsgrad dargestellt. Die Umschaltbereiche sind gesondert gekennzeichnet und wurden bei der Ermittlung der Ausgleichskurven für die jeweils angrenzenden Düsenbetriebsarten berücksichtigt.

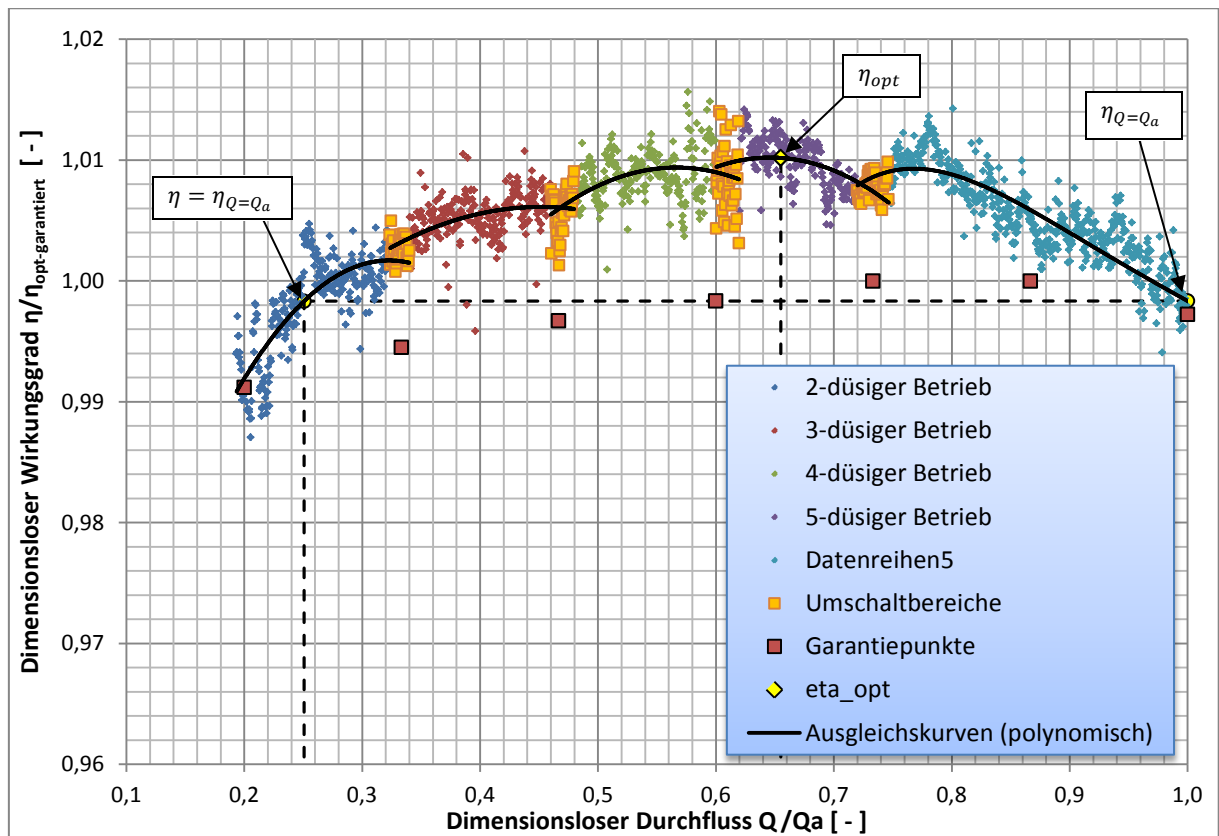


Abbildung 6-7: Gefilterte und gemittelte Turbinenwirkungsgradpunkte – HALLSTATT

Neben den gemittelten Turbinenwirkungsgradpunkten wurden auch die Turbinenleistungen berechnet, welche in Abbildung 6-8 enddimensioniert über dem Durchfluss aufgetragen sind.

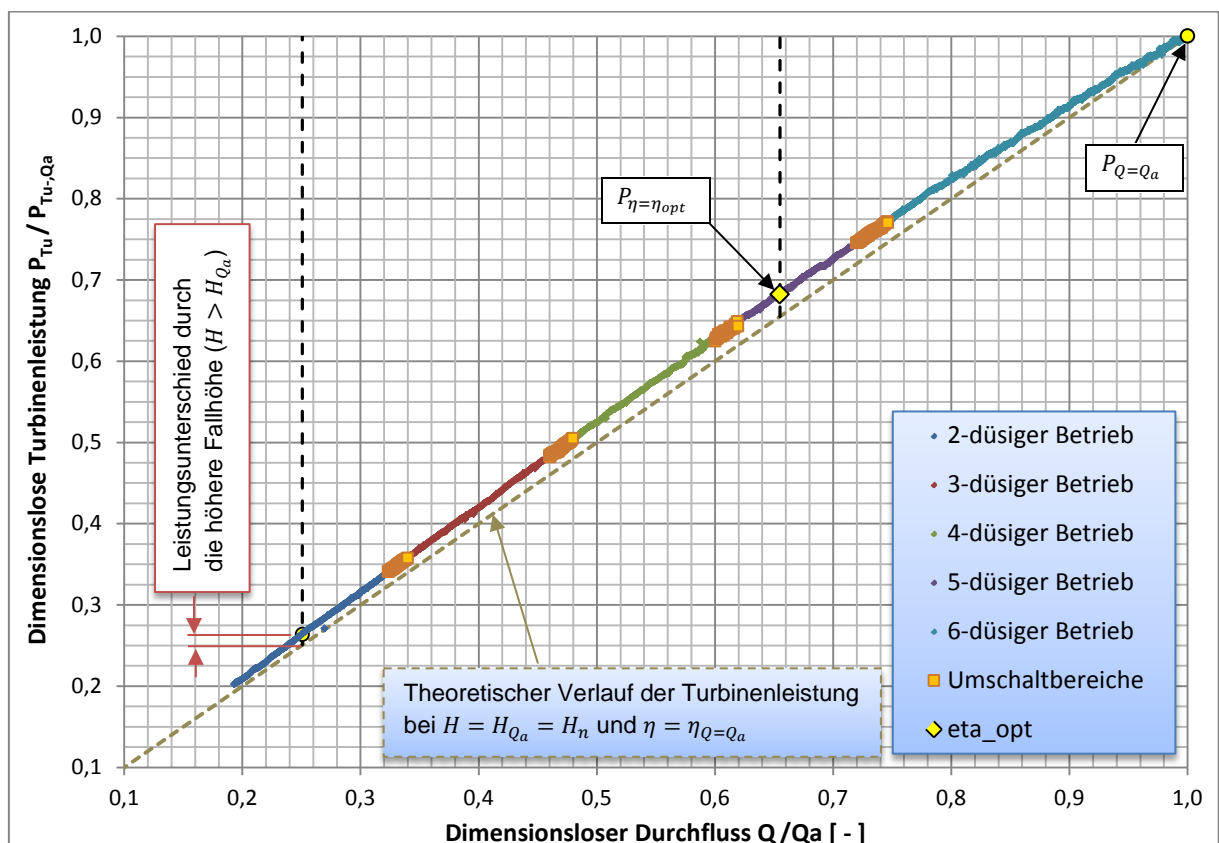


Abbildung 6-8: Gefilterte und gemittelte Leistungspunkte – HALLSTATT

Die in Abbildung 6-7 dargestellten Wirkungsgradverläufe der einzelnen Betriebsarten entsprechen den Erwartungen. Die garantierten Wirkungsgrade wurden durchgängig erreicht oder sogar übertroffen, was für die Auslegung und Dimensionierung spricht. Der leichte Anstieg des gemittelten Wirkungsgrades zwischen der 2-düsigen- und der 5-düsigen Betriebsart hat zwei Ursachen: Zum einen verringert sich der Anteil des Ventilationsverlustes durch den Läufer bei steigender Leistung stetig, zum anderen fällt die Nutzfallhöhe – bei steigendem Durchfluss – in Richtung der Auslegefallhöhe ab (siehe auch Abbildung 4-33).

Im 6-düsigen Betrieb ergibt sich – im Vergleich zu der 5-düsigen Betriebsart – ein etwas geringerer Bestpunkt, was grundsätzlich erwartet wurde. Im Nennbetriebspunkt ($Q/Q_a = 1$) deckt sich der ermittelte Wirkungsgradverlauf nahezu mit dem vom Hersteller angegebenen Garantiepunkt, was für diese Anlage wegen des geringen Ausbaugrades unerlässlich ist. Oberhalb des Betriebspunktes $Q/Q_a = 0,8$ ist der Rückgang des Wirkungsgrades, mit Bezug auf η_{opt-6D} , etwas stärker ausgeprägt als im Vorfeld angenommen wurde. Die Abweichung ist absolut gesehen zwar nur gering, für weitere Untersuchungen jedoch ein Ansatzpunkt, da aus den vorliegenden Messdaten nur eine grobe Eingrenzung der Ursache auf steigende Ringleitungs- bzw. Spritzwasserverluste sowie Strahlqualität und -beeinflussung möglich ist.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird anhand einer im Jahr 2013 errichteten Kleinwasserkraftanlage die Auslegung, Dimensionierung und Konstruktion der elektromechanischen Kraftwerksausrüstung behandelt.

Für die Kraftwerksanlage HALLSTATT wird auf der Grundlage von einigen wenigen charakteristischen Anlagekennwerten, sowie den zur Verfügung stehenden Informationen betreffend die Abflusscharakteristik des betreffenden Gewässers, die wasser- und energiewirtschaftliche Standortbetrachtung durchgeführt. Im Zuge der vorgestellten, systematischen bzw. schrittweisen Aufarbeitung, wird im Rahmen der wasserwirtschaftlichen Analyse die Nutzwasserganglinie als Grundlage für die Darlegung des Wasserkraftpotentials, sowie als maßgebliches Auswahlkriterium für die nachfolgende Variantenentscheidungen generiert.

