

DIPLOMARBEIT

Auslegung und FEM Festigkeitsnachweis für ein Spiralgehäuse einer Radialmaschine

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian BAUER
Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaft

von

Markus Zöchbauer
Matr.Nr. 0626297
Hopfenweg 17, 4120 Neufelden

Wien, am 20. Dezember 2011

.....
(Markus Zöchbauer)

Vorwort/Danksagung

Diese Diplomarbeit entstand im Sommer 2011 am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien und stellt einen wichtigen Meilenstein im Abschluss meines Studiums dar.

Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Christian Bauer danke ich für die Ausschreibung dieser interessanten Fragestellung. Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Betreuern Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Eduard Doujak und Projektass. Dipl.-Ing. Philipp Unterberger, die mir stets bei der Anfertigung dieser Arbeit mit Rat und Tat zur Seite standen. Das ausgezeichnete Arbeitsklima, die konstruktiven Fachgespräche und der freundliche Umgang am Institut trugen zum schnellen Fortschritt bei der Anfertigung dieser Arbeit bei.

Meinen Eltern und meiner Freundin Melanie sei hier auf besondere Weise gedankt, da sie mir durch ihre vielfältige Unterstützung über Jahre hinweg erst ein Studium ermöglichten und mir immer Rückhalt geben. An dieser Stelle möchte ich mich ebenfalls bei meinen Kollegen Roland Grillneder, Mark-Michael Weltzl und Torsten Willdonner für die langjährige Freundschaft und die gute Zusammenarbeit dankbar zeigen.

Wien, im November 2011

Kurzfassung

Diese Diplomarbeit behandelt die Auslegung, parametrisierte Konstruktion und den FEM Festigkeitsnachweis für das Spiralgehäuse einer reversiblen Pumpturbine. Hierfür werden zwei unterschiedliche Dimensionierungsansätze vorgestellt und diskutiert. Die Tatsache, dass es sich um ein Pumpturbinen-Spiralgehäuse handelt, erfordert die Bestimmung der Strömungsgrößen für den Pump- und Turbinenbetrieb. In der Auslegungsrechnung sind drei Gehäusevarianten gegenübergestellt und es wird auf eine Variante, ausgelegt nach konstantem Drall, genauer eingegangen.

Im Anschluss erfolgt die Beschreibung der 3D-Konstruktion des Spiralgehäuses samt Leitvorrichtung und Stützbeschaufelung. Der Schwerpunkt liegt dabei in einer parametrisierten Konstruktion, da zukünftige Änderungen der geometrischen Größen ohne viel Aufwand möglich sein sollen. Diese Flexibilität der Konstruktion wird über die Einbindung einer Excel-Datei erreicht, in welcher die Abmessungen und Profilierungen des Spiralgehäuses eingestellt werden können. Die Grundlage für die Leitschaufelprofilierung bildet das NACA-Tragflügelprofil. Es können jedoch auch beliebige Linienzüge in die Konstruktion übernommen werden. Diese Möglichkeiten schaffen die Grundlage für eine Optimierung der Geometrie in Verbindung mit einer CFD-Simulation.

Die Beanspruchung des Gehäuses wird mit Hilfe einer Finite-Elemente-Analyse auf Zulässigkeit überprüft. Hierfür werden drei Stützschaufelau Ausführungen und zwei Betriebszustände verglichen. Aus dem Vergleich ergeben sich Vorschläge zur Konstruktionsverbesserung.

Abstract

This thesis is about the construction of the spiral casing for a reversible pump-turbine. Two different approaches for designing a spiral casing are introduced and discussed. Because the spiral casing is used in a reversible pump-turbine it is necessary to fit the velocities and velocity angles of the fluid stream for turbine and pump mode. In the main calculation three design possibilities are compared and one design is explained in detail.

With the calculation results a volute casing together with guide vanes and stay vanes is designed in SolidWorks 2011 with special focus on a parameterized construction mode. This parametrization is made by embedding an Excel-file, which contains dimensions and profiles for the construction. The guide vane design is made by the shape of the NACA airfoil. It is also possible to use other shapes.

The loadings in the spiral casing are investigated by a Finite-Element-analysis. Three types of stay vanes and two operating conditions are compared and some construction improvements are presented.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einführung	1
1.2	Aufgabenstellung	5
2	Grundlagen	7
2.1	Strömungstechnische Grundlagen	7
2.1.1	Kontinuitätsgleichung	7
2.1.2	Strömungskinematik	8
2.1.3	Energieübertragung	9
2.1.4	Kennzahlen	12
2.2	Typen von Pumpturbinen	12
2.3	Mehrstufigkeit	15
2.4	Die Umkehrung der Strömung	16
2.5	Minderleistung und Mehrdurchfluss	17
2.6	Regelungsmöglichkeiten	17
2.6.1	Regelung durch verstellbare Leitschaufeln	19
2.6.2	Regelung durch Drehzahländerung	21
3	Allgemeines zu Leitvorrichtungen	23
3.1	Die Strömung in der Leitvorrichtung	23
3.2	Ausführungsformen von Leitvorrichtungen	24
3.2.1	Das Spiralgehäuse	24

3.2.2	Der glatte Leitring	25
3.2.3	Das beschauelte Leitrad	26
3.2.4	Der drehbare Leitapparat	27
4	Spiralgehäuse	29
4.1	Ausführungsformen von Spiralgehäusen	29
4.2	Theoretische Betrachtung der Spiralströmung	31
4.3	Entwurf und Gestaltung	33
4.4	Entwurf eines Spiralgehäuses mit kreisförmigem Querschnitt	34
4.4.1	Auslegung linearer Querschnittsverlauf	34
4.4.2	Auslegung konstanter Drall	36
4.5	Stützschaufeln	38
5	Berechnung und Konstruktion	39
5.1	Allgemeine Angaben	40
5.2	Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb	41
5.3	Drehbarer Leitapparat	45
5.3.1	Auslegung Leitapparat	45
5.3.2	Gewähltes NACA-Profil	47
5.3.3	Geometrie im Auslegungspunkt	47
5.3.4	Geometrie in den Extremstellungen	48
5.3.5	Parametrisierung Leitapparat	50
5.4	Berechnungsvarianten Spiralgehäuse	52
5.4.1	Variante 1: Linearer Querschnittsverlauf	53
5.4.2	Variante 2: Konstanter Drall	54
5.4.3	Variante 3: Konstanter Drall mit vorgegebener Geschwindigkeit	57
5.4.4	Vergleich der Varianten	58
5.5	Stützschaufeln	61
5.5.1	Gestaltungsrichtlinien	62

5.5.2	Geometriedurchmesser	62
5.6	Strömungs- und Bauteilwinkel der Spirale	64
5.7	Parametrisierung Spiralgehäuse	67
5.8	Deckelschrauben	71
6	FE Festigkeitsnachweis	72
6.1	Finite-Elemente-Modell	72
6.2	Materialien und zulässige Spannungen	73
6.3	Randbedingungen	74
6.4	Belastungen	76
6.5	Ergebnisse 20 Stützschaufeln	78
6.5.1	Nenndruck 20 Stützschaufeln	79
6.5.2	Maximaldruck 20 Stützschaufeln	80
6.6	Ergebnisse 10 Stützschaufeln	81
6.6.1	Nenndruck 10 Stützschaufeln	82
6.6.2	Maximaldruck 10 Stützschaufeln	83
6.7	Ergebnisse modifizierte Stützschaufeln	84
6.7.1	Nenndruck modifizierte Stützschaufeln	85
6.7.2	Maximaldruck modifizierte Stützschaufeln	86
6.8	Vergleich der Stützschaufelringe	87
6.9	Leitschaufel	90
7	Conclusio	92
	Abbildungsverzeichnis	97
	Tabellenverzeichnis	98
	Literaturverzeichnis	101

Nomenklatur

Formelzeichen

\dot{m}	Massenstrom	kg/s
A	Querschnittsfläche	m ²
b	Breite	mm
c	Absolutgeschwindigkeit	m/s
c_m	Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit	m/s
c_u	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit	m/s
D	Durchmesser	mm
F	Kraft	N
f	Verkleinerungsfaktor, Faktor	-
H	Förderhöhe bzw. Fallhöhe	m
i	Anzahl der Stufen	-
K	Drall	m ² /s
L, l	Länge	m, mm
M	Moment	Nm
n	Drehzahl	min ⁻¹
P	Leistung	W
p	Druck	Pa, bar
Q	Volumenstrom	m ³ /s
r	Radius	mm
S	Sicherheit	-
s	Stärke, Dicke	mm

u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
w	Relativgeschwindigkeit	m/s
Y	Spezifische Stutzenarbeit	m^2/s^2
z	Höhenkoordinate, Anzahl	m, -
α	Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit	°
β	Strömungswinkel der Relativgeschwindigkeit	°
η	Wirkungsgrad	-
γ	Öffnungswinkel Diffusor	°
μ	Minderleistungsfaktor	-
ρ	Dichte	kg/m^3
σ	Spannung	N/mm^2
φ	Spiralentwicklungswinkel	°

Indizes

2	Laufradaustritt
3	Laufradaustritt (ohne Schaufeleinfluss)
4	Leitschaufelinnendurchmesser (ohne Schaufeleinfluss)
5	Leitschaufelinnendurchmesser
6	Leitschaufelaußendurchmesser
7	Leitschaufelaußendurchmesser (ohne Schaufeleinfluss)
8	Stützschaufelinnendurchmesser (ohne Schaufeleinfluss)
9	Stützschaufelinnendurchmesser
10	Stützschaufelaußendurchmesser
11	Stützschaufelaußendurchmesser (ohne Schaufeleinfluss)
T	Turbinenbetrieb
360_Sp	Größe in der Spirale bei $\varphi = 360^\circ$
$DruckSt$	Druckstutzen
$LeitA$	Leitapparat
$Rohr$	Druckrohrleitung

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Einführung

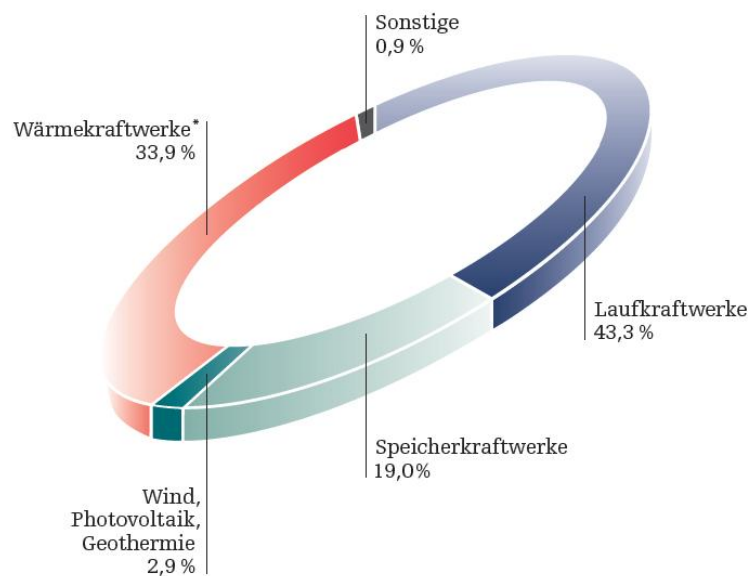
Zurzeit befinden wir uns in vielen Lebensbereichen in einem starken Umbruch. Die Wirtschaftskrise, der Klimawandel und die Urbanisierung der Weltbevölkerung sind nur einige globale Umstände, welche bei der Entwicklung neuer Technologien berücksichtigt werden sollten. Auch die Strombranche steckt in einer Phase der Neuorientierung. Ein Umdenken in unserer Gesellschaft hat bereits stattgefunden und das Verlangen, umweltfreundliche und alternative Energien zu nutzen, steigt stetig an. Nicht nur schwere Kernkraftwerksunfälle und globale Megatrends wie die Klimaerwärmung, sondern auch die Endlichkeit der fossilen Energieträger auf unserem Planeten und die steigende Energienachfrage zwingen uns zu diesem Umdenken.

Die Nutzung der Wasserkraft ist kein neues Konzept und wird schon seit sehr vielen Jahrzehnten eingesetzt, doch diverse Veränderungen in den letzten Jahren führen zu einer Renaissance der Energiegewinnung aus Wasser. Die Stromerzeugung aus Wasserkraft ist am jetzigen Stand der Technik die wirtschaftlichste und dadurch wettbewerbsfähigste aller erneuerbaren Energiequellen. Ein modernes Energiesystem der Zukunft wird vor allem erneuerbare Ressourcen nutzen. Diese Nutzung von alternativen Ressourcen muss sinnvollerweise dort ausgebaut werden, wo sie effizient stattfinden kann. Österreich ist durch die Alpen und durch den Wasserreichtum hervorragend für die Wasserkraftnutzung geeignet.

Grüne Technologien, wie z.B. die Windkraft, bringen jedoch auch Herausforderungen mit sich. Windkraft ist sehr schwer prognostizierbar, wodurch es zu großen Leistungsschwankungen im europäischen Stromnetz kommen kann. Pumpspeicherkraftwerke werden als stabilisierende Glieder im europäischen Stromübertragungsnetz dadurch noch wichtiger und beim Ausbau der Windparks wird auch der Ausbau von Pumpspeicherkraftwerken forciert werden.

Der gesamte Energiebedarf in Österreich von ca. 70 TWh pro Jahr wird, wie in Abbildung 1.1 gezeigt ist, durch unterschiedliche Erzeugungsmöglichkeiten gedeckt.

Inländische Erzeugung: 68.973 GWh



Quelle: Oesterreichs Energie, E-Control

*Wärmekraftwerke inklusive biogene Brennstoffe

Abbildung 1.1: Stromerzeugungsstruktur 2009 [4]

Der große Anteil von knapp 63% Wasserkraft ergibt sich aus der Summe der Anteile aus Laufkraftwerken und Speicherkraftwerken (Abbildung 1.1). Durch die Bestrebungen der Politik und die Ökostromförderung [13], wird der Anteil von knapp 63% Wasserkraft und im Speziellen knapp 20% Speicherkraft sicher noch steigen.

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit dem Thema Pumpspeicherkraftwerk und im Speziellen mit dem Spiralgehäuse einer Pumpturbine. Eine Pumpturbine ist eine Strömungsmaschine die sowohl als Pumpe und auch als Turbine betrieben werden kann und zur Speicherung wert-

voller Spitzenenergie eingesetzt wird. Das Schema in Abbildung 1.2 soll die Funktionsweise eines solchen Kraftwerks mit einem „Zwei-Maschinensatz“ (siehe Kapitel 2.2) verdeutlichen. Ein „Zwei-Maschinensatz“ wird oft auch als Umkehrmaschine bezeichnet und durch eine solche Anordnung ergibt sich der Vorteil, dass zwei Komponenten in einer vereint sind.

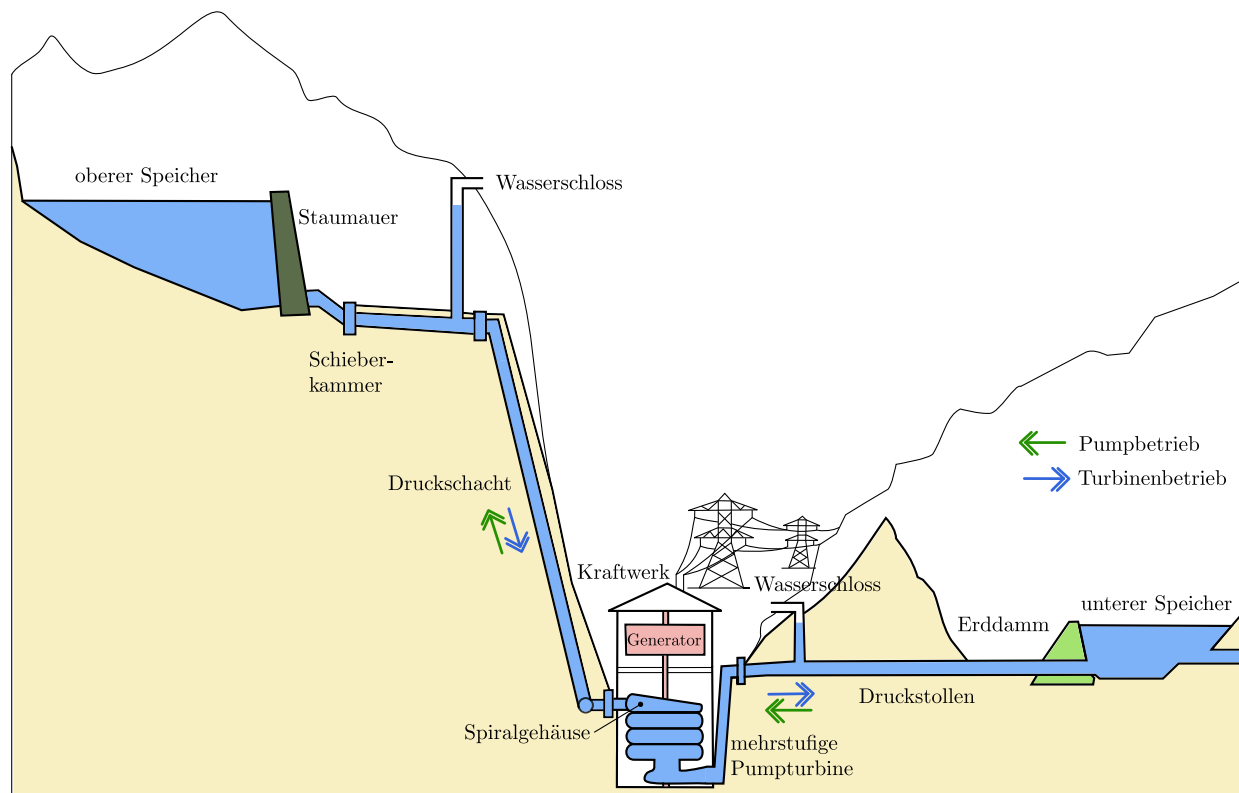


Abbildung 1.2: Pumpspeicherkraftwerk - Schema nach [11]

Die Pumpturbine sitzt auf einer gemeinsamen Welle mit einer Generator-Motor-Einheit und bildet somit den Maschinensatz der Kraftwerksanlage. Das Spiralgehäuse stellt eine Komponente der Pumpturbine dar, welche zwischen Druckschacht und dem Laufrad positioniert ist. Je nach Betriebsmodus fungiert die Anlage entweder als Pumpe oder als Turbine und das Spiralgehäuse muss den Wassertriebstrom entsprechend ab- oder zuführen. Durch diese kombinierte Einsatzmöglichkeit kann eine höchstwertige Wasserkraftnutzung garantiert werden. Der von der Turbine angetriebene Generator erzeugt elektrischen Strom. In Schwachlastzeiten kann die Maschine jedoch in einen Pumpmodus versetzt werden, um Wasser von einem tiefer gelegenen Speicher in einen höher gelegenen Speicher zu pumpen. Je nach Bedarf kann in Starklastzeiten dieses gespeicherte Wasser wieder in elektrischen Strom umgewandelt werden, was indirekt einer Speicherung von elektrischem Strom gleichkommt.

Die qualitative Darstellung der Stromnachfrage über einen ganzen Tag (24 Stunden) und die daraus entstehende Möglichkeit zur Energiespeicherung ist in Abbildung 1.3 zu sehen.

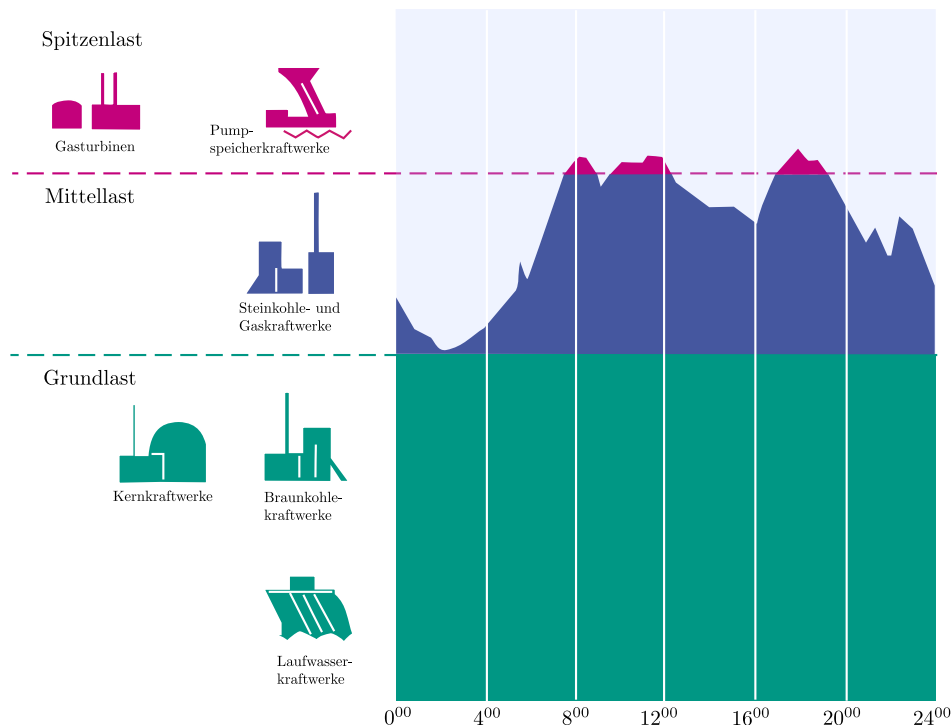


Abbildung 1.3: Netzbelastungskurve [9]

Die Spitzenlastzeiten (roter Bereich in Abbildung 1.3) decken sich mit den Bedürfnissen der Menschen und sind wie zu erwarten am Morgen, zu Mittag und am Abend. In der Nacht ist die Stromnachfrage geringer und somit der Strompreis auch niedriger. Diesen Kosteneffekt nutzen Speicherkraftwerke, um in der Nacht mit billigem Strom Wasser hoch zu Pumpen und am Tag kann aus diesem Wasser Elektrizität gewonnen werden, welche teurer verkauft werden kann.

Je nach betrachtetem Land setzt sich der Strommix (für Österreich in Abbildung 1.1) unterschiedlich zusammen und die Strom-Anteile eines Landes sind auch vom internationalen Stromhandel abhängig. Wie schon erwähnt besitzt Österreich wegen seiner Topologie große Kapazitäten bei Speicherkraftwerken und kann diese wertvolle Spitzenlast-Energie am europäischen Strommarkt handeln. Der Gewinn aus diesem Wettbewerbsvorteil sollte nun wieder in grüne Technologien investiert werden, um an einer besseren Zukunft mitzuwirken.

1.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit teilt sich in drei Abschnitte. Im **ersten Abschnitt (Berechnung)** erfolgt die Auslegungsrechnung (hydraulisch und mechanisch) für das Spiralgehäuse (siehe Abbildung 1.4) einer reversiblen Pumpturbine. Je nach Betriebsart sind unterschiedliche Randbedingungen gegeben. Die Laufradgeometrie ist als Ausgangspunkt für die Spiralgehäuseauslegung vorgegeben. Weitere Vorgaben sind in Tabelle 1.1 zusammengefasst. Die Auslegungsrechnung wird mit Hilfe der Mathematiksoftware MathCAD erstellt.

Die Hauptaufgabe der Auslegung ist die Dimensionierung der Spiralabmessungen, um ein hydraulisch gutes Verhalten zu erreichen. Da das Spiralgehäuse aus Festigkeitsgründen Stützschaufeln benötigt, sind außerdem die Strömungs- und Bauteilwinkel dieser Schaufelgitter zu berechnen.

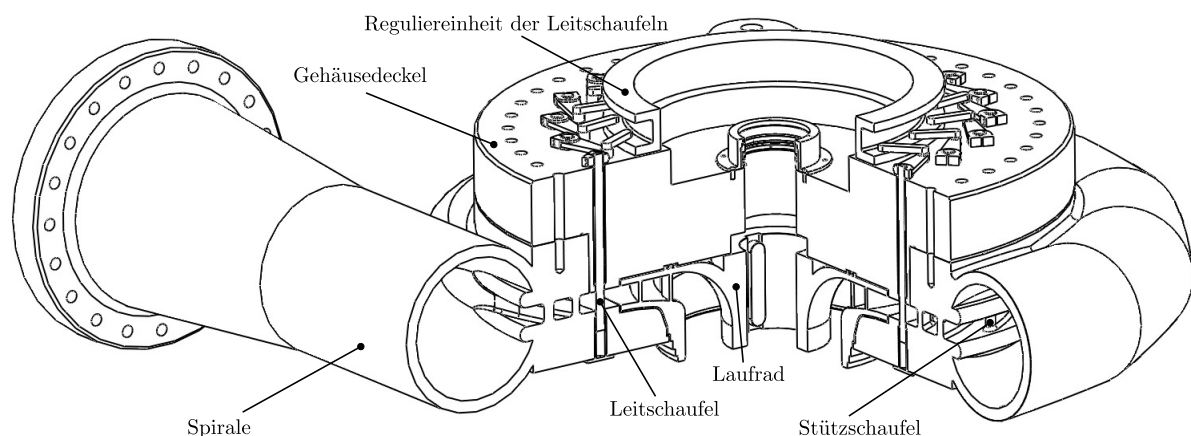


Abbildung 1.4: Ansicht eines Spiralgehäuses mit Reguliermechanismus

Der **zweite Abschnitt (Konstruktion)** umfasst die parametrisierte 3D-Konstruktion des Spiralgehäuses mit der CAD-Software SolidWorks 2011. Hierbei wird die Parametrisierung mit einer in der Konstruktionsdatei integrierten Excel-Tabelle gelöst. Da die Konstruktion sehr schnell sehr umfangreich wird, sind nur die wichtigsten Parameter in der Parametrisierung zu erfassen. Das Spiralgehäuse mit Stützschaufeln und die drehbaren Leitschaufeln sind im Gehäuse verbaut. Um die Leitschaufeln drehen zu können muss ein Reguliermechanismus vorgesehen werden.

Die Hauptkomponenten der Konstruktion sind:

- Spiralgehäuse (mit Stützschaufeln)
- Leitapparat (drehbare Leitschaufeln)
- Gehäusedeckel mit Befestigungsschrauben
- Reguliereinheit der Leitschaufeln

Im **dritten Abschnitt (FE-Analyse)** werden mittels Finite-Elemente-Analyse die Spannungszustände in der Spirale untersucht und gegebenenfalls auf Konstruktionsverbesserungen eingegangen. Die Finite-Elemente-Analyse wird mit dem Structural Mechanics Paket von Ansys 13.0 durchgeführt. Damit kann ein Einblick in die Spannungszustände des Spiralgehäuses gewonnen und die mechanische Auslegung verifiziert werden. Zwei Betriebszustände werden dabei genauer untersucht: Die Spannungszustände im Auslegungspunkt und bei maximaler Belastung.

Tabelle 1.1: Angaben für die Auslegungsrechnung

Variable	Turbine	Pumpe
Leistung		$P = 15 \text{ MW}$
Geodätische Höhe	$H_{geo} = 800 \text{ m}$	$H_{geo} = 800 \text{ m}$
Anzahl Stufen	$i = 4$	$i = 4$
Spezifische Stufenarbeit	$\Delta Y_T = 1822,4 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$\Delta Y = 2100,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Volumenstrom	$Q_T = 1,701 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q = 1,607 \text{ m}^3/\text{s}$
Drehzahl		$n = 1000 \text{ U}/\text{min}$
Laufradaußendurchmesser	$D_{2a} = 1235 \text{ mm}$	$D_{2a} = 1235 \text{ mm}$
Laufradbreite	$b_2 = 65 \text{ mm}$	$b_2 = 65 \text{ mm}$
Absolutgeschwindigkeit 3		$c_{u3} = c'_{u2} = 34,98 \text{ m/s}$
Tatsächlicher Strömungswinkel		$\alpha'_2 = 11,3^\circ$
Bauteilwinkel	$\beta_2 = 25^\circ$	$\beta_2 = 25^\circ$
Rohrleitungsdurchmesser	$D_{Rohr} = 661 \text{ mm}$	$D_{Rohr} = 661 \text{ mm}$
Rohrleitungsgeschwindigkeit	$c_{Rohr_T} = 4,96 \text{ m/s}$	$c_{Rohr} = 4,68 \text{ m/s}$

Kapitel 2

Grundlagen

In diesem Kapitel werden einige Grundlagen, Konzepte und Strömungserscheinungen, die für diese Arbeit wichtig sind, vorgestellt. Häufig verwendete physikalische Zusammenhänge, wie z.B. der Kontinuitätssatz oder die Strömungskinetik, sollen zum schnelleren Einarbeiten in die Thematik gezeigt werden. Möglichkeiten für die Ausführung einer Pumpturbine werden vorgestellt und es wird auf die Besonderheiten, die bei der Strömungsumkehr auftreten, eingegangen.

2.1 Strömungstechnische Grundlagen

Diese hydraulischen Grundlagen werden meist für die stationäre Strömung gezeigt und unterliegen Modellannahmen, welche nicht außer Acht gelassen werden dürfen. Für ein tieferes Verständnis, der umfangreichen Strömungsmechanik, sei auf die Fachliteratur [15], [8] und [10] verwiesen.

2.1.1 Kontinuitätsgleichung

Im Querschnitt einer stationär durchströmten Röhre herrsche die mittlere Fluidgeschwindigkeit \vec{c} . Der Querschnitt normal auf den Geschwindigkeitsvektor \vec{c} besitze die Fläche A . Dann fließt im Zeitintervall dt das Volumen $dV = A \cdot c \cdot dt$ durch A . Somit lässt sich durch

Umformen der Volumenstrom $\dot{V} = Q$ anschreiben. [10]

Volumenstrom und Massenstrom

$$\dot{V} = Q = A \cdot c \quad (2.1)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c \quad (2.2)$$

Der Kontinuitätssatz sagt nun aus, dass der Massenstrom \dot{m} im stationären Fall für jeden Querschnitt A konstant ist, d.h. eintretender und austretender Massenstrom eines Kontrollvolumens sind gleich groß. Bei einem inkompressiblen Medium (Dichte $\rho = \text{konst.}$) vereinfacht sich der Kontinuitätssatz zu $\dot{V} = Q = A \cdot c = \text{konst.}$ Der Volumenstrom \dot{V} wird nun mit dem Buchstaben Q in Formeln verwendet.

2.1.2 Strömungskinematik

In der Strömungskinematik muss zwischen absoluter und relativer Strömung unterschieden werden. Die relative Fluidbewegung zum sich drehenden Laufrad erfolgt auf Bahnkurven, die von der Schaufelform vorgegeben sind. Relativgeschwindigkeiten werden mit \vec{w} bezeichnet. Die Absolutströmungsgeschwindigkeit \vec{c} kommt durch Superposition von der Laufraddrehung \vec{u} ($= \text{Winkelgeschwindigkeit} \times \text{Radius}$) und der Relativströmungsgeschwindigkeit \vec{w} zustande.

$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (2.3)$$

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.4)$$

Die Relativ- und Absolutgeschwindigkeit wird im zwei-dimensionalen meist noch in Komponenten parallel (Index $_u$) und senkrecht (Meridiankomponente mit Index $_m$) zur Umfangsgeschwindigkeit u zerlegt. Ein Geschwindigkeitsplan an der Druckseite eines Pumpenlaufrades ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Da sich die vorliegende Arbeit auf eine Pumpturbine bezieht, bezeichnet der Index $_2$ in weiterer Folge immer Größen auf der Druckseite und ändert sich nicht mit der Strömungsrichtung.

Der Strömungswinkel α_2 ist zwischen Umfangsgeschwindigkeit u_2 und Absolutgeschwindigkeit c_2 eingeschrieben. Der Winkel β_2 wird zwischen Relativgeschwindigkeit w_2 und Umfangsgeschwindigkeit aufgespannt. Die Absolutgeschwindigkeit in Komponenten aufgespalten ergibt c_{m2} und c_{u2} . Letztere Komponente ist die idealisierte Umfangskomponente bei

unendlicher Schaufelzahl. Eine detailliertere Beschreibung der Strömungskinematik findet sich in Kapitel 5.6 wieder.

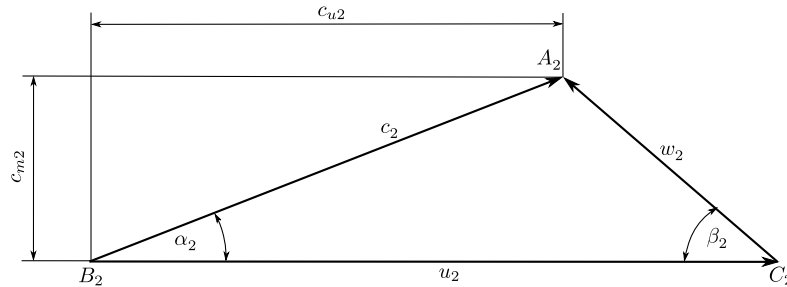


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsdreieck an der Druckseite im Pumpbetrieb

Da die Meridiankomponente für Relativ- und Absolutströmungsgeschwindigkeit gleich ist, kann sie mit Hilfe von Gleichung (2.1) und einem Faktor k_2 (berücksichtigt Querschnittsverengung durch Schaufeln) berechnet werden:

$$c_{m2} = \frac{Q \cdot k_2}{A_2} = \frac{Q \cdot k_2}{D_{2a} \cdot \pi \cdot b_2} \quad (2.5)$$

2.1.3 Energieübertragung

Spezifische Stutzenarbeit Y

Die Stutzenarbeit beschreibt die Differenz aus druckseitigem und saugseitigem Energieniveau einer Strömungsmaschine. Die spezifische Stutzenarbeit Y , Gleichung (2.6), ist die auf die Masse m bezogene Stutzenarbeit des Fluides und gibt bei Pumpen sowie Turbinen, die Veränderung der Arbeitsfähigkeit des Fluides an. Häufig wird auch der Begriff Förderhöhe H (bei Pumpen) oder Fallhöhe H (bei Turbinen) gebraucht, wobei der Zusammenhang $Y = g \cdot H$ besteht (g entspricht der Erdbeschleunigung). Für inkompressible Fluide gilt [15]:

$$Y = \frac{p_D - p_S}{\rho} + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2} + g \cdot (z_D - z_S) \quad (2.6)$$

Der Index $_S$ steht für saugseitig und der Index $_D$ für druckseitig. Wie üblich ist p der Druck, c die Absolutgeschwindigkeit, ρ die Dichte des Mediums und z die Höhenkoordinate.

Impulsmomentsatz, Drallsatz

Wird ein offenes stationäres System mit Eintritt 1 und Austritt 2 von einem Fluid durchströmt, kann man den Impulsmomentsatz (Gleichung (2.7)) für diesen Kontrollkörper

anschreiben. Das allgemeine Moment ist dabei als vektorielles Produkt aus Radiusvektor \vec{r} und Kraft \vec{F} definiert. Auf ein Massenelement dm wirkt die Kraft $d\vec{F} = \frac{dm}{dt} \cdot d\vec{c} = \dot{m} \cdot d\vec{c}$ und das Integral in den Grenzen von 1 bis 2 ausgewertet ergibt $\vec{F} = \dot{m}(\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$. Das vom Fluid auf die Umgebung ausgeübte Reaktionsmoment \vec{M}_R ist dann

$$\vec{M}_R = \dot{m} \cdot (\vec{r}_2 \times \vec{c}_2 - \vec{r}_1 \times \vec{c}_1). \quad (2.7)$$

\vec{M}_R kann auch als Skalar geschrieben werden

$$M_R = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}), \quad (2.8)$$

oder in Worten: „Die Änderung des Drehimpulses (Drall) $\dot{m} \cdot r \cdot c_u$ ist gleich der Summe der angreifenden Momente.“ [10]

Potentialwirbel

Für eine Fluidströmung, auf welche kein äußeres Moment \vec{M}_R (auch kein Reibungsmoment) übertragen wird, ergibt sich aus Gleichung (2.8) der Zusammenhang

$$r_2 \cdot c_{u2} = r_1 \cdot c_{u1} = r \cdot c_u = \text{konst.} \quad (2.9)$$

In einem Potentialwirbel verhält sich also die Umfangskomponente der Geschwindigkeit c_u umgekehrt proportional zum Radius r . Die Erhaltung des Impulsmomentes („Drallsatz“) ist für Strömungsmaschinen von fundamentaler Bedeutung.

