

DIPLOMARBEIT

Einfluss der Einbautiefe auf das Kennlinienverhalten einer Pumpturbine im Turbinenbetrieb

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

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. Christian Bauer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Käfer

Dipl.-Ing. Markus Lenarcic

E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Fachbereich Strömungsmaschinen

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaft

von

Anton Maly BSc.

Matr.Nr. 0728033

Fasanhausweg 21, 2115 Ernstbrunn

Wien, am 20. Februar 2015

.....

(Anton Maly)

Ich möchte mich bei meinen Betreuern Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. Christian Bauer, Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Käfer und Dipl.-Ing. Markus Lenarcic bedanken. Ohne sie wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Weiters möchte ich mich bei Josef Herig und bei Dipl.-Ing. Dr.techn. Gernot Edinger für die hilfreiche Unterstützung bedanken.

Der größte Dank gebührt meiner Familie und meiner Freundin Kerstin. Sie haben mich stets unterstützt und sind mir immer zur Seite gestanden.

Kurzfassung

Wasserkraftwerke bilden eine wesentliche Säule der Stromerzeugung in Österreich und Europa. Speziell Pumpspeicherkraftwerke gewinnen immer mehr an Bedeutung zur Stabilisierung des Stromnetzes und zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit, denn durch den Ausbau der Wind- und Solarkraftwerke kommt es zu starken Schwankungen in der Stromerzeugung und der Bedarf nach Regelenergie wächst weltweit.

Die bis heute effizienteste Form der Energiespeicherung ist die Pumpspeicherung von Wasser. Dabei kommen ternäre oder binäre Maschinensätze zum Einsatz. Da die Tendenz bei Neuprojektierungen von Pumpspeicherkraftwerken Richtung Pumpturbinen weist, diese Bauweise verhältnismäßig jung ist und die Anforderungen an die Maschinensätze durch steigende Lastwechselzahlen immer größer werden, gibt es hier erhöhtes Forschungsinteresse.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit radialen Pumpturbinen. Dabei werden experimentelle Untersuchungen an einem Pumpturbinenprüfstand durchgeführt, welcher sich im hydrodynamischen Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik (IET) an der Technischen Universität Wien befindet.

Im Zuge der Diplomarbeit wird die Abhängigkeit der Instabilität und des Kennlinienverhaltens einer Pumpturbine von der Einbautiefe untersucht und die Kennlinien im Turbinenbetrieb erfasst. Des Weiteren erfolgen Umbauarbeiten am Versuchsaufbau und die Durchführung von Messungen des Spaltwasserstroms unter verschiedenen Bedingungen. Zeitgleich zu diesen Untersuchungen erfolgen dynamische Druckmessungen in der Modellmaschine.

Abstract

Hydropower plants are basic for the power supply in Austria and Europe. Especially pumped-storage power plants are getting more and more important for the grid stability and to guarantee the supply of energy. The need of balancing energy increases, because of the growth of solar- and wind power plants.

Till today pumped-storage power plants are the most efficient way of storing power. Therefore ternary and binary machine units are used. Nowadays new pumped-storage projects have a tendency to pumpturbines and as a result the research interest in this machine type is getting bigger.

This master thesis is about modelltests of a radial pumpturbine. The experimental studies are executed at the hydraulic laboratory of the institute for energy systems and thermodynamics (IET) at the technical university of Vienna.

Due to this thesis the influence of the installation depth on the characteristic behaviour of a pump turbine in generating mode is examined and the machine characteristic is recorded. The test rig is modified to realise a cleft water measurement at different operating conditions and the chronological pressure profil at the priming chamber is detected.