Die zuvor mithilfe der jährlichen Verteilung der Triebwasserfracht festgelegten Anlagencharakteristika (Q_a , Q_{min} etc.) werden in der Folge bei der Entwicklung einer eigens für Kleinwasserkraftanlagen entwickelten Systematik zur Vordimensionierung der Druckrohrleitungen benutzt. Der auf Grundlage dieser Analyse ermittelte, mittlere Leitungsdurchmesser, zeigt eine gute Übereinstimmung mit den tatsächlich ausgewählten Abmessungen.

Zur Ermittlung der in vielerlei Hinsicht wichtigen Fallhöhen-Durchfluss-Korrelation erfolgte die theoretische Aufarbeitung der maßgeblichen Verlustquellen für Druckrohrleitungen von Kleinwasserkraftanlagen. Die exemplarisch gewonnene Erkenntnis, dass die örtlichen Verluste in den Triebwasserwegen von Ausleitungskraftwerken eine untergeordnete Rolle spielen ist nicht unbedingt neu, erklärt jedoch deren oftmalige Vernachlässigung in der Praxis. Mit der Ermittlung des Regelarbeitsvermögens ist die energiewirtschaftliche Betrachtung abgeschlossen, wobei hierfür ein Vorgriff auf die ausgewählte Turbinenkonfiguration notwendig wurde. Da die Jahreserzeugung bzw. darauf aufbauende Variantenvergleiche im Rahmen der Maschinenauswahl selbst ebenfalls eine wesentliche Komponente sind, war dieser jedoch notwendig.

Im weiteren Verlauf gelang es, durch die Betrachtung der vorliegenden Hochdruck-Wasserkraftanlage eine Auslegesystematik für die Turbine zu erarbeiten, die im Sinne des gewünschten Prinzips „made to measure“ ganz allgemein für Kleinwasserkraftanlagen mit hohem Gefälle angewendet werden kann. Im Zuge des Selektionsverfahrens werden auf Basis von Auswahl diagrammen, unterschiedliche Maschinentypen in Betracht gezogen. Durch eine kontinuierliche Verfeinerung hinsichtlich technischer und energiewirtschaftlicher Gesichtspunkte gelingt es mit der Vorauswahl, eine vertikale Pelton-Turbine als den für die gegebenen Randbedingungen optimalen Maschinentyp auszuwählen, und damit der eingangs gestellten Forderung nach einem möglichst allgemeinen Auswahlverfahren gerecht zu werden.

Mithilfe einer detaillierten Ausarbeitung der hydraulischen Bemessungsgrundlagen für Pelton-Turbinen konnte im nächsten Schritt ein geeignetes Modell zur letztendlichen Festlegung der Turbinenkonfiguration (Anzahl der Düsen, Maschinendrehzahl) erstellt werden. Unter Berücksichtigung wirtschaftlicher und technischer Randbedingungen, wird im Sinne einer bestmöglichen Nutzungseffizienz des vorliegenden Potentials, der allgemein

bestehende Wunsch nach einer hohen spezifischen Drehzahl – und damit möglichst geringen Kosten – berücksichtigt.

Mit der Festlegung der Ausführungsvariante ist die Grundlage für die Ermittlung der Turbinenhauptabmessungen hergestellt, bei deren Ermittlung publizierte Anhalte und eine Vielzahl an Erfahrungswerten des Turbinenherstellers zum Einsatz kommen. Der hohe Anteil an Empirie – welcher bei Pelton-Turbinen von je her üblich ist – macht es zum Teil aber auch erforderlich, einzelne Abmessungen nach mehreren Ansätzen zu bestimmen und miteinander zu vergleichen. Die daraus resultierende Auswahl und die entsprechenden Begründungen sind ebenso dargelegt wie eine Zusammenstellung der gewählten Abmessungen.

Die Konstruktion des Maschinensatzes nahm aufgrund von fehlenden Referenzkonstruktionen einen beträchtlichen Zeitraum ein. Der grundlegende Aufbau der Düseninjektoren wurde für den vorliegenden Anwendungsfall neu entwickelt und bis ins kleinste Detail optimiert. Ebenso ist für die Düsenringleitung ein bis dahin dato noch nicht von der Herstellerfirma eingesetztes, hydraulisches Design implementiert.

Aus den, im Zuge des Probetriebes gewonnenen Betriebsmessdaten der Pelton-Turbine wurde zum einen die unabhängig durchgeführte Abnahmemessung bestätigt, zum anderen konnte der Nachweis über die Leistungsfähigkeit der Konstruktion erbracht werden. Da die garantierten Wirkungsgrade erreicht bzw. übertroffen werden und die maximale Leistung ebenfalls ohne Schwierigkeiten angefahren wird, konnte die Anlage nach Abschluss des Probetriebes ohne Beanstandungen an die Betreibergesellschaft übergeben werden. Das übergeordnete Projektziel, einen Maschinensatz mit Referenz- und Schlüsselfunktion zu entwickeln, und diesen zur vollsten Zufriedenheit des Auftraggebers in Betrieb zu nehmen, konnte damit erreicht werden.

Die mit dieser Arbeit vorgestellte, systematische Vorgehensweise bei der Auswahl und Abstimmung des Maschinensatzes bzw. der elektromechanischen Ausrüstung wird aufgrund des positiven Projektabschlusses der Anlage HALLSTATT in Zukunft für weitere Standorte durch den Maschinenhersteller EFG zur Anwendung kommen. Die entwickelte Methodik soll in Folge dahingehend ausgebaut werden, dass die Festlegung der Hauptabmessungen von Francis-Turbinen – in Anlehnung an die in dieser Arbeit behandelte Pelton-Turbine – in ähnlicher Form durchgeführt werden kann. Dazu übergreifend, ist eine Automatisierung der einzelnen Auswahlsschritte im Rahmen einer Programmentwicklung geplant, mit dessen Hilfe auf der Basis grundlegender Anlagenkenndaten, die Auslegung sowie die Ermittlung der Hauptabmessungen in einem Schritt durchgeführt werden kann.

Obwohl die entworfene und gebaute Maschine die gestellten Anforderungen übertrifft, gibt die Auswertung der Betriebsmessung Anlass im Bereich der Maschinenkonstruktion weitere Optimierungsmöglichkeiten zu suchen. Zum Beispiel kann der leichte Wirkungsgradrückgang bei großen Wassermengen anhand der vorliegenden Messung nicht eindeutig einer Quelle (Ringleitung, Strahlqualität bzw. Strahlbeeinflussung, Spritzwasser im Gehäuse) zugeordnet werden, was in Zukunft noch näher analysiert werden sollte. Es stellt sich jedoch die Frage, ob die Optimierung hinsichtlich des Volllastbetriebspunktes nicht eine deutlich voluminöser gebaute Maschine zur Folge hat, was direkt zu höheren Kosten führt, und dem Eingangs definierten Ziel nach einer wirtschaftlichen Konstruktion widerspricht.

Literaturverzeichnis

- [1] SCHILLING, Rudolf *Möglichkeiten und Grenzen der numerischen Simulation bei der Weiterentwicklung von Wasserkraftmaschinen* (Praktikerkonferenz Wasserkraft). Graz, 21.09.2011.
- [2] REN21; Janet L. Sawin (Mitarb.) *Renewables 2013 Global Status Report*. Paris, 2013.
- [3] BUNDESANSTALT STATISTIK ÖSTERREICH *2012: Energetischer Endverbrauch leicht rückläufig, Anteil der erneuerbaren Energieträger steigt auf 32,2 %*. Pressemitteilung Nr.: 10.666-242/13. Wien, 2012. URL https://www.statistik.at/web_de/dynamic/statistiken/energie_und_umwelt/074061 – Überprüfungsdatum 2013-12-12.
- [4] EUROPÄISCHE UNION: *Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG* (in Kraft getr. am 25. 6. 2009) (2009-06-25).
- [5] EUROPÄISCHE KOMMISSION *A policy framework for climate and energy in the period from 2020 to 2030*. Brüssel, 22.01.2014.
- [6] ENERGIE-CONTROL AUSTRIA *Ökostrombericht 2013 : Nachhaltig denken, wo immer Strom in die richtige Richtung fließt*. Wien, 2013.
- [7] BUNDESANSTALT STATISTIK ÖSTERREICH *Gesamtenergiebilanz Österreich 1970 bis 2012*. Detailinformation. URL www.statistik.at/web_de/static/gesamtenergiebilanz_oesterreich_1970_bis_2012_detail_information_029955.xlsx – Überprüfungsdatum 2013-12-12.
- [8] ESHA *Small Hydropower Roadmap : Condensed research data for EU-27*. Brüssel, 2012.
- [9] CELSO PENCHE; Bernhard Pelikan (Mitarb.) *Handbuch zur Planung und Errichtung von Kleinwasserkraftwerken*. Brüssel, 2004.
- [10] LIU, Heng ; ESSER, Lara ; MASERA, Diego *World Small Hydropower Development Report 2013 : Executive Summary*. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. Vienna, Hangzhou/Zhejiang, 2013.
- [11] REPUBLIK ÖSTERREICH: *Bundesgesetz über die Förderung der Elektrizitätserzeugung aus erneuerbaren Energieträgern (Ökostromgesetz 2012 – ÖSG 2012)* (idF v. 1. 7. 2012). URL www.ris.bka.gv.at – Überprüfungsdatum 2014-03-13.
- [12] MENNEL, Helmut *Der Strommarkt – ein Auslaufmodell?* (Praktikerkonferenz Wasserkraft). Graz, 11.09.2013.
-