Euler'sche Strömungsmaschinenhauptgleichung

Die Euler'sche Hauptgleichung schafft einen Zusammenhang zwischen den Geschwindigkeiten c des Fluids im Laufrad und der spezifischen Energie Y . Mit Hilfe des Impulsmomentesatzes (Gleichung (2.8)) kann die Euler'sche Strömungsmaschinenhauptgleichung für das Schaufelmoment M_{Sch} angeschrieben werden:

$$M_{Sch} = \pm \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \quad (2.10)$$

Das Schreiben von \pm erlaubt es, keine explizite Unterscheidung zwischen Turbinen (+) und Pumpen (-) machen zu müssen. Durch Multiplikation mit der Winkelgeschwindigkeit ω der Welle erhält man die Schaufelleistung P_{Sch} .

$$P_{Sch} = \pm \omega \cdot M_{Sch} = \pm \dot{m} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (2.11)$$

Wird die Schaufelleistung auf den Massenstrom \dot{m} bezogen ergibt sich die spezifische theoretische Stutzenarbeit $Y_{th\infty}$.

Spezifische theoretische Stutzenarbeit bei unendlicher Schaufelzahl

$$Y_{th\infty} = \pm(u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (2.12)$$

Bei der drallfreien Zuströmung ($c_{u1} = 0$) im Pumpbetrieb bzw. bei der drallfreien Abströmung im Turbinenbetrieb wird die Stutzenarbeit maximiert und der Ausdruck vereinfacht zu

$$Y_{th\infty} = \pm u_2 \cdot c_{u2}. \quad (2.13)$$

Die Abweichung von der idealisierten zur realen Strömung wird durch den inneren Wirkungsgrad η_i und den Minderleistungsfaktor μ berücksichtigt:

$$Y = Y_{th\infty} \cdot (\mu \cdot \eta_i)^{\pm 1} \quad (2.14)$$

Eine andere Schreibweise der Leistung P in Abhängigkeit von Massenstrom \dot{m} , Fall- bzw. Förderhöhe H und vom Wirkungsgrad η erlaubt die Darstellung der grundlegenden Zusammenhänge zwischen den hydraulischen Größen.

$$P = \dot{m} \cdot Y \cdot \eta^{\pm 1} = \dot{m} \cdot g \cdot H \cdot \eta^{\pm 1} = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \cdot \eta^{\pm 1} \quad (2.15)$$

Für diese von Euler auf theoretischem Weg hergeleiteten Zusammenhänge für die Geschwindigkeiten und die spezifische Energie gelten folgende Einschränkungen [17]:

- Das Fluid ist inkompressibel ($\rho = konst.$) und reibungsfrei,
- die Fluidströmung verläuft stationär,
- die Schwerkraft wird vernachlässigt,
- alle Stromfäden müssen die gleiche Form haben und schaufelkongruent verlaufen,
- es wird von einer unendlichen Schaufelzahl ausgegangen.

Spezifische Stutzenarbeit bei der Mehrstufigkeit

Die spezifische Stutzenarbeit ergibt sich zu $Y = i \cdot \Delta Y$, wobei i die Stufenanzahl und ΔY die spezifische Stufenarbeit ist. Die Stufenanzahl wird so gewählt, dass das Laufrad eine

günstige Form erhält und die spezifische Drehzahl n_q (Gleichung (2.16)) nicht zu niedrig wird. Der Rechnungsgang für die erste Stufe ist dann analog zum Rechnungsgang einer einstufigen Maschine, wobei Y durch ΔY ersetzt werden muss.

2.1.4 Kennzahlen

Spezifische Drehzahl

Eine der wichtigsten Kennzahlen bei Strömungsmaschinen ist die spezifische Drehzahl n_q . Sie ermöglicht Ähnlichkeitsbetrachtungen und ist, um dimensionskonform zu werden, auf den Einheitsdurchfluss von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ und auf die Einheitshöhe von 1 m bezogen. Äquivalente Kennzahlen dazu sind die Schnelllaufzahl σ und die ebenfalls als spezifische Drehzahl bezeichnete Größe n_y . Laufräder mit hoher spezifischer Drehzahl werden als schnellläufig bezeichnet. Ein n_q von ungefähr 20 wird als langsamläufig bezeichnet. In Gleichung (2.16) ist der Zusammenhang zwischen Drehzahl n , Volumenstrom Q und Fall- bzw. Förderhöhe H gezeigt.

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.16)$$

2.2 Typen von Pumpturbinen

Im Laufe der Zeit haben sich verschiedene Typen von Pumpturbinen entwickelt. Es sollen nun die aktuell wichtigsten Typen kurz vorgestellt werden, um die mögliche Umkehrbarkeit der Strömung besser zu verstehen. Strömungsmaschinen lassen sich prinzipiell physikalisch gleich behandeln. Die Strömungsrichtung spielt für das Grundverständnis also keine Rolle und bringt den Vorteil, Turbine und Pumpe in einer Maschine vereinen zu können. Die Herstellung einer Kreiselpumpe ist durch die Serienfertigung relativ günstig geworden, wodurch sie häufig auch als Turbine bei sehr kleiner Leistung eingesetzt wird. Je nach Betriebsart ergeben sich jedoch etwas unterschiedliche Anforderungen. So ist bei „echten“ Turbinen eigentlich immer eine Reguliereinrichtung vorhanden, auf die bei Pumpen verzichtet werden kann. Man muss Pumpturbinen also auf das Anwendungsgebiet abstimmen. Bei der Energierückgewinnung in Wasserversorgungssystemen genügt eine es eine standardisierte Kreiselpumpe zu

verwenden. Bei Pumpspeicherkraftwerken würde eine solche Maschine nur ungenügend den Zweck der effizienten Energieumwandlung erfüllen [24]. Bei Speicherkraftwerken haben sich ebenfalls unterschiedliche Typen von Pumpturbinen etabliert. Bei manchen Ausführungsformen sind Pumpe und Turbine getrennt. Es wird also ein Generator mit Turbine und ein Elektromotor mit Pumpe benötigt, um eine reversible Energieumwandlung zu ermöglichen („Vier-Maschinensatz“) [7]. Da dies unwirtschaftlich ist und ein Generator auch als Motor betrieben werden kann, entwickelte sich der sogenannte „Drei-Maschinensatz“, bei dem Turbine, Pumpe und Motor-Generator auf einer gemeinsamen Welle sitzen. Ein Beispiel für diesen Pumpturbinen-Typ stellt das Pumpspeicherkraftwerk Kops II der Vorarlberger Illwerke, wie in Abbildung 2.2 ersichtlich, dar.

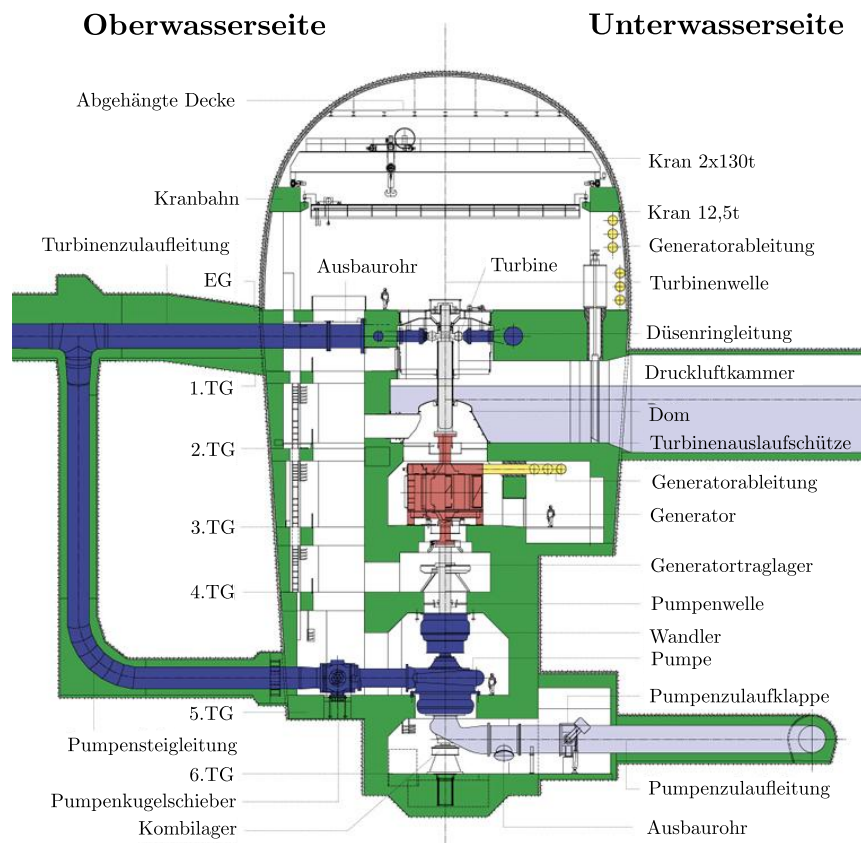


Abbildung 2.2: Maschinenkaverne Kops II [21]

Diese Anlage besteht aus drei Hauptkomponenten: einer Pelton-turbine (im oberen Bereich der Abbildung), einem Motor-Generator (rot gekennzeichnet) und einer mehrstufigen Pumpe (im unteren Bereich). Um auch im Teillastbetrieb sehr gute Wirkungsgrade zu erreichen,

entschied man sich bei diesem Projekt für eine Pelton-turbine [22]. Dies machte die Trennung von Turbine und Pumpe nötig. Das Konzept des hydraulischen Kurzschlusses stellt bei diesem Speicherkraftwerk eine große Besonderheit dar und garantiert eine ausgezeichnete Regelfähigkeit der Energieflüsse. Die Drehrichtung ist beim Drei-Maschinensatz im Pump- und Turbinenbetrieb die gleiche und über Kugelschieber wird die Fließrichtung gesteuert. Das Spiralgehäuse ist in dieser Ausführung nur für den Pumpbetrieb ausgelegt worden und besitzt auch keine drehbaren Leitschaufeln.

Beim Zwei-Maschinensatz sind Pumpe und Turbine in einem Element vereint. Die zwei Bauteile, Motor-Generator und Laufrad, welche ebenfalls auf einer gemeinsamen Welle sitzen, müssen nun je nach Betriebsart die Drehrichtung ändern. Ein besonderes Pumpspeicherwerk, ausgeführt mit einem Zwei-Maschinensatz, ist das Kraftwerk Goldisthal in Deutschland. Es handelt sich dabei um eine reversible Pumpturbine, welche als Besonderheit die Drehzahlregelung besitzt. Das Kraftwerk Goldisthal ist das erste Pumpspeicherkraftwerk mit Drehzahlregelung in Europa [19]. Durch die variable Drehzahl kann die Leistungsaufnahme im Pumpbetrieb kontinuierlich geregelt werden und der Wirkungsgrad im Turbinenteillastbetrieb wesentlich verbessert werden [20]. Abbildung 2.3 zeigt ein Schnittbild durch den Pumpturbinensatz von Goldisthal.

Im oberen Bereich der stehenden Welle befindet sich der Motor-Generator und im unteren Bereich die Pumpturbine mit einem Francis-Laufrad. Im Pumpbetrieb wird nun dem Motor elektrische Energie zugeführt und die Welle dreht auf die Pumpendrehzahl n hoch. Das Laufrad nimmt Wasser über das Saugrohr auf und gibt es mit höherem Druck p_D an der Druckseite in die Spirale ab. In Abbildung 2.3 sieht man eine einbetonierte Spirale samt Stützschaufelring und den drehbaren Leitschaufeln (grün dargestellt). Bei der Erzeugung von elektrischer Energie tritt das Wasser über die Spirale an der Druckseite in das Laufrad ein und die stehende Welle dreht sich mit der Turbinendrehzahl n_T entgegengesetzt zur Pumprichtung. Dadurch kann im Generator elektrische Energie aus mechanischer Energie gewonnen werden. Das Spiralgehäuse, mit welchem sich die Diplomarbeit auseinandersetzt, orientiert sich am Prinzip des Zwei-Maschinensatzes und behandelt somit beide Strömungsrichtungen.

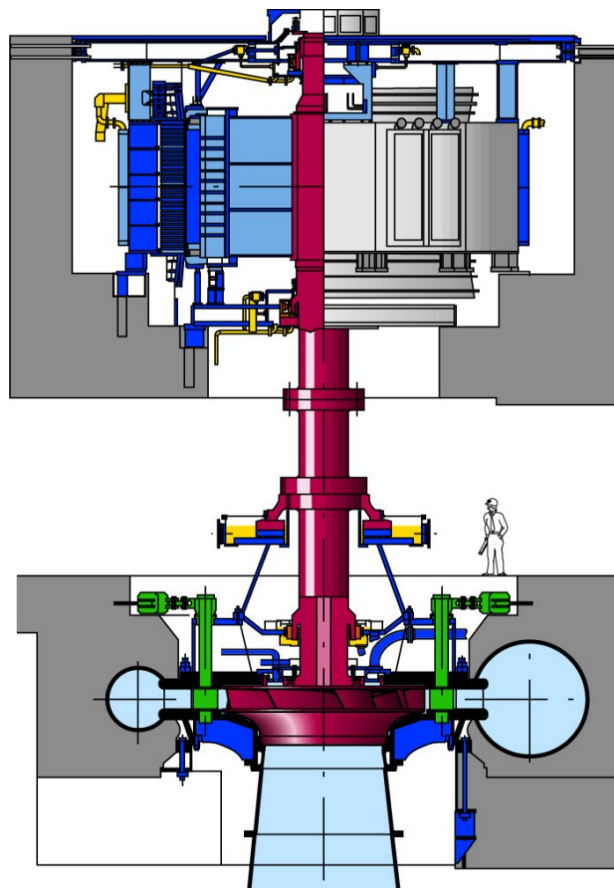


Abbildung 2.3: Querschnitt durch den Maschinensatz Goldisthal [19]

2.3 Mehrstufigkeit

Im Turbinen- und Pumpenbau haben sich unterschiedliche Bauformen entwickelt, wobei der Wirkungsgrad sehr oft im Vordergrund steht. Der Wirkungsgrad fällt bei Pumpen und Turbinen deutlich ab, wenn die spezifische Drehzahl kleiner $10 - 17 \text{ min}^{-1}$ wird (Gleichung (2.16), in vorliegender Arbeit ist $n_q = 22 \text{ min}^{-1}$) [6]. Die Ursache liegt in den Spalt- und Reibungsverlusten.

Dieser Abfall kann z.B. durch Teilbeaufschlagung wie bei Pelton-turbinen oder eine mehrstufige Ausführung verkleinert werden.

Das Pelton-Rad läuft in der Luft und dadurch halten sich die Verluste durch die Radwandreibung und die Ventilation in Grenzen [15]. Eine partielle Beaufschlagung bei Pumpen ist zwar theoretisch möglich, ist in der Praxis jedoch nicht gebräuchlich.

Bei Pumpen wird das Wirkungsgradproblem bei kleinen spezifischen Drehzahlen durch die Mehrstufigkeit umgangen, falls sich die Drehzahl nicht mehr erhöhen lässt. Dabei wird die Förderhöhe auf mehrere Stufen aufgeteilt, der Volumenstrom für jede Stufe bleibt jedoch gleich. Die spezifischen Stufenarbeiten ΔY der einzelnen Stufen addieren sich dann zur spezifischen Stutzenarbeit Y der Gesamtmaschine. Dadurch ergeben sich für jede einzelne Stufe günstigere Strömungsverhältnisse. Die Stufenanzahl wird vorwiegend durch Schwingungsprobleme begrenzt. Im europäischen Raum werden mehrstufige Pumpen vorwiegend mit Leiträdern gebaut [8]. Die Vorteile von Leiträdern sind in Kapitel 3 angeführt.

2.4 Die Umkehrung der Strömung

Wie schon von Pfeiderer und Petermann in „Strömungsmaschinen“ [15] gezeigt, ist es möglich alle Strömungsmaschinen gemeinsam zu behandeln. Es können Dreh- und Strömungsrichtung bei Pumpen als positiv definiert werden. Wenn nun beide Richtungen negativ werden, befindet man sich im normalen Turbinenbetrieb bei dem Leistung abgegeben wird. Es ergeben sich dabei Besonderheiten, die je nach Strömungsrichtung beachtet werden müssen.

Die hydraulischen Verluste wie Reibung oder Verluste durch Richtungsänderung der Strömung verhalten sich je nach Betriebsart entgegengesetzt.

Der Betrieb eines Turbinenlaufrades in Pumprichtung funktioniert grundsätzlich schlechter als der Betrieb eines Pumpenlaufrades in Turbinenrichtung. Für das reversible Pumpenlaufrad ergibt sich ein besserer Wirkungsgrad, eine vorteilhaftere Drosselkurve und eventuell eine geringere Geräuschentwicklung.

Der Grund liegt in der unterschiedlichen Laufradgeometrie. Die beschleunigte Strömung in Turbinenlaufrädern fordert stark gekrümmte Schaufeln mit großen druckseitigen Schaufelwinkeln. Für die umgekehrte, verzögerte Strömung im Pumpbetrieb wäre dies nachteilig. Moderne Pumpturbinen werden daher meist als Pumpe ausgelegt [24].

Laufradaußendurchmesser und Leerlaufdrehzahl

Durch die unterschiedlichen druckseitigen Winkel ergeben sich unterschiedliche Laufradau-

ßendurchmesser zwischen vergleichbaren Pumpen und Turbinen. Pumpen besitzen etwas größere Laufräder als entsprechende Turbinen (mehr dazu im Kapitel 2.6.1). Dies wirkt sich wiederum auf die Leerlaufdrehzahl aus. Ein Pumpenlaufrad besitzt demnach eine deutlich niedrigere Leerlaufdrehzahl, als das vergleichbare Turbinenlaufrad [24].

2.5 Minderleistung und Mehrdurchfluss

In „Vergleichende Betrachtung von Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb“ [24] sind die Geschwindigkeitsdreiecke für vergleichbare Strömungszustände dargestellt. Es gilt dabei folgendes: der Absolutströmungswinkel α_3 ist für beide Betriebsarten gleich, die gleiche Drehzahl für beide Betriebsarten und die Laufschaufeln werden im Turbinenbetrieb stoßfrei ($\beta_{3T} \sim \beta'_{2T} \sim \beta_2$) angeströmt (Abbildung 5.2). Im Turbinenbetrieb herrschen demnach günstige Strömungszustände, obwohl das Laufrad nicht für diese Betriebszustände ausgelegt worden ist, und es können unter Umständen (bei kleinen n_q) sogar höhere Wirkungsgrade als im Pumpbetrieb erreicht werden [24]. Die Ursache liegt in der Minderablenkung der Pumpenströmung [24]. Bei einer endlichen Anzahl von Schaufelgittern folgt die Strömung nie exakt dem Schaufelverlauf. Die Pumpströmungswinkel β' sind kleiner als die materiellen Schaufelwinkel β (am Ein- und Austritt), woraus eine Minderleistung bei Pumpen folgt. Der selbe Effekt führt im Turbinenbetrieb zu einem Mehrdurchfluss.

In [24] erfolgt der Vergleich von Pumpenkennlinien und den zugehörigen Turbinenkennlinien von rückwärtslaufenden Pumpen. Wie Abbildung 2.4 zeigt, ist der Bestpunktvolumenstrom Q_{opt} sowie die Bestpunkthöhe H_{opt} im Turbinenbetrieb um ca. 30% höher als im Pumpbetrieb. Bestpunkt bedeutet Volumenstrom oder Förder- bzw. Fallhöhe bei maximalem Wirkungsgrad η .

2.6 Regelungsmöglichkeiten

Turbinen besitzen im Gegensatz zu rückwärtslaufenden Pumpen eine Reguliereinrichtung. Wechselnde Betriebsbedingungen und Schwankungen der hydraulischen Größen Volumen-

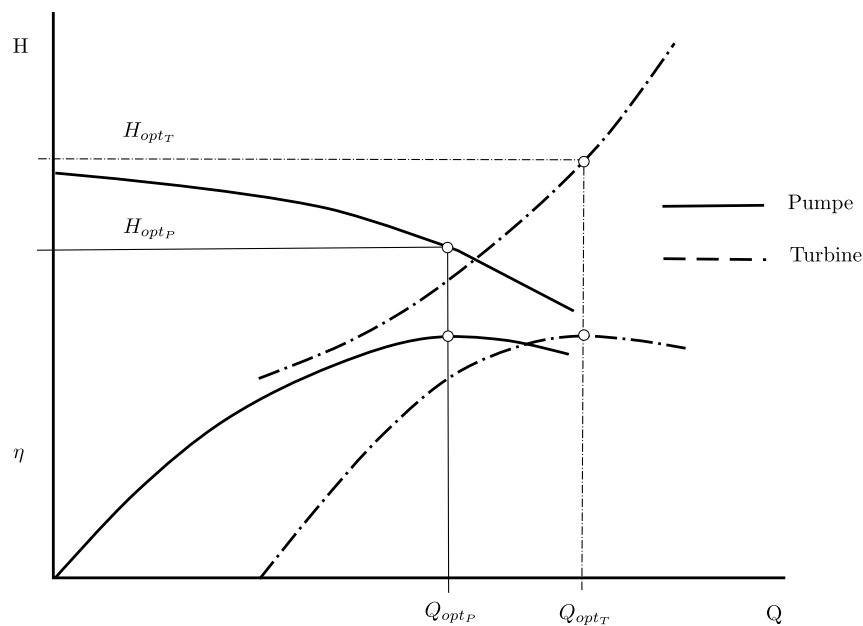


Abbildung 2.4: Gegenüberstellung der Pumpen- und Turbinenkennlinien einer Kreiselpumpe nach [24]

strom und Förderhöhe erfordern eine Regelung.

Regelungsmöglichkeiten für den Betrieb sind [8]:

- Drosselregelung (Anpassung der Anlagenkennlinie),
- Bypassregelung (Anpassung der Anlagenkennlinie),
- Vordrallregler (Anpassung der Maschinenkennlinie, bei hohem n_q),
- Schaufelverstellung (Anpassung der Maschinenkennlinie, bei hohem n_q),
- Drehzahlregelung (Anpassung der Maschinenkennlinie).

Rückwärtslaufende Kreiselpumpen haben mit Ausnahme von mehrstufigen Anordnungen meist keine Regelungsmöglichkeit, was zu einem großen Nachteil führt. Turbinen können hingegen vorwiegend durch verstellbare Leitschaufeln wirksam an den vorhandenen Betriebspunkt angepasst werden. Die Anpassung der Pumpen an den Bestpunkt kann durch das Abdrehen des Laufradaußendurchmessers D_{2a} erfolgen. D.h. der Wirkungsgrad und die Förderhöhe bei Pumpen können maßgeblich durch den Laufraddurchmesser beeinflusst werden. Bei einer Radialmaschine mit kleiner bis mittlerer spezifischer Drehzahl, kann durch

die Leitschaufelverstellung der Bestpunkt in weiten Grenzen verschoben werden [8]. Dies verdeutlicht die Wichtigkeit einer verstellbaren Leitvorrichtung für Pumpturbinen, damit beide Betriebsarten befriedigende Ergebnisse liefern können.

2.6.1 Regelung durch verstellbare Leitschaufeln

Die Einflüsse von Laufraddurchmesser und Leitapparat werden anhand einer Kreiselpumpe im Turbinen- und Pumpbetrieb erläutert. In „Vergleichende Betrachtung von Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb“ [24] wird ein guter Einblick in die grundlegenden Unterschiede hinsichtlich Drosselkurve und Wirkungsgrad gegeben und nun werden einige wichtige Punkte besprochen.

Pumpbetrieb

In Abbildung 2.5 ist die Drosselkurve H und der Wirkungsgradverlauf η über dem Volumenstrom Q dargestellt. Solche Pumpenkennlinien charakterisieren Pumpen und werden meist vom Hersteller angegeben. In dieser Abbildung wird der Einfluss vom Laufraddurchmesser und vom Leitapparat im Pumpbetrieb gezeigt.

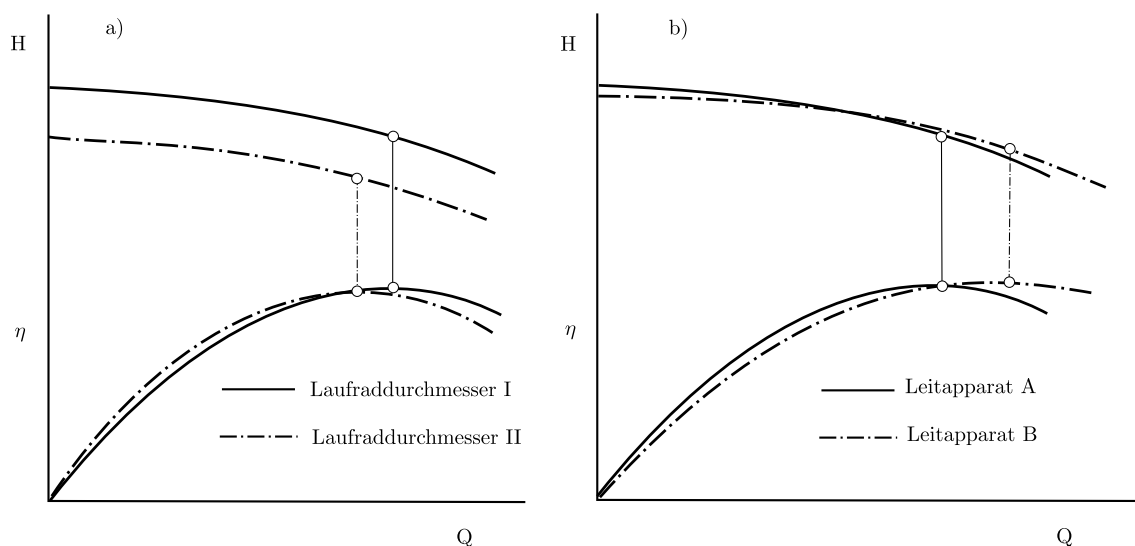


Abbildung 2.5: Einfluss von a) Laufraddurchmesser und b) Leitapparat auf Drosselkurve und Wirkungsgradverlauf im Pumpbetrieb nach [24]

Der Leitapparat hat im Pumpbetrieb also vorwiegend einen Einfluss auf die Position des Wirkungsgradmaximums.

Turbinenbetrieb

Wird eine Turbine druckseitig gedrosselt, verringert sich der Volumenstrom entsprechend. Wie die Drosselkurve bei Pumpen, kann eine Fallhöhenkurve bei Turbinen bestimmt werden.

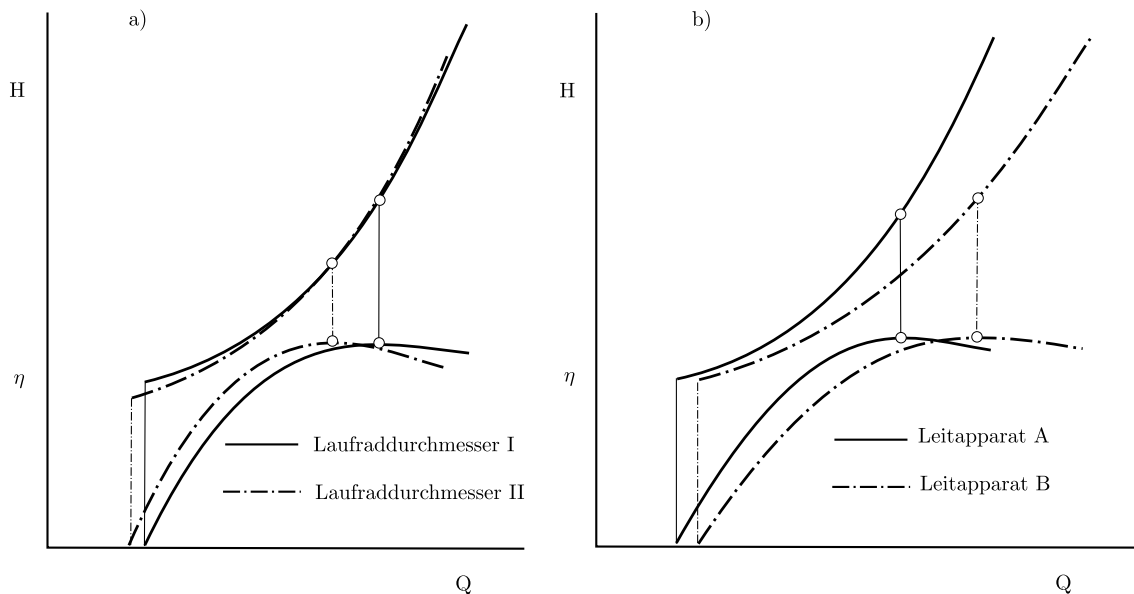


Abbildung 2.6: Einfluss von a) Laufraddurchmesser und b) Leitapparat auf Fallhöhe und Wirkungsgradverlauf im Turbinenbetrieb nach [24]

Abbildung 2.6 zeigt den großen Einfluss vom Leitapparat auf die Fallhöhenkurve. Die Einflüsse verhalten sich also entgegengesetzt zum Pumpbetrieb.

Vorteil durch verstellbare Leitschaufeln

Bei großen Schwankungen des Volumenstromes sind verstellbare Leitschaufeln zur Regelung gut geeignet. Bei konstanter Fallhöhe kann ein großer Volumenstrombereich ohne große Wirkungsgradeinbußen geregelt werden. Der Wirkungsgradverlauf aus Abbildung 2.7 ist auf den Auslegungspunkt (Durchsatz = 100 %) der Turbine bezogen. [8]

Der Vorteil von verstellbaren Leitschaufeln gegenüber feststehenden Leitschaufeln ist in Abbildung 2.7 deutlich zu erkennen. Gute Wirkungsgrade sind so in einem großen Volumenstrombereich zu erreichen.

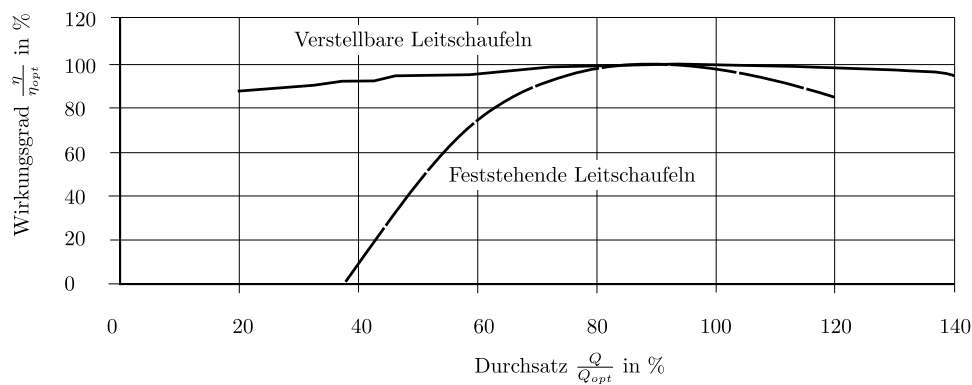


Abbildung 2.7: Turbinenregelung mit festen und verstellbaren Leitschaufeln nach [8]

2.6.2 Regelung durch Drehzahländerung

Im Turbinenbau ist die zur Verfügung stehende Fallhöhe H meist relativ gleichbleibend und der anfallende Volumenstrom Q schwankt stark. Für diese Bedingungen reicht eine Anpassung der Leitvorrichtung meist aus, um in einem guten Wirkungsgradbereich zu bleiben. Bei Pumpen hat die Leitschaufelverstellung nicht denselben Effekt (siehe Kapitel 2.6.1) und eine Durchmesseränderung D_{2a} des Laufrades ist bei Radialmaschinen nur schwer zu realisieren. Eine Drehzahlverstellung durch frequenzgesteuerte Elektromotoren kann jedoch denselben Effekt wie eine Durchmesseränderung bewirken.

Pumpbetrieb

Die Drehzahlregelung versucht die Nachteile der Drosselregelung insbesondere die Energievergeudung zu verkleinern. Über die Ähnlichkeitsgesetze können die verschiedenen Pumpenkennlinien berechnet werden (Abbildung 2.8). Der Schnittpunkt zwischen Anlagenkennlinie H_A und drehzahlabhängiger Pumpenkennlinie stellt den Betriebspunkt dar.

Turbinenbetrieb

Im Turbinenbetrieb ist die Drehzahlanpassung, zur Volumenstromregelung bei konstanter Fallhöhe, nicht vorteilbringend. Für eine Volumenstromreduzierung muss dann die Drehzahl n_T gesteigert werden. Abbildung 2.9 zeigt Turbinenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen und man erkennt die nötige Steigerung der Drehzahl, bei konstanter Fallhöhe H , für eine Volumenstromreduzierung.

Für eine Anpassung an starke Fallhöhenschwankungen, mit gleichsinnigen Volumenstrom-

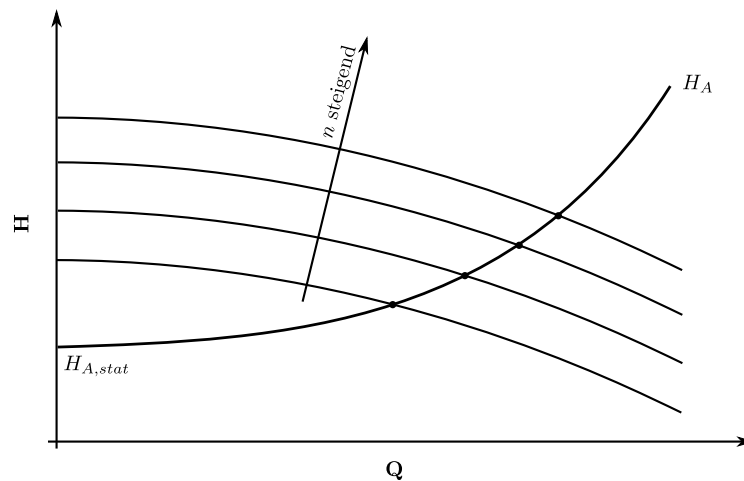
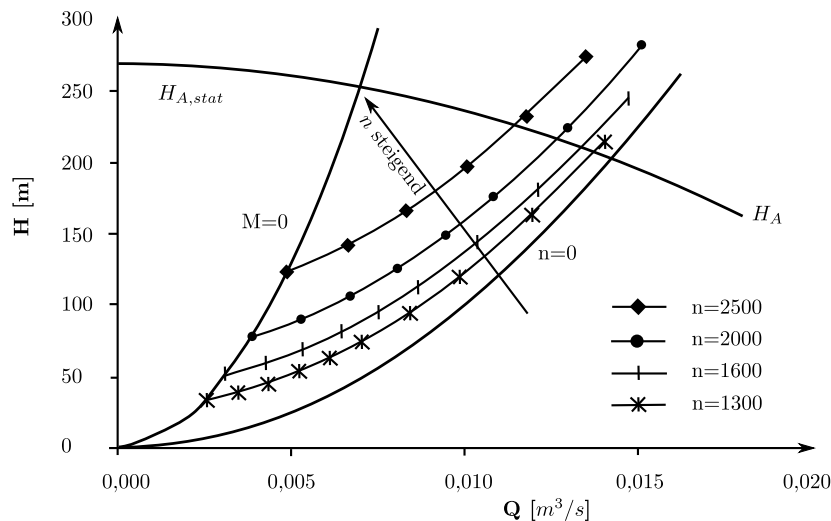


Abbildung 2.8: Pumpenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen

Abbildung 2.9: Turbinenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen, Leerlaufkennlinie $M=0$, Widerstandskennlinie $n=0$ und Anlagenkennlinie H_A nach [8]

änderungen, ist eine Drehzahlregelung im Turbinenbetrieb sinnvoll. Wenn der Durchfluss jedoch konstant gehalten werden soll, ergibt sich durch die Drehzahlregelung kein Vorteil und eine einfache Drosselung erfüllt auch die Aufgabe. [24]

Die Drehzahlanpassung bei der vorliegenden Pumpturbine ist notwendig, um im Turbinenbetrieb ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke zu erhalten. Eine detaillierte Beschreibung erfolgt im Kapitel 5.2. Um die gleichen Strömungsbedingungen einzustellen, muss die Drehzahl n verkleinert werden. Der dadurch größere Volumenstrom Q , bei kleinerer Turbinenfallhöhe H , ergibt gleiche Strömungswinkel α .