Symbolverzeichnis

Lateinische Zeichen

A	Querschnittsfläche	$[m^2]$
a	Leitapparatöffnung	$[mm]$
\mathbf{B}	Sensitivitätsmatrix	$[*]$
\mathbf{b}	Vektor der Sensitivitätsmatrix	$[*]$
b_i	Sensitivitätskoeffizient	$[*]$
c	Absolutgeschwindigkeit	$[m/s]$
D	Durchmesser	$[m]$
D_{La1}	Laufraudeintrittsdurchmesser	$[m]$
D_{La2}	Laufradaustrittsdurchmesser	$[m]$
D_H	hydraulischer Durchmesser	$[m]$
E	spezifische Energie	$[J/kg]$
e_r	zufällige Messabweichung	$[*]$
$e_{s,b}$	bekannte systematische Messabweichung	$[*]$
$e_{s,u}$	unbekannte systematische Messabweichung	$[*]$
f	Frequenz	$[Hz]$
f_{rot}	Rotationsfrequenz	$[Hz]$
g	Erdbeschleunigung	$[m/s^2]$
H	Fallhöhe	$[m]$
H_{dyn}	dynamischer Anteil der Fallhöhe	$[m]$
H_{stat}	statischer Anteil der Fallhöhe	$[m]$
n	Drehzahl	$[U/s]$

n_q	spezifische Drehzahl	$[U/min]$
N_{QE}	spezifische Drehzahl laut IEC 60193	$[U/s]$
$NPSE$	spezifische Netto Energie an der Saugseite	$[J/kg]$
$NPSH$	Netto Höhe an der Saugseite	$[m]$
P	Leistung	$[W]$
P_{hydr}	hydraulische Leistung	$[W]$
P_{mech}	mechanische Leistung	$[W]$
p_{Diff}	Druck im Diffusor	$[Pa]$
p_{DT}	Druck im Saugrohrkrümmer	$[Pa]$
p_{prim}	Druck im schaufellosen Raum	$[Pa]$
p	Druck	$[Pa]$
Q	Durchfluss	$[m^3/s]$
q'	Spaltwasser am Turbinendeckel	$[l/s]$
q''	Spaltwasser am Turbinenkranz	$[l/s]$
q_{LW}	Lagerwasseranteil des hydrostatischen Lagers	$[l/s]$
q_{gemess}	gemessene Spaltwassermenge	$[l/s]$
S	Kovarianzmatrix	$[*]$
s_{ij}	Element der Kovarianzmatrix	$[*]$
T	Wellendrehmoment	$[Nm]$
T_{Lm}	Reibmoment	$[Nm]$
T_m	Drehmoment am Laufrad	$[Nm]$
u	Umfangsgeschwindigkeit	$[m/s]$
w	Relativgeschwindigkeit	$[m/s]$
x_E	berichtigter Messwert	$[*]$
x_w	wahrer Wert der Messgröße	$[*]$
z	geodätische Höhe	$[m]$
$\Delta \mathbf{x}$	Vektor der systematischen Messabweichungen	$[*]$
Δy_c	gesamte Messunsicherheit	$[*]$
Δy_r	zufällige Messunsicherheit	$[*]$
Δy_s	systematische Messunsicherheit	$[*]$

Dimensionslose Kennzahlen

k_D	Größenmaßstab	[–]
k_G	Geschwindigkeitsmaßstab	[–]
k_n	Drehzahlmaßstab	[–]
n_{ED}	Drehzahlfaktor	[–]
Q_{ED}	Durchflussfaktor	[–]
q'_{ED}	normierte Spaltwassermenge	[–]
Re	Reynoldszahl	[–]
T_{ED}	Drehmomentfaktor	[–]
t	Student-t Faktor	[–]

Griechische Symbole

η	Wirkungsgrad	[–]
η_v	Volumetrischer Wirkungsgrad	[–]
ρ	Dichte	$[kg/m^3]$
μ	Erwartungswert	[*]
ν	kinematische Viskosität	$[m^2/s]$
σ	Thomazahl	[–]
ζ_{spalt}	Splattwasser-Verlustanteil	[–]

Tiefgestellte Zeichen

I	Parameter der Modellmaschine
II	Parameter der Großausführung
1	Größe am Eintritt der Modellmaschine
2	Größe am Austritt der Modellmaschine
$La1$	Größe am Laufradaustritt
$La2$	Größe am Laufradaustritt
P	Kreislaufpumpe
T	Pumpturbine