- [13] BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND: *Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz – EEG) sowie zur Änderung des Energiewirtschaftsgesetzes und des Mineralölsteuergesetzes* (in Kraft getr. am 29. 3. 2000) (2000-03-29).
- [14] REPUBLIK ÖSTERREICH: *Bundesgesetz über die Prüfung der Umweltverträglichkeit (Umweltverträglichkeitsprüfungsgesetz 2000 – UVP-G 2000)* (idF v. 13. 1. 2014). URL www.ris.bka.gv.at – Überprüfungsdatum 2014-01-13.
- [15] GIESECKE, Jürgen ; MOSONYI, Emil *Wasserkraftanlagen : Planung, Bau und Betrieb*. 4., aktualisierte und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2005.
- [16] MAYRHUBER, Josef *Effizienzsteigerung von Wasserkraftwerken : Mehrerzeugung ohne neuen Ressourcenverbrauch* (Praktikerkonferenz Wasserkraft). Graz, 21.09.2011.
- [17] VORARLBERGER ILLWERKE AG *Technische Daten Kopswerk 2*. In: *Kopswerk 2, dabei* (November 2004), S. 4.
- [18] STEFAN BENDA ; ERICH WURM *Lebensdauer von Laufradteilen bei unterschiedlichen Betriebsarten von Kaplan turbinen* (Praktikerkonferenz Wasserkraft). Graz, 22.09.2011.
- [19] VERBUND HYDRO POWER AG *Online*. URL <http://www.verbund.com/pp/de/> – Überprüfungsdatum 2014-01-16.
- [20] ENERGIE-CONTROL AUSTRIA *Engpassleistung nach Kraftwerkstyp*. URL <http://www.e-control.at/de/statistik/strom/bestandsstatistik> – Überprüfungsdatum 2013-01-20.
- [21] PATT, Heinz ; GONSOWSKI, Peter *Wasserbau : Grundlagen, Gestaltung von wasserbaulichen Bauwerken und Anlagen*. 7., aktualisierte Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2011.
- [22] FITZINGER, E. ; SALWICZEK, E. ; MAYR, D.: *New ways in public communication: case study of the Riedl pumped-storage plant*. In: *The International Journal On Hydropower & Dams* (Hrsg.): *Promoting the Versatile Role of Hydro*. Wallington : Aqua-Media International, 2013, S. 13.3.
- [23] STROBL, Theodor ; ZUNIC, Franz *Wasserbau : Aktuelle Grundlagen – neue Entwicklungen*. 1. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer, 2006.
- [24] WIESENBERGER, Benno ; JABERG, Helmut *Restwassernutzung zwischen wirtschaftlicher Notwendigkeit und ökologischer Sinnhaftigkeit*. In: *zek-Hydro* (2013), S. 59–61.
- [25] JEHL, Christoph *Bau von Wasserkraftanlagen : Praxisbezogene Planungsgrundlagen*. 5., überarb. und erw. Aufl. Berlin, Offenbach : VDE-Verlag, 2011.
-

- [26] DRTINA, P. ; SALLABERG, M. *Hydraulic turbines – basic principles and state-of-the art computational fluid dynamics applications*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C*: (1999), Nr. 213, S. 85–102.
- [27] BOHL, Willi *Strömungsmaschinen 2 : Berechnung und Kalkulation*. 7., aktualisierte Auflage. Würzburg : Vogel, 2005 (Vogel-Fachbuch : Kamprath-Reihe).
- [28] BACHHIESL, Martin *Wasser- und Energiewirtschaft für das Kleinwasserkraftwerk Hallstatt*. St. Paul, Mai 2011.
- [29] VEREINIGUNG DEUTSCHER ELEKTRIZITÄTSWERKE *Begriffsbestimmungen in der Energiewirtschaft : Teil 3: Wasserkraft*. 6. Ausgabe. Frankfurt (Main) : Verlags- und Wirtschaftsgesellschaft der Elektrizitätswerke, 1992.
- [30] HYDROGRAPHISCHER DIENST IN ÖSTERREICH *Hydrographisches Jahrbuch von Österreich : 118. Band*. Wien, 2012.
- [31] ÖNORM B 2400. 01.11.2004. *Hydrographische Fachausdrücke und Zeichen – Ergänzende Bestimmungen zur ÖNORM EN ISO 772 und ÖNORM EN ISO 772/A1*.
- [32] BECKER, A. ; SERBAN, P. *Hydrological models for water-resources system design and operation*. Genf : World Meteorological Organization, 1990 (Operational hydrology report 34).
- [33] REFERAT GEWÄSSERSCHUTZ – AMT DER SALZBURGER LANDESREGIERUNG; Renate Schrempf (Mitarb.) *Leitfaden zur Bestimmung der ökologisch notwendigen Mindestwasserführung und des ökologischen Zustandes (Gesamtzustandes) in Ausleitungsstrecken*. Salzburg, 2010.
- [34] WAGNER, Walter *Strömung und Druckverlust : Mit Beispielsammlung*. 7., bearbeitete Auflage. Würzburg : Vogel, 2012 (Kamprath-Reihe).
- [35] SCHLICHTING, Hermann ; GERSTEN, Klaus *Grenzschicht-Theorie*. 10., überarbeitete Auflage. Berlin [u.a.] : Springer, 2006.
- [36] SIGLOCH, Herbert *Technische Fluidmechanik*. 8., überprüfte und aktualisierte Auflage. Berlin [u.a.] : Springer, 2012.
- [37] GERSTEN, Klaus *Fully Developed Turbulent Pipe Flow*. Bochum, 2004.
- [38] *VDI-Wärmeatlas : Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. 9., überarb. und erw. Auflage. Berlin : Springer, 2002.
- [39] DRANGE, Line Sjødin: *Dimensioning of Kirne Power Plant in Nepal*. Trondheim, Norwegian University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering. 2009.
-

-
- [40] AMIANTIT / AMITECH *Flowtite Pipe Systems : Technical Characteristics*. Sandeford, Norwegen, 2008.
- [41] DUKTUS *Duktile Gussrohrsysteme für Trinkwasser : Handbuch*. Hall in Tirol, 2012.
- [42] ZANKE, Ulrich *Hydraulik für den Wasserbau*. 3. Aufl. Berlin : Springer, 2013 (SpringerLink : Bücher).
- [43] MEUSBURGER, Hubert: Energieverlust an Einlaufrechen von Flusskraftwerken. In: *Mitteilungen der Versuchsanstalt für Wasserbau, Hydrologie und Glaziologie der ETH Zürich*, 2002 (Nr. 179).
- [44] RUPRECHT, Albert ; GÖDE, Eberhard *Einlaufgestaltung und Einlaufrechen an Kleinwasserkraftwerken*. Stuttgart, 2002.
- [45] IDELCHIK, Isaak E. *Handbook of hydraulic resistance*. 3. ed., 6. Jaico impression. Mumbai [u.a.] : Jaico Publ. House, 2008.
- [46] BOHL, Willi ; ELMENDORF, Wolfgang *Technische Strömungslehre : Stoffeigenschaften von Flüssigkeiten und Gasen, Hydrostatik, Aerostatik, inkompressible Strömungen, kompressible Strömungen, Strömungsmesstechnik*. 14., überarb. und erw. Aufl. Würzburg : Vogel, 2008 (Kamprath-Reihe).
- [47] TRUCKENBRODT, Erich *Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*. 4., ergänzte Auflage 1996, Nachdr. 2008 in veränderter Ausstattung. Berlin [u.a.] : Springer, 2008 (Fluidmechanik / E. Truckenbrodt ; Bd. 1).
- [48] PAPAEVANGELOU, G. ; EVANGELIDES, C. ; TZIMOPOULOS, C. *A new explicit relation for friction coefficient f in the Darcy-Weisbach equation*. Thessaloniki, 2010.
- [49] IEC 62006. 2010. *Hydraulic machines – Acceptance tests of small hydroelectric installations, Ed. 1.0*.
- [50] HÖLLER, H. K. ; GREIN, H. *Wasserkraftnutzung mit hydraulischen Maschinen : Einsatzbereiche von Escher Wyss Wasserturbinen*. Zürich, 1984.
- [51] KPORDZE, Kojo ; WARNICK, C.: Selection of turbine diameter and speed for francis, kaplan, and pelton hydraulic turbines. In: American Society of Civil Engineers (Hrsg.): *Waterpower 87: Proceedings of the International Conference on Hydropower*, 1987, S. 1893–1902.
- [52] KPORDZE, Kojo *A new methodology for selection of hydraulik turbines*. Moscow, Idaho, 1987.
- [53] VOITH *Ausführungsbeispiele von Turbinen und Absperrorganen : Sammlung von Werksbildern*. St. Pölten (t 2269).
-