Kapitel 3

Allgemeines zu Leitvorrichtungen

Strömungsmaschinen besitzen neben dem Laufrad meist auch noch eine ruhende Leitvorrichtung. Die Leitvorrichtung hat die Aufgabe das strömende Fluid entweder dem Laufrad zuzuleiten oder vom Laufrad abzuführen. Die Absolutströmung wird dabei bei Turbinen beschleunigt und bei Pumpen verzögert. Eine weitere Aufgabe ist die ganze oder teilweise Abstützung, des zwischen Laufrad und Fluid übertragenen Drehmoments, gegen die ruhende Umgebung [15]. Leitvorrichtungen können verschieden ausgeführt werden. Die wichtigsten Ausführungsformen sind: das Spiralgehäuse, das beschaufelte Leitrad, der unbeschaufelte Ringraum (= glatter Leitring) und bei Turbinen meist ein Spiralgehäuse mit zusätzlich drehbaren Leitschaufeln.

3.1 Die Strömung in der Leitvorrichtung

Je nach gewünschter Energieumwandlung hat die Leitvorrichtung die Strömung zu lenken, d.h. die Fluidströmung unter Druckabsenkung dem Turbinenlaufrad zuzuführen oder vom Pumpenlaufrad unter Drucksteigerung abzuführen [15]. Diese Umwandlung von kinetischer Energie in statischen Druck (Pumpe) oder bei Turbinen umgekehrt, soll möglichst verlustarm geschehen. Da die Leitvorrichtung bei Pumpen die Strömung verzögert, ist dabei besonders auf Strömungsverluste zu achten. Bei Turbinen handelt es sich um Beschleunigungsgitter, die eventuell mit einer etwas einfacheren Betrachtungsweise, bei der sehr wichtigen

Verlustminimierung, auskommen. Aus diesem Grund findet sich in der Literatur mehr zu Pumpenleitvorrichtungen als zu Turbinenleitvorrichtungen.

Bei Maschinen mit kleiner bis mittlerer spezifischer Drehzahl n_q , wie die vorliegende, besteht die Stutzenarbeit ΔY der Strömungsmaschine großteils aus kinetischer Energie. Ein guter Pumpenwirkungsgrad kann folglich nur erreicht werden, wenn die Leitvorrichtung durch Verzögerung des Fluids die kinetische Energie in statischen Druck umwandelt.

Strömungskinematik. Nach dem Trägheitsgesetz versucht ein Fluid sein Impulsmoment (im Pumpbetrieb seinen Drall am Laufradaustritt) $\rho \cdot Q \cdot r_{2a} \cdot c_{u2}$ beizubehalten. Abgesehen von der Wandreibung kann eine äußere Krafteinwirkung durch die Leitvorrichtung das Impulsmoment verändern. Um eine rückwirkungsfreie Strömung im Pumpbetrieb zu erreichen, soll die Auslegung der Leitvorrichtung nach dem Drallsatz (siehe Kapitel 4.4) $K_D = r \cdot c_u = r_{2a} \cdot c_{u2} = \text{konst.}$ erfolgen [8]. Mit zunehmendem Radius r nimmt also die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u in der Leitvorrichtung ab und der statische Druck steigt [8].

Die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit c_m errechnet sich über die Kontinuitätsbedingung $Q = A \cdot c_m$. Bei konstantem Durchfluss folgt aus einer Querschnittserweiterung in Strömungsrichtung eine Verringerung der Meridiangeschwindigkeit. Somit sind die beiden Gleichungen, welche die Änderung der Geschwindigkeit und folglich die kinetische Energie beschreiben, gegeben.

3.2 Ausführungsformen von Leitvorrichtungen

Im folgenden wird ein kurzer Überblick über die wichtigsten Leitvorrichtungen gegeben. Das Spiralgehäuse wird im Kapitel 4 gesondert behandelt und ist nur der Vollständigkeit halber hier angeführt.

3.2.1 Das Spiralgehäuse

Spiralgehäuse gibt es je nach Anforderungen in unterschiedlichen Ausführungsformen. Sehr oft wird auf Grund der einfachen Herstellung der Kreisringquerschnitt verwendet. Das

spiralförmige Gehäuse dient im Turbinenbetrieb der gleichmäßigen Zuführung der Strömung zum Leit- oder Laufrad und führt im Pumpbetrieb die Strömung wieder ab. Für eine detailliertere Behandlung des Spiralgehäuses wird auf Kapitel 4 verwiesen.

3.2.2 Der glatte Leitring

Der glatte Leitring, oder auch als Ringraum bezeichnet, wird bei kleinen Pumpen und Verdichtern eingesetzt. Aufgrund der geringen Verstopfungsgefahr bei der Schmutzwasserförderung und der Verkleinerung der Geräuschbildung ergeben sich gewisse Vorteile gegenüber Leitvorrichtungen mit Beschaufelung [15].

Die Strömung in einem Leitring kann sich gemäß Drallsatz ausbreiten und dadurch steigt der Druck p in radialer Richtung r wie folgt [8]:

$$p - p_2 = \frac{\rho}{2} \cdot c_{u2}^2 \left(1 - \frac{r_{2a}^2}{r^2}\right) \quad (3.1)$$

Der Druck p_2 und die Geschwindigkeit c_{u2} sind die am Laufradaußendurchmesser D_{2a} gemessenen Größen. Diese sich ausbildende Strömung wird auch als Potentialwirbel bezeichnet [8].

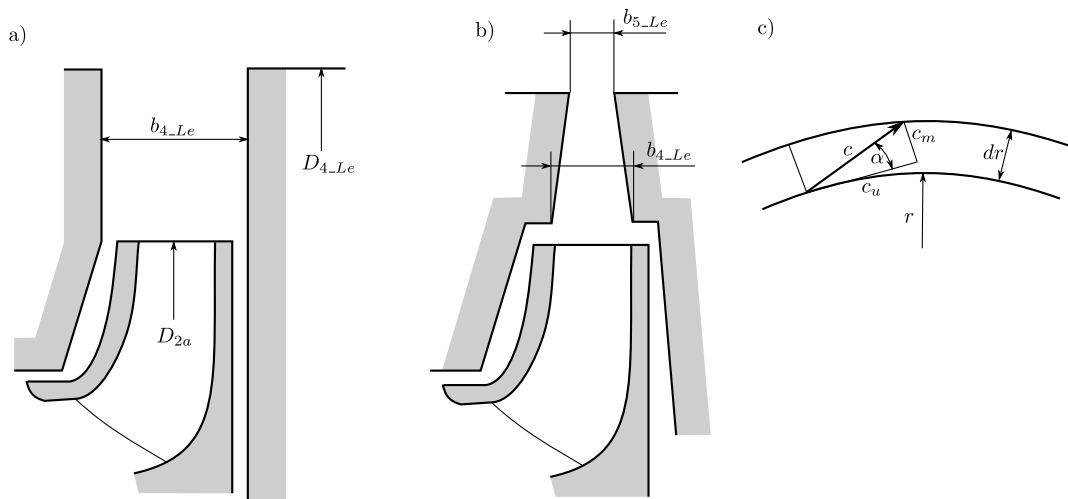


Abbildung 3.1: Glatte Leitring. a) parallelwandig b) konisch c) Geschwindigkeitsvektoren nach [8]

Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit ist für die Umwandlung von Geschwindigkeit in Druck verantwortlich. Die Umfangsgeschwindigkeit c_u hängt nach dem Drallsatz nur von der radialen Erstreckung des Leittringes und nicht von der Breite b_{4-Le} (Abbildung 3.1) ab. Der Druckrückgewinn im Leitring ist also von der Breite unabhängig.

Die Erfahrung zeigt außerdem, dass ein parallelwandiger Leitring (Abbildung 3.1 a)) einen besseren Wirkungsgrad hat, als ein sich konisch nach außen verbreitender [15].

Die bisherigen Überlegungen zur Strömung im Leitring geschahen ohne Berücksichtigung der Reibung. Im folgenden soll der Einfluss der Reibung auf die Strömungskomponenten dargestellt werden. Bei Berücksichtigung der Reibung an den Kanalwänden ist die Umfangsgeschwindigkeit kleiner als bei der Rechnung ohne Reibung. Die Meridiangeschwindigkeit c_m hängt nicht von der Reibung ab, sondern kann über die Kontinuitätsgleichung (2.1) beschrieben werden. Somit vergrößert sich der Strömungswinkel α aufgrund der Reibung. Mit wachsendem Förderstrom Q steigt der Strömungswinkel α ebenfalls und die Reibungsverluste nehmen ab. Ein Leitring besitzt solange keine Ablösung eintritt, eine stabilisierende Wirkung. Wenn der Abströmwinkel α_3 aus dem Laufrad jedoch zu klein wird, wie es bei kleinen spezifischen Drehzahlen n_q der Fall ist, werden die Verluste im Leitring groß [8]. Bei einer Breitenverkleinerung von b_{4Le} auf b_{5Le} (Abbildung 3.1 b)) steigt die Meridiangeschwindigkeit c_m in radialer Richtung und somit auch der Strömungswinkel α . Die Verluste und der Reibungsweg können in einer solchen Anordnung verkleinert werden.

3.2.3 Das beschaufelte Leitradd

Ein Leitradd (Abbildung 3.2) ist eine Leitvorrichtung mit z_{Le} Schaufeln, einem Ringspalt (3-4), einem beschaufelten Leitkanal (5-6) welcher im Pumpbetrieb als Diffusor wirkt und einem Austrittsbereich (7). Der Bereich zwischen Laufrad und Leitschaufeln ist im Grunde ein glatter Leitring. Bei sehr kleinem Strömungswinkel α wird versucht den Abstand zwischen Laufrad und Leitschaufeln klein zu halten um den Reibungsweg zu verkürzen. Bei Verwendung von verschmutzten Fluiden kann es nötig werden den Abstand zu vergrößern, um mögliche Verstopfungen zu verhindern [15]. Sind nur wenige Schaufeln vorhanden, ist die Strömung ähnlich jener in einer Teilspirale. Bei vielen verbauten Schaufeln kann sich infolge des Schaufeleinflusses keine reine Drallströmung ausbilden. Als Näherung kann ein beschaufeltes Leitradd jedoch, wie eine Spirale mit rechteckigem Querschnitt ausgelegt werden. Die vereinfachte Geometrie eines Leitrades ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

Für eine umfassende Auslegung eines Leitrades wird auf die Fachliteratur [8], [17] und [15]

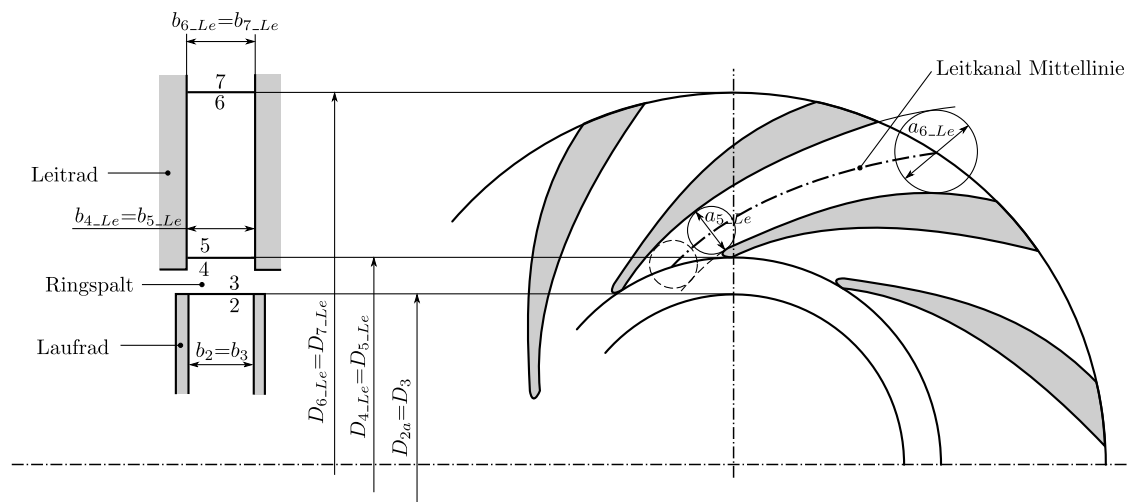


Abbildung 3.2: Beschaufeltes Leitrad

verwiesen.

3.2.4 Der drehbare Leitapparat

Strömungstechnisch sehr ähnlich zum Leitrad ist der drehbare Leitapparat zu behandeln. Manchmal werden die Leitschaufeln auch als Fink'sche Drehschaufeln oder Turbinen-Leiträder bezeichnet. Alle Leitschaufeln bilden zusammen mit der Reguliereinrichtung den Leitapparat (Abbildung 3.3). Der Leitapparat hat mehrere Aufgaben zu erfüllen. Er muss eine Drallveränderung der Strömung bewirken, um eine stoßfreie Laufradzuströmung bzw. ein verlustarmes Abführen der Strömung zu ermöglichen. Im Turbinenbetrieb erzeugt der Leitapparat den benötigten Drall und regelt den Durchfluss, um die gewünschte Leistung beeinflussen zu können. Er ist somit ein wichtiges Regelorgan in der Maschine. Beim Schließen des Leitapparates wird die Funktion eines Absperrorgans eingenommen. Im Pumpbetrieb wirkt der Leitapparat wie ein Diffusor und hat die Aufgabe, die Strömung zu verzögern.

Der Leitapparat befindet sich meist in einem parallelen Ringraum und kann um eine Achse geschwenkt werden. Über einen zentralen Verstellmechanismus können alle Leitapparatschaufeln gleichzeitig gedreht werden. Meist werden die Leitschaufeln über einen Innenregulerring (bei kleiner Fallhöhe und Leistung) oder Außenregulerring (für jede Fallhöhe und Leistung) geschwenkt. Über Lagerungsbolzen sind die Drehschaufeln mit dem Regulerring verbunden.

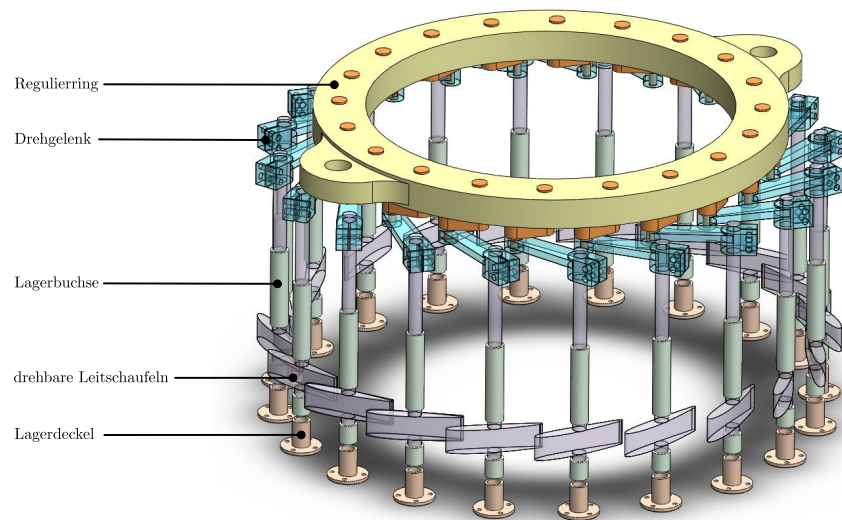


Abbildung 3.3: Darstellung der Leitapparatkomponenten

Leitschaufelprofil

Für die Profilierung einer Leitschaufel gibt es viele Möglichkeiten. Meist wird für eine Leitschaufelzahl z_{LeitA} von unter 12, ein Profil mit Kreisbogenskelett empfohlen. Bei großer Leitschaufelzahl wird eine gerade Skelettlinie oder eine gerade Innenseite (außerhalb der Nasenumgebung) ausgeführt. Die gerade Innenseite ermöglicht eine Schwimmstellung der Schaufel bei fast geschlossenem Leitapparat [16]. Der Dickenverlauf bei vielen Schaufeln wird nach NACA oder Göttinger Katalog ausgeführt. Bei der Festlegung der Profilierung der Schaufeln bleibt sehr viel Spielraum, in dem auch Fehler gemacht werden können.

Bruchsicherung

Um beim Einklemmen von Fremdkörpern zwischen zwei Schaufeln den Leitapparat nicht zu zerstören und um das Schließen der restlichen Schaufeln zu ermöglichen, wird eine Bruchsicherung vorgesehen [16]. Es muss somit bei Überschreiten der zulässigen Kräfte nur das zerstörte Bruchelement ausgetauscht werden.

Werkstoffe

Für kleine Leistungen werden Gußeisen, für höhere Beanspruchungen Sonderbronze, Gußstahl, legierter Chromstahl oder für höchste Fallhöhen maßverchromter, legierter Schmiedestahl verwendet [16].

Kapitel 4

Spiralgehäuse

Das Spiralgehäuse erfüllt den Zweck, das Fluid aus der Druckrohrleitung den Leitschaufeln möglichst gleichmäßig zuzuführen. Die Strömung soll dabei über den Umfang gleich verteilt werden, d.h. die Geschwindigkeitsvektoren sollen sich in Betrag und Richtung am gesamten Umfang ähneln [16]. Im Pumpbetrieb steht bei Pumpturbinen die Energierückgewinnung im Vordergrund und Untersuchungen zeigen, dass ein sehr großer Anteil der Maschinenverluste in der Leitvorrichtung entstehen kann. Unterschiedliche Arbeiten [5] dazu schätzen den Verlust von Spirale, Stützschaufeln und Leitschaufeln mit 30% bis 60% des gesamten Maschinenverlustes ab. Dieser Umstand verdeutlicht die Wichtigkeit der Leitvorrichtung einer Strömungsmaschine und lenkt den Fokus auf diese Komponente.

4.1 Ausführungsformen von Spiralgehäusen

Vor einer Auslegungsrechnung sind Randbedingungen wie z.B. die Ausführungsform festzulegen. Jede Ausführungsform hat individuelle Vor- und Nachteile und die Auswahl einer Form muss von Fall zu Fall neu bewertet werden.

Typische Ausführungsformen für Spiralgehäuse (Abbildung 4.1) sind laut Gülich [8]:

- Einfachspirale: Günstige Spirale mit dem Nachteil, dass hohe Radialkräfte außerhalb des Auslegungspunktes auftreten können. Diese führen zu hohen Biegespannungen in

der Welle und hohen Lagerbelastungen.

- Doppelspirale: Wird dann eingesetzt, wenn der Radialschub zu groß wird und die Vermeidung von unzulässigen Biegespannungen einen konstruktiv zu hohen Aufwand darstellt. Die Rippe reduziert außerdem die Aufweitung des Gehäuses unter hohem Innendruck.
- Zwillingspirale: Die beiden Kanäle enden nicht im selben Druckstutzen wie bei der Doppelspirale. Diese Variante wird bei mehrstufigen Spiralgehäusepumpen des Öfteren eingesetzt.
- Drei- oder Vierfachspirale.

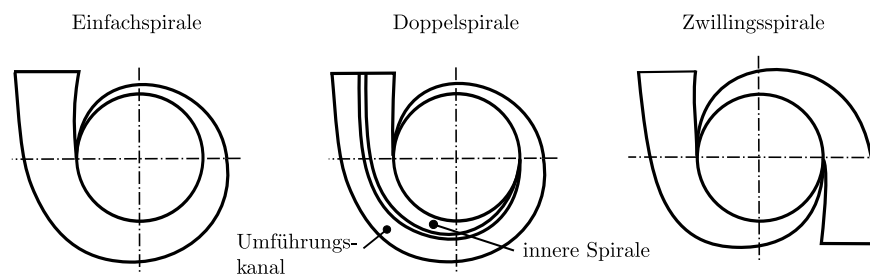


Abbildung 4.1: Ausführungsformen von Spiralgehäusen [8]

Weiters können Spiralgehäuse auch nach ihrer Querschnittsform unterteilt werden [8]. Die Querschnittsform ist auf den Maschinentyp und wenn nötig auf die Gehäusespannung und Gehäuseverformung abzustimmen. Ein weiteres Auswahlkriterium stellen die Kosten der Herstellung dar. Bei Kraftwerken mit Francis-Turbinen sind die Einlaufspiralen aus Metall oft in Beton eingegossen. Grundsätzlich hat die Wahl der Querschnittsform, bei Beachtung einiger Richtlinien, keinen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad [8]. Ein sehr wichtiger Parameter für den Wirkungsgrad einer Spirale ist vielmehr der richtig gewählte Endquerschnitt [14]. Folgende Querschnittsformen sind typische Spiralquerschnitte (Abbildung 4.2):

- Rechteckspirale,
- Trapezspirale,
- Kreisförmige Spirale,

- Asymmetrische Spirale (bei Halbaxialen Laufrädern).

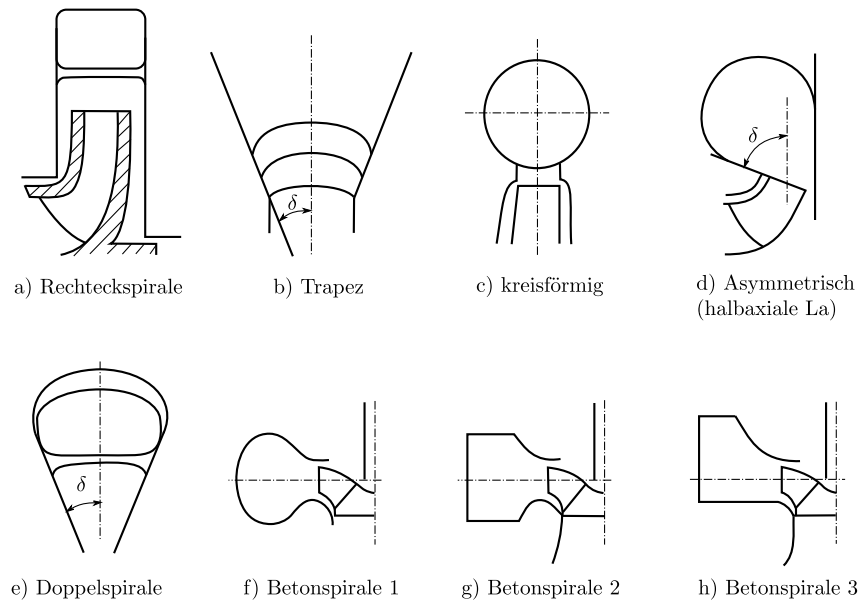


Abbildung 4.2: Querschnittsformen von Spiralgehäusen [8]

Prinzipiell haben flache Querschnitte weniger Sekundärströmungen wie z.B. kreisförmige Spiralen. Ein bestimmtes Verhältnis Breite zu Höhe ist darum bei flachen Querschnitten einzuhalten.

4.2 Theoretische Betrachtung der Spiralströmung

Als Ausgangspunkt theoretischer Betrachtungen zur Strömung in Spiralen gibt Wesche [23] die Potentialtheorie an. Nach dem Superpositionsgesetz kann man sich die Spiralströmung, aus einer Quellströmung und einem Potentialwirbel, zusammengesetzt denken. Zwischen parallelen Wänden, wie es bei einem Leitring der Fall ist, würde sich für solch eine Strömung eine Schar logarithmischer Stromlinien ausbilden (dargestellt in Abbildung 4.3). Je nach gegebenen Auslegungsdaten der Turbine bzw. Pumpe, ergibt sich ein bestimmtes Verhältnis zwischen Wirbelstärke des Potentialwirbels und Quellstärke. Dieses Verhältnis gibt somit den Steigungswinkel α der Stromlinienspiralen an. Auf konzentrischen Kreisen um die Maschinenachse M herrschen gleiche Strömungszustände, somit ist vollständige Umfangssymmetrie gegeben. Mit diesen Überlegungen kann die Kontur eines Spiralgehäuses entworfen werden.

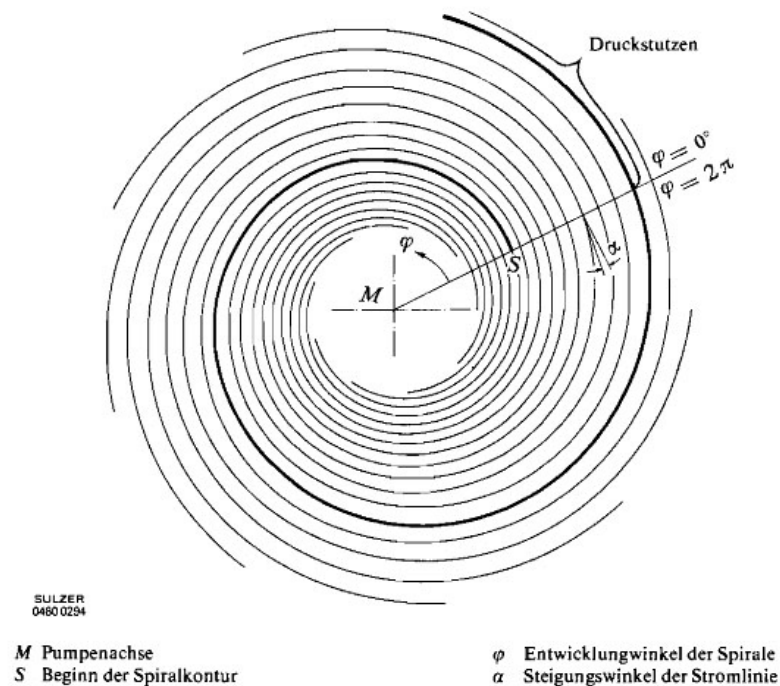


Abbildung 4.3: Bildung der Spirale durch materielle Ausführung einer Stromlinie [23]

Der Punkt S in Abbildung 4.3 stellt den Beginn der Spirale, die Spiralenzunge, dar. Die restliche Kontur des Gehäuses ergibt sich, wenn man die von S startende Stromlinie materiell ausführt und bis $\varphi = 360^\circ$ verfolgt. Bei unendlich dünner Stromlinie wird die Strömung nicht beeinflusst und die Umfangssymmetrie bleibt erhalten [23]. Sobald vom Auslegungspunkt abgewichen wird, ändert sich auch der Steigungswinkel α der Spiralströmung und die ausgeführte Spirale wird somit nicht mehr optimal durchströmt. Die Strömung muss sich sozusagen an die Geometrie der Spirale anpassen. Neben den hydraulischen Verlusten können dadurch auch Radialkräfte entstehen, die die Maschinenwelle zusätzlich belasten. Sobald die endliche Zungendicke berücksichtigt wird kann keine vollständige Umfangssymmetrie mehr erreicht werden, obwohl man sich im Auslegungspunkt der Spirale befindet. Der Störeinfluss der Zunge ist bei der realen Strömung im Vergleich zur Potentialströmung aufgrund der inneren Reibung geringer. Die Ausbreitung von Störungen wird durch die Reibung gedämpft [23].

4.3 Entwurf und Gestaltung

Die Berechnungsgrundlagen gelten prinzipiell für beide Betriebsarten und es muss nicht zwischen Pump- und Turbinenbetrieb unterschieden werden. Der grundsätzliche Entwurf beruht im Allgemeinen auf zwei Grundanschauungen, die von Carl Pfeiderer und Alexey Joakim Stepanoff unterschiedlich vertreten werden.

Stepanoff nimmt als Grundlage eine konstante mittlere Geschwindigkeit in jedem beliebigen Spiralquerschnitt an. Damit ergibt sich ein linearer Zusammenhang (lineare Querschnittserweiterung)

$$A_\varphi(\varphi) = \frac{A_{360_{Sp}} \cdot \varphi}{2\pi} = \frac{D_\varphi(\varphi)^2 \cdot \pi}{4} \quad (4.1)$$

zwischen Spiralquerschnitt A_φ und Spiralenentwicklungswinkel φ (der rechte Teil der Gleichung ist nur für einen kreisförmigen Querschnitt gültig). φ wird von der Spiralenzunge aus gemessen und somit erweitert sich der Querschnitt nach einer vollen Umdrehung auf den Querschnitt $A_{360_{Sp}}$. In Abbildung 4.4 sind diese geometrischen Größen für eine Spirale mit kreisförmigem Querschnitt eingetragen. Die angenommen Strömungsverhältnisse dieser einfachen Spiralenauslegung stimmen laut [10] mit den tatsächlichen Strömungsverhältnissen in der Spirale nur ungenügend überein. Gekrümmte Stromlinien sind nur möglich, wenn der Druck von innen nach außen zunimmt und dementsprechend die Umfangsgeschwindigkeit abnimmt. D.h. die mittleren Geschwindigkeiten in den größeren Spiralenquerschnitten (weiter außen) sind deutlich kleiner als in den kleineren Querschnitten [10]. Ein weiterer Nachteil liegt in der Verwendung von empirischen Kennzahlen (Abbildung 4.5), die zuerst für jeden Fall bestimmt werden müssen.

Die sich in den letzten Jahren durchgesetzte, zweite Grundanschauung, wird von C. Pfeiderer vertreten. Dieser Anschauung liegt die Potentialtheorie und die Annahme zugrunde, dass sich die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u mit steigendem Radius r verringert, der Drall K_D also konstant bleibt. Die Spiralquerschnitte $A_\varphi(\varphi)$ vergrößern sich zunächst langsamer und dann schneller als bei angenommener, konstanter, mittlerer Geschwindigkeit in der Spirale. Der wichtigste Parameter bei der Spiralenauslegung ist jedoch der richtig gewählte Endquerschnitt $A_{360_{Sp}}$ am Übergang zum Druckstutzen [23]. Es haben somit verschiedene Auslegungsmethoden ihre Berechtigung. Untersuchungen von Bergen et al. welche in [23]

zusammengefasst werden untermauern jedoch die bessere Performance von Spiralen die nach der Methode konstanter Drall ausgelegt sind. Nach C. Pfeiderer ausgeführte Spiralen erzielen bessere Wirkungsgrade und somit sollte die Auslegung der vorliegenden Spirale auch nach diesem Ansatz erfolgen. Die ausreichende Übereinstimmung zwischen idealer und realer Strömung kann laut [23] jedoch nur für den Auslegungspunkt der Strömungsmaschine beobachtet werden. Bei abweichenden Betriebszuständen (Teil- oder Überlast) kommt es zu Störungen in der Spiralströmung. Diese Störungen können sich als Strömungsablösung oder Rückströmen ins Laufrad bemerkbar machen und behindern damit die Umfangssymmetrie der Strömung [23]. Es sei jedoch erwähnt, dass eine vollständige Umfangssymmetrie nie erreicht werden kann (siehe Kapitel 4.2).

In der Fertigung unterscheiden sich Pumpenspiralgehäuse und Turbinenspiralgehäuse meist durch die unterschiedlichen Abmessungen. Die größeren Turbinenspiralgehäuse werden meist anders gefertigt. Aus Blechschüssen zusammengeschweißte Stahlblechgehäuse, aus Gußmaterial hergestellte Gehäuse oder Kombinationen von beiden, sind fast immer anzutreffen. Durch die Fertigung mit Blechschüssen entstehen Ecken, an denen jedoch keine nennenswerten Verluste entstehen. [10]

4.4 Entwurf eines Spiralgehäuses mit kreisförmigem Querschnitt

Die wichtigsten Maße eines kreisförmigen Spiralgehäuses mit tangentiell Druckstutzen sind in Abbildung 4.4 eingetragen. Der Durchmesser D_φ in Abhängigkeit des Spiralentwicklungswinkels φ kann nach verschiedenen Gesichtspunkten bestimmt werden. Im folgenden werden diese beiden Auslegungsarten genauer vorgestellt.

4.4.1 Auslegung linearer Querschnittsverlauf

Die Geschwindigkeit in einem betrachteten Spiralquerschnitt ist nicht gleichmäßig über die Fläche verteilt. Stepanoff [18] geht davon aus, dass das Maximum der Geschwindigkeit in

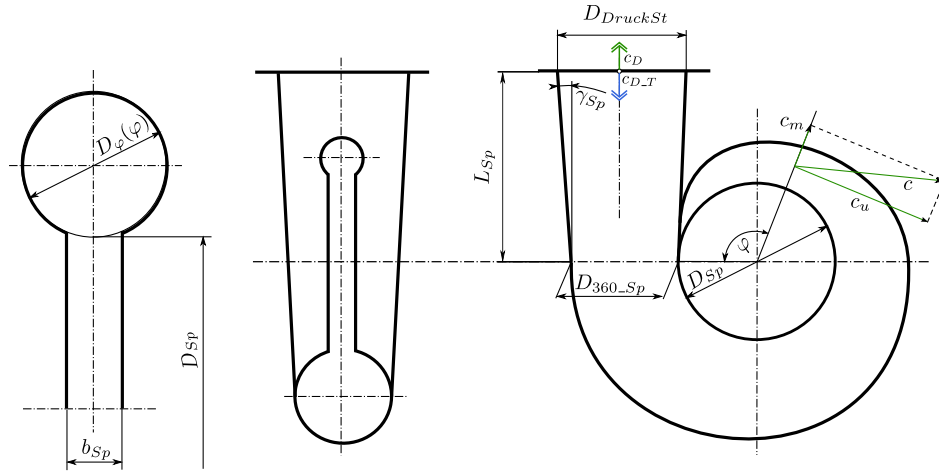


Abbildung 4.4: Spiralgehäuse mit Kreisquerschnitt nach [10]

der Spirale am Laufradumfang liegt, jedoch ungleichmäßig über die Spiralenbreite verteilt ist. Zu den Wänden hin nimmt die Geschwindigkeit ab und durch die Überlagerung mit Sekundärströmungen entsteht ein kompliziertes Strombild. Der absolute Austrittswinkel α'_2 (Abbildung 5.2) der Strömung aus dem Laufrad im Pumpbetrieb hängt mit der spezifischen Drehzahl n_q zusammen. Je höher die spezifische Drehzahl desto größer der Winkel. Stepanoff gibt nun ein Verhältnis für die mittlere Spiralgeschwindigkeit c_{Sp} und der Laufrad-Austrittsgeschwindigkeit c'_2 an. Die ursprüngliche Annahme von Stepanoff war, dass Pumpen, welche mit konstanter, mittlerer Geschwindigkeit ausgelegt werden, bessere Wirkungsgrade erreichen, als Pumpen die mit konstantem Drehimpuls ausgelegt werden. Wie schon im Kap. 4.3 erwähnt, wurde diese Annahme jedoch später durch weitere Untersuchungen widerlegt. Die mittlere Spiralengeschwindigkeit kann mit Hilfe folgender Gleichung ausgedrückt werden:

$$c_{Sp} = K_3 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (4.2)$$

K_3 ist dabei die Erfahrungszahl, die von der spezifischen Drehzahl abhängig ist und mit Hilfe von Abbildung 4.5 bestimmt werden kann. Der Spiralen-Endquerschnitt berechnet sich aus $A_{360_Sp} = Q/c_{Sp}$. Da der Volumenstrom gleichmäßig über den Umfang verteilt sein soll, ergibt sich der Spiralenentwicklungsquerschnitt wie in Gleichung (4.1) angeführt.