Hochgestellte Zeichen

-	Mittelwert
T	transponierte Größe

[*] Einheit abhängig von der zugehörigen Messgröße

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	v
1 Einleitung	1
1.1 Wasserkraftwerke	1
1.2 Pumpturbinen	3
1.3 Motivation und Aufgabenstellung	5
2 Theoretische Grundlagen	7
2.1 4-Quadranten Kennfeld	7
2.1.1 Pumpbetrieb	8
2.1.2 Turbinenbetrieb	9
2.1.3 Instabiles Verhalten	11
2.2 Modellversuche	12
2.3 Kennzahlen	14
2.4 Messwerte und Messunsicherheit	18
3 Versuchsaufbau	22
3.1 Pumpturbinenprüfstand	22
3.2 Instrumentierung	25
3.2.1 Durchflussmessung	25
3.2.2 Spaltwassermessung	26
3.2.3 Druckmessung	27
3.2.4 Druckmessung im schaufelleeren Raum	28
3.2.5 Drehmomentmessung	29

3.2.6	Drehzahlmessung	31
3.3	Messwerterfassung und Steuerung	31
4	Messungen	34
4.1	Kennlinienverhalten	35
4.1.1	Versuchsdurchführung	35
4.1.2	Messergebnis der Kennlinienerfassung	39
4.1.3	Fehlerbetrachtung zur Kennlinienerfassung	42
4.1.4	Schlussfolgerungen der Kennlinienerfassung	43
4.2	Druckmessung im schaufelleeren Raum	46
4.2.1	Messdurchführung	46
4.2.2	Messergebnis der Druckmessung	47
4.2.3	Schlussfolgerungen der Druckmessung	48
4.3	Spaltwassermessung	50
4.3.1	Messdurchführung der Spaltwassererfassung	51
4.3.2	Messergebnis der Spaltwassererfassung	53
4.3.3	Fehlerbetrachtung zur Spaltwassermessung	55
4.3.4	Schlussfolgerungen der Spaltwassererfassung	56
5	Zusammenfassung und Ausblick	59
	Literatur	61
A	Kennlinienmessung	63
B	Drucksignalmessung	75
C	Spaltwassermessung	82

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Wasserkraftwerke

Über 67 Prozent der österreichischen Stromerzeugung erfolgt aus Wasserkraft [8]. Wasserkraftwerke dienen dabei sowohl zur Grundlastabdeckung, wie beispielsweise die Donaukraftwerksgruppe, als auch zur Lastspitzenabdeckung und zur Bereitstellung von Regelenergie wie etwa die Kraftwerke Malta Oberstufe und Hauptstufe. Wasserkraft ist eine erneuerbare Energiequelle mit einem hohen Anlagenwirkungsgrad, ist im Betrieb CO₂ frei, sehr zuverlässig und planbar. Prinzipiell werden Wasserkraftwerke nach der Höhendifferenz zwischen Oberwasser und Unterwasser eingeteilt. Da die Fallhöhe H direkt proportional dem Druck $p = \rho * g * H$ ist spricht man

- von **Hochdruckanlagen** wenn eine Höhe von 50 m überschritten wird.
- Kraftwerke mit einer Fallhöhe von 15 m bis 50 m gelten als **Mitteldruckanlagen**
- und bei Höhen unter 15 m als **Niederdruckanlagen** [10].

Wasserkraftwerke wandeln die potenzielle Energie des Wassers in elektrische Energie um. Dabei wird durch die Strömung das Laufrad einer oder die Laufräder mehrerer Turbinen in Rotation versetzt, welche Generatoren zur Stromerzeugung antreiben. In der Turbine wird die potenzielle Energie in kinetische Energie und anschließend mit dem Generator die kinetische in elektrische Energie umgewandelt.