-
- [54] SCHWEIGER, F. ; GREGORI, J. *Developments in Francis turbines*. In: *Water Power & Dam Construction* August 1985, S. 17–21.
- [55] LUGARESI, A. ; MASSA, A. *Designing Francis turbines: trends in the last decade*. In: *Water Power & Dam Construction* (November 1987), S. 23–28.
- [56] KRIVCHENKO, G. I. *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*. 2. Auflage : Lewis Publishers, 1994.
- [57] RAABE, Joachim *Hydraulische Maschinen und Anlagen : Teile 1 bis 4 in einem Band*. 2. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1989.
- [58] PFLEIDERER, Carl ; PETERMANN, Hartwig *Strömungsmaschinen*. 6., neubearb. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, op. 1991.
- [59] JABERG, Helmut *Vorlesungsunterlagen Hydraulische Strömungsmaschinen, Vertiefung*. Graz, 2013.
- [60] SCHWEIGER, F. ; GREGORI, J. *Developments in the design of water turbines*. In: *Water Power & Dam Construction* (May 1989), S. 23–26.
- [61] FIEREDER, Rainer *Numerische Simulation der Strömung in Pelton turbinen*. 1. Aufl. München : Verl. Dr. Hut, 2013 (Energietechnik).
- [62] JABERG, Helmut *Vorlesungsunterlagen Strömungsmaschinen Grundlagen*. Graz, 2012.
- [63] RIEMANN, Swen: *Untersuchung der instationären Strömung in einer Pelton turbine*. München, Technischen Universität München, Institut für Energietechnik MW7. Dissertation. 2008.
- [64] DE SIERVO, F. ; LUGARESI, A. *Modern trends in selecting and designing Pelton turbines*. In: *Water Power & Dam Construction* (December 1978), S. 40–48.
- [65] ZHANG, Zheng-Ji *Freistrahlturbinen : Hydromechanik und Auslegung*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009 (VDI).
- [66] ZHANG, Zheng-Ji *Hydromechanik von Pelton-Turbinen : Grundkenntnisse in Berechnung und Auslegung* (Praktikerkonferenz Wasserkraft). Graz, 25.11.2009.
- [67] RIEDELBAUCH, Stefan *Hydraulische Strömungsmaschinen in der Wasserkraft : Skript zur Vorlesung*. Stuttgart, 2011.
- [68] KECK, Helmut ; VULLIOUD, Gerald ; JOYE, Pascal *Commissioning and Operation Experience with the World's largest Pelton turbines Bieudron*. 2000.
-

- [69] TAYGUN, H. Fikret: *Untersuchungen über den Einfluss der Schaufelzahl auf die Wirkungsweise eines Freistrahlrades*. ETH Zürich, Institut für Hydraulik und hydraulische Maschinen. Promotionsarbeit. 1946.
- [70] ZIEGLER, Gerhard *Vorlesungsunterlagen Hydraulische Strömungsmaschinen (Vertiefte Ausbildung) : Studienblatt 73.016: Pelton turbine*. Graz.
- [71] KUBOTA, Takashi ; KAWAKAMI, Hitomi *Observation of Jet Interference in 6-Nozzle Pelton Turbine*. In: *Fuji Electric Review* (1990), Vol. 36 No. 2, S. 70–76.
- [72] NAKANISHI, Yuji ; KUBOTA, Takashi: Scale effect of jet interference in multinozzle Pelton turbines. In: CABRERA, Enrique; ESPERT, V.; MARTÍNEZ, F. (Hrsg.): *Hydraulic machinery and cavitation : Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Dordrecht, Boston : Kluwer Academic Publishers, 1996, S. 333–341.
- [73] FUJII, Tsuneaki ; KARAKI, Toshiaki ; TSUKAMOTO, Tadashi ; KUROKAWA, Junichi *Research of the Jet Interference of Pelton Turbines* (23rd IAHR Symposium). Yokohama, 2006.
- [74] BREKKE, Hermond: Analysis of losses in hydraulik turbines. In: CABRERA, Enrique; ESPERT, V.; MARTÍNEZ, F. (Hrsg.): *Hydraulic machinery and cavitation : Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Dordrecht, Boston : Kluwer Academic Publishers, 1996, S. 294–303.
- [75] BREKKE, Hermond *Recent trends in the design an layout of Pelton turbines*. In: *Water Power & Dam Construction* (November 1987), S. 13–16.
- [76] SIGLOCH, Herbert *Strömungsmaschinen : Grundlagen und Anwendungen*. Mit 358 Bildern, 36 Tabellen. 5. Auflage. München : Hanser, 2013 (Hanser eLibrary).
- [77] QUANTZ, Ludwig ; MEERWARTH, K. *Wasserkraftmaschinen : Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen*. 11. neubearbeitete und erw. Aufl. Berlin : Springer, 1963.
- [78] TURBOINŠTITUT *Turbines – Model Testing : Leaflet*. Ljubljana, 2008.
- [79] GREIN, H. ; KLICOV, D. ; WIESER, W. *Efficiency scale effects in Pelton turbines*. In: *Water Power & Dam Construction* (Mai 1988), S. 32–36.
- [80] IEC 60193. 1999. *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests, Ed. 2.0*.
- [81] ERLACH, Josef Martin: "New Pelton Concept" Up to six nozzles horizontal, Bd. 17. In: Institute for Energy Systems and Thermodynamics, TU Wien (Hrsg.): *Proceedings of the 17th International Seminar on Hydropower Plants*. Wien, 2012.
-

- [82] ARCH, Alexander: *Luft- und Austragsprozesse bei Anlagen mit Peltonturbinen im Gegendruckbetrieb*. Graz, TU Graz, Institut für Wasserbau und Wasserwirtschaft. Dissertation. 2007.
- [83] BREKKE, Hermond *Experiences form large pelton turbines in operation* : In: *Proceedings of the XIth IAHR Symposium*. Amsterdam, 1982.
- [84] UNTERBERGER, P. ; BAUER, C. ; GASCHL, J. ; MACK, R.: Studies on the free jet of pelton nozzles. In: Institute for Energy Systems and Thermodynamics, TU Wien (Hrsg.): *Proceedings of the 16th International Seminar on Hydropower Plants : Reliable Hydropower for a Safe and Sustainable Power Production*. Wien, 2010.
- [85] BREKKE, Hermond ; WU, Y. L. ; CAI, B. Y.: Design of Hydraulic Machinery Working in Sand Laden Water. In: DUAN, Changguo; KARELIN, V. (Hrsg.): *Abrasive erosion & corrosion of hydraulic machinery*. London, River Edge, NJ : Imperial College Press, 2002 (Series on hydraulic machinery, v. 2), S. 155–234.
- [86] STAUBLI, Thomas ; ABGOTTSPON, André ; WEIBEL, Pascal ; BISSEL, Claude ; PARKINSON, Etienne ; LEDUC, Julien *Die Auswirkung der Strahlqualität auf den Wirkungsgrad von Peltonturbinen*. In: *Wasser Energie Luft* 101. Jahrgang (2009), Nr. 3, S. 181–187.
- [87] PERON, Mario ; PARKINSON, Etienne ; GEPPERT, Lothar ; STAUBLI, Thomas *Importance of jet quality on pelton efficiency and cavitation*. In: *Proceedings of the International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements*. Milan, 2008.
- [88] IEC 60041. 1991. *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines, Ed. 3.0*.
- [89] WAGENBRETH, H. ; BLANKE, W. *Die Dichte des Wassers im Internationalen Einheitensystem und in der Internationalen Praktischen Temperaturskala von 1968*. In: *PTB-Mitteilungen*. 1971, Nr. 81, S. 412–415.
- [90] DIN EN 61869-2. 2013-07. *Messwandler – Teil 2: Zusätzliche Anforderungen für Stromwandler*.
- [91] BELL *Water-Turbines : Pelton Turbines, Leaflet*. Kriens-Luzern (5212 E).
-

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Schema zur Klassifizierung von Wasserkraftanlagen (eigene Darstellung)...	6
Abbildung 2-2:	Anwendung des Klassifizierungsschemas auf die Anlagen der VHP [19]	8
Abbildung 2-3:	Vereinfachtes Schema zur Klassifizierung von Kleinwasserkraftanlagen.....	9
Abbildung 2-4:	Anordnungen von Flusskraftwerken nach [23] STROBL & ZUNIC; S. 311	11
Abbildung 2-5:	Aufbau eines Ausleitungskraftwerkes nach [23] STROBL & ZUNIC; S. 313...	11
Abbildung 2-6:	Einteilung von WKW nach der Fallhöhe [21] PATT & GONSOWSKI; S. 185...	12
Abbildung 2-7:	Einteilung von WKW nach der Fallhöhe [23] STROBL & ZUNIC; S. 309.....	13
Abbildung 2-8:	Einsatzbereiche von Wasserturbinen [15] GIESECKE & MOSONYI; S. 480....	14
Abbildung 2-9:	Fallhöhen-Turbinenkorrelation [26] DRTINA & SALLABERG; S. 88.....	15
Abbildung 2-10:	n_q -Abhängigkeit der Laufradformen von Francis-Turbinen [27] BOHL; S. 1916	
Abbildung 3-1:	Wasser- und energiewirtschaftliche Modellierung (eigene Darstellung)	17
Abbildung 3-2:	Jahresganglinie 2010 der Tages- und Monatsmittelwerte – WALDBACH.....	20
Abbildung 3-3:	Zusammenhang Gang- und Dauerlinie [21] PATT & GONSOWSKI; S. 40	23
Abbildung 3-4:	Dauerlinien der Kraftwerksanlage HALLSTATT.....	24
Abbildung 3-5:	Rauheitsparameter C_k über der natürlichen Rauheit k [34] WAGNER	27
Abbildung 3-6:	Abschätzung des erforderlichen Rohrleitungsdurchmessers bei KWK.....	29
Abbildung 3-7:	Örtliche Verluste einer Druckrohrleitung [42] ZANKE; S. 103.....	31
Abbildung 3-8:	Rohreinlauf (EK) und kegelige Reduktion (RED)	32
Abbildung 3-9:	Verlauf der Nutzfallhöhe in Abhängigkeit vom Durchfluss.....	37
Abbildung 3-10:	Dauerlinien der energiewirtschaftlichen Betrachtung – KW HALLSTATT.....	39
Abbildung 4-1:	Höhendefinition bei Pelton-Turbinen gemäß IEC 62006; S. 71 (ergänzt)....	42
Abbildung 4-2:	Einsatzbereiche von ESCHER WYSS Wasserturbinen [50]	43
Abbildung 4-3:	Fallhöhen- und Leistungsbereiche hydraulischer Maschinen [52] KPORDZE	44
Abbildung 4-4:	6-düsige Pelton-turbine – NEW COLGATE, USA (Werksbild [53] VOITH)	45
Abbildung 4-5:	Francis-Spiralturbine – VICTORIA FALLS, Sambia (Werksbild [51] VOITH)	48
Abbildung 4-6:	Wirkungsgradverläufe der 6-düsigen Pelton- und der Francis-Turbine	49
Abbildung 4-7:	Idealisierte Strömung durch eine Peltondüse nach [59] JABERG; S. 219.....	52
Abbildung 4-8:	Bewegung eines Wasserteilchens durch die Turbine [59] JABERG; S. 220..	52
Abbildung 4-9:	Hauptabmessungen und Definition der Schnittebene am Peltonlaufrad	53
Abbildung 4-10:	Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt eines Peltonbechers	54
Abbildung 4-11:	Theoretische Wirkungsgradverläufe von Pelton-Turbinen über K_{cu}	55
Abbildung 4-12:	k_u über der spezifischen Drehzahl n_{sj} [64] DE SIERVO & LUGARES; S. 3	56
Abbildung 4-13:	Theoretischer und reeller Wirkungsgradverlauf über K_{cu} $K_{cu}(\eta_{opt})$	57
Abbildung 4-14:	Geschwindigkeitsdreiecke am Austritt bei K_{umin} und K_{umax}	59