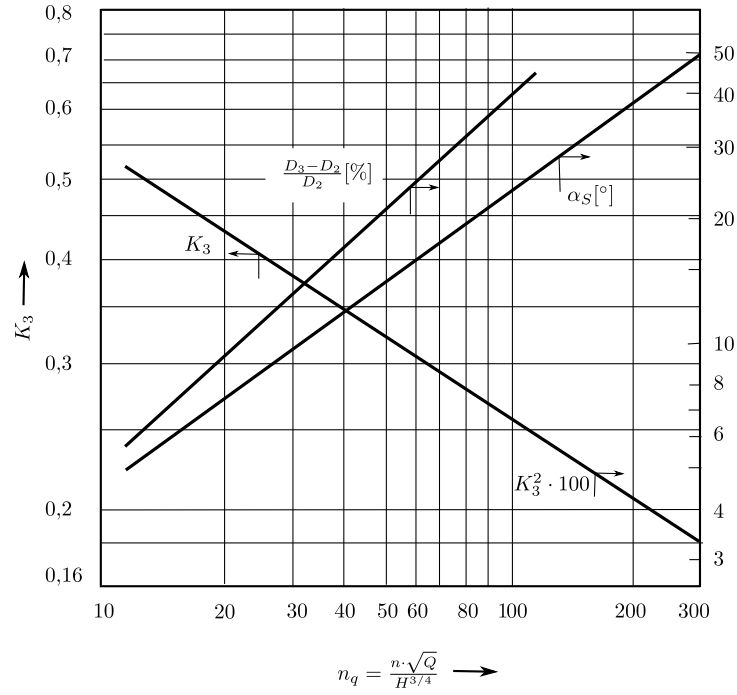


Abbildung 4.5: Die Konstanten der Spirale [18]

4.4.2 Auslegung konstanter Drall

Für die Auslegung nach konstantem Drall ist es auf theoretischem Weg möglich, einen Zusammenhang zwischen Volumenstrom Q , dem Drall K_D und dem Durchmesser D_φ zu finden [15].

$$\varphi^\circ = \frac{360^\circ \cdot K_D}{Q} \int_{D_{Sp}/2}^R \frac{b}{r} \cdot dr \quad (4.3)$$

Der Radius r durchläuft dabei die Integrationsgrenzen und die Variable b ist die zum Radius zugehörige Breite der Spirale. Gleichung (4.3) gilt für allgemeine Querschnitte.

Für den Spezialfall eines kreisförmigen Querschnitts vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$D_\varphi(\varphi) = \frac{\varphi^\circ \cdot Q}{360^\circ \cdot \pi \cdot K_D} + \sqrt{\frac{D_{Sp} \cdot \varphi^\circ \cdot Q}{180^\circ \cdot \pi \cdot K_D}}. \quad (4.4)$$

Bei fehlenden Leitschaukeln und einer Auslegung des Spiralgehäuses im Pumpbetrieb ist der Drall $K_D = r_2 \cdot c_{u3}$ bekannt. Wenn zusätzlich zum Spiralgehäuse auch noch eine Leitvorrichtung vorhanden ist, bemisst man das Spiralgehäuse nach dem Drall zwischen Leitvorrichtung und Spiralgehäuse, welcher so festgelegt wird, dass ein günstiger Spiralen-Endquerschnitt A_{360_Sp} (siehe Abbildung 5.9) entsteht [10]. Die Zwischenleitvorrichtung muss

unbedingt mit dem Spiralgehäuse abgestimmt werden, da die gegenseitige Beeinflussung zu großen Verlusten führen kann.

Vom Spiralen-Endquerschnitt soll eine mäßige, konische Erweiterung auf den Querschnitt $A_{DruckSt}$ der Druckrohrleitung (Abbildung 4.4) stattfinden [15]. Ein maximaler Öffnungswinkel des Diffusors γ_{Sp} auf die Druckrohrleitung kann mit $6^\circ - 10^\circ$ angenommen werden [10] und [17].

In der Literatur [15] finden sich folgende Zusammenhänge zur Berechnung der Geschwindigkeit im Druckstutzen (Abbildung 4.4):

$$\text{Kreiselpumpen} \quad c_D = \langle 0, 1 \dots 0, 3 \rangle \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta Y} \quad (4.5)$$

$$\text{Wasserturbinen} \quad c_{D-T} = \langle 0, 15 \dots 0, 25 \rangle \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta Y_T} \quad (4.6)$$

Unter Berücksichtigung des konischen Übergangs kann damit die Geschwindigkeit im größten Querschnitt der Spirale (A_{360-Sp}) und daraus wiederum der Durchmesser D_{360-Sp} an dieser Stelle berechnet werden. Für den Drall K_D ergibt sich dann aus Gleichung (4.4) folgender Zusammenhang im größten Querschnitt:

$$\frac{Q}{\pi} + \sqrt{\frac{D_{Sp} \cdot 2 \cdot Q \cdot K_D}{\pi}} - D_{360-Sp} \cdot K_D = 0. \quad (4.7)$$

Im Kapitel 5 ist eine solche Berechnung, die auf der grundlegenden Gleichung (4.3) beruht, für eine Spirale gezeigt. Der richtig gewählte Endquerschnitt ist dabei maßgeblich für den Wirkungsgrad der Anlage verantwortlich und unterstreicht somit die Wichtigkeit der Leitvorrichtung. Der restliche Querschnittverlauf über dem Umfang ergibt sich aus Gleichung (4.4).

4.5 Stützschaufeln

Stützschaufeln im Spiralgehäuse werden hauptsächlich aus Festigkeitsgründen benötigt. Bei sehr hoher spezifischer Stutzenarbeit Y , d.h. bei sehr hohem Druck p in der Spirale, sind diese Schaufeln unumgänglich und sie verhindern ein Aufweiten des Spiralgehäuses. Sie sind als Fortsetzung, oder sogar als Ersatz, der Leitschaufeln zu verstehen. Grundsätzlich sind die Stützschaufeln wirkungsfrei in der Strömung angeordnet. Raabe [16] gibt jedoch auch an, dass beim Langsamläufer zur Verkleinerung der Strömungsverluste die Stützschaufeln drallerhöhend, bzw. beim Schnellläufer zur Senkung der Spiralkosten die Stützschaufeln drallvermindernd wirken können. Genauere Aussagen können meist nur durch Experimente oder Strömungssimulationen getroffen werden. Bei gegossenen Stützschaufeln ist auch darauf zu achten, diese eventuell durch vorgespannte Bolzen zu entlasten.

Grobe Gestaltungsrichtlinien für einen Erstentwurf können in Anlehnung an Raabe angegeben werden: Bei wirkungsfreien Stützschaufeln ist der Stützschaufeleintrittswinkel α_{10-Sp} gleich dem Strömungswinkel α_{11-Sp} plus einem Übertreibungswinkel (vgl. Abbildung 5.15), der durch die Verengung des Durchflussquerschnittes als Resultat der Schaufelstärke entsteht. Zusätzlich kann auch noch die angesprochene Drallveränderung mit diesem Übertreibungswinkel realisiert werden. Die maximale Stützschaufeldicke s_{StS_max} soll nicht mehr als die 1,2-fache Spiralenwandstärke s_{Sp} betragen und die Mindestlänge der Stützschaufel wird mit der 6-fachen Stützschaufeldicke s_{StS_max} angegeben. Die übliche Anzahl der Stützschaufeln z_{StS} ist die halbe Leitschaufelanzahl z_{LeitA} . Wenn es die Festigkeit jedoch erfordert, wird auch die ganze Leitschaufelanzahl ausgeführt.

Kapitel 5

Berechnung und Konstruktion

In diesem Kapitel wird die Auslegung und Konstruktion des Spiralgehäuses (Abbildung 5.1) mit den Leitschaufeln behandelt. Viele geometrische Größen werden mit Hilfe von Abschätzformeln bestimmt und dann in einem iterativen Prozess, zusammen mit der Konstruktion, gewählt. Nach der Auslegung wird eine kurze Beschreibung der Parametrisierung gegeben, um die Konstruktion möglichst einfach abändern zu können.

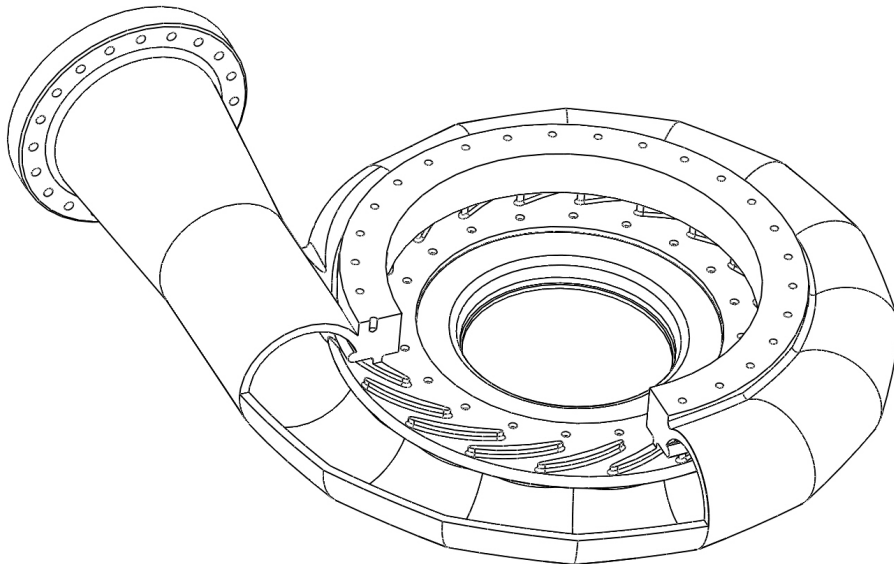


Abbildung 5.1: Ansicht eines Spiralgehäuses mit Stüttschaufeln

5.1 Allgemeine Angaben

In Tabelle 5.1 sind allgemeine Angaben angeführt, die für die Auslegung des Leitapparates und des Spiralgehäuses vorgegeben sind. Diese Werte stammen aus der Gesamtberechnung bzw. aus Kapitel 5.2 und hängen von den anderen Komponenten, insbesondere vom Laufrad, ab.

Tabelle 5.1: Allgemein benötigte Angaben zur Auslegung

Variable	Turbine	Pumpe
Geodätische Höhe	$H_{geo} = 800 \text{ m}$	$H_{geo} = 800 \text{ m}$
Fall- bzw. Förderhöhe	$H_T = 743 \text{ m}$	$H = 857 \text{ m}$
Spezifische Stufenarbeit	$\Delta Y_T = 1822,4 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$\Delta Y = 2100,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Volumenstrom	$Q_T = 1,701 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q = 1,607 \text{ m}^3/\text{s}$
Stufenanzahl	$i = 4$	$i = 4$
Laufradaußendurchmesser	$D_{2a} = 1235 \text{ mm}$	$D_{2a} = 1235 \text{ mm}$
Laufradbreite	$b_2 = 65 \text{ mm}$	$b_2 = 65 \text{ mm}$
Absolutgeschwindigkeit 3	$c_{u3T} = c'_{u2T} = 34,49 \text{ m/s}$	$c_{u3} = c'_{u2} = 34,98 \text{ m/s}$
Tatsächlicher Strömungswinkel		$\alpha'_2 = 11,3^\circ$
Bauteilwinkel	$\beta_2 = 25^\circ$	$\beta_2 = 25^\circ$
Rohrleitungsdurchmesser	$D_{Rohr} = 661 \text{ mm}$	$D_{Rohr} = 661 \text{ mm}$
Rohrleitungsgeschwindigkeit	$c_{Rohr_T} = 4,96 \text{ m/s}$	$c_{Rohr} = 4,68 \text{ m/s}$
Minderleistungsfaktor	$\mu = 0,707$	$\mu = 0,707$
Hydraulischer Wirkungsgrad	$\eta_{h_T} = 0,932$	$\eta_h = 0,932$
Volumetrischer Wirkungsgrad	$\eta_{l_T} = 0,965$	$\eta_l = 0,965$
Gesamtwirkungsgrad $= \eta_h \cdot \eta_l$	$\eta_{ges_T} = 0,9$	$\eta_{ges} = 0,9$

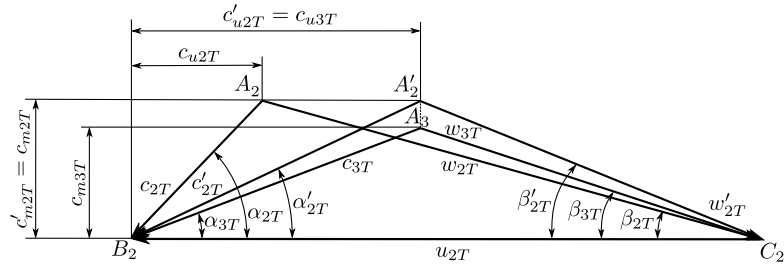
Im Kapitel 5.2 ist gezeigt, wie nach der Auslegung der Maschine für den Pumpbetrieb, die fehlenden Größen des Turbinenbetriebes berechnet werden können. Die Größen des Turbinenbetriebs sind für die Auslegung des Spiralgehäuses nötig. Es wird dabei mittels Drehzahlanpassung versucht die selben Strömungsverhältnisse für das Laufrad herzustellen. Durch die Rohrleitungsverluste ergibt sich eine niedrigere spezifische Stutzenarbeit im

Turbinenmodus, welche als Randbedingung berücksichtigt werden muss. Der Volumenstrom Q_T weicht etwas vom Volumenstrom im Pumpbetrieb ab und die Geschwindigkeiten sind auch nicht ident. Das Spiralgehäuse soll nun so ausgelegt sein, dass beide Modi optimal betrieben werden können.

5.2 Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb

Nach einer Auslegung des Laufrades für den Pumpbetrieb sind die wichtigsten Daten für diese Betriebsart bekannt. Diese sind die Förderhöhe H , die geodätische Höhe H_{geo} , die spezifische Stufenarbeit ΔY , der Euler- bzw. Bauteilwinkel β_2 , die Drehzahl n und die Geschwindigkeitsvektoren c'_2 und c_3 . Die Tabellen 5.2 und 5.3 fassen die Berechnung der äquivalenten Größen im Turbinenbetrieb zusammen.

Turbine



Pumpe

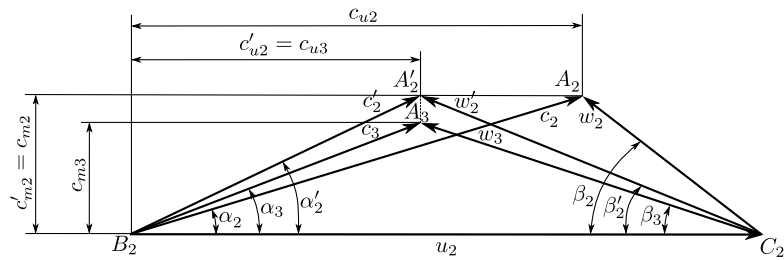


Abbildung 5.2: Geschwindigkeitsdreieck an der Druckseite für Pumpe und Turbine

Die Berechnung geht von den druckseitigen Geschwindigkeitsplänen (Abbildung 5.2) aus. Das idealisierte Euler-Geschwindigkeitsdreieck (A_2 , B_2 und C_2) stellt die Grundlage für die Strömungsmaschinenhauptgleichung (2.12) dar. Um den Einfluss der endlichen Laufschaufelzahl zu berücksichtigen, geht man in das Geschwindigkeitsdreieck A'_2 , B_2 und C_2 über. Alle Strichgrößen beziehen sich damit auf dieses Geschwindigkeitsdreieck, in welchem

die Minderleistung bzw. der Mehrdurchfluss auf Grund der endlichen Laufschaufelzahl berücksichtigt wird. Letztendlich wird noch das Wegfallen der Schaufelstärke im Dreieck A_3 , B_2 und C_2 berücksichtigt. Durch die Rohrleitungsverluste ergibt sich im Turbinenbetrieb eine Fallhöhe H_T , die kleiner ist als die geodätische Fallhöhe H_{geo} . Daraus folgt auch eine niedrigere spezifische Stufenarbeit ΔY_T als im Pumpbetrieb. Um das Laufrad stoßfrei anzuströmen wird laut Wesche [23] der tatsächliche Relativgeschwindigkeitswinkel β'_{2T} gleich dem Bauteilwinkel β_2 des Laufrades gewählt (siehe Abbildung 5.3). Der Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit α'_{2T} wird ebenfalls dem äquivalenten Winkel α'_2 gleichgesetzt.

Es besteht nun ein Zusammenhang zwischen den Strömungswinkeln, der Minderleistung μ , der spezifischen theoretischen Stutzenarbeit mit unendlicher Schaufelzahl $\Delta Y_{th\infty T}$ und der Umfangsgeschwindigkeit u_{2T} . Die Umfangsgeschwindigkeit u_{2T} , die Absolutgeschwindigkeit c'_{2T} und die daraus berechnete Turbinendrehzahl n_T sind in Tabelle 5.3 ausgewertet. Wie schon in Kapitel 2.6.2 beschrieben, ist nun folgender Zusammenhang gegeben. Durch die kleinere Fallhöhe H_T im Turbinenbetrieb würden sich kleinere Geschwindigkeiten und ein kleinerer Volumenstrom Q_T einstellen. Durch die Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsdreiecke werden ähnliche Strömungswinkel vorgegeben. Die reduzierte Drehzahl n_T vergrößert nun wieder den Volumenstrom Q_T und letztendlich ergibt sich $Q_T = 1,701 \text{ m}^3/\text{s}$ (zum Vergleich $Q = 1,607 \text{ m}^3/\text{s}$). Die Geschwindigkeitsdreiecke für Pumpbetrieb (grün) und Turbinenbetrieb (blau) sind in Abbildung 5.3 grafisch aufbereitet.

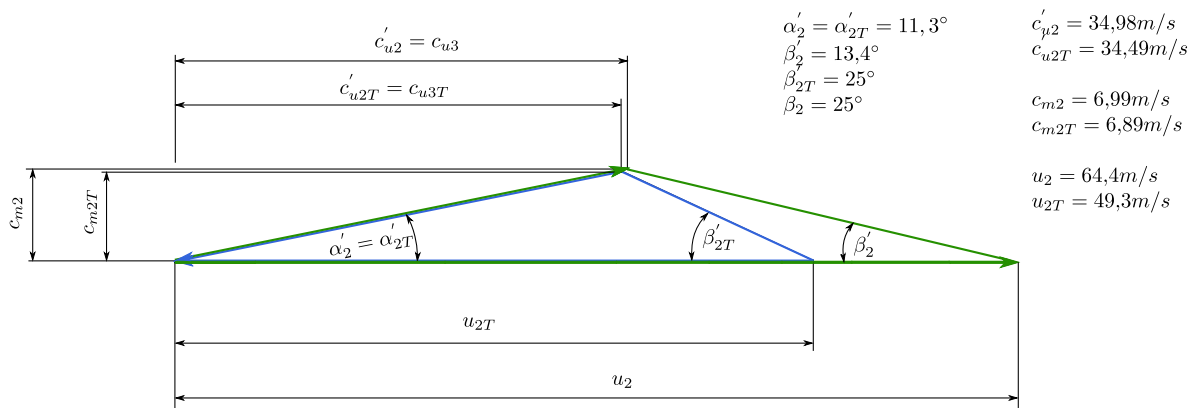


Abbildung 5.3: Vergleich Geschwindigkeitsdreieck Pumpe und Turbine

Alle Randbedingungen berücksichtigt, ergibt sich eine Turbinenleistung $P_T = 11,15 \text{ MW}$, welche kleiner als die Pumpleistung von $P = 15 \text{ MW}$ ist.

Tabelle 5.2: Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb 1

Turbine	Pumpe
Spezifische Energie	Spezifische Energie
$H_T = H_{geo} - H_v = 743,3 \text{ m}$	$H = H_{geo} + H_v = 856,7 \text{ m}$
$\Delta Y_T = \frac{H_T \cdot g}{i} = 1822 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$\Delta Y = 2100 \text{ m}^2/\text{s}^2$
$\Delta Y_{th\infty T} = \Delta Y_T \cdot \eta_h \cdot \mu$	$\Delta Y_{th\infty} = \frac{\Delta Y}{\eta_h \cdot \mu}$
$= 1201 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$= 3188 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Vorgabe Strömungswinkel	Bauteilwinkel
$\beta'_{2T} = 25^\circ$	$\beta_2 = 25^\circ$
$\alpha'_{2T} = 11,3^\circ$	$\alpha'_2 = 11,3^\circ$
Formeln	
$c_{m2T} = \tan(\alpha'_{2T}) \cdot c'_{u2T}$	
$\underbrace{c_{m2T} = \tan(\beta'_{2T}) \cdot (u_{2T} - c'_{u2T})}_{\text{eingesetzt in}}$	
$\underbrace{\Delta Y_{th\infty T} = c'_{u2T} \cdot u_{2T} \cdot \mu}_{\text{ergibt}}$	
$u_{2T} = \sqrt{\frac{\Delta Y_{th\infty T} \cdot (\tan(\alpha'_{2T}) + \tan(\beta'_{2T}))}{\tan(\beta'_{2T}) \cdot \mu}}$	
Umfangsgeschwindigkeit	Umfangsgeschwindigkeit
$u_{2T} = 49,3 \text{ m/s}$	$u_2 = 64,4 \text{ m/s}$

Tabelle 5.3: Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb 2

Turbine	Pumpe
Absolutgeschwindigkeit 2'	Absolutgeschwindigkeit 2'
$c'_{u2T} = \frac{\Delta Y_{th\infty T}}{u_{2T} \cdot \mu} = 34,49 \text{ m/s}$	$c'_{u2} = 34,98 \text{ m/s}$
$c_{m2T} = c'_{u2T} \cdot \tan(\alpha'_{2T}) = 6,89 \text{ m/s}$	$c_{m2} = 6,99 \text{ m/s}$
Drehzahl	Drehzahl
$n_T = \frac{u_{2T}}{D_{2a} \cdot \pi} = 765 \text{ U/min}$	$n = 1000 \text{ U/min}$
Volumenstrom	Volumenstrom
$Q_T = \frac{c_{m2T} \cdot \pi \cdot D_{2a} \cdot b_2}{k_2 \cdot \eta_l} = 1,701 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q = 1,607 \text{ m}^3/\text{s}$
$Q'_T = Q_T \cdot \eta_l = 1,641 \text{ m}^3/\text{s}$	$Q' = Q/\eta_l = 1,665 \text{ m}^3/\text{s}$
$c_{u2T} = \frac{\Delta Y_{th\infty T}}{u_{2T}} = 24,4 \text{ m/s}$	$c_{u2} = 49,5 \text{ m/s}$
Absolutgeschwindigkeit 3	Absolutgeschwindigkeit 3
$c_{u3T} = c'_{u2T}$	
$c_{m3T} = \frac{Q_T}{D_{2a} \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \eta_l} = 6,54 \text{ m/s}$	$c_{m3} = 6,63 \text{ m/s}$
$\alpha_{3T} = \arctan\left(\frac{c_{m3T}}{c_{u3T}}\right) = 10,7^\circ$	$\alpha_3 = 10,7^\circ$
$\beta_{3T} = \arctan\left(\frac{c_{m3T}}{u_{2T} - c_{u3T}}\right) = 23,9^\circ$	$\beta_3 = 12,7^\circ$
Leistung	Leistung
$P_T = \rho \cdot Q_T \cdot H_T \cdot g \cdot \eta_{ges_T}$	
$P_T = 11,15 \text{ MW}$	$P = 15 \text{ MW}$

5.3 Drehbarer Leitapparat

Der Leitapparat wird in Anlehnung an die FINK'schen Drehschaufeln für Überdruckturbinen ausgelegt. In der Fachliteratur findet man nur sehr wenig Information zur Gestaltung von Drehschaufeln, da das Auslegen Spezialsache der Hersteller ist. In [17] Kapitel „Turbinenleitvorrichtungen“ können einige Gestaltungsrichtlinien gefunden werden, an die sich folgende Auslegung orientiert. Der Leitapparat kombiniert eine Durchfluss- und Drallregelung. Durch das Verstellen der Drehschaufeln wird dabei auch der Strömungswinkel α bzw. α_T geändert. Die richtige Gestaltung ist daher sehr wichtig. Der Dickenverlauf der Schaufeln wird so wie hier in abgewandelter Weise, manchmal nach NACA (Tragflächenprofile) oder Göttinger Katalog ausgeführt. Konstruiert wird dann eine abgewandelte Form eines NACA-Profiles (Draufsicht in Abbildung 5.5), welches mit Hilfe der vierstelligen NACA-Serie parametrisiert wird.

5.3.1 Auslegung Leitapparat

Leitapparatbreite. Als grober Richtwert für die Breite (siehe Abbildung 5.4) wird

$$b_{LeitA} = D_{2a} \cdot 0,07 \quad (5.1)$$

angegeben [2]. Da die Leitapparatbreite mit der Laufradbreite b_2 abgestimmt werden muss und in beiden Betriebsarten kein Stoß auftreten soll, wird die Leitapparatbreite gleich der Laufradbreite gewählt [17].

$$b_{LeitA} = b_2 = 65 \text{ mm}$$

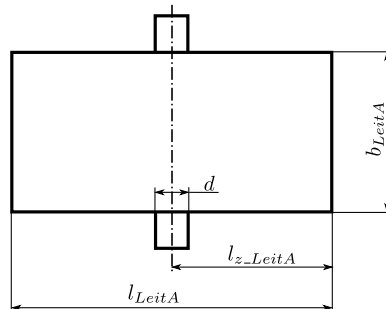


Abbildung 5.4: Vorderansicht des Leitapparats

Leitschaufelzahl. Die Leitschaufelzahl soll wegen Resonanzerscheinungen kein gemeinsames Vielfaches der Laufschaufelzahl erhalten. Eine durch Vier teilbare Anzahl wird auf Grund der Herstellung empfohlen [17]. Mit wachsender Leitschaufelzahl nimmt die radiale Ausladung und ebenfalls die Leitraddregulierarbeit ab [16], was Ersparnisse bringen kann. Um mit der gewählten Profillänge den Leitapparat, angebracht am Bolzenkreis, schließen zu können, wird die Leitschaufelzahl z_{LeitA} mit 20 gewählt.

$$z_{LeitA} = 20 \quad (5.2)$$

Bolzenkreisdurchmesser. Für den Bolzenkreisdurchmesser wird ebenfalls ein Bereich, abhängig vom Laufradaußendurchmesser, angegeben [17]. Am Bolzenkreis liegen die Drehpunkte für die Leitschaufeln (siehe Abbildung 5.6). Dieser Bolzenkreisdurchmesser wird in Zusammenhang mit der 3D-Konstruktion gewählt.

$$D_{z_LeitA} = \langle 1, 2 \dots 1, 7 \rangle \cdot D_{2a} \quad (5.3)$$

$$D_{z_LeitA} = 1394 \text{ mm}$$

Profillänge. Die Profillänge kann ebenfalls gewählt werden und wird im Excel-File der Parametrisierung als Längenfaktor eingetragen. Das NACA-Profil besitzt die genormte Länge 1 und muss darum auf die benötigte Länge skaliert werden. Die Profillänge sowie die Leitapparatbreite sind in Abbildung 5.4 bemaßt.

$$l_{LeitA} = \langle 0, 15 \dots 0, 2 \rangle \cdot D_{2a} \quad (5.4)$$

$$l_{LeitA} = 250 \text{ mm}$$

Zapfenabstand. Der Zapfen wird für gewöhnlich in der Mitte der Leitschaufel positioniert. Wenn die Schaufelkräfte bekannt sind, könnte auch eine exzentrische Anordnung sinnvoll sein, um z.B. eine Schließendenz der Leitvorrichtung zu erreichen.

$$l_{z_LeitA} = \frac{l_{LeitA}}{2} = 125 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Größte Profildicke. Diese Größe (Abbildung 5.6) ist für die Konstruktion ein Anhaltswert und muss auch mit einer Festigkeitsrechnung abgestimmt werden. Beim NACA-Profilverlauf der Schaufel kann dieser Wert eingestellt werden.

$$y_{max_LeitA} = \langle 0, 1 \dots 0, 2 \rangle \cdot l_{LeitA} \quad (5.6)$$

$$y_{max_LeitA} = 33,4 \text{ mm}$$

Nasenradius. Den strömungsoptimalen Nasenradius (Abbildung 5.6) wird man nur durch Experimente oder eine numerische Simulation bestimmen können.

$$R_{LeitA} = 0,22 \cdot y_{max_LeitA} \quad (5.7)$$

$$R_{LeitA} = 7 \text{ mm}$$

Schaufeldicke am Profilende. Das in der Konstruktion gewählte NACA-Profil läuft für gewöhnlich auf eine Spitze zusammen. Diese Spitze muss festigkeitsbedingt abgerundet werden und eine Abrundung ist notwendig, damit die Schaufeln im Pumpbetrieb hydraulisch verlustarm (richtiger Strömungswinkel vorausgesetzt) in der Strömung stehen. Diese Abrundung am Profilende wird elliptisch ausgeführt (Abbildung 5.6).

$$e_{LeitA} = \langle 0,04 \dots 0,06 \rangle \cdot l_{LeitA} \quad (5.8)$$

$$e_{LeitA} = 8 \text{ mm}$$

5.3.2 Gewähltes NACA-Profil

NACA-Profile sind Tragflügelprofile des „National Advisory Committee for Aeronautics“ in Washington. Es handelt sich dabei um zweidimensionale Querschnitte (Abbildung 5.5), die in Katalogen mit den Profilbeiwerten angeführt sind [15]. Bei der vierstelligen Serie werden drei Geometriewerte angegeben. Diese sind größte Profildicke, Profilwölbung und Wölbungsrücklage.

NACA 2412

- Maximale Profilwölbung $m = 2\%$
- Wölbungsrücklage $p = 4/10$ (wird in Zehntel angegeben)
- Größte Profildicke $t = 12\%$

5.3.3 Geometrie im Auslegungspunkt

Die obigen Gestaltungsrichtlinien in Kombination mit dem gewählten NACA-Profil ergeben nun die Geometrie einer Schaufel. In der Konstruktion sind z_{LeitA} Leitschaufeln am Bolzen-

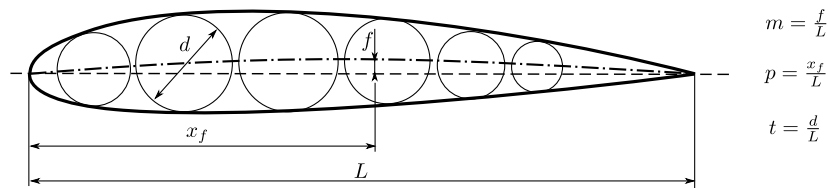


Abbildung 5.5: NACA Profil 2412

kreis drehbar eingebaut. Im Auslegungspunkt, d.h. bei Auslegungsdurchfluss, ergeben sich dabei die Durchmesser D_{4_Sp} , D_{5_Sp} , D_{6_Sp} und D_{7_Sp} . Diese sind in der Draufsicht auf die eingebauten Leitschaufeln in Abbildung 5.6 dargestellt. Die Querschnitte sind von innen (4) nach außen (7) nummeriert.

Leitapparat Innendurchmesser. Für die Strömungsuntersuchung ist es wichtig, ob die Schaufelstärke berücksichtigt wird. Deshalb soll im Weiteren unterschieden werden in: Innendurchmesser ohne Verengung D_{4Sp} (Schaufeldicke wird nicht berücksichtigt) und mit Verengung (Schaufeldicke wird im Strömungskanal berücksichtigt).

$$D_{4_Sp} = 1319 \text{ mm}$$

$$D_{5_Sp} = D_{4_Sp}$$

Bolzenkreisdurchmesser. Vollständigkeitshalber wird der Bolzenkreis hier nochmal angeführt.

$$D_{z_LeitA} = 1393,6 \text{ mm}$$

Leitapparat Außendurchmesser. Der Schaufeldickeneinfluss wird in Zusammenhang mit Durchmesser D_{6-Sp} behandelt. Analog zu oben ist D_{7-Sp} ohne Verengung.

$$D_{6_Sp} = 1490 \text{ mm}$$

$$D_{7_Sp} = D_{6_Sp}$$

5.3.4 Geometrie in den Extremstellungen

Zur Durchflussregelung sind verschiedene Leitapparatstellung notwendig. Einerseits kann der Leitapparat zum Schutz der Anlage geschlossen werden (Abbildung 5.7 a)), andererseits

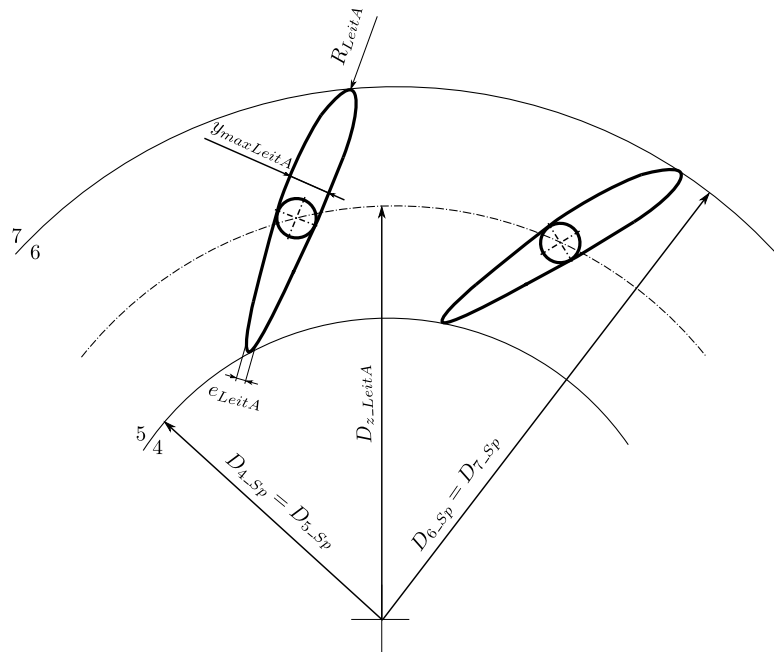


Abbildung 5.6: Geometrie des Leitapparates

kann er im Überlastbereich weiter geöffnet werden. Im Überlastbereich muss ein Mindestsicherheitsabstand zum Laufrad garantiert werden, um Beschädigungen zu verhindern. Diese Aufgabe übernimmt eine Sicherheitseinrichtung im Reguliermechanismus.

Mindestwert vom Leitschaufelspitzenkreis $D_{4_Sp_extrem}$

$$D_{4_Sp_extrem} = 1,05 \cdot D_{2a} \quad (5.9)$$

Der Leitschaufelspitzenkreis $D_{4_Sp_extrem}$ (bei max. geöffnetem Leitrad) soll größer als der Laufradaußendurchmesser ausgeführt werden, damit kein Anstreifen an den Laufschaufeln auftritt. Einerseits muss ein Mindestsicherheitsabstand eingehalten werden, andererseits soll der Abstand bei kleinen Strömungswinkeln α'_2 klein gehalten werden, um Reibungsverluste zu vermindern.