Im Kraftwerksbau kommen zwei grundlegende Turbinenarten zur Anwendung:

- **Überdruckturbinen:** Die häufigsten Vertreter der Überdruckturbinen sind die Kaplan- und die Francisturbine, welche nach ihren Erfindern benannt sind. Die Kaplan-turbine ist eine axialdurchströmte Turbine und kommt hauptsächlich bei Laufwasserkraftwerken zum Einsatz. Das Francislaufrad wird radial durchströmt und hat ein sehr breites Anwendungsspektrum. Bei Francisturbinen werden Laufradwirkungsgrade bis zu 95% und Leistungen bis 1000 MW realisiert, wie auch in Abbildung 1.1 erkennbar.
- **Gleichdruckturbinen:** Hier kommt es im Laufrad zu keiner Druckänderung mehr, weshalb man von einer Gleichdruckturbine spricht. Diese findet bei der bekanntesten Gleichdruckturbine, der Pelton-turbine, nicht am Laufrad sondern in der vorgeschalteten Düse statt. Der klassische Anwendungsfall für Peltonlaufräder sind Speicherkraftwerke wie sie beispielsweise in den Alpen oder anderen gebirgigen Regionen der Erde zu finden sind.

Der optimale Anwendungsbereich der verschiedenen Turbinentypen ist dabei abhängig vom Durchfluss Q sowie der Fallhöhe H wie in Abbildung 1.1 ersichtlich. Eine weitere Einteilung und Abschätzung des Betriebsbereichs kann mit Hilfe der spezifischen Drehzahl n_q erfolgen, welche in Kapitel 2.3 beschrieben ist.

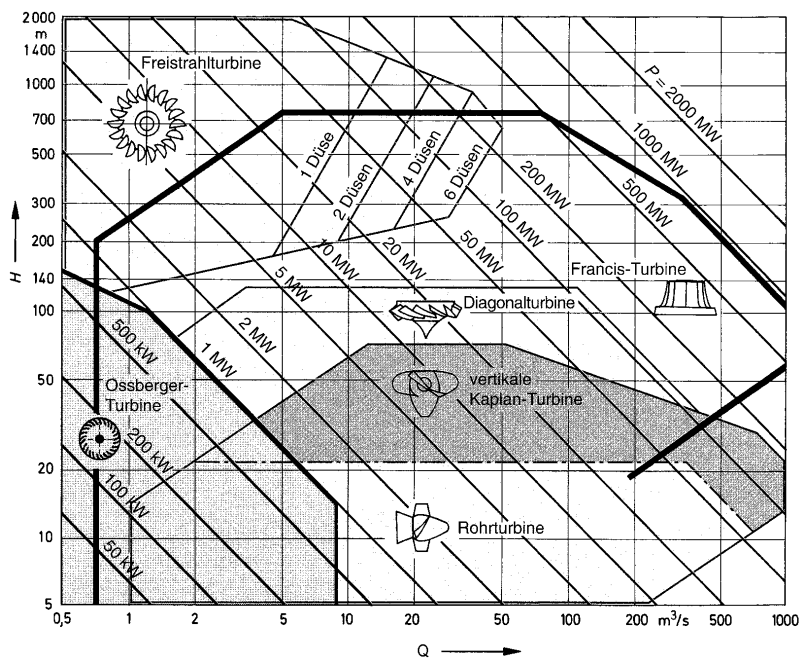


Abbildung 1.1: Anwendungsbereiche verschiedener Maschinentypen [2]

1.2 Pumpturbinen

Da der Stromverbrauch über einen Tag und das ganze Jahr deutlichen Schwankungen unterliegt, ist eine effektive Energiespeicherung für ein stabiles und zuverlässiges Stromnetz unumgänglich. Die bis heute effizienteste und wirtschaftlichste Variante ist die Pumpspeicherung von Wasser. Weltweit werden 99% der Speicherkapazität für elektrische Energie durch Pumpspeicherung realisiert [9]. Speziell in Zeiten in denen immer mehr Strom durch Photovoltaik und Windräder gewonnen wird, welche sehr unsichere und schlecht planbare Elemente in einem Verbundnetz darstellen, ist die Netzregulierung ein immer mehr an Bedeutung gewinnendes Aufgabenfeld der Pumpspeicherkraftwerke. Sie erlauben, im Vergleich zu anderen Kraftwerken, sehr schnelle Reaktionen auf unerwartete Ereignisse da sie innerhalb von Minuten die Betriebsart wechseln oder hoch- und niedergefahren werden können.