Abbildung 4-15: Vergleich von berechneten und ausgeführten Austrittswinkeln β_2	60
Abbildung 4-16: Verlauf von Ku_{Max} , Ku_{Min} und Ku_{Mittel} als fnq, D	62
Abbildung 4-17: Übersicht der Näherungen für Ku als fnq, D	63
Abbildung 4-18: Ausgleichsfunktion für Ku als fnq, D	65
Abbildung 4-19: Auslegungsdiagramm für Pelton-Turbinen [70] ZIEGLER	67
Abbildung 4-20: Pelton-Laufräder mit $Dd_0 = 13,1$ und $Dd_0 = 9,2$; $d_0 = konstant$	69
Abbildung 4-21: Eintritts-Beaufschlagungsbogen bei $Dd_0 = 13,1$ und $Dd_0 = 9,2$	70
Abbildung 4-22: Flusslinien im Peltonbecher nach [71] KUBOTA & KAWAKAMI; S. 71	71
Abbildung 4-23: Empfohlene nq, D und nq bei Pelton-Turbinen für KKW	72
Abbildung 4-24: Drehzahl-Auswahldiagramm für 5-düsige Pelton-Turbinen	74
Abbildung 4-25: Drehzahl-Auswahldiagramm für 6-düsige Pelton-Turbinen	74
Abbildung 4-26: 2-düsiger Modellversuchsaufbau für Pelton-Turbinen [78]; S. 4	77
Abbildung 4-27: Muscheldiagramm einer Pelton-Turbine im Zweidüsenbetrieb	77
Abbildung 4-28: Zusammenhang zwischen φ und ψ bei variablen $KP, f(H, Q, N)$	78
Abbildung 4-29: Muscheldiagramm einer Pelton-Turbine im Zweidüsenbetrieb mit φ_B	80
Abbildung 4-30: Umschaltpunkte einer 2-düsigen Pelton-Turbine bei variablen Becherbreiten	81
Abbildung 4-31: Spritzwasserverteilung im Gehäuse einer Pelton-Turbine [81] ERLACH	85
Abbildung 4-32: Gehäuse-Hauptabmessungen vertikaler Pelton-Turbinen	86
Abbildung 4-33: Wirkungsgradverlauf einer 6-düsigen Pelton-Turbine [83] BREKKE	88
Abbildung 4-34: Umschaltmatrix der Düsenbetriebsarten – HALLSTATT	88
Abbildung 4-35: Charakteristische Abmessungen bei Peltondüsen	89
Abbildung 4-36: Verlauf der Kontraktionsziffer μ über dem Öffnungsverhältnis a_0	91
Abbildung 4-37: Strömungsraum von Ringleitung und Injektoren – Kraftwerk HALLSTATT	95
Abbildung 4-38: Dimensionslose Geschwindigkeit KcR entlang der Ringleitungssachse	96
Abbildung 5-1: CAD-Modell der Pelton-Turbine – HALLSTATT (Darstellung EFG)	100
Abbildung 6-1: Messstelle zur Ermittlung des Rohrbahndruckes	102
Abbildung 6-2: Messumformer Rohrbahndruck	102
Abbildung 6-3: Auswerteeinheit der fix installierten Durchflussmessung	102
Abbildung 6-4: Montageposition der „Clamp-On-Sensoren“ zur Vergleichsmessung	102
Abbildung 6-5: Strom- und Spannungswandler im Hauptklemmenkasten	103
Abbildung 6-6: Schutzgerät und Leistungsanzeigen	103
Abbildung 6-7: Gefilterte und gemittelte Turbinenwirkungsgradpunkte – HALLSTATT	106
Abbildung 6-8: Gefilterte und gemittelte Leistungspunkte – HALLSTATT	106

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Anteil von Kleinwasserkraftanlagen an der Stromproduktion in Österreich [7]	4
Tabelle 3-1: Auszug aus den gewässerkundlichen Hauptwerten nach ÖNORM B 2400	19
Tabelle 3-2: Synthetische Monatsmittel der Abflüsse (Reihe 1976 bis 2008)	21
Tabelle 3-3: Charakteristische Abflüsse an der Fassungsstelle – HALLSTATT.....	21
Tabelle 3-4: Verlust- und Rauheitsparameter gültig für Gleichung (3.10)	28
Tabelle 3-5: Hauptdaten der Druckrohrleitungsabschnitte, Beispielanlage HALLSTATT	30
Tabelle 3-6: Verlustbeiwerte ζ_{EK} für $Re > 104$ nach [45] IDELCHIK; S. 167	32
Tabelle 3-7: Verlustbeiwert ζ_{KR} für Rohrbögen der Form $B = 2$ nach Gleichung (3.16)	34
Tabelle 3-8: Berechnung der Rohrleitungsverluste – Abschnitt 1	36
Tabelle 4-1: Basisdaten zur Vorauswahl des Maschinentyps – HALLSTATT	41
Tabelle 4-2: Abgeschätzte Maschinenparameter für 5- oder 6-düsige Pelton-Turbinen	46
Tabelle 4-3: Abgeschätzte Maschinenparameter für eine Francis-Turbine.....	48
Tabelle 4-4: Verluste in Pelton-turbinen nach [66] ZHANG; S. 3	61
Tabelle 4-5: Geometrieverhältnisse, nq und nq, D bei Pelton-Turbinen für KKW.....	72
Tabelle 4-6: Maschinen- und Anlagenparameter, Kraftwerksanlage HALLSTATT.....	75
Tabelle 4-7: Konstruktionsdaten des Pelton-Laufrades – Kraftwerksanlage HALLSTATT	83
Tabelle 4-8: Konstruktionsdaten des Turbinengehäuses – Kraftwerksanlage HALLSTATT.....	87
Tabelle 4-9: Konstruktionsdaten der Düseninjektoren – Kraftwerksanlage HALLSTATT	93
Tabelle 4-10: Konstruktionsdaten der Ringleitung – Kraftwerksanlage HALLSTATT	94
Tabelle 5-1: Zusammenfassung maßgeblicher Konstruktionsparameter – HALLSTATT	99

Abkürzungsverzeichnis

EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
ESHA	European Small Hydropower Association
EU	Europäische Union
EVU	Energieversorgungsunternehmen
FT	Francis-Turbine
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
GWH	Gigawattstunde
idgf	In der geltenden Fassung
Jhd.	Jahrhundert
KWK	Kleinwasserkraft
MW	Megawatt
OWF-Messstelle	Oberflächengewässer-Messstelle
PSKW	Pumpspeicherkraftwerk
PT	Pelton-turbine
R&I-Schema	Rohr- und Instrumentenfließschema
RAV	Regelarbeitsvermögen
REN21	Renewable Energy Policy Network for the 21 st Century
SPKW	Speicherkraftwerk
UNIPEDA	International Union of Producers and Distributors of Electrical Energy
VHP	Verbund Hydro Power AG
VwGH	Verwaltungsgerichtshof
WELMEC	European Cooperation in Legal Metrology

Anhang

Anhang 1: Auszug: Hydrographisches Jahrbuch von Österreich 2010.....	122
Anhang 2: Berechnung der Rohrleitungsverluste – Abschnitt 3.....	123
Anhang 3: Regressionsgleichungen für die Turbinen-Vorauslegung.....	125
Anhang 4: Verlustaufteilung einer 250 [MW]-Pelton-Turbine	126
Anhang 5: Alternatives Diagramm zur Maschinenvorauswahl.....	127
Anhang 6: Kraftwerks- und Maschinenübersicht	128