Innendurchmesser bei voll geöffnetem Leitapparat - Abbildung 5.7 b)

Für einen Mehrdurchfluss von 20% wird folgender Innendurchmesser aus der Konstruktion herausgemessen:

$$D_{4_Sp_extrem} = 1295 \text{ mm}$$

Außendurchmesser bei voll geöffnetem Leitapparat - Abbildung 5.7 b)

Der Außendurchmesser des Leitapparates darf mit den Stützschaufeln ebenfalls nicht kollidieren und ein Sicherheitsabstand muss einhalten werden.

$$D_{6_Sp_extrem} = 1510 \text{ mm}$$

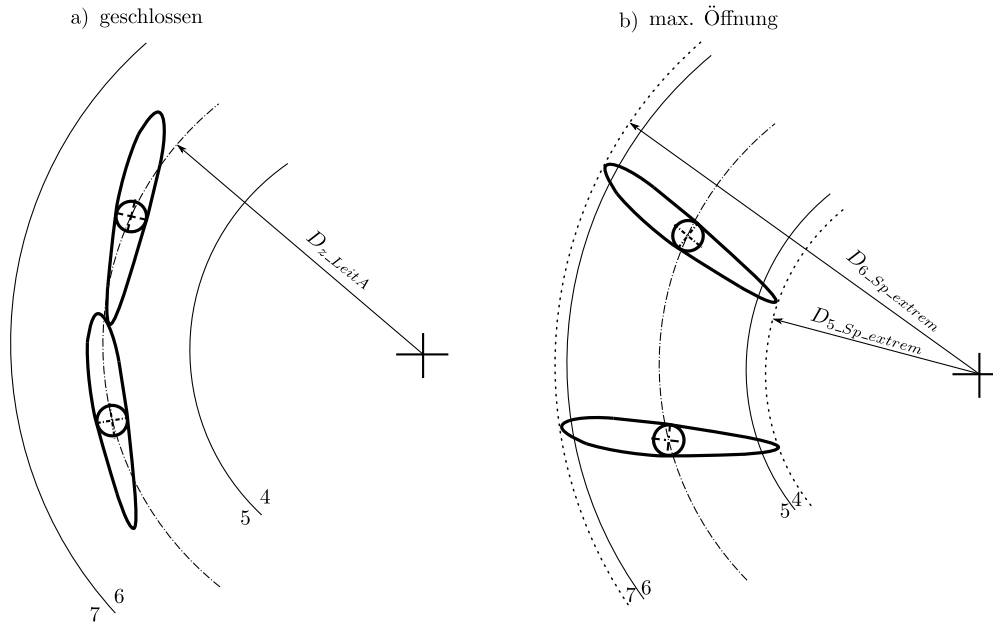


Abbildung 5.7: Leitapparat in den Extremstellungen: a) geschlossen b) maximale Öffnung

5.3.5 Parametrisierung Leitapparat

Die Parametrisierung der Leitschaufeln erfolgt über die eingebettete Excel-Tabelle (für weitere Informationen siehe Kapitel 5.7) der Konstruktionsdatei. In Tabelle 5.4 sind die geometrischen Werte, welche in der Tabelle konfigurierbar sind, gezeigt.

Die Länge des NACA Profils l_N und die Länge des Leitapparates l_{LeitA} kann eingestellt werden. Die Leitapparatlänge wird in Prozent der Länge des NACA Profils angegeben. Standardmäßig wird der Drehbolzen für die Schaufeln in der Mitte der Skelettlinie ($= 50\% \cdot l_N$) angeordnet. Die Leitapparatbreite b_{LeitA} sowie die Geometrie für die Bolzen sind weitere Parameter.

In der Parametrisierungstabelle wird das eingestellte Profil mit seinen Parametern (m,p und t) in einem Diagramm abgebildet (siehe Abbildung 5.8). Mit Hilfe von 15 Stützpunkten wird jeweils eine obere und eine untere Profillinie erstellt. Die grüne Linie stellt die Skelettlinie

Tabelle 5.4: Parametrisierungstabelle der Leitschaufeln

Kürzel	Wert	Einheit	Beschreibung	Abbildung
m	2	%	Max. Profilwölbung	5.5
p	4	-	Wölbungsrücklage in Zehntel der Profildicke	5.5
t	12	%	Max. Profildicke relativ zur Profildicke	5.5
l_N	277,78	mm	Länge des NACA Profils	5.4
f_1	0,9	-	Verkürzungsfaktor der Schaufel	
l_{LeitA}	250	mm	Leitschaufellänge ($= l_N \cdot f_1$)	
f_2	0,5	-	Mittelpunktsfaktor für Bolzen	
l_{z_LeitA}	125	mm	Bolzenmittelpunktsabstand ($= l_{LeitA} \cdot f_2$)	
b_{LeitA}	65	mm	Leitapparatbreite	5.4
d	35	mm	Bolzendurchmesser	5.4
l_o	500	mm	Bolzenlänge oben (gemessen von Oberkante)	
l_u	70	mm	Bolzenlänge unten (gemessen von Unterkante)	

dar. Die tangentielle Verlängerung der Skelettlinie wird zur Bestimmung des Bauteilwinkels herangezogen.

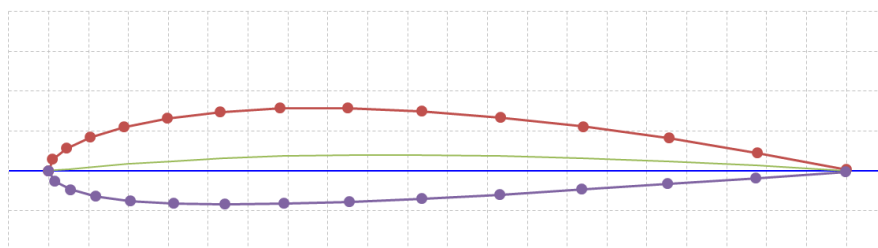


Abbildung 5.8: Parametrisierung der Leitschaufeln - entstehende Kontur

Die detaillierte Berechnung der Konstruktionspunkte und weitere Erklärungen zu dem NACA Profil werden in der Excel Tabelle gegeben.

5.4 Berechnungsvarianten Spiralgehäuse

Die Indices dieser Berechnung orientieren sich an der Gesamtberechnung. Variablen ohne Index der Betriebsart beziehen sich auf den Pumpbetrieb, während Variablen mit Index T sich auf den Turbinenbetrieb beziehen. Dieser Grundsatz gilt nur für Variablen, bei denen eine Unterscheidung sinnvoll erscheint. Die Bemessung der Spirale ist für beide Betriebsmodi möglich. Da jedoch die Leitschaufeln hauptsächlich zur Durchflussregelung im Turbinenbetrieb nötig sind, wird die Spirale für den Turbinenbetrieb ausgelegt. Die geometrischen Größen der Berechnung sind in Abbildung 5.9 eingetragen. Für die Auslegung werden drei Varianten verglichen. Die erste Variante (v1) verfolgt das Prinzip der linearen Querschnittserweiterung von Stepanoff. Die Auslegung der Spirale der zweiten Variante wird nach dem Drallsatz (Pfleiderer) durchgeführt. Ebenso wird die dritte Variante (v3) nach konstantem Drall ($K_D = konst.$) ausgelegt. In dieser dritten Variante wird jedoch die Spiralendgeschwindigkeit $c_{360_Sp_T}$ kleiner gewählt. Alle Varianten sind mit gleichem Spiralgrundkreis D_{Sp} ausgeführt.

Druckstutzendurchmesser. Der Druckstutzendurchmesser $D_{DruckSt}$ ist gleich dem berechneten Rohrleitungsdurchmesser D_{Rohr} und die Spirale wird an dieser Stelle mit der Druckrohrleitung verbunden.

$$D_{DruckSt} = D_{Rohr} = 661 \text{ mm}$$

$$A_{DruckSt} = \frac{D_{DruckSt}^2 \cdot \pi}{4}$$

Spiralbreite. Genauso wie die Leitapparatbreite wird dieser Wert $b_{Sp} = b_{LeitA} = 65 \text{ mm}$ an die Laufradbreite angepasst (dargestellt in Abbildung 5.18).

Spiralgrundkreis. Der optimale Wert für den Grundkreisdurchmesser in Zusammenhang mit den anderen Parametern kann nur durch Versuche oder Simulationen gewonnen werden. In Abstimmung mit der Konstruktion wird der Spiralgrundkreis zu $D_{Sp} = 1900 \text{ mm}$ gewählt (Abbildung 5.9).

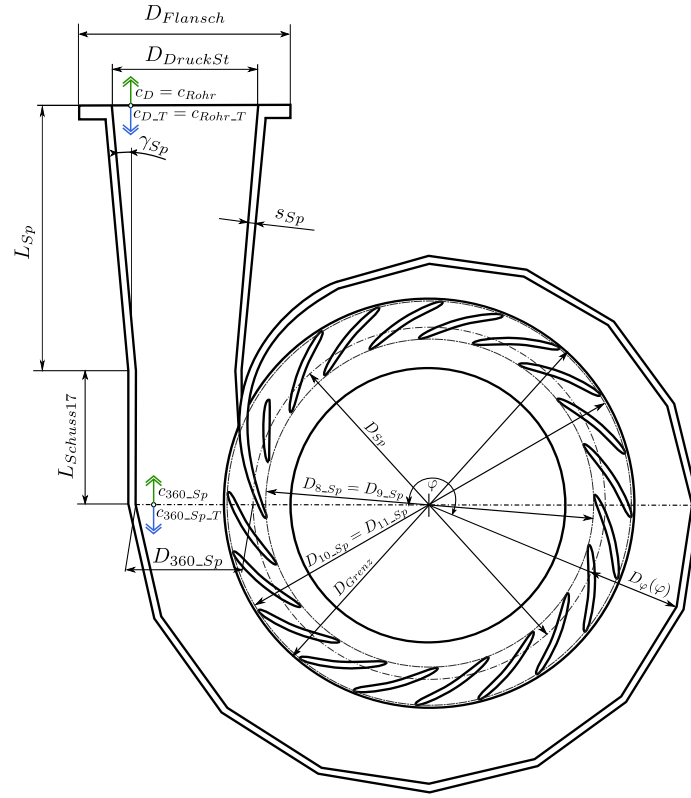


Abbildung 5.9: Geometrische Größen der berechneten und konstruierten Spirale

5.4.1 Variante 1: Linearer Querschnittsverlauf

Stepanoff [18] geht von einer konstanten, mittleren Geschwindigkeit in den Spiralquerschnitten aus. Die Forderung den Volumenstrom gleichmäßig über den Spiralumfang zu verteilen in Kombination mit der Kontinuitätsgleichung (2.1) ergibt somit einen linearen Querschnittsverlauf.

Verkleinerungsfaktor. Dieser Verkleinerungsfaktor gibt das Verhältnis von Druckstutzenquerschnitt $A_{DruckSt}$ ($D_{DruckSt}$) zu Endquerschnitt A_{360_Sp-v1} (D_{360_Sp-v1}) der Spirale an. Mit diesem Faktor wird eine mäßige konische Erweiterung garantiert. Der Verkleinerungsfaktor wird in der Mitte des angegebenen Intervalls gewählt.

$$f_{Verkleinerung} = \langle 0,8 \dots 0,9 \rangle = 0,85 \quad (5.10)$$

Spiralen-Endquerschnitt. Dies ist der Spiralquerschnitt nach einer vollen Umdrehung ($\varphi = 360^\circ$) für die Variante 1.

$$A_{360_Sp-v1} = f_{Verkleinerung} \cdot A_{DruckSt} = 0,292 \text{ m}^2 \quad (5.11)$$

Spiralentwicklungsquerschnitt. Dieser Querschnitt $A_{\varphi-v1}(\varphi)$ wächst von der Spiralzunge aus linear auf den Endquerschnitt an.

$$A_{\varphi-v1}(\varphi) = A_{360_Sp_v1} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (5.12)$$

$$D_{\varphi-v1}(\varphi) = \sqrt{\frac{A_{\varphi-v1}(\varphi) \cdot 4}{\pi}} \quad (5.13)$$

$$c_{360_Sp_v1_T} = \frac{Q_T}{A_{360_Sp_v1}} = 5,83 \text{ m/s} \quad (5.14)$$

5.4.2 Variante 2: Konstanter Drall

Als physikalisches Grundprinzip dient dieser Berechnungsmethode die Erhaltung des Drehimpulses oder auch Drall genannt. Die maßgebende Geschwindigkeit, Tabelle 5.5, ist $c_{360_Sp_v2_T}$ und $D_{360_Sp_v2_T}$ stellt den Spiralen-Enddurchmesser, welcher in der Konstruktion und Simulation verwendet wird, dar. Die Geschwindigkeit $c_{360_Sp_v2}$ ist auf Grund des kleineren Volumenstroms $Q < Q_T$, bei gewähltem Turbinenendquerschnitt $D_{360_Sp_v2_T}$, ebenfalls kleiner als $c_{360_Sp_v2_T}$. In Tabelle 5.5 ist die Auslegung zusammengefasst und Abbildung 5.9 gibt einen Überblick über die verwendeten Größen. Die Wahl von $c_{360_Sp_v3_T}$ stellt den entscheidenden Schritt in der Auslegung dar. Nach diesem Schritt kann der Spiralen-Endquerschnitt und der Spiralentwicklungsdurchmesser berechnet werden.

Tabelle 5.5: Auslegungsergebnisse für die Auslegungsvariante nach konstantem Drall v2

Turbine	Pumpe
Erfahrungsbeiwert	
$k_e = \langle 0,15 \dots 0,25 \rangle$	
c im Endquerschnitt	c im Endquerschnitt
$c_{360_Sp_v2_T} = k_e \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta Y_T}$	$c_{360_Sp_v2} = \frac{Q}{A_{360_Sp_v2_T}}$
$c_{360_Sp_v2_T} = \langle 9,06 \dots 15,09 \rangle \text{ m/s}$	$c_{360_Sp_v2} = 8,98 \text{ m/s}$
$c_{360_Sp_v2_T} = 9,5 \text{ m/s}$ gewählt	
Spiralen-Endquerschnitt	
$A_{360_Sp_v2_T} = \frac{Q_T}{c_{360_Sp_v2_T}} = 0,179 \text{ m}^2$	
$D_{360_Sp_v2_T} = \sqrt{\frac{A_{360_Sp_v2_T} \cdot 4}{\pi}} = 477,4 \text{ mm}$	

Mit Hilfe einer Abschätzformel aus [8] kann der Endquerschnitt der Spirale ebenfalls berechnet werden. Mit dieser Abschätzung würde der Spiralen-Endquerschnitt kleiner ausgeführt werden und die Geschwindigkeit dadurch höher sein. Aufgrund von Erosionserscheinungen soll keine höhere Geschwindigkeit $c_{360_Sp_T}$ als 10 m/s [12] auftreten und die gewählte Geschwindigkeit $c_{360_Sp_v2_T} = 9,5 \text{ m/s}$ wird beibehalten.

Diffusorlänge

Nach der Bestimmung des Spiralen-Endquerschnittes kann mit dem Druckstutzenquerschnitt die Länge des konischen Überganges bestimmt werden. Der Öffnungswinkel γ_{Sp} von Diffusoren ist ein sehr wichtiger Parameter und darf, um Verluste in der Druckrückgewinnung zu

verkleinern, nicht zu groß gewählt werden. Hier wird ein Öffnungswinkel des Diffusors von

$$\gamma_{Sp} = 5^\circ$$

gewählt. Die Länge des Diffusors ergibt sich sodann zu

$$L_{Sp-v2} = \frac{D_{DruckSt} - D_{360_Sp-v2_T}}{2 \cdot \tan(\gamma_{Sp})} = 1,049 \text{ m.} \quad (5.15)$$

Auswertung des Dralls an der Stelle $\varphi = 360^\circ$ und $D_{360_Sp-v2_T}$

Die Auswertung erfolgt mit Hilfe der Gleichung (4.7), welche den Turbinenvolumenstrom Q_T , den Spiralgrundkreis D_{Sp} , $\varphi = 360^\circ$ und den Spiralen-Enddurchmesser $D_{360_Sp-v2_T}$ benötigt. Der Drall K_{Dv2} ist die einzige unbestimmte Variable, kann somit ausgewertet werden und ergibt einen Drall von:

$$K_{Dv2} = 11,18 \text{ m}^2/\text{s}$$

Zum Vergleich ist der Drall direkt beim Laufradaußendurchmesser D_{2a} in Tabelle 5.6 angeführt.

Tabelle 5.6: Laufraddruckseitendrall

Turbine	Pumpe
Laufradeintrittsdrall	Laufradaustrittsdrall
$K_{DT} = \frac{c_{u3T} \cdot D_{2a}}{2} = 21,2 \text{ m}^2/\text{s}$	$K_{DP} = \frac{c_{u3} \cdot D_{2a}}{2} = 21,5 \text{ m}^2/\text{s}$

Spiralentwicklungsdurchmesser bei konstantem Drall

Nach der Bestimmung des Spiralen-Endquerschnittes und des Drallmoments K_{Dv2} kann der Durchmesserlauf nach Gleichung (4.4) bestimmt werden. Der Winkel φ wird nun variabel gehalten und dadurch ergibt sich der Spiralentwicklungsdurchmesser $D_{\varphi(\varphi)-v2}$.

$$D_{\varphi-v2}(\varphi) = \frac{\varphi^\circ \cdot Q_T}{360^\circ \cdot \pi \cdot K_{Dv2}} + \sqrt{\frac{D_{Sp} \cdot \varphi^\circ \cdot Q_T}{180^\circ \cdot \pi \cdot K_{Dv2}}} \quad (5.16)$$

Für die Variante 2 ergibt sich letztendlich der Spiralentwicklungsquerschnitt $A_{\varphi-v2}(\varphi)$ zu

$$A_{\varphi-v2}(\varphi) = \frac{D_{\varphi-v2}(\varphi)^2 \cdot \pi}{4}. \quad (5.17)$$

5.4.3 Variante 3: Konstanter Drall mit vorgegebener Geschwindigkeit

Dieser Berechnungsvariante liegt zu Grunde, dass die Geschwindigkeit $c_{360_Sp_v3_T}$ bei $\varphi = 360^\circ$ mit 7 m/s angenommen wird. Damit ist die Geschwindigkeit kleiner als bei Variante 2 und etwas größer als die Rohrgeschwindigkeit c_{Rohr} bzw. c_{Rohr_T} . Tabelle 5.7 zeigt die Ergebnisse für die Variante 3, welche analog wie Variante 2 berechnet wird.

Tabelle 5.7: Auslegungsergebnisse für die Auslegungsvariante nach konstantem Drall v3

Turbine	Pumpe
$c_{360_Sp_v3_T} = 7 \text{ m/s}$ gewählt	
Spiralen-Endquerschnitt	
$A_{360_Sp_v3_T} = \frac{Q_T}{c_{360_Sp_v3_T}} = 0,243 \text{ m}^2$	$c_{360_Sp_v3} = \frac{Q}{A_{360_Sp_v3_T}}$
$D_{360_Sp_v3_T} = \sqrt{\frac{A_{360_Sp_v3_T} \cdot 4}{\pi}} = 556,2 \text{ mm}$	$c_{360_Sp_v3} = 6,62 \text{ m/s}$

Auswertung des Dralls an der Stelle $\varphi = 360^\circ$ und $D_{360_Sp_v3_T}$

Nach Gleichung (4.7) kann analog zu Variante 2 der Drall berechnet werden:

$$K_{Dv3} = 8,49 \text{ m}^2/\text{s}$$

Diffusorlänge. Der Diffusoröffnungswinkel wird gleich wie in Version 2 gewählt.

$$\gamma_{Sp} = 5^\circ$$

Durch den größeren Spiralen-Endquerschnitt ergibt sich ein kürzerer Diffusor von:

$$L_{Sp_v3} = \frac{D_{DruckSt} - D_{360_Sp_v3_T}}{2 \cdot \tan(\gamma_{Sp})} = 599 \text{ mm} \quad (5.18)$$

Spiralentwicklungsquerschnitt. Analog zu Variante 2 berechnen sich der Durchmesser und die Querschnittsfläche.

$$D_{\varphi_v3}(\varphi) = \frac{\varphi^\circ \cdot Q_T}{360^\circ \cdot \pi \cdot K_{Dv3}} + \sqrt{\frac{D_{Sp} \cdot \varphi^\circ \cdot Q_T}{180^\circ \cdot \pi \cdot K_{Dv3}}} \quad (5.19)$$

5.4.4 Vergleich der Varianten

In Abbildung 5.10 sind die Verläufe der Durchmesser $D_\varphi(\varphi)$ über dem Spiralentwicklungswinkel φ aufgetragen. Die Querschnittsverläufe dazu sind ebenfalls in dieser Abbildung abgebildet.

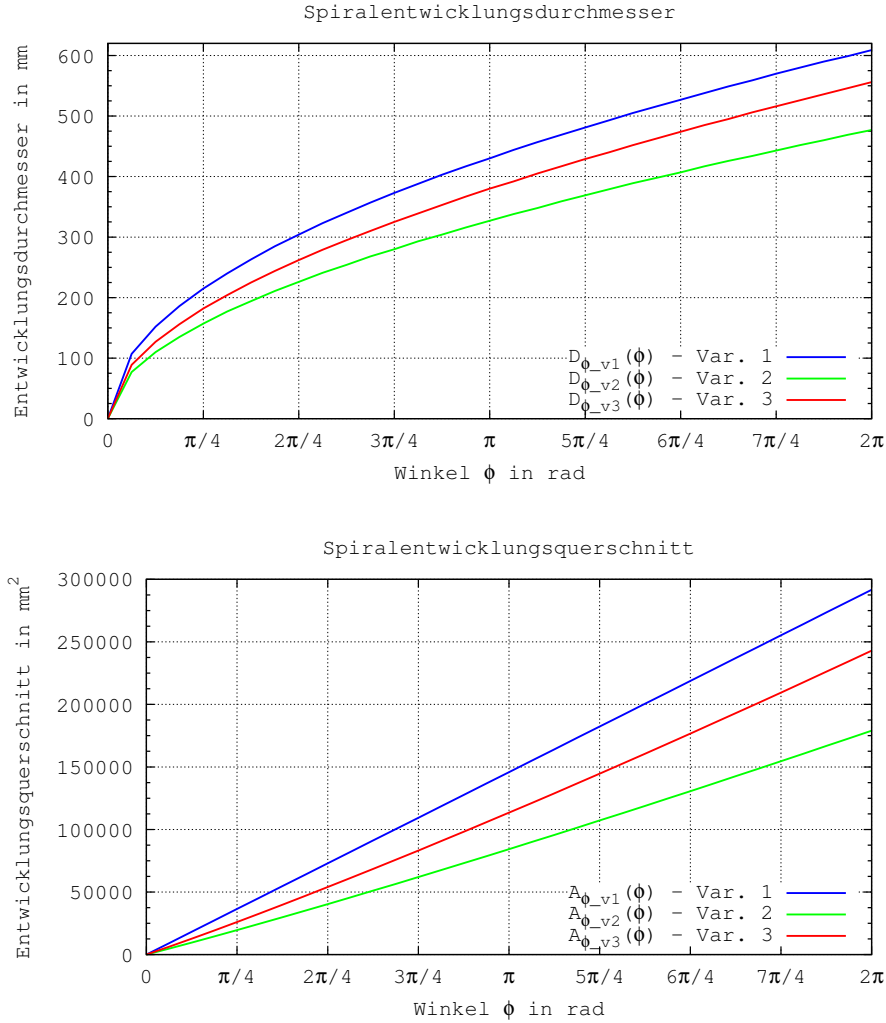


Abbildung 5.10: Spiralquerschnitt und Entwicklungsdurchmesser der 3 Varianten

Da die vorgegebene Rohrleitungsgeschwindigkeit $c_{Rohr} \sim 5 \text{ m/s}$ wesentlich kleiner als die vorgeschlagene Druckstutzengeschwindigkeit $(9,06 \dots 15,09) \text{ m/s}$ (Intervalle für c_D und $c_{D,T}$ siehe Gleichung (4.6)) ist, und der Diffusor einen maximalen Öffnungswinkel γ_{Sp} einhalten muss, besitzen alle Spiralvarianten größere Querschnitte, als nach einer Auslegung ohne Berücksichtigung der Rohrleitungsgeschwindigkeit. Dadurch ergibt sich der Umstand, dass

die Leitschaufeln im Turbinenbetrieb einen großen Anteil an der Drallerzeugung übernehmen müssen ($K_{Dv2} < K_{DT}$). Im Pumpbetrieb müssen die Schaufeln entsprechend drallvermindernd wirken.

Aus den Querschnittsverläufen ergeben sich Spiralen, die in Abbildung 5.11 gezeigt sind. Variante 1 (linearer Querschnittsverlauf) erweitert sich auf den größten Querschnitt und besitzt somit den kürzesten Diffusor. Variante 2 besitzt den längsten Diffusor mit dem gewählten $\gamma_{Sp} = 5^\circ$.

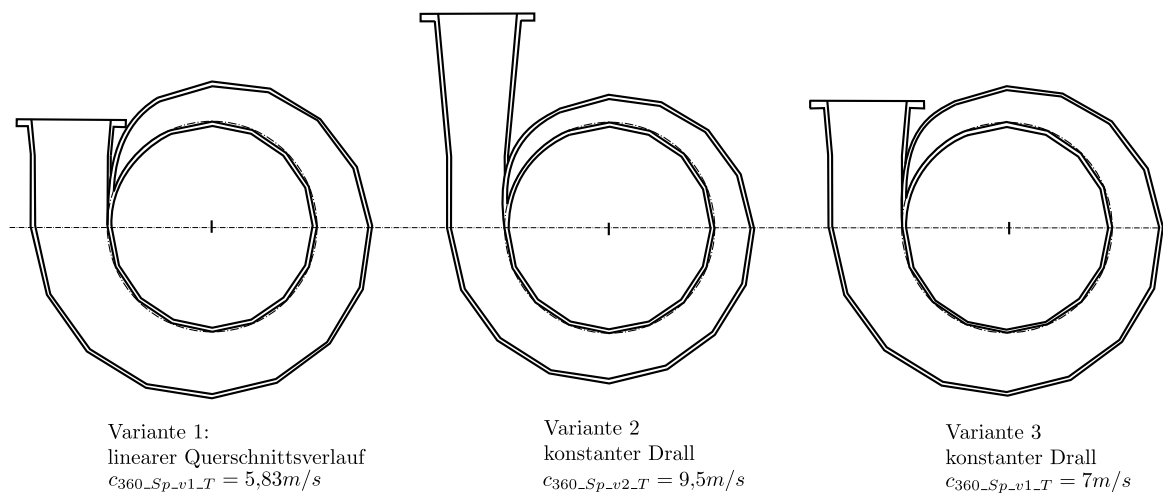


Abbildung 5.11: Vergleich der 3 Spiralvarianten

Der Querschnittsverlauf von Variante 2 wird in Abbildung 5.12 den Querschnittsverläufen, bei eingesetztem Laufraddrall, gegenübergestellt. Diese Querschnittsverläufe würden sich ergeben, wenn das Spiralgehäuse direkt nach dem Laufrad angeordnet wäre. Das Spiralgehäuse ist in diesem Szenario somit einzige Leitvorrichtung (keine drehbaren Leitschaufeln und keine Stützschaufeln). Damit der benötigte Drall im Turbinenbetrieb erzeugt werden könnte, müsste das Spiralgehäuse dementsprechend enger gestaltet werden. Um jedoch die vorgegebene Rohrgeschwindigkeit einzuhalten, würde der Konfusor (Diffusor) überproportional lang werden.

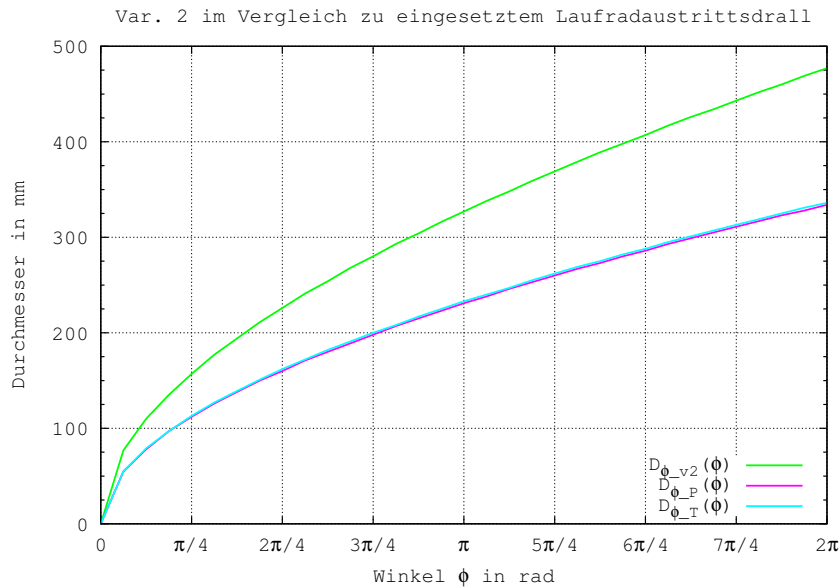


Abbildung 5.12: Variante 2 im Vergleich zu eingesetztem Laufraddruckseitendrall

In der Anordnung mit Leitschaufeln wird die Erzeugung des notwendigen Dralls im Turbinenbetrieb also nicht zur Gänze vom Spiralgehäuse aufgebracht, sondern ein Teil des Dralls muss durch die Umlenkung der Strömung in den Leitschaufeln erzeugt werden. Die Gestaltung der Leitschaufeln hat also einen wesentlichen Einfluss auf die Funktionsweise der Spirale. Im Vergleich der drei Varianten ist somit die Spirale mit engstem Querschnitt (Variante 2) zu bevorzugen, da sie den größten Drall erzeugt. Den limitierenden Parameter stellt die höchste zulässige Geschwindigkeit $c_{360_Sp_T}$ in der Spirale dar. Die berechneten Turbinen-Strömungsverhältnisse und die Finite Elemente Analyse basieren im Weiteren auf Variante 2.

5.5 Stützschaufeln

Um ein Aufweiten des Gehäuses unter hohem Druck zu verhindern, werden Stützschaufeln verbaut. Sie sind also in erster Linie aus Festigkeitsgründen vorhanden. Für weitere Informationen sei auf Kapitel 4.5 verwiesen. Im folgenden sind die wichtigsten geometrischen Größen der Stützschaufeln zusammengefasst (siehe Abbildung 5.13). Die Stützschaufeln sollen prinzipiell wirkungsfrei in der Strömung stehen, d.h. der Drall K_D bleibt entlang der Schaufeln konstant. Die dazu nötigen Strömungs- und Bauteilwinkel (α_{10_Sp} und α_{9_Sp}) sind unter Kapitel 5.6 angeführt. Die Gestaltungsrichtlinien sind in Anlehnung an [16] übernommen worden.

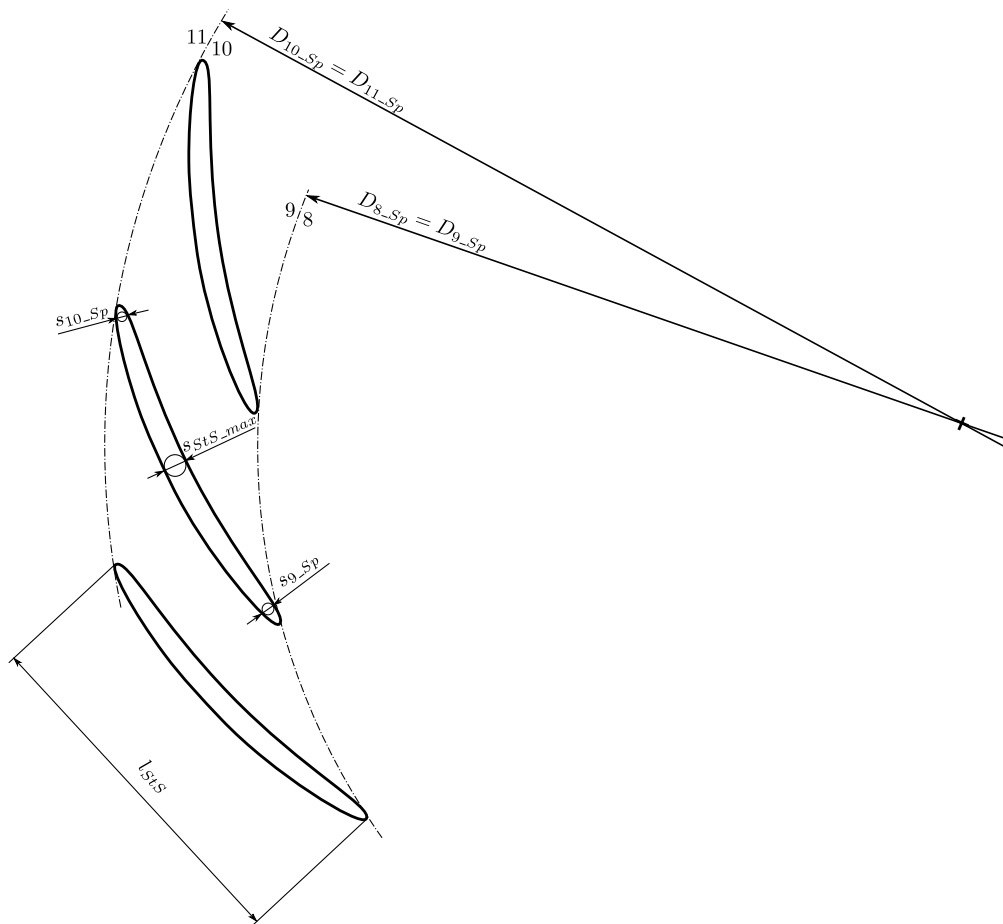


Abbildung 5.13: Konstruktionsgeometrie der Stützschaufeln

Die Skelettkurve der Stützschaufel wird als Kreisbogen konstruiert. An den Enden der Skelettkurve und in der Mitte befinden sich eingeschriebene Stützkreise. In Abbildung 5.13 sind die Stützkreisdurchmesser als s_{10_Sp} , s_{9_Sp} und s_{StS_max} bezeichnet.

5.5.1 Gestaltungsrichtlinien

Spiralwandstärke. In Verbindung mit der Analyse aus Kapitel 6 wird eine Wandstärke s_{Sp} der Spirale gewählt.

$$s_{Sp} = 40 \text{ mm}$$

Stützschaufelanzahl. Die Stützschaufelanzahl z_{StS} entspricht aus Hydraulischen- und Festigkeitsgründen der Leitschaufelanzahl z_{LeitA} . Die Stützschaufeln sollen ein Aufweiten der Spirale unter dem hohen Innendruck verhindern.

$$z_{StS} = z_{LeitA}$$

Maximale Stützschaufeldicke. Die maximale Stützschaufeldicke (Abbildung 5.13) sowie die Dicke an den Enden der Schaufel (s_{10_Sp} und s_{9_Sp}) muss vergrößert werden, falls die auftretenden Spannungen zu groß werden. Die Stützschaufeln sind sehr kritische Elemente der Spirale.

$$s_{StS} < 1,2 \cdot s_{Sp} = 48 \text{ mm} \quad (5.20)$$

$$s_{StS_max} = 30 \text{ mm}$$

Stützschaufelmindestlänge. Die Länge der Stützschaufel soll möglichst größer als $6 \cdot s_{StS_max}$ gewählt werden [16].

$$l_{StS} = 6 \cdot s_{StS_max} = 180 \text{ mm} \quad (5.21)$$

$$l_{StS} = 500 \text{ mm}$$

Stützschaufelbreite. Die Stützschaufelbreite ist gezwungenermaßen gleich der Spiralbreite.

$$b_{StS} = b_{LeitA} = 65 \text{ mm}$$

5.5.2 Geometriedurchmesser

Die konstruierten Stützschaufeln, welche sich am Stützschaufelring befinden, sind in Abbildung 5.14 gezeigt. Diese Abbildung zeigt die Spirale ausgeführt als Variante 2. Besondere Bedeutung besitzen die Schaufeln in Spornnähe. Um den Durchflussquerschnitt kontinuierlich zu gestalten, wird die erste Schaufel vor der Spornschaufel kürzer ausgeführt.

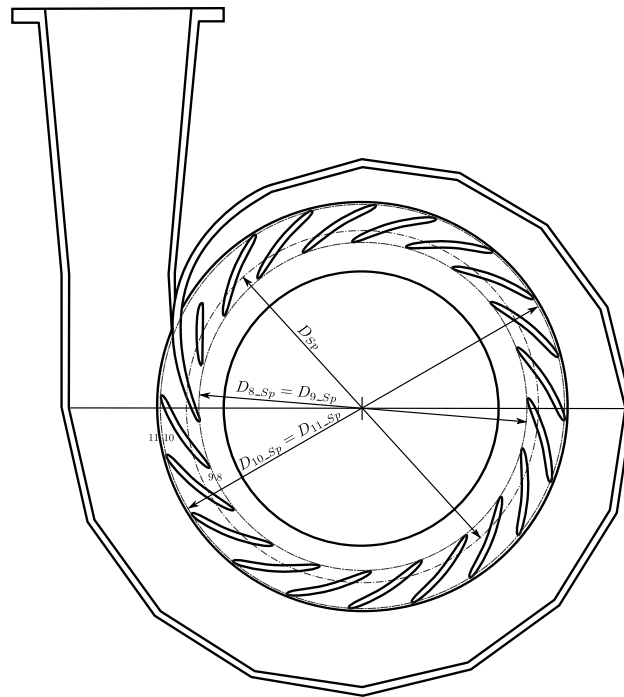


Abbildung 5.14: Spiralvariante 2 mit Stützschaufeln

Die Durchmesser der Stützschaufeln sind, wie bei den Leitschaufeln, zusammen mit der Konstruktion zu wählen. Für die Nomenklatur wird zwischen mit Einfluss (D_{9_Sp} und D_{10_Sp}) oder ohne Einfluss (D_{8_Sp} und D_{11_Sp}) der Verengung unterschieden.