Das Arbeitsprinzip eines Pumpspeicherkraftwerks ist in Abbildung 1.2 veranschaulicht. Dabei wird bei einem Stromüberangebot elektrische Energie aus dem Verbundnetz entnommen und verwendet um über einen Motorgenerator das Laufrad anzutreiben und Wasser aus dem Unterwasserbecken in ein oberwasserseitiges Speicherbecken zu pumpen. Das Kraftwerk bildet also im Pumpbetrieb einen Konsumenten und speichert Energie indem es elektrische in potenzielle Energie umwandelt. Bei erhöhter Stromnachfrage wird das Wasser aus dem Speicherbecken zum Antreiben einer Turbine und folglich zur Stromerzeugung verwendet. Die potenzielle Energie wird wieder umgewandelt und als elektrische Energie dem Netz zur Verfügung gestellt.

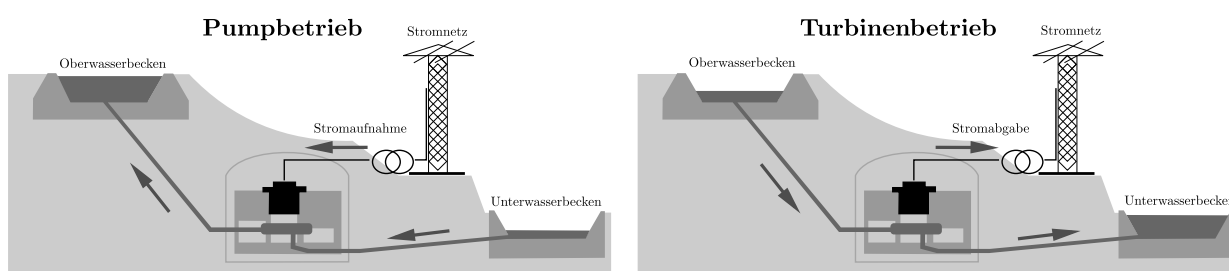


Abbildung 1.2: Arbeitsprinzip eines Pumpspeicherkraftwerks, links: im Pumpbetrieb; rechts: im Turbinenbetrieb; adaptiert von [5] und [16]

Die Maschinensätze können entweder als ternärer Maschinensatz, in der Literatur auch oft als 3-Maschinensatz bezeichnet, oder als binärer Maschinensatz, auch 2-Maschinensatz genannt, ausgeführt werden. Die Zusammensetzung und Hauptkomponenten beider Ma-

schinensätze sind in Abbildung 1.3 schematisch dargestellt.

Der **ternäre Maschinensatz** besteht aus zwei hydraulischen Maschinen, der meist mehrstufig ausgeführten Speicherpumpe (5) und der Turbine (2). Dabei können sowohl Peltonturbinen als auch Francisturbinen zum Einsatz kommen und der Maschinensatz mit vertikaler oder horizontaler Welle angeordnet sein. Der große Vorteil des ternären Satzes ist ein hoher hydraulischer Gesamtwirkungsgrad, da die beiden hydraulischen Maschinen für ihre Betriebsart ideal ausgelegt werden können. Weitere wichtige Bauteile sind der Motor-generator (1), die turbinen- und pumpenseitigen Absperrorgane (3) und der Anfahrwandler (4). Im Turbinenbetrieb ist der Wellenstrang durch den Anfahrwandler getrennt um die Schwungmasse der Speicherpumpe zu entkoppeln. Bei einem Lastwechsel wird die Speicherpumpe über den Anfahrwandler eingekoppelt. Dieser Vorgang geschieht ohne eine Umkehr der Laufraddrehrichtung und die sich in Rotation befindende Turbine dient als Anfahrhilfe. Es sind also Lastwechsel in sehr kurzer Zeit möglich, wodurch sich der zweite Vorteil der schnellen Reaktionsfähigkeit ergibt.