Anhang 1: Auszug: Hydrographisches Jahrbuch von Österreich 2010

OG 168

2010

2010

Ablflüsse

Nr. 285 Obertraun Traun													Nr. 287 Waldbachstrub Waldbach												
Mst.Nr. 205104						Art: Schreiberpegel			Einzugsgebiet: 317.4 km ²				Mst.Nr. 205120						Art: Schreiberpegel			Einzugsgebiet: 31.3 km ²			
Monat	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	Monat	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Tag	Tägliche Ablflüsse 2010 in m ³ /s												Tag	Tägliche Ablflüsse 2010 in m ³ /s											
1.	7,27	3,26	10,6	20,9	50,2	73,8	10,7	29,5	74,1	9,51	16,7	3,70	1.	0,39	0,15	0,46	0,79	8,24	8,33	6,44	4,46	6,14	1,87	3,63	0,24
2.	7,16	3,20	9,30	17,5	54,5	126	9,53	23,7	52,4	8,93	15,4	3,62	2.	0,34	0,15	0,38	0,61	8,47	11,2	6,34	4,57	5,09	1,79	3,10	0,22
3.	6,61	3,35	8,13	15,0	51,9	154	9,01	31,9	42,4	8,09	13,1	3,49	3.	0,30	0,14	0,30	0,50	7,75	14,3	6,65	9,57	5,77	1,70	2,05	0,21
4.	6,05	3,95	7,18	14,5	44,0	106	42,1	30,8	34,1	7,37	11,3	3,38	4.	0,27	0,14	0,26	0,58	5,51	11,0	8,37	6,56	5,92	1,59	1,56	0,20
5.	5,72	3,61	6,47	19,0	42,3	75,9	141	24,4	31,7	6,75	9,98	3,26	5.	0,26	0,15	0,22	0,71	5,82	9,44	23,3	4,50	5,99	1,85	1,57	0,19
6.	5,45	3,66	5,97	15,6	50,8	56,9	101	21,7	22,4	6,27	8,92	3,21	6.	0,24	0,15	0,20	0,54	9,06	8,76	17,0	8,41	3,56	2,24	1,22	0,19
7.	5,13	3,58	5,62	14,2	44,5	47,0	62,6	21,7	17,8	5,92	7,91	3,45	7.	0,23	0,15	0,18	0,60	5,91	10,4	11,2	6,30	3,18	1,88	0,95	0,23
8.	4,87	3,46	5,27	16,6	36,3	39,0	41,8	29,2	15,0	5,54	7,19	4,81	8.	0,22	0,14	0,17	0,94	3,98	10,3	6,26	7,02	4,57	1,52	0,82	0,47
9.	4,71	3,40	4,96	20,3	38,7	34,6	30,0	26,3	13,8	5,25	6,47	6,44	9.	0,22	0,14	0,16	1,23	4,21	10,1	5,99	6,74	4,52	1,27	0,71	0,58
10.	4,51	3,34	4,71	21,7	36,2	31,7	22,7	20,9	12,4	5,01	5,85	5,72	10.	0,21	0,14	0,17	1,30	4,09	10,7	6,04	5,25	2,60	1,11	0,63	0,41
11.	4,36	3,24	4,46	17,6	38,5	28,8	18,6	21,3	11,0	4,86	5,51	5,71	11.	0,20	0,15	0,15	0,83	5,28	11,3	6,02	8,21	2,01	1,02	0,56	0,33
12.	4,26	3,20	4,28	14,8	37,4	26,4	16,8	15,3	9,78	4,67	6,54	5,82	12.	0,20	0,15	0,15	0,60	5,58	11,3	5,94	6,33	1,82	0,92	0,86	0,28
13.	4,10	3,15	3,98	13,0	34,0	24,6	14,1	14,3	8,78	4,47	12,6	5,59	13.	0,19	0,14	0,14	0,49	5,94	11,1	6,03	7,02	1,90	0,86	1,73	0,25
14.	3,97	3,11	4,06	16,2	37,8	25,8	12,3	12,7	8,59	4,30	9,23	5,28	14.	0,19	0,13	0,13	0,64	7,07	13,5	5,64	5,34	2,56	0,79	0,99	0,23
15.	3,85	3,01	4,12	15,0	32,3	22,1	10,8	11,1	7,91	4,18	9,91	5,08	15.	0,18	0,13	0,13	0,65	4,72	10,8	5,70	5,50	2,44	0,67	0,76	0,22
16.	3,74	2,83	4,46	13,6	30,6	28,4	9,79	10,7	7,40	4,04	7,14	4,90	16.	0,18	0,13	0,13	0,67	3,59	10,1	6,05	4,42	3,16	0,52	0,79	0,21
17.	3,68	3,01	5,04	14,8	25,2	23,2	13,7	10,6	8,19	4,11	6,71	4,69	17.	0,18	0,16	0,13	0,83	2,44	10,4	7,68	4,51	3,85	0,53	0,71	0,21
18.	3,96	3,45	5,27	17,9	26,1	20,4	33,6	10,3	17,8	3,99	6,79	4,50	18.	0,19	0,17	0,16	1,08	2,43	9,06	13,7	3,98	6,86	0,56	0,72	0,21
19.	3,90	3,47	5,90	20,6	23,7	22,2	18,6	8,95	12,8	3,91	6,55	4,24	19.	0,18	0,19	0,23	1,42	1,80	8,39	7,14	3,32	4,02	0,56	0,67	0,20
20.	3,73	4,13	8,02	23,7	20,3	36,4	14,2	8,08	10,2	3,89	6,17	4,05	20.	0,18	0,22	0,46	1,71	1,46	9,97	5,10	3,73	2,25	0,55	0,48	0,20
21.	3,64	3,91	13,9	28,9	31,1	36,5	12,0	7,35	8,84	4,75	5,61	3,91	21.	0,18	0,19	1,02	2,05	2,81	8,22	5,23	3,66	1,73	0,54	0,41	0,19
22.	3,57	3,90	23,5	27,8	63,0	35,1	10,6	7,04	7,90	4,36	5,27	3,83	22.	0,18	0,18	1,45	1,79	8,20	6,27	5,24	3,47	1,57	0,51	0,40	0,20
23.	3,45	3,89	24,3	26,8	66,0	28,9	10,1	6,73	7,16	4,40	5,04	4,85	23.	0,17	0,18	1,27	2,27	7,36	5,08	6,19	3,79	1,48	0,57	0,39	0,35
24.	3,33	4,31	25,2	34,8	59,8	22,1	30,2	16,4	6,54	4,82	4,73	8,89	24.	0,18	0,21	1,15	3,69	8,10	4,59	14,5	6,51	1,46	0,62	0,37	0,70
25.	3,28	5,57	28,4	41,9	54,9	18,1	58,0	28,2	6,46	5,66	4,58	7,91	25.	0,17	0,28	1,27	4,94	9,68	4,29	14,8	6,52	2,53	0,69	0,35	0,47
26.	3,26	8,42	31,6	44,2	54,8	18,0	32,6	15,5	12,5	5,89	4,35	6,37	26.	0,16	0,35	1,63	4,86	12,7	6,17	7,54	4,88	3,74	0,63	0,33	0,30
27.	3,22	8,52	34,8	39,8	56,7	15,1	23,1	18,2	9,66	5,43	4,18	5,76	27.	0,15	0,34	1,89	3,55	15,3	6,04	4,37	6,07	2,10	0,59	0,31	0,26
28.	3,29	7,63	28,9	36,6	52,6	13,3	21,0	35,9	8,35	5,37	4,00	5,31	28.	0,15	0,30	1,11	3,61	12,0	6,24	5,02	10,2	7,71	0,63	0,30	0,24
29.	3,37	24,4	39,7	57,2	11,6	26,3	47,9	8,95	6,85	3,94	4,97	29.	0,15	0,15	0,99	5,08	10,8	6,07	6,26	9,41	1,62	1,15	0,28	0,22	
30.	3,31	25,6	44,7	52,6	11,2	54,0	47,9	10,1	8,02	3,82	4,70	30.	0,16	0,16	1,30	6,56	12,0	6,35	11,1	7,95	1,65	1,33	0,25	0,21	
31.	3,19	27,0	62,0	44,0	78,8	44,0	78,8	10,1	9,78	3,82	4,44	31.	0,15	1,24	11,9	8,77	8,48	8,77	8,48	8,77	8,48	1,79	1,79	0,20	0,20
Extremwerte in m ³ /s													Extremwerte in m ³ /s												
am	24.	16.	16.	16.	20.	30.	03.	23.	25.	15.	28.	06.	am	24.	16.	17.	13.	20.	24.	27.	22.	24.	22.	30.	21.
NQ	1,84	1,56	1,47	11,8	19,6	9,47	8,11	4,94	6,04	2,92	3,21	2,98	NQ	0,15	0,10	0,12	0,44	1,38	3,95	3,72	2,82	1,34	0,49	0,24	0,19
HQ	7,50	14,7	41,2	50,6	70,6	214	181	101	94,0	13,9	19,8	23,7	HQ	0,41	0,42	2,47	8,69	19,8	29,9	28,9	10,9	9,05	3,38	4,58	0,76
am	01.	26.	27.	30.	23.	02.	05.	31.	01.	31.	01.	24.	am	01.	26.	26.	30.	27.	03.	05.	29.	01.	31.	01.	24.
Monatsmittel in m ³ /s(MQ),l/s.km ² (Mq) bzw. Monatssummen in mm (h _n)													Monatsmittel in m ³ /s(MQ),l/s.km ² (Mq) bzw. Monatssummen in mm (h _n)												
MQ	4,32	4,04	13,1	23,7	44,1	40,4	30,8	22,3	16,8	5,69	7,45	4,90	MQ	0,21	0,18	0,60	1,84	6,91	8,99	8,25	6,09	3,26	1,06	0,93	0,28
Mq	13,6	12,7	41,2	74,6	139	127	97,1	70,4	53,1	17,9	23,5	15,4	Mq	6,56	5,77	19,0	58,7	221	287	263	195	104	33,8	29,6	8,87
h _n	36	31	110	193	372	330	260	189	138	48	61	40	h _n	18	14	51	152	591	746	706	521	270	91	77	23
Reihe: 2005-2009 Mittlere Monatsmittel in m ³ /s (MQ),l/s.km ² (Mq) bzw. -summen in mm (h _n)													Reihe: 2005-2009 Mittlere Monatsmittel in m ³ /s (MQ),l/s.km ² (Mq) bzw. -summen in mm (h _n)												
MQ	7,69	5,88	14,9	35,9	54,4	39,5	27,4	21,1	21,6	10,9	12,6	7,53	MQ	0,34	0,20	0,61	2,53	7,82	9,28	8,06	6,21	4,07	1,84	0,95	0,39
Mq	24,2	18,5	47,0	113	171	124	86,2	68,2	68,0	34,4	39,8	23,7	Mq	10,9	6,35	19,6	80,9	250	297	257	198	130	58,9	30,3	12,4
h _n	65	45	126	293	459	322	231	183	176	92	103	61	h _n	29	15	52	210	669	769	689	532	337	158	79	32
Reihe: 1951-2010 Mittlere Monatsmittel mit Extremwerten in m ³ /s													Reihe: 1976-2010 Mittlere Monatsmittel mit Extremwerten in m ³ /s												
NQ	1,22	0,24	0,93	5,56	8,80	6,82	4,77	2,11	1,98	0,70	0,70	1,30	NQ	0,07	0,32	0,38	0,12	0,24	2,08	1,39	1,23	0,81	0,33	0,12	0,08
NQ	1,40	2,00	2,20	5,56	8,80	7,42	5,20	5,30	2,66	0,70	0,70	1,30	NQ	0,07	0,33	0,05	0,13	0,24	2,42	2,85	1,34	0,82	0,36	0,12	0,08
MNQ	3,54	3,80	5,16	12,1	25,4	21,9	11,																		