Stützschaufel Innendurchmesser

$$D_{8_Sp} = 1525 \text{ mm}$$

$$D_{9_Sp} = D_{8_Sp}$$

Stützschaufel Außendurchmesser

$$D_{10_Sp} = 1910 \text{ mm}$$

$$D_{11_Sp} = D_{10_Sp}$$

5.6 Strömungs- und Bauteilwinkel der Spirale

Die Strömungs- und Geometriewinkel der Stütz- und Leitschaufeln werden hier nur für Variante 2 bestimmt. Der Grundsatz vom konstanten Drall wird für die Stützschaufeln angewendet und ermöglicht die Bestimmung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u . Die Meridiankomponente c_m errechnet sich aus der Kontinuitätsbedingung.

Für den Turbinenbetrieb ist in Abbildung 5.15 das Geschwindigkeitsdreieck am Durchmesser D_{11_Sp} eingetragen. Ebenfalls in dieser Abbildung ist am D_{4_Sp} das Geschwindigkeitsdreieck für den Pumpbetrieb abgebildet.

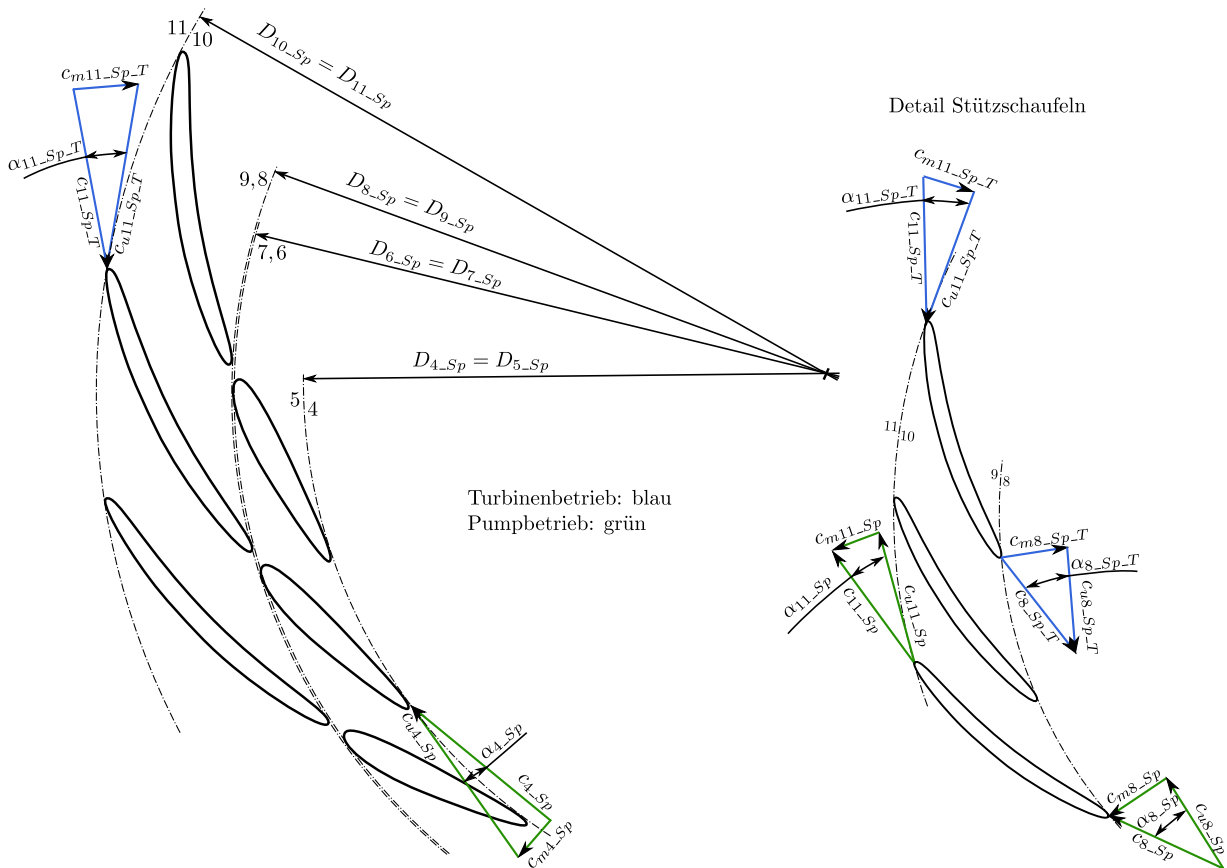


Abbildung 5.15: Strömungswinkel von Leit- und Stützschaufeln

Die Detailansicht in Abbildung 5.15 stellt die Geschwindigkeitsdreiecke an den Stützschaufeln für den Turbinenbetrieb (blau) und für den Pumpbetrieb (grün) dar. Die gezeigten Dreiecke mit den Indices $_{11}$ und $_8$ sind Geschwindigkeitsdreiecke ohne Einfluss der Schaufelstärken s_{10_Sp} und s_{9_Sp} .

Für den Turbinenbetrieb wird von außen (D_{11_Sp}) nach innen gerechnet. Die Formeln können analog für die Durchmesser D_{8_Sp} , D_{7_Sp} und D_{4_Sp} verwendet werden und sind in Gleichung (5.22), (5.23) und (5.24) für den Durchmesser D_{11_Sp} gezeigt.

$$c_{u11_Sp_T} = \frac{K_{Dv2} \cdot 2}{D_{11_Sp}} \quad (5.22)$$

$$c_{m11_Sp_T} = \frac{Q_T}{D_{11_Sp} \cdot \pi \cdot b_{StS}} \quad (5.23)$$

$$\alpha_{11_Sp_T} = \arctan \left(\frac{c_{m11_Sp_T}}{c_{u11_Sp_T}} \right) \quad (5.24)$$

Um den Einfluss der Schaufeldicke zu berücksichtigen wird anstatt Gleichung (5.23), Gleichung (5.25) verwendet. Diese Formel kann auf die Durchmesser D_{10_Sp} , D_{9_Sp} , D_{6_Sp} und D_{5_Sp} angewendet werden. Wobei Q_T der Volumenstrom, z_{StS} die Anzahl der Stützschaufeln, b_{StS} die Stützschaufelbreite, s_{10_Sp} die Dicke der Schaufel am D_{10_Sp} und $\alpha_{10_Sp_T}$ der Bauteilwinkel am D_{10_Sp} ist.

$$c_{m10_Sp_T} = \frac{Q_T}{z_{StS} \cdot b_{StS} \cdot \left(\frac{D_{10_Sp} \cdot \pi}{z_{StS}} - \frac{s_{10_Sp}}{\sin(\alpha_{10_Sp_T})} \right)} \quad (5.25)$$

Die innersten Strömungsverhältnisse am Laufradaußendurchmesser D_{2a} sind gemäß der Laufradberechnung (Strömungsgrößen mit Index 3 für Turbinen- und Pumpbetrieb) vorgegeben. Tabelle 5.8 fasst diese Werte zusammen und somit sind die übrigen Winkel von der Spirale in Richtung Laufrad bestimmbar.

Tabelle 5.8: Vorgegebene Strömungszustände am Laufradaußendurchmesser

	Turbine	Pumpe
Umfangskomponente	$c_{u3T} = 34,49 \text{ m/s}$	$c_{u3} = 34,98 \text{ m/s}$
Meridiankomponente	$c_{m3T} = 6,54 \text{ m/s}$	$c_{m3} = 6,63 \text{ m/s}$
Strömungswinkel 3 am D_{2a}	$\alpha_{3T} = 10,7^\circ$	$\alpha_3 = 10,7^\circ$
Strömungswinkel am D_{4_Sp}	$\alpha_{4_Sp_T} = 10,7^\circ$	$\alpha_{4_Sp} = 10,4^\circ$

Alle berechneten Bauteil- und Strömungswinkel sind in Tabelle 5.9 angeführt. Die Schaufelstärke s , welche in Gleichung (5.25) verwendet wird, ist ebenfalls gelistet.

Tabelle 5.9: Zusammenfassung Bauteil- und Strömungswinkel

Bauteil- und Strömungswinkel	
Stützschaufeln	$\alpha_{10_Sp_T} = 22^\circ \quad \alpha_{9_Sp_T} = 22^\circ$
	$s_{10_Sp} = 7 \text{ mm} \quad s_{9_Sp} = 6 \text{ mm}$
Leitapparat	$\alpha_{6_Sp_T} = 24^\circ \quad \alpha_{5_Sp_T} = 13,9^\circ$
	$s_{6_Sp} = 14 \text{ mm} \quad s_{5_Sp} = 10 \text{ mm}$
Strömungswinkel	$\alpha_{11_Sp_T} = \alpha_{8_Sp_T} = \alpha_{7_Sp_T} = 20,4^\circ$

5.7 Parametrisierung Spiralgehäuse

Zum Aufrufen der Parametrisierungstabelle muss zuerst in SolidWorks unter Konfigurationen die Excel-Tabelle geöffnet werden. In der Registerkarte Konfigurationen kann ebenfalls zwischen den Spiralkonfigurationen gewechselt werden. Abbildung 5.16 zeigt die Registerkarte Konfigurationen und mit einem Rechte-Maus-Klick kann die Parametrisierungstabelle geöffnet werden.



Abbildung 5.16: Parametrisierung der Spirale - Wechseln zwischen Konfigurationen

Es ist ganz wichtig nach Beendigung der Einstellungen auf das Tabellenblatt „Tabelle 1“ zu wechseln, ansonsten findet SolidWorks die Geometriebemaßungen nicht und eine Fehlermeldung erscheint. Abbildung 5.17 zeigt das Tabellenblatt „Tabelle 1“ und im unteren Bereich des Bildes kann man die anderen vorhandenen Tabellenblätter erkennen.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	Tabelle für: Spirale										
2		D1@Spiralengrundkreis	D2@Spiralengrundkreis	D1@E1	D1@E2	D1@E3	D1@E4	D1@E5	D1@E6	D1@E7	D1@S2
3	Drall Version 3	1900	16	157,5	135	112,5	90	67,5	45	22,5	182,05
4	Drall Version 2	1900	16	157,5	135	112,5	90	67,5	45	22,5	157,72
5	Linearer Querschnitt	1900	16	157,5	135	112,5	90	67,5	45	22,5	215,46

Abbildung 5.17: Parametrisierung der Spirale - Tabellenblätter

In den Spalten von „Tabelle 1“ sind alle Geometriebemaßungen, welche mit dem Excel-File verknüpft sind, eingetragen. In den Zeilen stehen die Werte für die jeweiligen Konfigurationen (Berechnungsvarianten 1-3). Das Tabellenblatt „Parametrisierung“ dient einem Anwender zur Steuerung der 3D-Konstruktion. Auf dieses Tabellenblatt wird nun näher eingegangen.

Tabelle 5.10: Beschreibung der Parametrisierungstabelle

Kürzel	Wert	Einheit	Beschreibung	Abbildung
s_{Sp}	40	mm	Rohrstärke, Spiralenstärke	5.9
$z_{Schüsse}$	16	-	Anzahl der Schüsse	
$b_{Sp} = b_{LeitA}$	65	mm	Spiralenbreite	5.18
D_{Sp}	1900	mm	Spiralgrundkreisdurchmesser	5.9
D_{2a}	1230	mm	Lauftradaußendurchmesser	5.18
D_{Deckel}	1480	mm	Gehäusedeckeldurchmesser	5.18
$D_{6_Sp} = D_{7_Sp}$	1490	mm	Leitapparataußendurchmesser	5.15
$D_{8_Sp} = D_{9_Sp}$	1525	mm	Stützschaufelinnendurchmesser	5.9, 5.15
D_{StS_max}	1765	mm	D. bei max. Stützschaufelquerschnitt	
$D_{10_Sp} = D_{11_Sp}$	1910	mm	Stützschaufelaußendurchmesser	5.9, 5.15
D_{Grenz}	2030	mm	Außendurchmesser Traversenring	5.18
b_{Grenz}	50	mm	Breite des vorgezogenen Traversenringes	5.18
b_{oben}	200	mm	Obere Dicke Traversenring	5.18
b_{unten}	160	mm	Untere Dicke Traversenring	5.18
$L_{Schuss17}$	800	mm	Länge Schuss 17	5.9
γ_{Sp}	5	°	Halber Öffnungswinkel Diffusor	5.9
$D_{DruckSt}$	661	mm	Rohrdurchmesser	5.9
$D_{Flansch}$	1000	mm	Flanschdurchmesser Rohr	5.9
z_{StS}	20	-	Anzahl Stützschaufeln	
$\alpha_{10_Sp_T}$	22	°	Winkel Stützschaufel außen	5.15
$\alpha_{9_Sp_T}$	22	°	Winkel Stützschaufel innen	5.15
s_{10_Sp}	25	mm	Stärke Stützschaufel außen	5.13
s_{StSmax}	30	mm	Stärke Stützschaufel mittig	5.13
s_{9_Sp}	20	mm	Stärke Stützschaufel innen	5.13
$r_{10_Sp_Verkürzung}$	60	mm	Verkürzung Spornschaufel	
s_{StSmax_kl}	30	mm	Stärke Spornschaufel mittig	
$\alpha_{6_Sp_T}$	24	°	Winkel Leitschaufel außen	
$\alpha_{Versatz}$	0	°	Versatz Leitschaufel-Stützschaufel	
α	18	°	Winkelteilung Stützschaufel	
$r_{Verrundung}$	12	mm	Stützschaufel Verrundungsradius	

In Tabelle 5.10 sind die wichtigsten Größen beschrieben, welche in die Parametrisierungstabelle eingetragen werden können. In die Excel-Eingabezellen sind die Durchmesser und andere bereits beschriebene Parameter einzutragen.

In Abbildung 5.18 ist eine Skizze des Stützschaufelringes (Traversenring) gezeigt. Dieser Rotationsquerschnitt ergibt den Stützschaufelring, an dem der Spiralquerschnitt befestigt ist. Die Durchmesser von Laufrad, Gehäusedeckel, Spiralgrundkreis und Außendurchmesser Traversenring („Grenzschichtzaun“) sind eingezeichnet. Der in die Spirale vorgezogene Stützschaufelring soll das hydraulische Verhalten der Spirale verbessern. Um die Festigkeit der Spirale unter hohem Druck zu verstärken, muss der Stützschaufelring entsprechend dick ausgeführt werden. Mit den beiden Parametern b_{oben} und b_{unten} kann diese Dicke eingestellt werden.

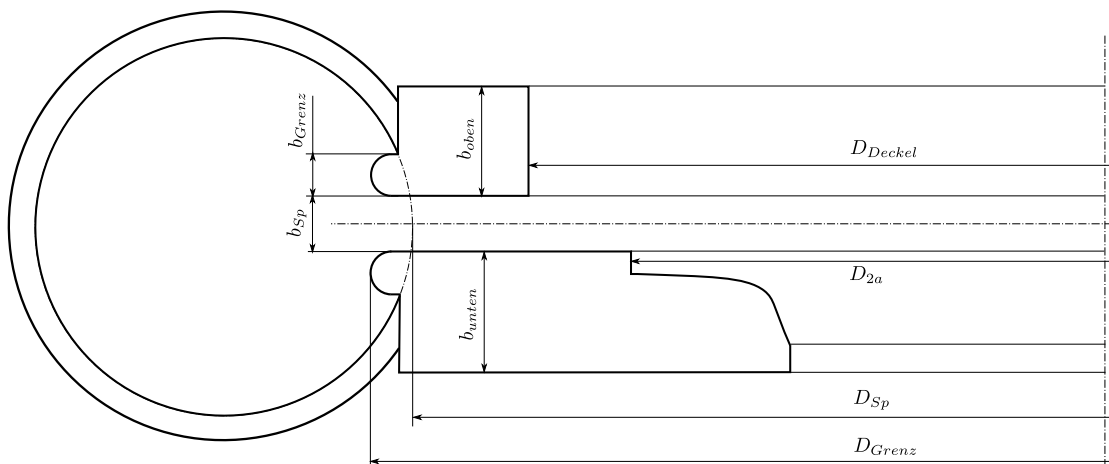


Abbildung 5.18: Parameter der Spirale - Stützschaufelring

Die berechneten Winkel aus Kapitel 5.6 und die Stärken der Stützschaufeln s_{9_Sp} (innen), s_{10_Sp} (außen) und in der Mitte, können in der Parametrisierungstabelle eingestellt werden. Der Parameter $r_{10_Sp_Verkürzung}$ regelt die Verkürzung der kleineren Stützschaufel im Spornbereich. Ein noch unbeschriebener Parameter ($\alpha_{Versatz}$) ermöglicht das relative Drehen aller Leitschaufeln zu den Stützschaufeln. Dieser Parameter auf 0° eingestellt, bedeutet kein Versatz gegenüber den Stützschaufeln. Der unterste Parameter in Tabelle 5.10 ($r_{Verrundung}$) ist der Verrundungsradius der Stützschaufeln. Im Bereich dieser Verrundungen treten die maximalen Spannungen auf (siehe Kapitel 6).

Über die Eingabezellen aus Abbildung 5.19 wird der Spiralentwicklungsdurchmesser $D_\varphi(\varphi)$

Spiralquerschnitt			
$f_{\text{Verkleinerung}}$	0,85		Verkleinerungsfaktor für Spirale
Q_T	1,701	m ³ /s	Durchfluss Spirale Turbinenbetrieb
$c_{360_Sp_v2_T}$	9,5	m/s	Durchflussgeschwindigkeit Querschnitt 360°
$c_{360_Sp_v3_T}$	7	m/s	Durchflussgeschwindigkeit Querschnitt 360°
K_{Dv2}	11,18	m ² /s	Drall Version 2
K_{Dv3}	8,487	m ² /s	Drall Version 3

Abbildung 5.19: Parametrisierung der Spirale - Tabelle der Parameter 3

maßgeblich beeinflusst. Im Excel-Tabellenblatt „Querschnittsverlauf“ kann die Entwicklung der Spiralquerschnitte genauer untersucht und beeinflusst werden. Das Tabellenblatt „Stützschaufeln“ stellt eine Besonderheit dar. Ähnlich zur Parametrisierung bei den Leitschaufeln, kann in dieser Tabelle der Profilverlauf der Stützschaufeln beeinflusst werden. Da die optimale Profilierung der Stützschaufeln erst nach Simulationen gefunden werden kann, sind die Stützschaufeln noch wie oben beschrieben mit einer Kreisbogenskelettlinie ausgeführt und diese Funktion ist deaktiviert. Für zukünftige Änderungen an der Profilierung ist es jedoch möglich, beliebige Linienzüge aus der Parametrisierungstabelle der nicht verwendeten Konstruktionsskizze „Skizze StS“ zu übergeben.

Stützschaufelprofil		
NACA-Parameter		
m	2,0%	Maximale Profilwölbung, relativ zur Profelsehne
p	4	Wölbungsrücklage in Zehntel der Profelsehne
t	12%	Maximale Profildicke relativ zur Profelsehne
	15	Stützpunkte für obere, mittlere und untere Linie; nicht verändern!
Profillänge		
l_N	300,00 mm	Länge des NACA Profils

Abbildung 5.20: Parametrisierung der Spirale - Stützschaufeln

Abbildung 5.20 zeigt die Steuerung der Linienzüge (Skizze StS) mit Hilfe der NACA-Parameter. Ein auf die Länge 1 normiertes NACA-Profil kann skaliert (l_N), gedreht (α) und verschoben (x_{Offset} , y_{Offset}) werden.

Die gut gelungene Parametrisierung stellt somit einen wichtigen Schritt in der Geometrieoptimierung dar und schafft die benötigte Flexibilität zur Erzeugung von beliebigen Profilen.

5.8 Deckelschrauben

Druck. Das Spiralgehäuse wird gerade bei instationären Betriebszuständen (Anfahren, Abschalten) höher beansprucht. Der dabei zulässige Maximaldruck wird um ca. 43% größer als der Betriebsnominaldruck (hydrostatischer Druck bei geschlossenem Leitapparat) gewählt. Der auftretende Maximaldruck darf auch bei einem eventuellen Druckstoß nicht überschritten werden. Diese zwei Belastungsfälle werden später auch im Kapitel 6 für den FE Festigkeitsnachweis verwendet.

$$p_1 = \rho \cdot g \cdot H = 84 \text{ bar} \quad (5.26)$$

$$p_2 = p_1 \cdot 1,43 = 120 \text{ bar} \quad (5.27)$$

Kraft auf den Deckel. Die Angriffsfläche $A_D = 1,095 \text{ m}^2$ des Drucks multipliziert mit dem Druck ergibt folgende Deckelkraft:

$$F_1 = p_1 \cdot A_D = 9,162 \text{ MN} \quad (5.28)$$

$$F_2 = p_2 \cdot A_D = 13,134 \text{ MN} \quad (5.29)$$

Gewählte Sechskantschrauben. Es werden 40 Stück M42 Sechskantschrauben Qualität 10.9 gewählt, um den Deckel an der Spirale zu befestigen. Für eine M42 Schraube ergibt sich ein Spannungsquerschnitt von: $A_{DeckelS} = 1121 \text{ mm}^2$ und eine Streckgrenze von $R_{e_DeckelS} = 900 \text{ N/mm}^2$.

Maximal auftretende Spannungen in den Schrauben

$$\sigma_{DeckelSmax} = \frac{F_2}{40 \cdot A_{DeckelS}} = 293 \text{ N/mm}^2 \quad (5.30)$$

Sicherheit gegenüber Streckgrenze

$$S_{Deckelmin} = \frac{R_{e_DeckelS}}{\sigma_{DeckelSmax}} = 3,07 \quad (5.31)$$

Kapitel 6

FE Festigkeitsnachweis

Das FE (Finite Elemente) Programmpaket (Structural Mechanics) von Ansys wird für die Spannungsanalyse der Spirale und des Traversenringes verwendet. Über die Workbench von Ansys v13.0 kann auf einfachem Weg eine statisch-mechanische Analyse aufgesetzt werden. Im vorliegenden Fall wird nach der numerischen Lösung vor allem die Vergleichsspannung nach von-Mises genauer untersucht, welcher die Gestaltänderungshypothese zugrunde liegt. Für die Beschreibung der Vergleichsspannung im allgemeinen (dreidimensionalen) Spannungszustand gilt:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (6.1)$$

Die Gestaltänderungshypothese wird für zähe Metalle sehr häufig eingesetzt und geht von der Annahme aus, dass die Materialbeanspruchung ausschließlich durch die Veränderung der Gestalt hervorgerufen wird [3]. Aus dem vereinfachten Simulationsmodell sollen Schwachstellen erkannt und Konstruktionsverbesserungen erarbeitet werden. Als Ausgangsbasis für den FE-Festigkeitsnachweis dient die Variante 2 des Spiralgehäuses.

6.1 Finite-Elemente-Modell

Um den Rechenaufwand eines numerischen Modells zu verkleinern, müssen Vereinfachungen getroffen werden. In diesem Modell wird auf alle Bohrungslöcher verzichtet, da sie das Rechenmodell nur unnötig größer machen und die Bohrungsumgebungen fürs Erste nicht

relevant sind.

Vernetzung des Spiralgehäuses

Netz
13.10.2011 10:43

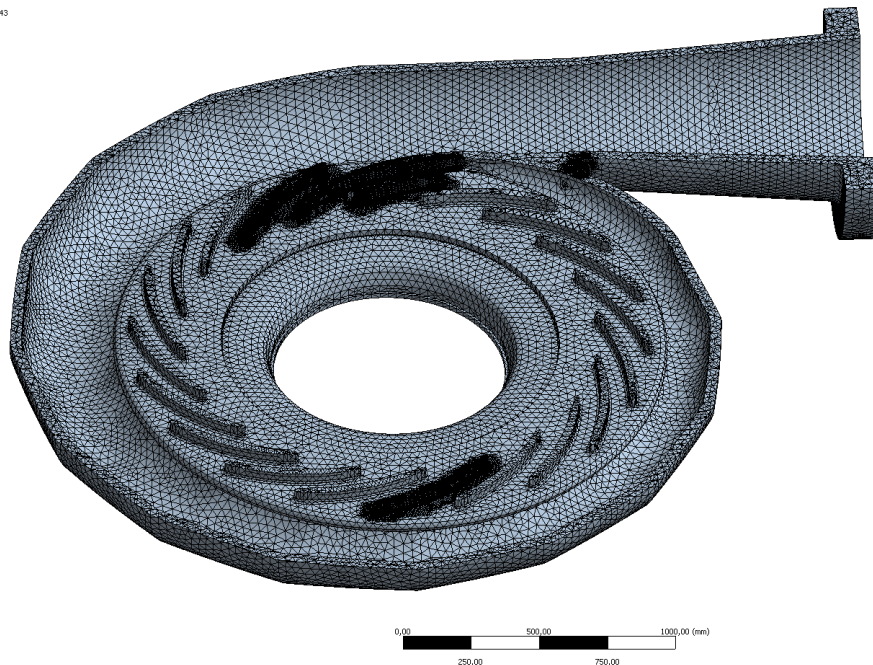


Abbildung 6.1: Vernetzung des Spiralgehäuses

Die Vernetzung der Spirale ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Es wird eine globale Elementgröße von 30 mm eingestellt, die Glättung auf hoch gesetzt und Netzverfeinerungen durchgeführt. Die restlichen Einstellungen bleiben unverändert. Der genauer zu untersuchende Bereich bei einzelnen Stützschaufeln wird feiner vernetzt (Abbildung 6.2). Die Vernetzung erfolgt automatisch (Netzelemente sind hier **Tetraeder**) und damit ergibt sich je nach Rechenmodell ein Netz mit ca. **1 Mio. Elementen** und ca. **1,6 Mio. Knotenpunkten**.

6.2 Materialien und zulässige Spannungen

Der Stützschaufelring (Traversenring) wird gegossen und in Tabelle 6.1 ist das gewählte Material mit seinen Kenndaten eingetragen.

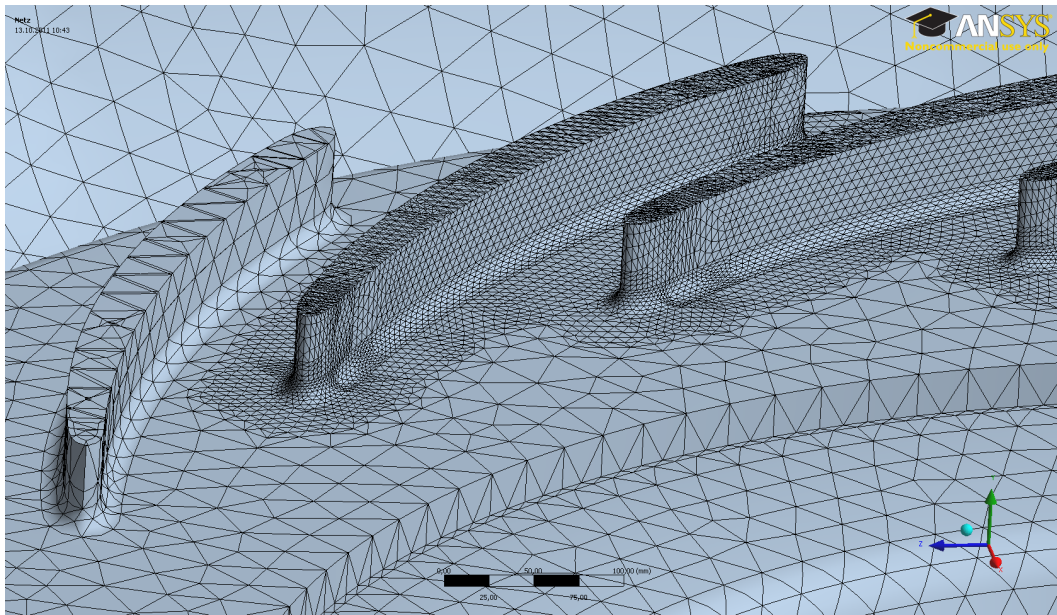


Abbildung 6.2: Detailansicht der Vernetzungsverfeinerung

Tabelle 6.1: Gewählte Materialien für Spiralkomponenten

Teil	Material	Dicke [mm]	$R_{e,min}$ [MPa]	$R_{m,min}$ [MPa]
Spirale	S 460 NL	<40	460	550
Traversenring	GS 20 MnMoNi 55	<300	400	550

Die zulässigen Werte für die Vergleichsspannung (von-Mises) werden je nach Belastungsfall unterschiedlich gewählt. Für die zulässigen Spannungen am Stützschaufelring ergeben sich mit der Werkstoffauswahl nach Tabelle 6.1 folgende Grenzwerte: Nennbetrieb 50% der Streckgrenze, 65% der Streckgrenze bei Spannungsspitzen.

$$\sigma_{zul_nenn} = R_e \cdot 0,5 = 200 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{zul_max} = R_e \cdot 0,65 = 260 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

6.3 Randbedingungen

Die für das Modell gewählten Randbedingungen sind von fundamentaler Wichtigkeit für die Lösungen. Je nach gewählten Einspannungen werden sich die Ergebnisse zum Teil

erheblich unterscheiden. Mit dem gewählten Finite Elemente Programm können verschiedene Freiheitsgrade gesperrt werden. Eine Fixierung entspricht einer völligen Sperrung der Freiheitsgrade. Zum jetzigen Zeitpunkt ist über die Montage des Spiralgehäuses noch relativ wenig bekannt. Ein Modell, welches wenig Abstützung durch die Umgebung besitzt, stellt ein spannungsungünstiges Modell dar. Zusätzliche Abstützungen versteifen das Spiralgehäuse und vermindern somit die inneren Spannungen.

- Flanschverbindung: Die Spirale wird am Flansch mit der Rohrleitung verbunden und erhält auf diese Weise eine Einspannung. An dieser Stelle kann eine völlige Fixierung angenommen werden, was einem Fixpunkt in der Rohrleitung gleichkommt.
- Gehäuseverbindung: An der Unterseite wird die Spirale mit dem Gehäuse verbunden. Das Gehäuse übt also eine versteifende Wirkung auf die Spirale aus. Es wird an der Spiralunterseite die vertikale Verschiebung der y-Koordinate gesperrt.

Die Fixierung der Flanschverbindung (blau) und die Sperrung der y-Koordinate (rot) an der Gehäuseverbindung sind in Abbildung 6.3 gezeigt.

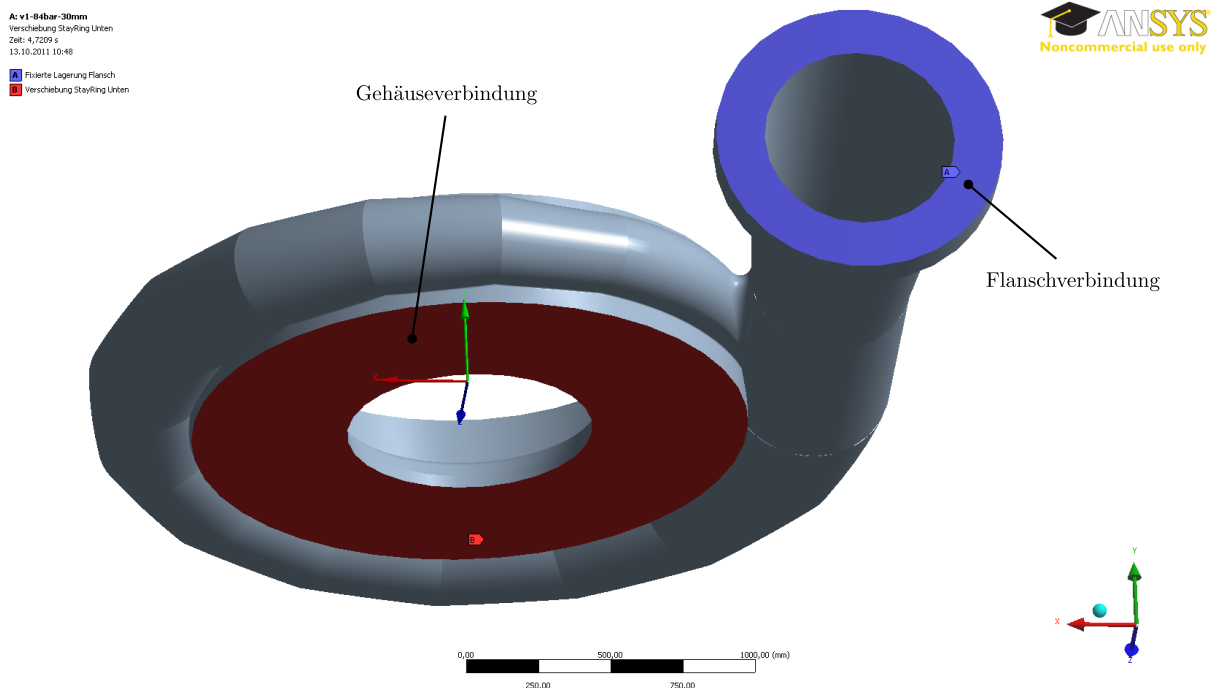


Abbildung 6.3: Einspannungen des Spiralgehäuses

6.4 Belastungen

Für die Finite Elemente Analyse werden zwei Lastfälle vorgegeben. Der erste Lastfall stellt den Betriebszustand unter Nennbedingungen (Index $_1$) dar. Es wird dabei der hydrostatische Druck bei geschlossenem Leitapparat herangezogen. Der zweite Lastfall stellt den maximalen Lastfall (Index $_2$) dar. Der Spiralinnendruck ist für beide Fälle nach den Gleichungen (5.26) und (5.27) gegeben.

Um den Einfluss des Deckels auf die Spirale zu berücksichtigen, wird eine vereinfachte äquivalente Zugspannung berechnet. Die Kräfte des Deckels F_1 und F_2 sind in Kapitel 5.8 bereits berechnet worden (Gleichung (5.29)).

Die Auflagefläche des Deckels (Abbildung 6.4) auf der Spirale beträgt $A_{DAuflage} = 1,199 \text{ m}^2$ und diese Fläche muss, vereinfacht betrachtet, die Kräfte des Deckels über die Schraubverbindung aufnehmen. Die auf diesen Querschnitt übertragene resultierende Deckelzugspannung wird mit Hilfe von σ_1 und σ_2 als angreifende Belastung aufgebracht. In Tabelle 6.2 sind diese Überlegungen zusammengefasst.