Unter einem **binären Maschinensatz** versteht man den Einsatz einer reversiblen Pump-
turbine (6) welche im Turbinenbetrieb den Motor-generator (1) antreibt und im Pumpbe-

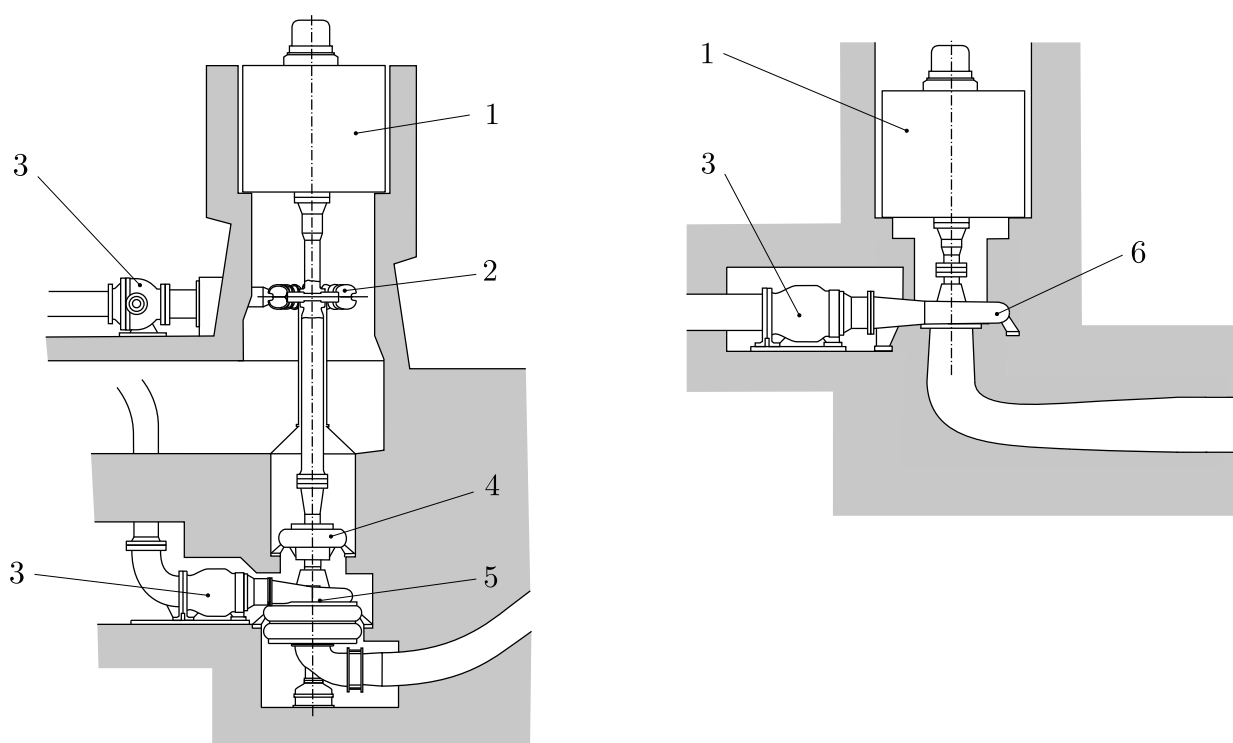


Abbildung 1.3: links: Ternärer Maschinensatz (3-Maschinensatz), rechts: Binärer Maschinensatz mit reversibler Pump- und Turbine (2-Maschinensatz); 1-Motor-generator, 2-Pelton- oder Francisturbine, 3-Absperrorgane, 4-Anfahrwandler, 5-mehrstufige Speicherpumpe, 6-Pump- und Turbine [16]

trieb angetrieben wird. Dabei kommt es zu einer Drehzahlumkehr und einem vollständigen Abbremsen des Laufrades. Als Laufräder werden in der Regel Francislaufräder verwendet. Da es sowohl zum Pumpen als auch zum Turbinieren eingesetzt wird, ist das hydraulische Design ein Kompromiss zwischen einem Pumpen- und Turbinenlaufrad. Die Auslegung erfolgt dabei eher auf der Pumpenseite. Die großen Vorteile der reversiblen Pumpturbinen im Vergleich zum ternären Maschinensatz sind ihre geringere Baugröße und die kleinere Anzahl an benötigten Komponenten und Rohrleitungen, was wiederum zu geringeren Investitionskosten und Bauvolumen führt. Da in dieser Arbeit eine reversible Pumpturbine behandelt wird sind deren Betriebsarten in Kapitel 2.1 genauer betrachtet.