Anhang 2: Berechnung der Rohrleitungsverluste – Abschnitt 3**Allgemeine Randbedingungen:**

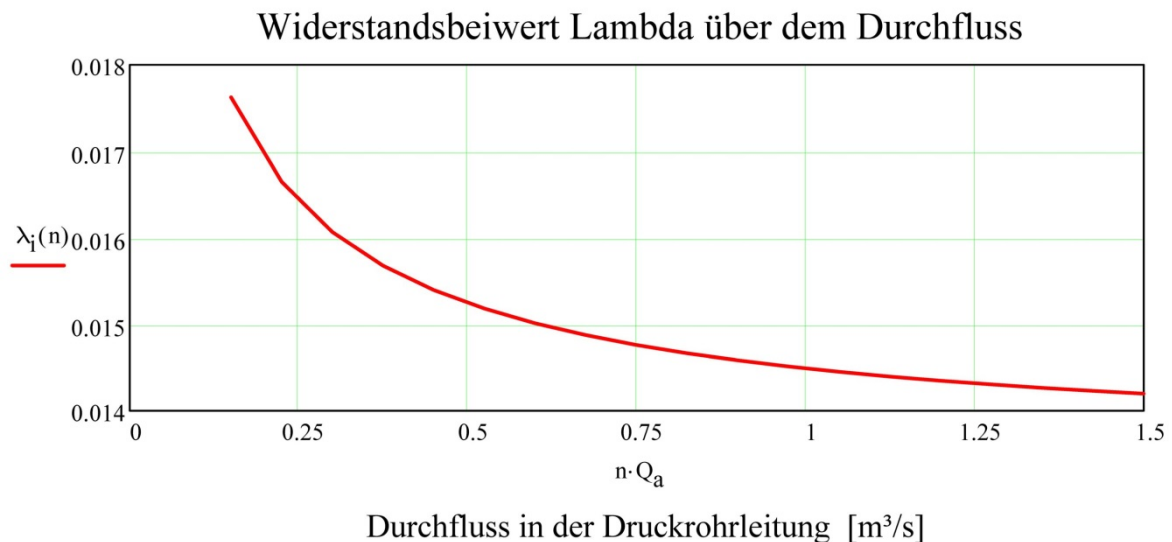
Ausbauwassermenge Q_a	$Q_a := 1500 \frac{\text{liter}}{\text{s}}$	$Q_a = 1.5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
Durchmesser der Druckrohrleitung	$d_3 := 806\text{mm}$	$d_3 = 0.806\text{m}$
Länge der Rohrleitungsstrecke	$L_i := 1494.52\text{m}$	$L_i = 1.495 \times 10^3 \text{m}$
Natürliche Rauigkeit (Guß-Rohr, zementiert)	$k := 0.15\text{mm}$	$k = 1.5 \times 10^{-4} \text{m}$
Kinematische Zähigkeit (Wasser bei 5°)	$\nu := 1.518 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\nu = 1.518 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Faktor für Wassermengenaufteilung	$n := 0.1, 0.15..1$	
Erste Annahme des Widerstandsbeiwertes	$\lambda := 0.0001$	

Berechnung des Widerstandsbeiwertes λ_i abhängig vom Durchfluss $n \cdot Q_a$:

Fließgeschwindigkeit in der Druckrohrleitung	$v_i(n) := \frac{4 \cdot Q_a \cdot n}{d_3^2 \cdot \pi}$
Berechnung der Reynoldszahl	$Re(n) := \frac{v_i(n) \cdot d_3}{\nu}$
Widerstandsbeiwert des Druckrohrs	$\lambda_i(n) := \text{root}\left(-2 \cdot \log\left(\frac{2.51}{Re(n) \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.71 \cdot d_3}\right) - \frac{1}{\sqrt{\lambda}}, \lambda\right)$

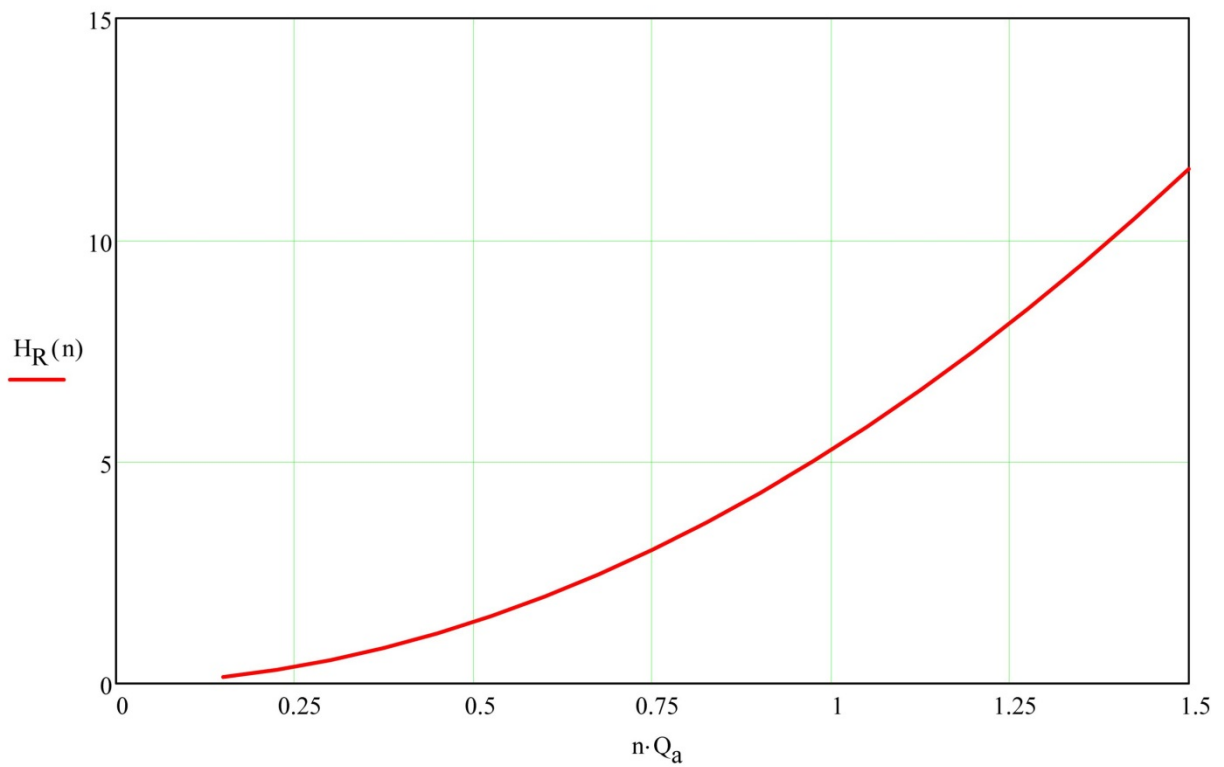
Berechnung der Reibungsverluste H_R über $n \cdot Q_a$:

Reibungsverlust in der Druckrohrleitung	$H_R(n) := \lambda_i(n) \cdot \frac{L_i}{d_3} \cdot \frac{v_i(n)^2}{2 \cdot g}$
Dichte des Triebwassers (im Mittel)	$\rho_w := 1000.76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$



$n \cdot Q_a =$	$v_i(n) =$	$\lambda_i(n) =$	$H_R(n) =$
0.15 $\frac{m^3}{s}$	0.294 $\frac{m}{s}$	0.01762	0.144 m
0.225 $\frac{m^3}{s}$	0.441 $\frac{m}{s}$	0.01665	0.306
0.3	0.588	0.01607	0.525
0.375	0.735	0.01568	0.801
0.45	0.882	0.01539	1.132
0.525	1.029	0.01518	1.519
0.6	1.176	0.01501	1.962
0.675	1.323	0.01487	2.461
0.75	1.470	0.01476	3.015
0.825	1.617	0.01466	3.625
0.9	1.764	0.01458	4.29
0.975	1.911	0.01451	5.01
1.05	2.058	0.01445	5.786
1.125	2.205	0.0144	6.617
1.2	2.352	0.01435	7.503
1.275	2.499	0.0143	8.445
1.35	2.646	0.01427	9.442
1.425	2.793	0.01423	10.494
1.5	2.940	0.0142	11.602

Höhenverlust über dem Durchfluss

Durchfluss in der Druckrohrleitung [$\frac{m^3}{s}$]