Tabelle 6.2: Übersicht über die Belastungsfälle der FEA

	Belastungsfall 1	Belastungsfall 2
	Nenndruck	Maximaldruck
Spiralinnendruck	$p_1 = \rho \cdot g \cdot H = 84 \text{ bar}$	$p_2 = p_1 \cdot 1,43 = 120 \text{ bar}$
	Abbildung 6.5	
resultierende Kraft	$F_1 = 9,162 \text{ MN}$	$F_2 = 13,134 \text{ MN}$
Deckelauflagefläche	$A_{DAuflage} = 1,199 \text{ m}^2$	
	Abbildung 6.4	
Deckelzugspannung	$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_{DAuflage}} = 7,67 \text{ MPa}$	$\sigma_2 = \frac{F_2}{A_{DAuflage}} = 10,95 \text{ MPa}$

A: v1-84bar-30mm

Zug durch Deckel

Zeit: 4,7209 s

13.10.2011 10:49

Zug durch Deckel: -7,7 MPa

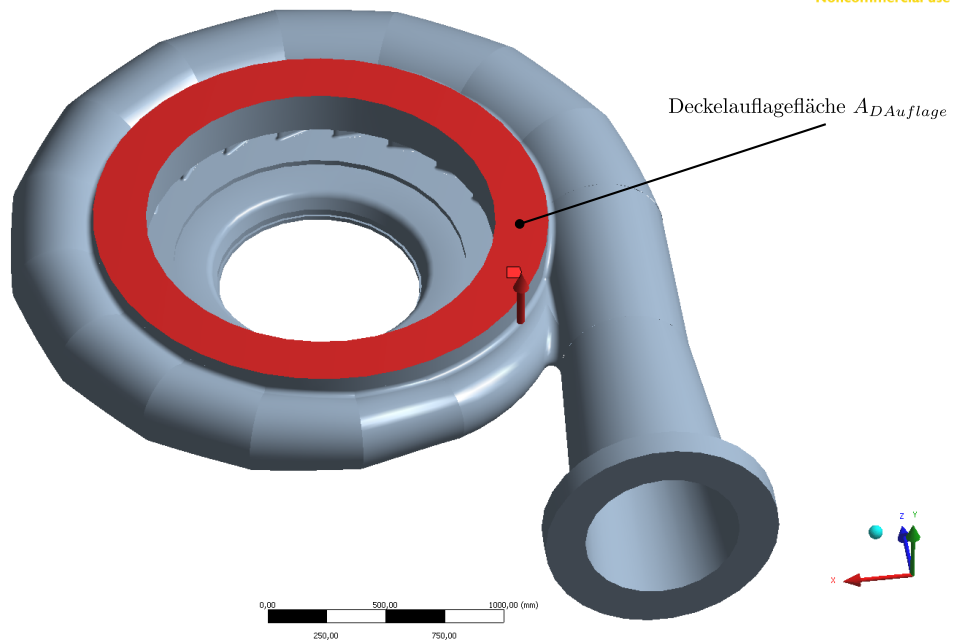


Abbildung 6.4: Auflagefläche des Deckels am Spiralgehäuse

Der Spiralinnendruck wirkt auf die gesamte Spiraloberfläche im Inneren der Spirale, auf die Stützschaufeln und auf den Stützschaufelring. Abbildung 6.5 zeigt einen Schnitt durch die Spirale mit den betroffenen Angriffsflächen in rot.

A: v1-84bar-30mm

Druck beim Laufrad

Zeit: 4,7209 s

13.10.2011 10:49

Spiralinnendruck: 8,4 MPa

Druck beim Laufrad: 8,4 MPa

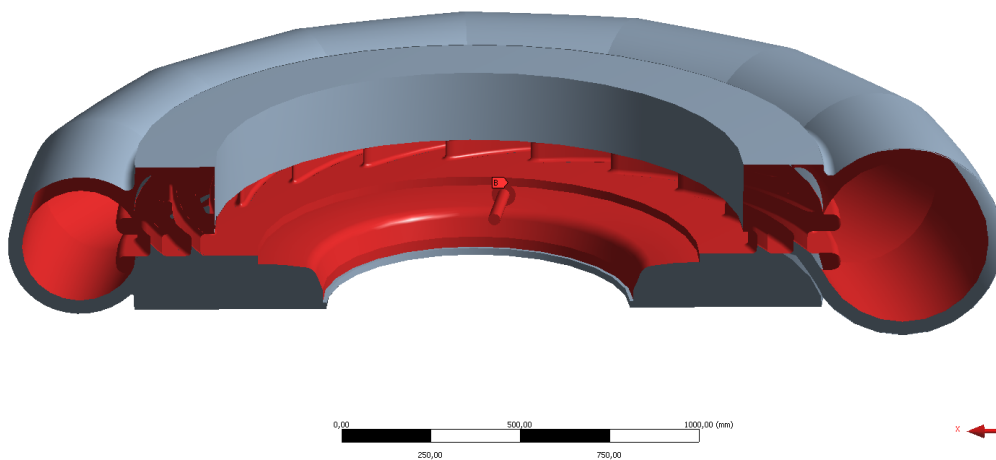


Abbildung 6.5: Spiralinnendruck

6.5 Ergebnisse 20 Stützschaufeln

Für diese Analyse wird die oben beschriebene Spirale (Variante 2) mit einer Stützschaufellanzahl von $z_{StS} = 20$ verwendet.

Die Vergleichsspannung wird für Nenndruck und Maximaldruck ausgewertet und eine detaillierte Ansicht der Stützschaufeln angefügt. Im Kapitel 6.8 werden diese Ergebnisse kurz zusammengefasst und interpretiert.

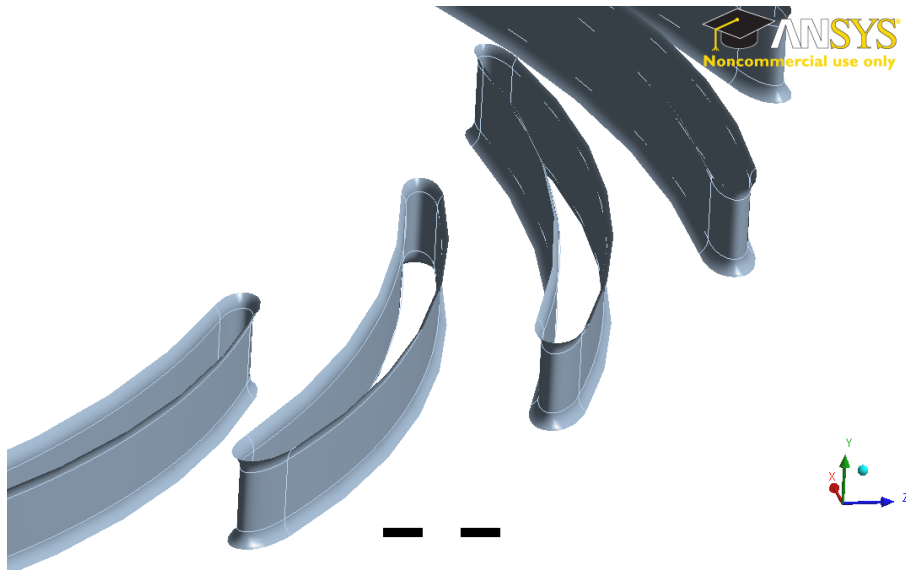
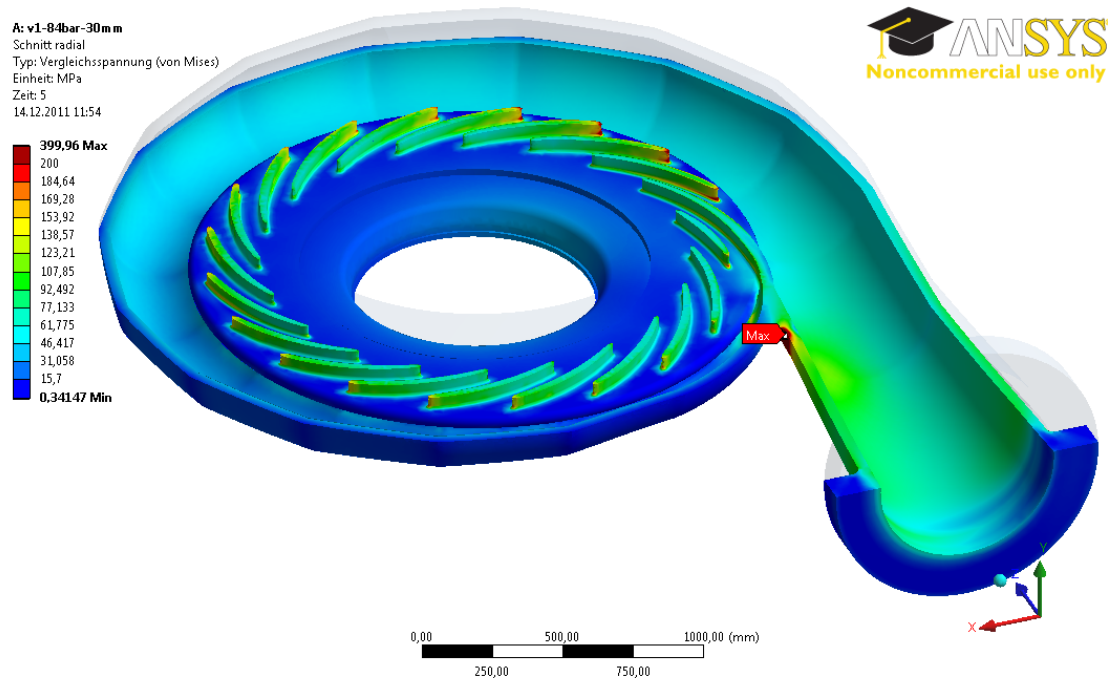
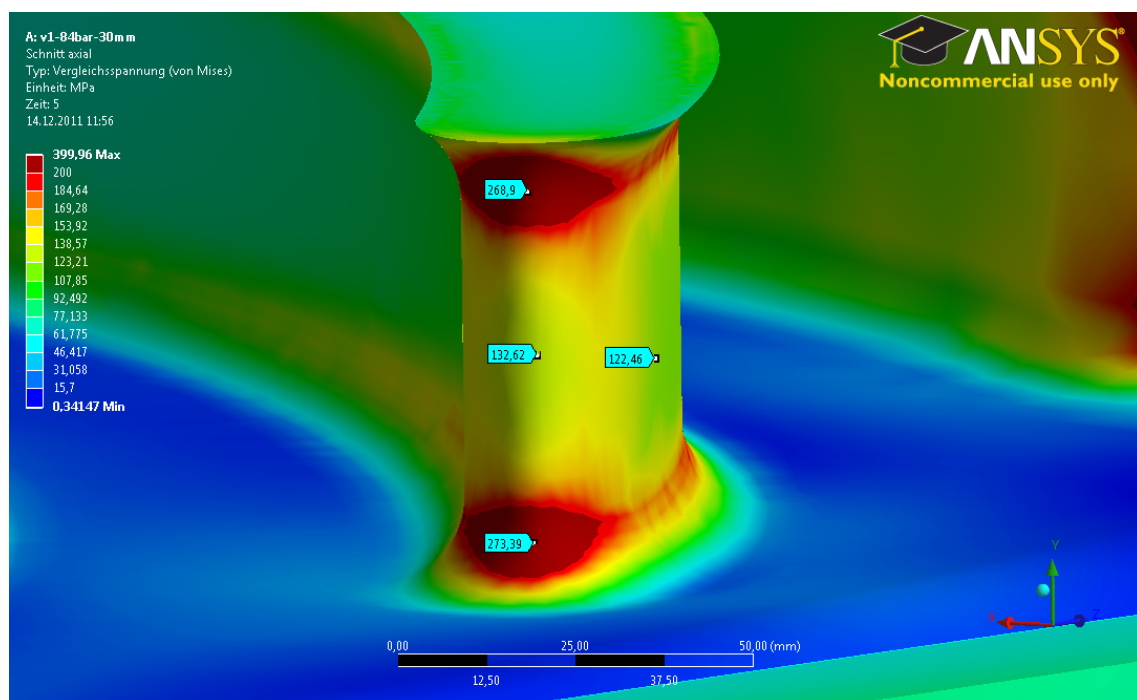


Abbildung 6.6: Stützschaufelgitter für Variante „20 Stützschaufeln“

6.5.1 Nenndruck 20 Stützschaufeln

Abbildung 6.7: Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$ Abbildung 6.8: Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$, Detail Stützschaufel

6.5.2 Maximaldruck 20 Stützschaufeln

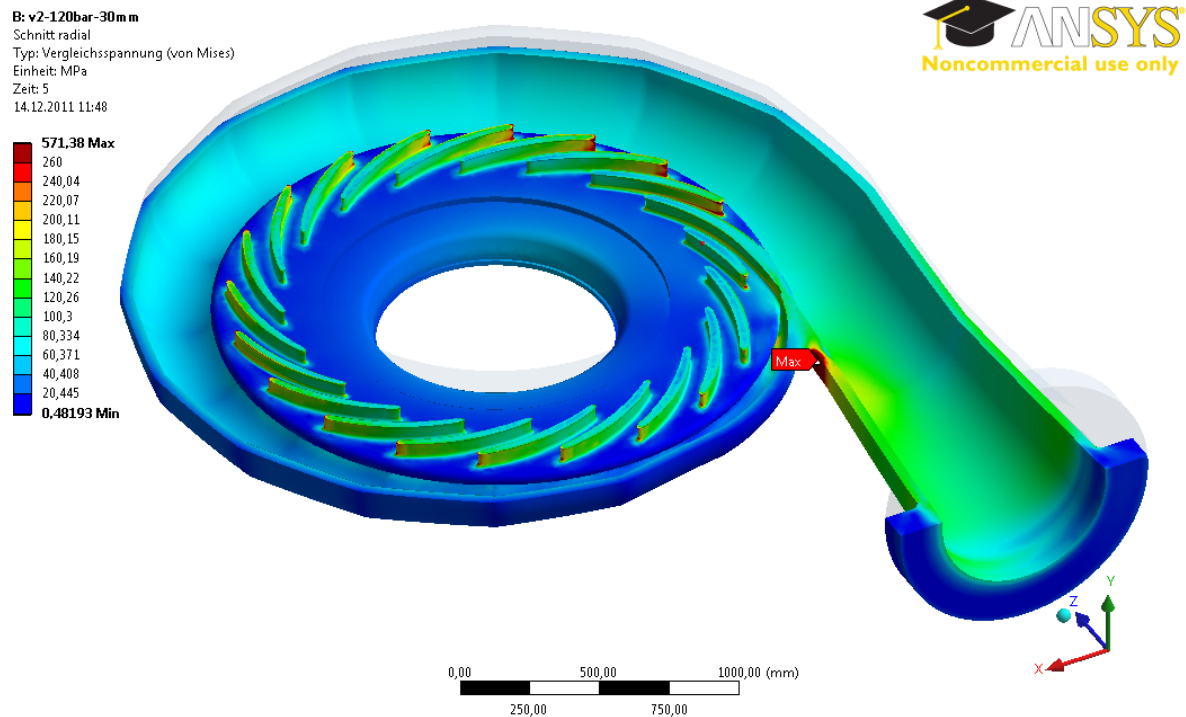


Abbildung 6.9: Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$

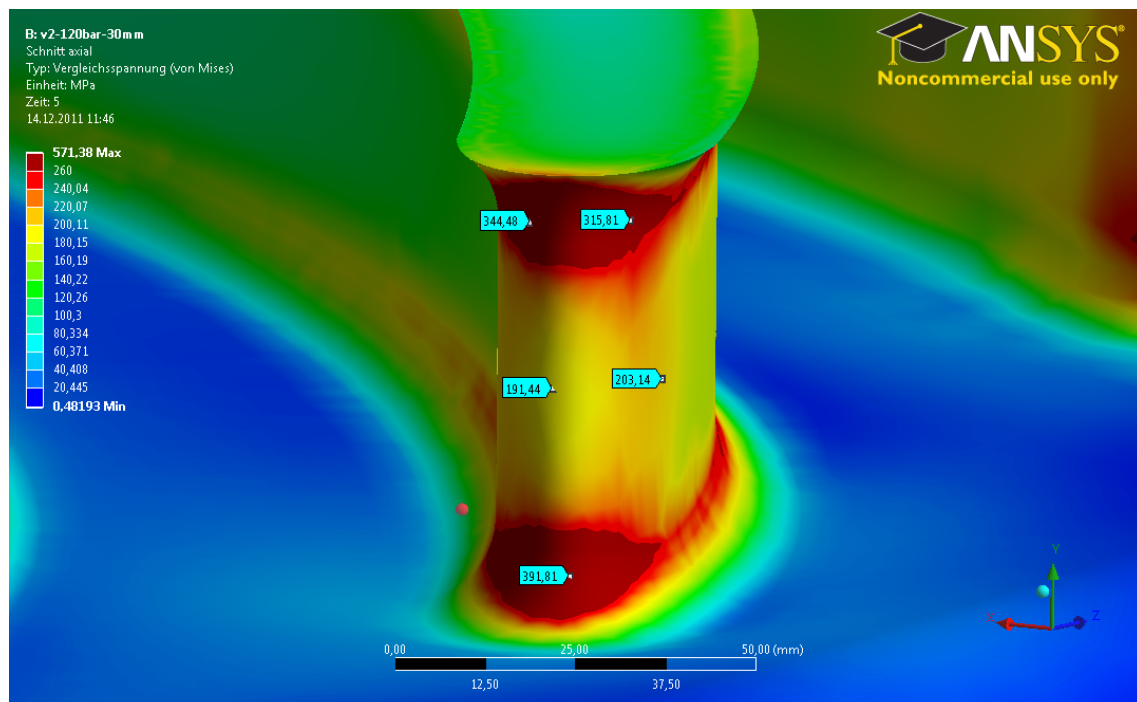


Abbildung 6.10: Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$, Detail Stützschaufel

6.6 Ergebnisse 10 Stützschaufeln

Diese Ausführung des Spiralgehäuses ist mit Ausnahme der Stützschaufelanzahl ident zur Spirale in Kapitel 6.5. Dieser zweite Stützschaufelring wird mit der halben Stützschaufelanzahl $z_{StS2} = z_{StS1}/2 = 10$ ausgeführt. Der Gesamtquerschnitt der Stützschaufeln dieses Traversenringes ist um ca. 30% größer (Abbildung 6.11) als bei der Originalspirale (Spiralvariante 2). Durch den höheren Querschnitt werden niedrigere mittlere Spannungen in den Stützschaufeln erwartet. Die Profilierung ist analog zu oben jedoch mit vergrößerten Stützschaufelstärken ($s_{9_Sp} = s_{10_Sp} = 80$ mm und $s_{StSmax} = 90$ mm).

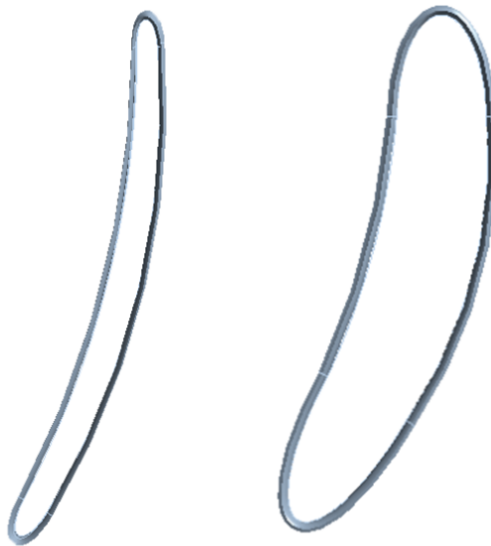
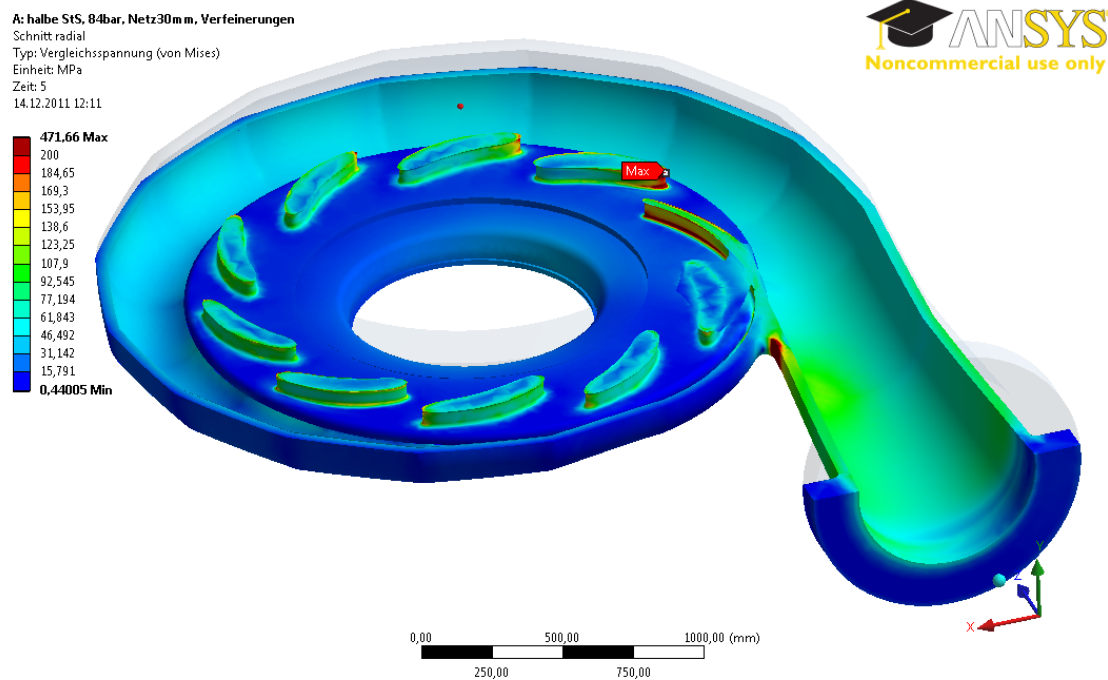
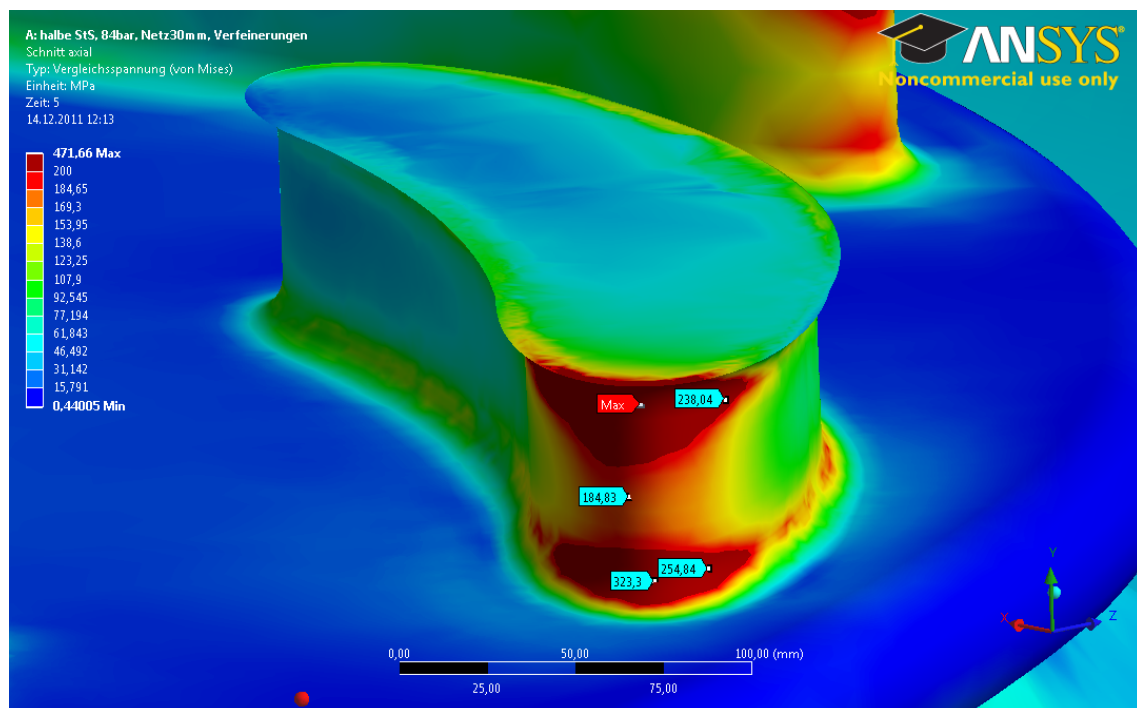


Abbildung 6.11: Draufsicht Original-Stützschaufel (links) und dicke Schaufel (rechts)

6.6.1 Nenndruck 10 Stützschaufeln

Abbildung 6.12: Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$ Abbildung 6.13: Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$ - Detail Stützschaufel

6.6.2 Maximaldruck 10 Stützschaufeln

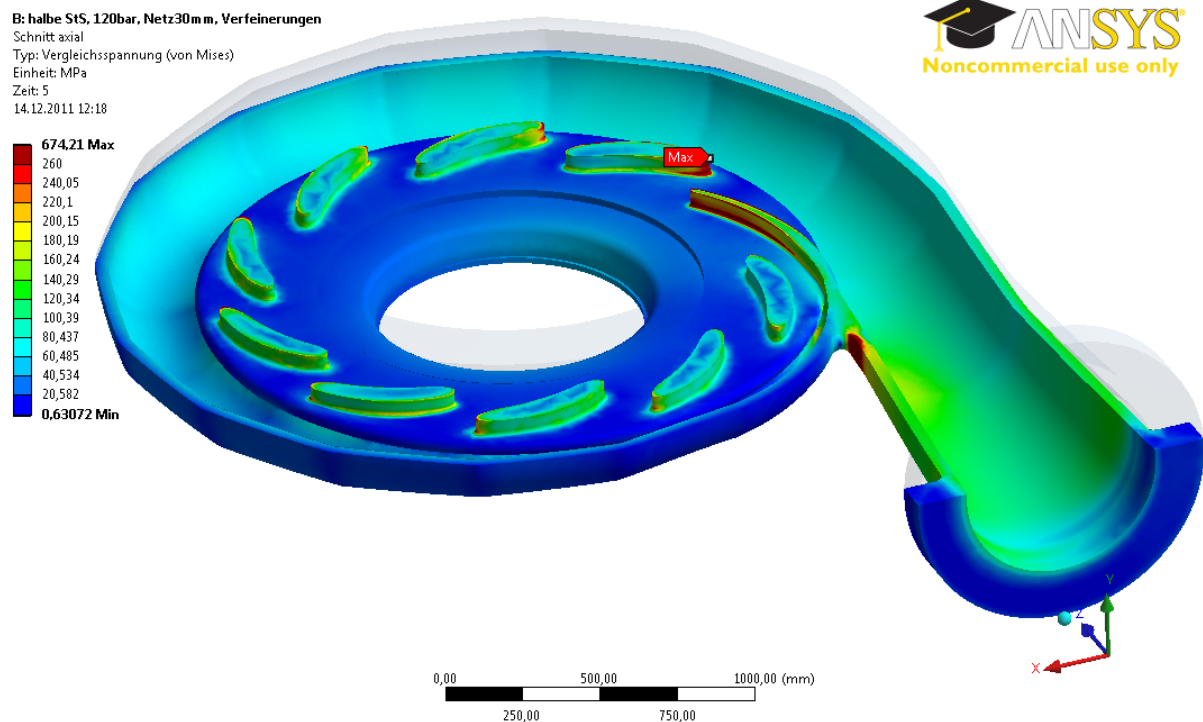


Abbildung 6.14: Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$

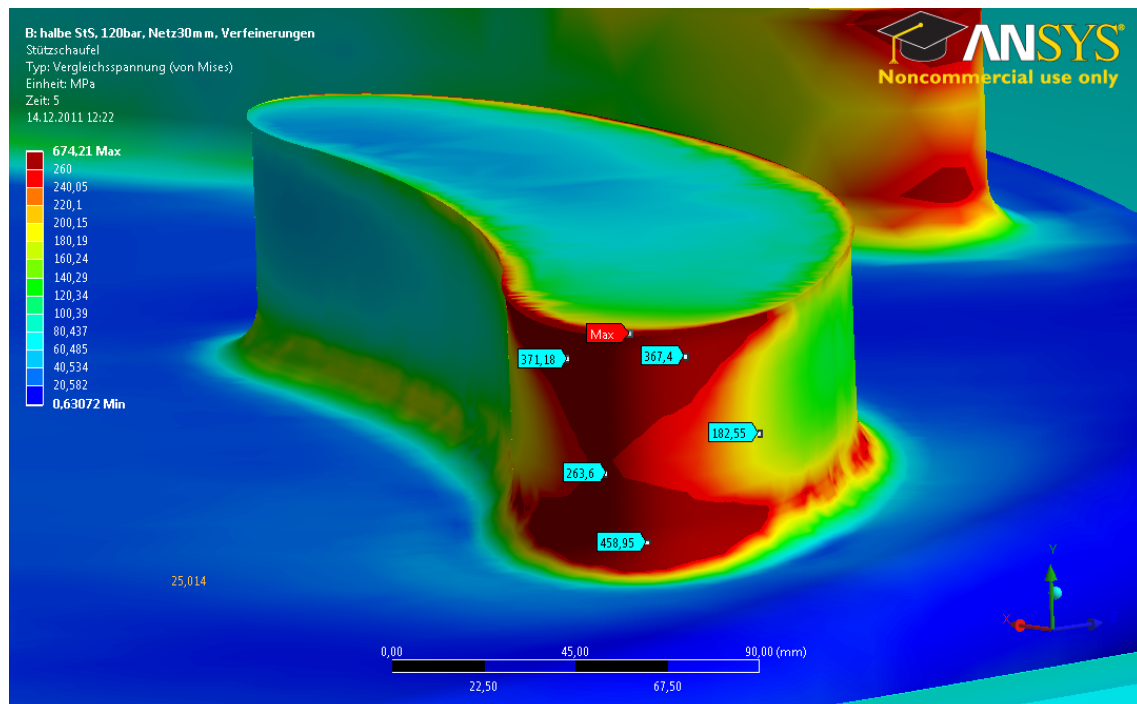


Abbildung 6.15: Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$, Detail Stützschaufel

6.7 Ergebnisse modifizierte Stützschaufeln

Die Version „modifizierte Stützschaufeln“ besitzt im Gegensatz zu den obigen Ausführungen eine andere Profilierung der Schaufeln: Die Innenkante der Schaufel ist gerade ausgeführt. Von den Enden der Schaufel laufen ebenfalls Geraden in Richtung Außenkante. Die Schnittpunkte dieser Geraden sind elliptisch abgerundet. Die restliche Kontur der Außenkante ist über Splines definiert. Die Geometrie für diese Spiralvariante ist, wie in Tabelle 6.3 ersichtlich, etwas angepasst.

Tabelle 6.3: Geometrie Parameter modifizierte Stützschaufeln

Variable	Wert	ursprünglicher Wert
Spiralgrundkreis	$D_{Sp} = 1800 \text{ mm}$	$D_{Sp} = 1900 \text{ mm}$
Stützschaufelaußendurchmesser	$D_{10_Sp} = 1820 \text{ mm}$	$D_{10_Sp} = 1910 \text{ mm}$
Durchmesser Traversenring	$D_{Grenz} = 1920 \text{ mm}$	$D_{Grenz} = 2030 \text{ mm}$

Durch die etwas kleineren Abmessungen der Spirale und somit auch der Deckelauflagefläche $A_{DAuflage}$ (Abbildung 6.4) ergibt sich folglich eine höhere Deckelzugspannung:

$$\sigma_1 = 10,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 14,4 \text{ MPa}$$



Abbildung 6.16: Draufsicht Original-Stützschaufel (links) und modifizierte Schaufel (rechts)

6.7.1 Nenndruck modifizierte Stützschaufeln

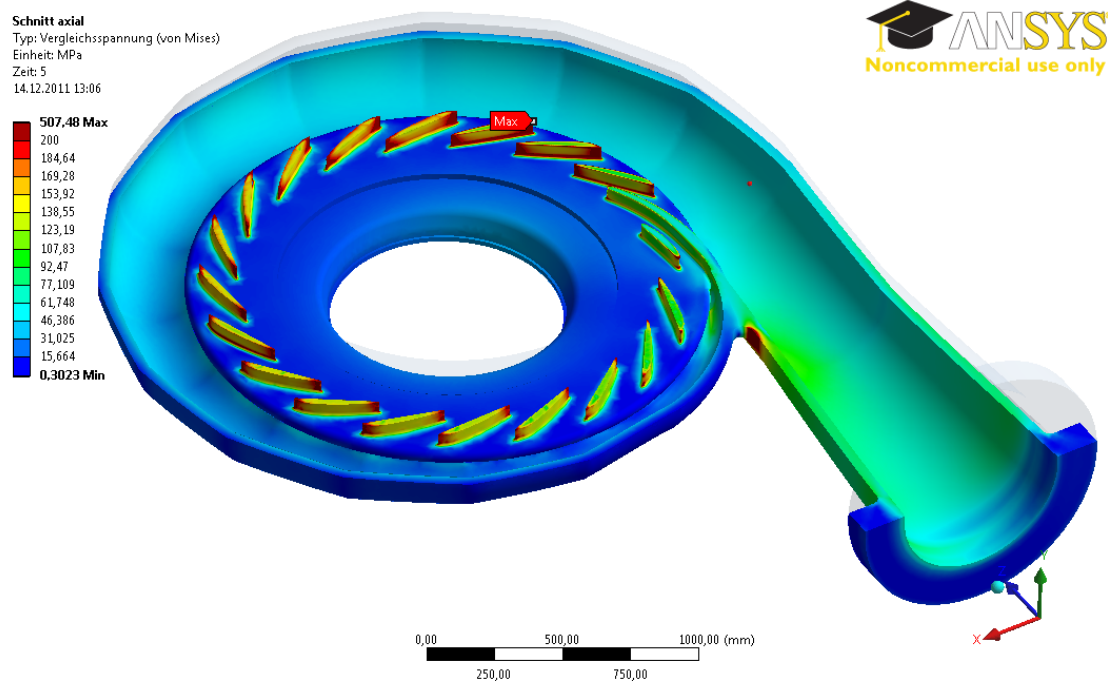


Abbildung 6.17: Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$

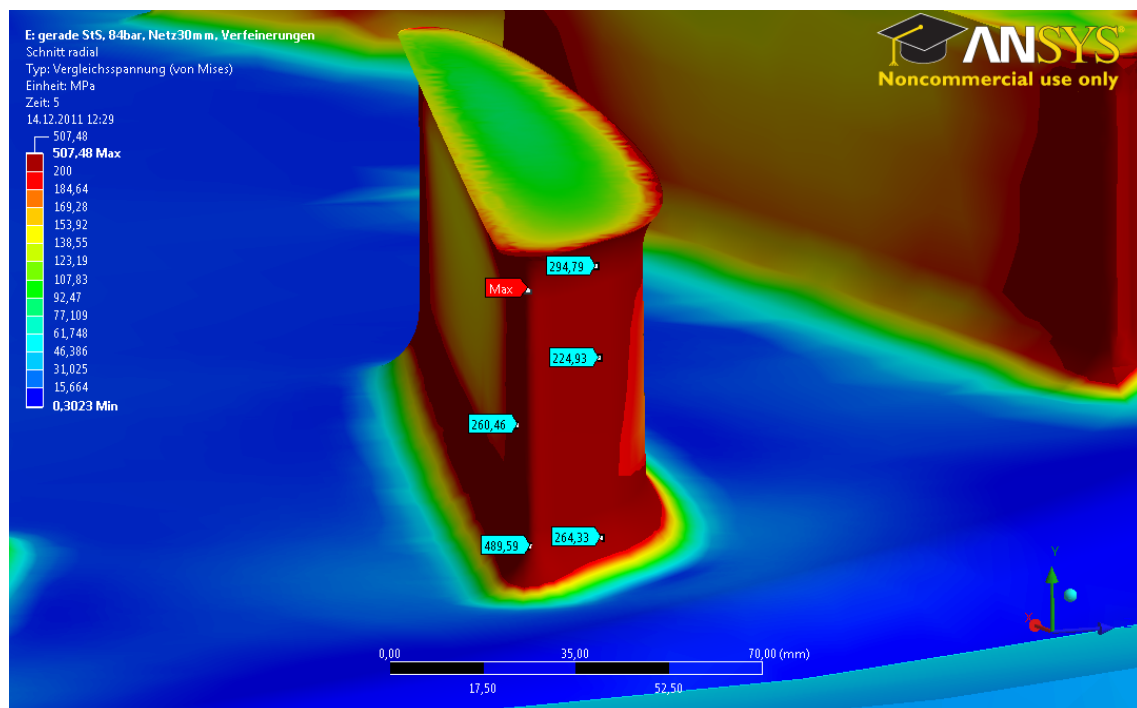


Abbildung 6.18: Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_1 = 84\text{bar}$ - Detail Stützschaufel