1.3 Motivation und Aufgabenstellung

Im Jahr 2013 waren weltweit mehr als 350 Pumpspeicherkraftwerke mit einer installierten Leistung von etwa 152 Gigawatt in Betrieb. Es wird prognostiziert, dass bis 2020 über 100 Neuanlagen mit rund 75 Gigawatt errichtet werden. Dies entspricht einem geschätzten Investitionsvolumen von 56 Milliarden Euro. Die Gründe für diesen Wachstumsschub sind regional verschieden.

Im asiatischen Raum, vor allem in China, werden derzeit aufgrund der stark wachsenden Wirtschaft große Kohle- und Kernkraftwerke errichtet. Da diese sehr träge sind und nicht spontan auf Lastschwankungen im Netz reagieren können, werden hier Pumpspeicherkraftwerke benötigt.

In Nordamerika, hier vor allem in der USA, und Europa herrscht durch die erhöhte Stromproduktion aus Solar- und Windenergie Handlungsbedarf. Dabei richtet sich die Stromerzeugung nicht nach der Nachfrage am Strommarkt, sondern nach dem Wetter. Dadurch steigt der Regelbedarf, welcher mit Pumpspeicherung gedeckt wird. Andererseits entfällt dadurch für die Pumpspeicherkraftwerksbetreiber die Möglichkeit zu Mittag zur sehr rentablen Spitzenlastzeit Strom ins Netz einzuspeisen, da zu diesem Zeitpunkt in der Regel auch die Solarenergie Strom liefert, welche Einspeisevorrang hat. Vor allem in Mitteleuropa, wie etwa in Deutschland oder Österreich, führte dieser Umstand und die starke Subventionierung von Wind- und Solarenergie dazu, dass zahlreiche Pumpspeicherkraftwerksprojekte vorerst stillgelegt wurden. Mittelfristig gesehen haben aber auch in dieser Region der Welt, Markt und Politik keine andere Wahl als Kraftwerkstypen einen rentablen Einsatz zu ermöglichen welche kurzfristig und auf Marktsituationen reagieren können. Ohne sie wird die Energiewende technisch unmöglich. [11]

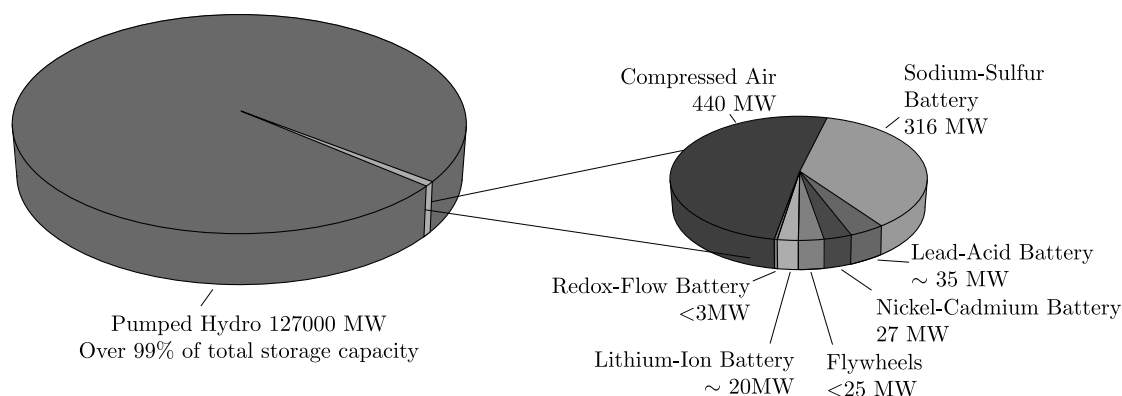


Abbildung 1.4: Weltweit installierte Speicherkapazitäten für elektrische Energie, Grafik aus [16] mit Daten [9]