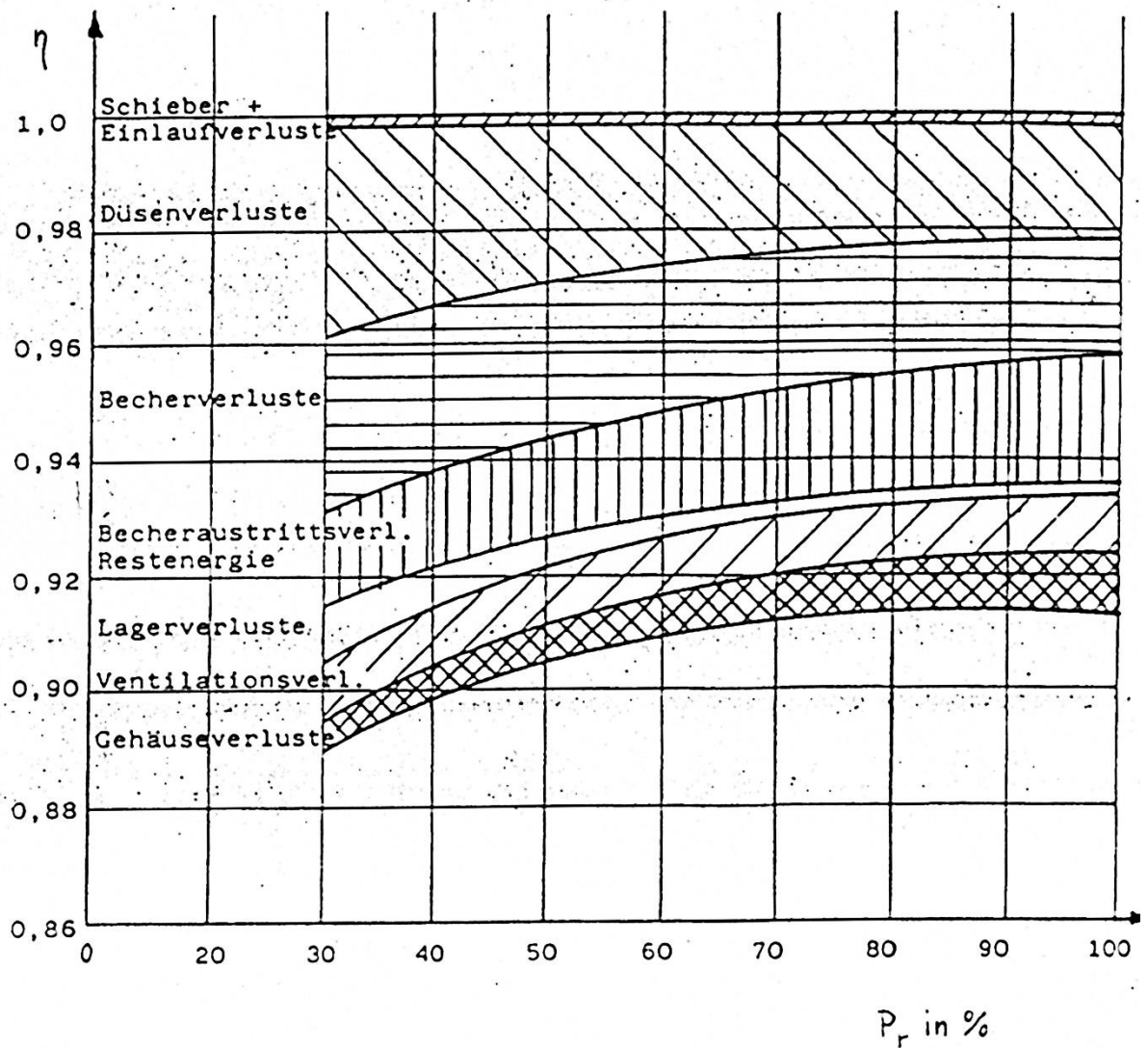
Anhang 3: Regressionsgleichungen für die Turbinen-Vorauslegung

TABLE 4

Regression Information and equations relating turbine characteristics to various turbine constants and hydropower site parameters for period 1965-1984

Turbine Type	Regression Equation	Corrected R ² Statistic	Log Standard Deviation (s ₁)	Number of Units (n)
Francis	$D = 0.168 (P/H)^{0.447}$	0.968	0.051	96
Francis	$N = 80.387 (H^{0.5}/D)^{0.828}$	0.964	0.055	100
Kaplan	$D = 0.175 (P/H)^{0.452}$	0.978	0.019	46
Kaplan	$N = 142.049 (H^{0.5}/D)^{0.773}$	0.958	0.038	44
Pelton	$D = 0.594 (P/H)^{0.268}$	0.689	0.072	35
Pelton	$N = 39.206 (H^{0.5}/D)^{1.008}$	0.992	0.034	32
Horizontal Pelton	$D = 0.315 (P/H)^{0.483}$	0.797	0.047	9
Horizontal Pelton	$N = 32.549 (H^{0.5}/D)^{1.079}$	0.980	0.012	9
Small-scale Francis	$D = 0.160 (P/H)^{0.471}$	0.872	0.070	11
Small-scale Francis	$N = 110.133 (H^{0.5}/D)^{0.809}$	0.955	0.048	10
Small-scale Kaplan	$D = 0.157 (P/H)^{0.489}$	0.990	0.036	17
Small-scale Kaplan	$N = 156.662 (H^{0.5}/D)^{0.922}$	0.990	0.039	17
Bulb	$D = 0.183 (P/H)^{0.446}$	0.980	0.049	150
Bulb	$N = 163.897 (H^{0.5}/D)^{0.874}$	0.925	0.063	145
Tubular	$D = 0.143 (P/H)^{0.512}$	0.941	0.035	45
Tubular	$N = 156.193 (H^{0.5}/D)^{0.890}$	0.951	0.05	41
Cross-flow	$D = 0.329 (P/H)^{0.275}$	0.903	0.062	30
Cross-flow	$N = 38.451 (H^{0.5}/D)^{1.032}$	0.990	0.050	27

Daten entnommen aus [51] KPORDZE & WARNICK; S. 7.

Anhang 4: Verlustaufteilung einer 250 [MW]-Pelton-Turbine

[67] RIEDELBAUCH; S. 15.614: Angenäherte Verlustaufteilung einer 250 [MW]-Pelton-Turbine

Anhang 5: Alternatives Diagramm zur Maschinenvorauswahl

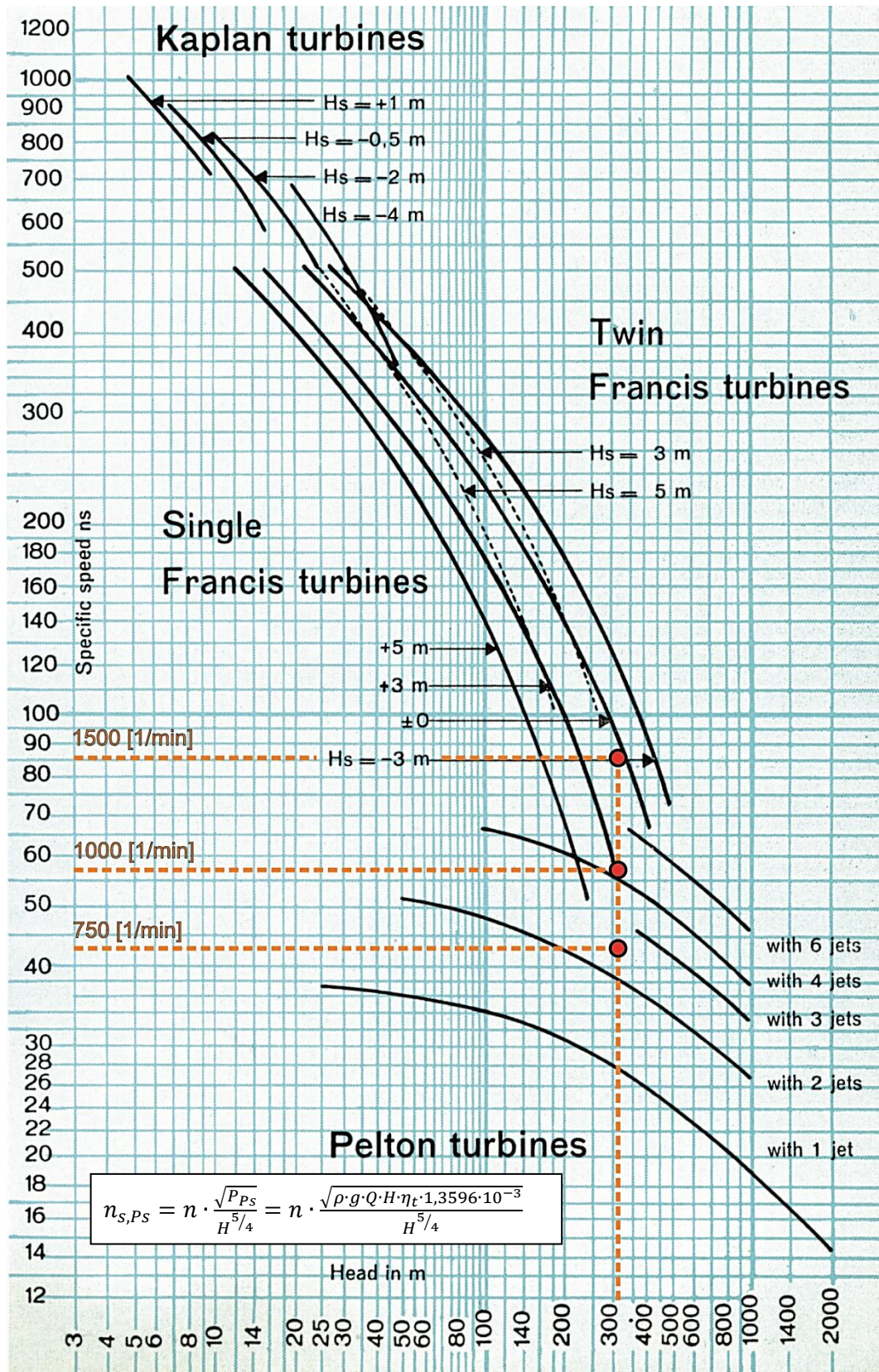


Diagramm entnommen aus [91] BELL.

Anhang 6: Kraftwerks- und Maschinenübersicht