6.7.2 Maximaldruck modifizierte Stützschaufeln

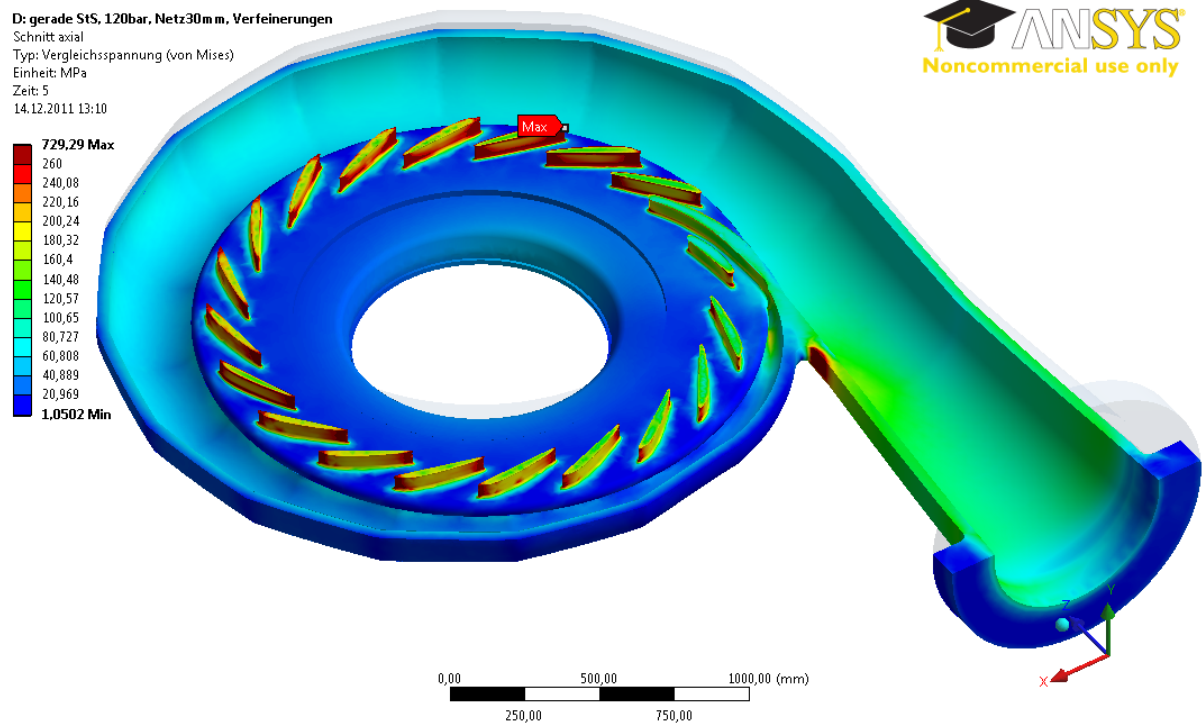


Abbildung 6.19: Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$

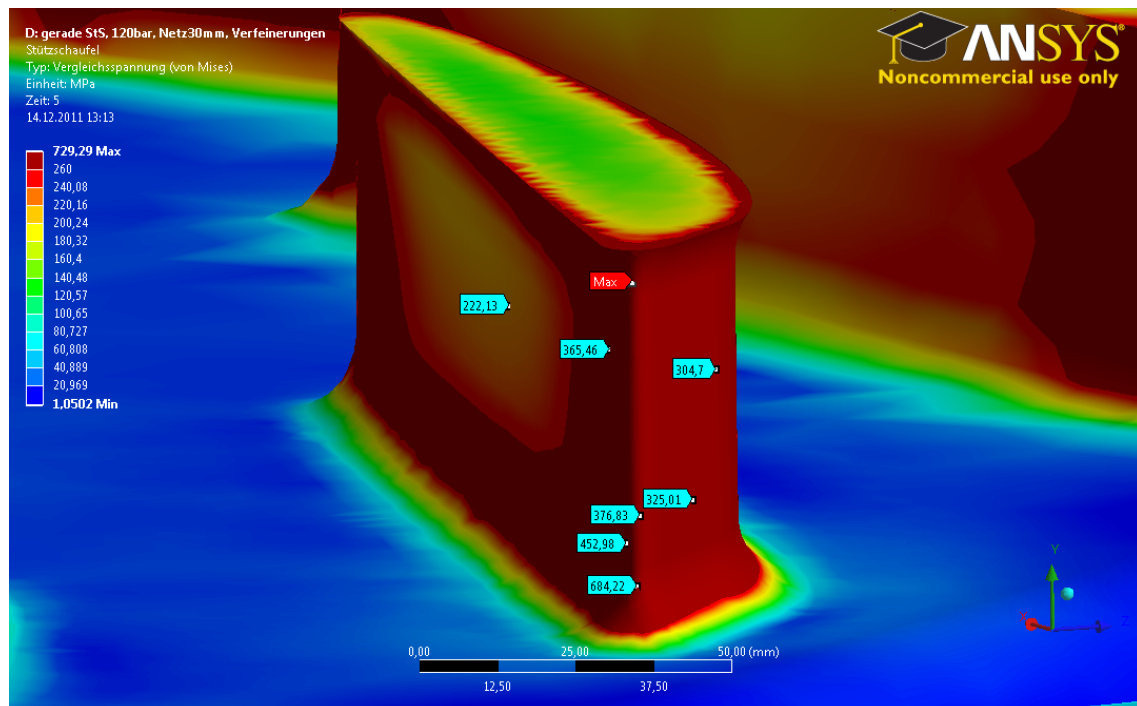


Abbildung 6.20: Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_2 = 120\text{bar}$ - Detail

6.8 Vergleich der Stützschaufelringe

Der FEM Festigkeitsnachweis bestätigt die Annahme, dass die Stützschaufeln die kritischen Elemente sind. Somit ist die genauere Untersuchung der Stützschaufeln von Interesse.

Die Auswertung der Vergleichsspannungen (von-Mises) lässt die Position der hochbeanspruchten Regionen eindeutig im Übergangsradius ($r = 12 \text{ mm}$) von Stützschaufel auf den Traversenring erkennen (Abbildung 6.8, 6.10). Durch die vergrößerte Querschnittsfläche von ca. 30% bei der Variante „10 Stützschaufeln“ würde man kleinere Spannungen in den Stützschaufeln erwarten. Durch die Halbierung der Stützschaufelanzahl z_{StS} findet eine Konzentration der kritischen Regionen in den Übergangsradien statt und diese Bereiche werden somit höher beansprucht als bei Variante „20 Stützschaufeln“. Folglich ist erforderlich zu untersuchen, ob die auftretenden Spannungen über den Zulässigen liegen oder sogar in den plastischen Werkstoffbereich reichen. Tabelle 6.4 fasst die Höchstwerte der Vergleichsspannung der drei Stützschaufelvarianten zusammen.

Tabelle 6.4: Zusammenfassung der Ergebnisse der FEA

	Belastungsfall 1	Belastungsfall 2
	Nennndruck	Maximaldruck
20 Stützschaufeln		
Ort der max. Spannung	Spornbereich	Spornbereich
Max. Spannung σ_{v_max}	400 MPa	571 MPa
Max. Spannung bei Schaufel σ_{v_max}	274 MPa	392 MPa
10 Stützschaufeln		
Ort der max. Spannung	Stützschaufelradius	Stützschaufelradius
Max. Spannung σ_{v_max}	421 MPa	674 MPa
modifizierte Stützschaufeln		
Ort der max. Spannung	Stützschaufelradius	Stützschaufelradius
Max. Spannung σ_{v_max}	507 MPa	730 MPa

Der Ort der maximalen Spannungen bei Variante „20 Stützschaufeln“ ergibt sich auf Grund der gewählten Randbedingungen. Bei einer Abstützung des Spiralgehäuses gegen die Umgebung, können diese Spannungsspitzen reduziert werden. Die Spannungen in den Stützschaufeln liegen bei Belastungsfall 2 knapp unter der Streckgrenze $R_e = 400$ MPa und somit ist die vorgegebene Sicherheit nicht mehr einzuhalten.

Bei den Varianten „10 Stützschaufeln“ und „modifizierte Stützschaufeln“ liegen die Spannungsmaxima direkt an den Übergangsradien der Stützschaufeln. Diese Maxima überschreiten (teilweise sehr deutlich) die Streckgrenze des gewählten Materials und es ist mit (lokaler) plastischer Verformung zu rechnen. Die tatsächlichen Spannungen können aufgrund der Plastifizierung im Material, bei Erreichen der Streckgrenze, nicht so hoch anwachsen wie in den Rechenresultaten. Dieses Abweichen des Modells wird auf Grund des hinterlegten linearen Werkstoffverhaltens erklärt. In Abbildung 6.18 ist erkennbar, dass die sehr spitze Geometrie

der Variante „modifizierte Stützschaufeln“ zu einer verhältnismäßig großen Ausdehnung des kritischen Bereichs führt.

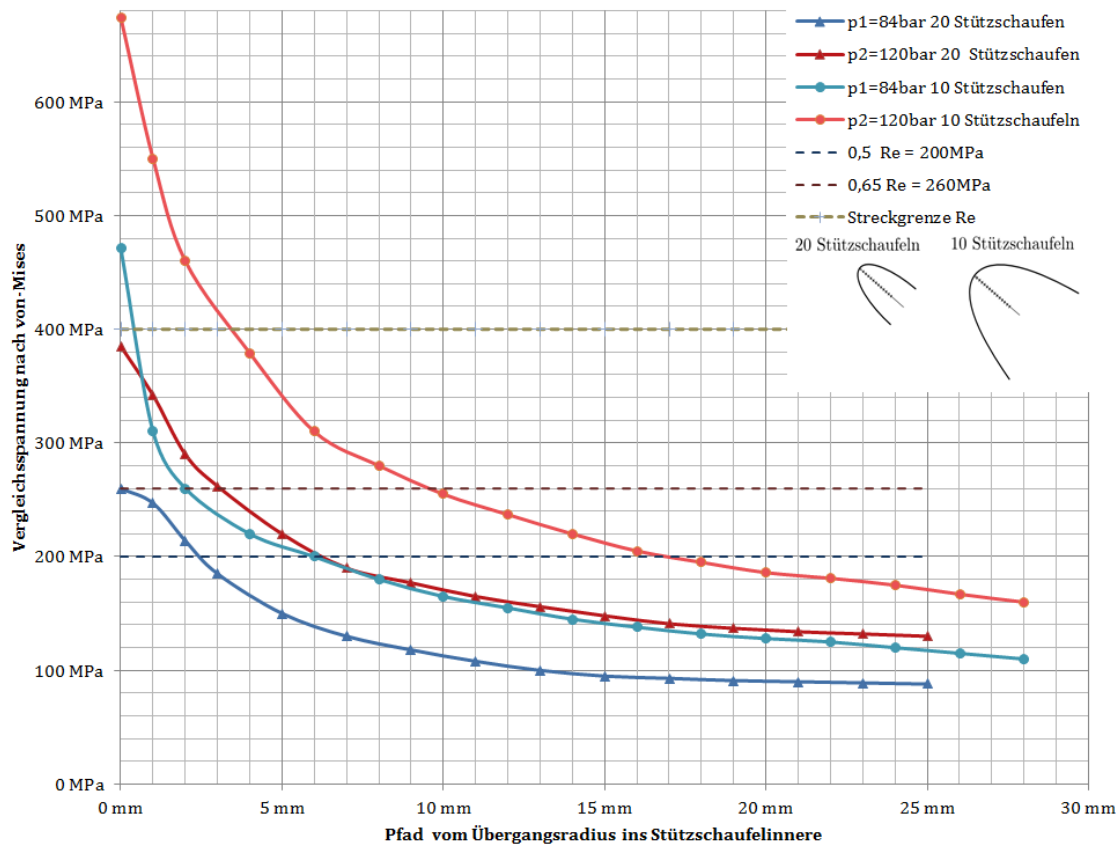


Abbildung 6.21: Abnahme der Vergleichsspannung in den Stützschaufelradien

Falls die Vergleichsspannung, entlang eines Pfades ins Innere der Schaufel, schnell abnimmt, kann eine lokal hohe Spannung in Kauf genommen werden. Diese Abnahme der Vergleichsspannung wird in Abbildung 6.21 gezeigt. Der Pfad ist rechts oben in dieser Abbildung dargestellt und verläuft vom Übergangsradius der Stützschaufel (Höchstwert der Vergleichsspannung) bis ins Innere der Stützschaufel (ca. 25 mm). Die Variante „10 Stützschaufeln“ weist im Vergleich zu „20 Stützschaufeln“ bei beiden Belastungsfällen höhere Spannungsverläufe auf. Letzt genannte Variante bleibt auch unter der gewählten Materialstreckgrenze $R_e = 400 \text{ MPa}$ und ist somit unkritischer. Im Belastungsfall 1 unterschreitet die Variante „20 Stützschaufeln“ nach 2,4 mm den zulässigen Spannungswert σ_{zul_nenn} . Bei Belastung p_2 fällt die Spannung bei 2 mm unter den zulässigen Wert σ_{zul_max} . Bei Variante „10 Stützschaufeln“ liegen diese Übergänge bei 6 mm für p_1 und 9,5 mm für p_2 .

6.9 Leitschaufel

Material. Die Leitschaufeln werden je nach Belastung aus Stahlguss oder bei hoher Belastung als legierter Stahl ausgeführt. Als Grundlage für dieses Modell dient Stahl. Aufgrund der hohen Belastung sollten die Leitschaufeln mit einem höherfesten Material ausgeführt werden.

Netz. Die Leitschaufel ist mit einer globalen Elementgröße von 3 mm vernetzt (Abbildung 6.22 links), die Schaufel besitzt somit ca. 560.000 Tetraeder-Elemente und 778.000 Knoten.

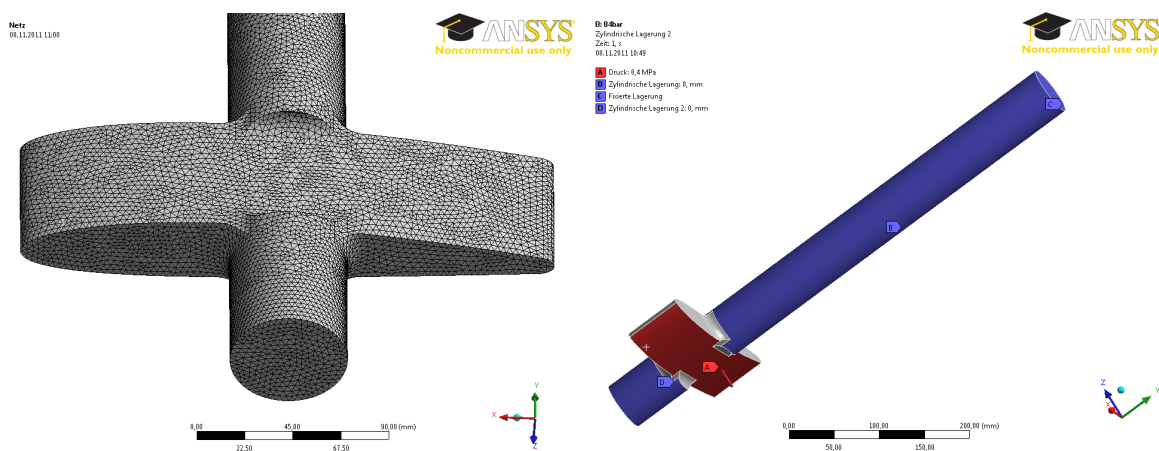


Abbildung 6.22: FEA Leitschaufel, li: Netz, re: Einspannungen

Einspannungen. Die Drehbolzen sind radial fixiert, jedoch axial und tangential frei beweglich. An der Bolzenoberseite ist eine fixierte Einspannung angebracht, die das Verdrehen der Schaufel verhindert.

Belastung. Als vereinfachende Annahme wird auf die halbe Schaufeloberfläche der statische Druck $p_1 = 84$ bar und $p_2 = 120$ bar aufgebracht (Abbildung 6.22 rechts, rote Oberfläche).

Interpretation. In den Übergangsradien und den umliegenden oberflächennahen Regionen ist die Beanspruchung der Leitschaufel höher als zulässig (siehe Abbildung 6.23 und 6.24 rechts). Durch die Wahl eines höherfesten Materials und den damit höheren zulässigen Spannungen, können diese kritischen Regionen entschärft werden. Die scharfkantige Ausführung der Leitschaufel, in Zusammenhang mit dem Rechenmodell, führt zu den jeweiligen Maximalwerten. Diese Maximalwerte erreichen bei der Belastung mit 84 bar 420 MPa und

im zweiten Belastungsfall 600 MPa. Die örtliche Ausdehnung ist jedoch sehr gering und konstruktive Maßnahmen wie zum Beispiel eine Verrundung würden eine Verbesserung bewirken. Die Annahme eines linearen Werkstoffverhaltens darf hier nicht vergessen werden und muss in die Interpretation miteinbezogen werden.

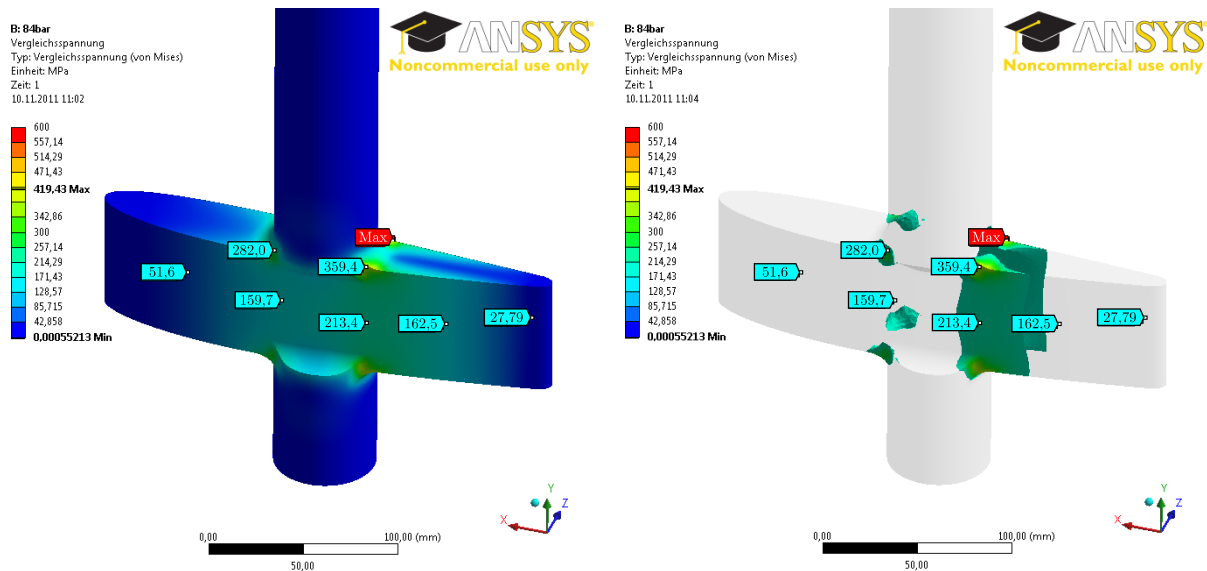


Abbildung 6.23: Leitschaufel, 84bar, li: Detail Leitschaufel, re: Isoflächen > 200MPa

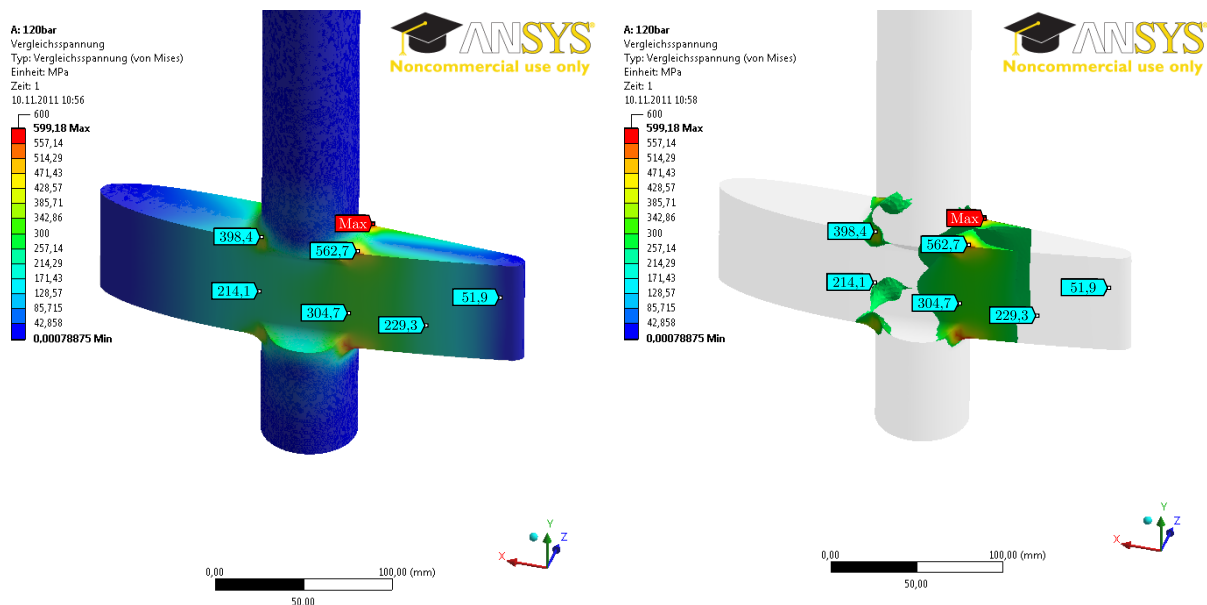


Abbildung 6.24: Leitschaufel, 120bar, li: Detail Leitschaufel, re: Isoflächen > 260MPa

Kapitel 7

Conclusio

Die Auslegung eines Pumpturbinen-Spiralgehäuses erweist sich auf Grund der komplexen mechanischen und hydraulischen Zusammenhänge als anspruchsvoll. Die Literatur beschreibt die Auslegung nur sehr allgemein und gibt wenig konkrete Hinweise zur Gestaltung der Komponenten. Diese Diplomarbeit behandelt die Auslegung, parametrisierte Konstruktion und Festigkeitsnachrechnung einer Einfachspirale mit kreisförmigem Querschnitt und Stützschaufeln. Die Berechnung und Festlegung der Spiralquerschnitte beruht auf zwei Prinzipien, welche von Stepanoff [18] und Pfeleiderer [15] unterschiedlich vertreten werden. Stepanoff geht von einer mittleren, konstanten Strömungsgeschwindigkeit in beliebigen Spiralquerschnitten aus. Daraus resultiert eine lineare Querschnittserweiterung des Spiralgehäuses. Pfeleiderer legt zugrunde, dass der Drall einer Strömung konstant bleibt. In dieser Arbeit werden dazu drei Spiralvarianten vorgestellt: Eine Variante wird ausgelegt nach dem Prinzip der linearen Querschnittserweiterung und zwei weitere nach dem Prinzip des konstanten Dralls. Um im Turbinenbetrieb den benötigten Laufraddrall erzeugen zu können, wird die Spiralvariante mit dem engsten Querschnitt (Variante 2 - konstanter Drall) bevorzugt. Einen limitierenden Faktor stellt dabei die maximale Geschwindigkeit in der Spirale dar. Die Literatur empfiehlt ebenfalls Spiralen welche nach konstantem Drall ausgelegt worden sind, da höhere Wirkungsgrade erreicht werden können. Die Spiralvariante 2 (konstanter Drall) wird somit für weitere Untersuchungen herangezogen.

Die Hauptkomponenten des Spiralgehäuses wie Leitschaufeln, Gehäusedeckel, Regulier-

einheit und Gelenke sind in SolidWorks 2011 konstruiert worden. Für das Spiralgehäuse und die Leitschaufeln wurde eine Parametrisierungstabelle der wichtigsten Dimensionierungsgrößen in Excel erstellt. Die Leitschaufelgeometrie kann so z.B. über die Eingabe der NACA-Parameter (m , p und t) sehr rasch abgeändert werden. Da es bei einem breiten Geometrieänderungsbereich in der Parametrisierung sehr schwierig ist, eine umfassend funktionierende Konstruktion zu erstellen, würde eine Eingabeüberprüfung der Excel-Werte wünschenswert sein. Der erreichte Parametrisierungsgrad erfüllt die Anforderungen sehr gut und schafft die gewünschte Flexibilität zur Änderung der Geometrie.

Der FE-Festigkeitsnachweis wurde für das ausgewählte Spiralgehäuse mit drei Stützschaufelvarianten und zwei Belastungsfällen durchgeführt. Bei der Variante „10 Stützschaufeln“ führte die Vergrößerung des Stützschaufelquerschnittes und Halbierung der Stützschaufellanzahl, im Vergleich zur Variante „20 Stützschaufeln“, zu lokalen Spannungserhöhungen an den Übergangsradien zwischen Stützschaufeln und Traversenring. Die dritte Variante („modifizierte Stützschaufeln“) besitzt eine sehr spitze Geometrie und dort treten im Bereich der Plastifizierung ebenfalls Spannungsspitzen auf. Die Ergebnisse des FEM Festigkeitsnachweises legen eine etwas massivere Ausführung nahe. Eine weiterführende Finite-Elemente Analyse sollte durchgeführt werden, um die mechanische Konstruktion zu verbessern und genügend Sicherheit gegenüber Bauteilversagen zu erreichen. Konstruktive Detailfragen, insbesondere die Aufhängung der Spirale und die Gestaltung des Gehäusedeckels, sind ebenfalls noch zu klären.

In Abstimmung mit der Festigkeitsrechnung sollte einer hydraulischen Optimierung [1] mittels CFD angedacht werden. Dieser iterative Optimierungsprozess besitzt großen Einfluss auf die Stützschaufelgeometrie und somit auf das gesamte Spiralgehäuse.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Stromerzeugungsstruktur 2009	2
1.2	Pumpspeicherkraftwerk - Schema	3
1.3	Netzbelastungskurve	4
1.4	Ansicht eines Spiralgehäuses mit Reguliermechanismus	5
2.1	Geschwindigkeitsdreieck an der Druckseite im Pumpbetrieb	9
2.2	Maschinenkaverne Kops II	13
2.3	Querschnitt durch den Maschinensatz Goldisthal	15
2.4	Gegenüberstellung der Pumpen- und Turbinenkennlinien einer Kreiselpumpe	18
2.5	Einfluss von Laufraddurchmesser und Leitapparat auf Drosselkurve und Wirkungsgradverlauf im Pumpbetrieb	19
2.6	Einfluss von Laufraddurchmesser und Leitapparat auf Fallhöhe und Wir- kungsgradverlauf im Turbinenbetrieb	20
2.7	Turbinenregelung mit festen und verstellbaren Leitschaufeln	21
2.8	Pumpenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen	22
2.9	Turbinenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen	22
3.1	Glatte Leitring	25

3.2	Beschaufeltes Leitrad	27
3.3	Darstellung der Leitapparatkomponenten	28
4.1	Ausführungsformen von Spiralgehäusen	30
4.2	Querschnittsformen von Spiralgehäusen	31
4.3	Bildung der Spirale durch materielle Ausführung einer Stromlinie	32
4.4	Spiralgehäuse mit Kreisquerschnitt	35
4.5	Die Konstanten der Spirale	36
5.1	Ansicht eines Spiralgehäuses mit Stützschaufeln	39
5.2	Geschwindigkeitsdreieck an der Druckseite für Pumpe und Turbine	41
5.3	Vergleich Geschwindigkeitsdreieck Pumpe und Turbine	42
5.4	Vorderansicht des Leitapparats	45
5.5	NACA Profil 2412	48
5.6	Geometrie des Leitapparates	49
5.7	Leitapparat in den Extremstellungen: a) geschlossen b) maximale Öffnung	50
5.8	Parametrisierung der Leitschaufeln - entstehende Kontur	51
5.9	Geometrische Größen der berechneten und konstruierten Spirale	53
5.10	Spiralquerschnitt und Entwicklungsdurchmesser der 3 Varianten	58
5.11	Vergleich der 3 Spiralvarianten	59
5.12	Variante 2 im Vergleich zu eingesetztem Laufraddruckseitendrall	60
5.13	Konstruktionsgeometrie der Stützschaufeln	61
5.14	Spiralvariante 2 mit Stützschaufeln	63
5.15	Strömungswinkel von Leit- und Stützschaufeln	64

5.16	Parametrisierung der Spirale - Wechseln zwischen Konfigurationen	67
5.17	Parametrisierung der Spirale - Tabellenblätter	67
5.18	Parameter der Spirale - Stützschaufelring	69
5.19	Parametrisierung der Spirale - Tabelle der Parameter 3	70
5.20	Parametrisierung der Spirale - Stützschaufeln	70
6.1	Vernetzung des Spiralgehäuses	73
6.2	Detailansicht der Vernetzungsverfeinerung	74
6.3	Einspannungen des Spiralgehäuses	75
6.4	Auflagefläche des Deckels am Spiralgehäuse	77
6.5	Spiralinnendruck	77
6.6	Stützschaufelgitter für Variante „20 Stützschaufeln“	78
6.7	Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$	79
6.8	Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$, Detail Stützschaufel . . .	79
6.9	Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$	80
6.10	Vergleichsspannung 20 Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$, Detail Stützschaufel . .	80
6.11	Draufsicht Original-Stützschaufel (links) und dicke Schaufel (rechts)	81
6.12	Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$	82
6.13	Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$ - Detail Stützschaufel . . .	82
6.14	Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$	83
6.15	Vergleichsspannung 10 Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$, Detail Stützschaufel . .	83
6.16	Draufsicht Original-Stützschaufel (links) und modifizierte Schaufel (rechts) .	84
6.17	Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$	85

6.18 Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_1 = 84bar$ - Detail Stützschaufel	85
6.19 Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$	86
6.20 Vergleichsspannung modifizierte Stützschaufeln, $p_2 = 120bar$ - Detail	86
6.21 Abnahme der Vergleichsspannung in den Stützschaufelradien	89
6.22 FEA Leitschaufel, li: Netz, re: Einspannungen	90
6.23 Leitschaufel, 84bar, li: Detail Leitschaufel, re: Isoflächen $> 200MPa$	91
6.24 Leitschaufel, 120bar, li: Detail Leitschaufel, re: Isoflächen $> 260MPa$	91

Tabellenverzeichnis

1.1	Angaben für die Auslegungsrechnung	6
5.1	Allgemein benötigte Angaben zur Auslegung	40
5.2	Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb 1	43
5.3	Strömungsgrößen im Turbinenbetrieb 2	44
5.4	Parametrisierungstabelle der Leitschaufeln	51
5.5	Auslegungsergebnisse für die Auslegungsvariante nach konstantem Drall v2 .	55
5.6	Laufraddruckseitendrall	56
5.7	Auslegungsergebnisse für die Auslegungsvariante nach konstantem Drall v3 .	57
5.8	Vorgegebene Strömungszustände am Laufradaußendurchmesser	65
5.9	Zusammenfassung Bauteil- und Strömungswinkel	66
5.10	Beschreibung der Parametrisierungstabelle	68
6.1	Gewählte Materialien für Spiralkomponenten	74
6.2	Übersicht über die Belastungsfälle der FEA	76
6.3	Geometrie Parameter modifizierte Stützschaufeln	84
6.4	Zusammenfassung der Ergebnisse der FEA	88

Literaturverzeichnis

- [1] ALNAGA, A. UND KUENY, J.-L. Optimal Design of Hydraulic Turbine Distributor. In *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, Jg. 3. April 2008, S. 175–185.
- [2] BOHL, W. *Strömungsmaschinen 2: Berechnung und Konstruktion*, 5. Auflage. Kamprath-Reihe: Technik. Vogel, Würzburg, 1995.
- [3] DANKERT, J. UND H., D. *Technische Mechanik: Statik, Festigkeitslehre, Kinematik/Kinetik*, 6. Auflage. Springer, Berlin, 2010.
- [4] E-CONTROL. *Strom in Österreich 2010: Weil Energie in unserer Natur liegt*. Österreichs E-Wirtschaft Akademie GmbH, Wien, 2010.
- [5] FACHBACH, H. UND REBERNIK, B. Strömungsmessungen in einer Turbinenspirale mit kleinen Übergangsradien. In *Konstruktion im Maschinen- Apparate- und Gerätebau*, Jg. 25. Springer, Februar 1973, S. 41–47.
- [6] GIESECKE, J., MOSONYI, E. UND S., H. *Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb*, 5. Auflage. Springer, Berlin, 2009.
- [7] GROTE, K.-H. UND FELDHOUSEN, J. *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22. Auflage. Springer, Berlin, 2007.
- [8] GÜLICH, J. F. *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*, 3. korrigierte und ergänzte Auflage. Springer, Berlin, 2010.
- [9] HARZWASSERWERKE. Wasser mit Energie: Strom aus Wasserkraft. http://www.harzwasserwerke.de/downloads/br_wme.pdf, abgerufen am 7.8.2011.

- [10] MENNY, K. *Strömungsmaschinen: Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, 5. überarbeitete Auflage. Teubner, Wiesbaden, 2006.
- [11] NATURPUR. Schema Pumpspeicherkraftwerk. <http://www.naturpur.cms4people.de/schema-pumpspeicherkraftwerk-0.jpg>, abgerufen am 5.8.2011.
- [12] NECHLEBA, M. *Hydraulic Turbines: Their Design and Equipment*. Artia, Prag, 1957.
- [13] OEMAG. Ökostromgesetz 2012, ÖSG 2012, Bundesgesetzblatt für die Republik Österreich. http://www.oem-ag.at/static/cms/sites/oem-ag.at/media/downloads/law/Oekostromgesetz_2012_BGB1_75_2011.pdf, abgerufen am 12.12.2011.
- [14] PALFFY, S. Die Strömung im Spiralgehäuse einstufiger Zentrifugalpumpen. In *Schweizerische Bauzeitung*, Jg. 93. August 1975, S. 521–526.
- [15] PFLEIDERER, C. UND PETERMANN, H. *Strömungsmaschinen*, 7. unveränderte Auflage. Klassiker der Technik. Springer, Berlin, 2005.
- [16] RAABE, J. *Hydraulische Maschinen und Anlagen: Zweite Auflage der Teile 1 bis 4 in einem Band*. VDI, Düsseldorf, 1989.
- [17] SIGLOCH, H. *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*, 4. aktualisierte Auflage. Hanser, München, 2006.
- [18] STEPANOFF, A. J. *Radial- und Axialpumpen: Theorie, Entwurf, Anwendung*, 2. Auflage. Springer, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1959.
- [19] VOITH. Pumped storage machines. http://www.voithhydro.com/media/VSHP090009_Pumped_Storage_72dpi.pdf, abgerufen am 7.8.2011.
- [20] VOITH. Pumpspeichereinheiten für Goldisthal/Deutschland: erste drehzahlvariable Pumpturbine in Betrieb. <http://www.voith.com/press/535017.htm>, abgerufen am 7.8.2011.
- [21] VORARLBERGER ILLWERKE. Maschinenkaverne Kops II. http://www.kopswerk2.at/images/Kopswerk2/Maschinenkaverne_Querschnitt.gif, abgerufen am 7.8.2011.

- [22] VORARLBERGER ILLWERKE. Technische Besonderheiten. <http://www.kopswerk2.at/inhalt/at/84.htm>, abgerufen am 7.8.2011.
- [23] WESCHE, W. Auslegung von Pumpenspiralen mit dicken Gehäusezungen. In *Technische Rundschau Sulzer*, H. 4. 1980, S. 157–161.
- [24] WESCHE, W. Vergleichende Betrachtung von Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb. In *Pumpen als Turbinen*, W. H. Faragallah R. Apfelbacher, Hrsg. Sulzbach, 1993, S. 30–51.