Es ist somit eine Tatsache, dass sich das Aufgabenfeld der Pumpspeichersätze durch neue Energiekonzepte und steigenden Netzregelbedarf verändert hat. Da die Tendenz bei neuen Projekten in Richtung Pumpturbinen weist, ist hier das Forschungsinteresse sehr groß. Vor allem die Anforderung einer deutlich erhöhten Anzahl an Lastwechseln pro Betriebsstunden ist problematisch beziehungsweise technisch herausfordernd. Neben der öfters wechselnden mechanischen Beanspruchung der Bauteile ergeben sich aus einer stark steigenden Lastwechselzahl auch hydraulische Herausforderungen. Mit jedem Betriebszustandswechsel ist es unumgänglich, die Maschine neu mit dem Verbundnetz zu synchronisieren. Dabei ist die Maschinenkennlinie im Bereich des Synchronisationspunkts von großer Bedeutung. Instabilitäten und das Durchfahren des sogenannten S-Schlags sind äußerst unerwünscht.

- Im Zuge dieser Diplomarbeit soll die Abhängigkeit der Instabilität und des Kennlinienverhaltens einer Pumpturbine von der Einbautiefe experimentell am Prüfstand untersucht und die Kennlinien im Turbinenbetrieb erfasst werden.
- Ein weiterer Aufgabenpunkt ist die Realisierung einer direkten Spaltwasserrückführung in den Unterwasserkessel. Dabei ist ein Durchflussmesser zu installieren und im Versuchsverlauf sind Messungen des Spaltwasserstroms durchzuführen.
- Des Weiteren ist der zeitliche Druckverlauf im schaufelleeren Raum zwischen Leit- und Laufschaufel für die gemessenen Kennlinienpunkte zu erfassen. Hierfür ist ein geeigneter Drucksensor vorzusehen. Für die Messpunkte soll eine Frequenzanalyse erfolgen und die erfassten Daten werden zur CFD Validierung herangezogen.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

Zu Beginn dieses Kapitels werden die möglichen Betriebsarten einer Pumpturbine und die Darstellung im 4-Quadrantenkennfeld beschrieben. Auf den darauf folgenden Seiten wird auf die Voraussetzungen und laut Internationaler Norm [14] üblichen Aspekte für Modelltests von Pumpturbinen eingegangen und die in dieser Arbeit zur Anwendung kommenden Kennzahlen definiert beziehungsweise deren Definition erklärt. Abschließend wird die Messunsicherheit thematisiert sowie die Mittelwertbildung der Messwerte beschrieben.

2.1 4-Quadranten Kennfeld

Die Charakteristik einer Pumpturbine wird üblicherweise mit einem 4-Quadrantenkennfeld veranschaulicht. Eine beispielhafte Darstellung eines solchen erfolgt in Abbildung 2.1, wobei hier der Durchflussfaktor Q_{ED} über dem Drehzahlfaktor n_{ED} aufgetragen ist. Eine andere Form der Darstellung ist n_{ED} auf der Abszisse und den Drehzahlfaktor T_{ED} auf der Ordinate aufzutragen. Jede Kennlinie in Abbildung 2.1 und 2.3 ist einer konstanten Leitapparatöffnung a_n zugehörig. Das Kennfeld ist in vier Quadranten Turbine (I), Pumpenbremse (II), Pumpe (III) und Turbinenpumpe (IV) unterteilt, auf die nachfolgend eingegangen wird. Die alternative Darstellung von $T_{ED} - n_{ED}$ ist in Abbildung 2.3 ersichtlich. Die verwendeten Kennzahlen werden in Kapitel 2.3 genauer behandelt.

Prinzipiell kann man je nach Drehrichtung zwischen Turbine (positive Drehzahl $n > 0$) und Pumpe (negative Drehzahl $n < 0$) unterscheiden. Wie aus Tabelle 2.1 zu entnehmen ist, kann man die Quadranten I und IV, jene rechts der Ordinate, einer Turbine und die Quadranten II und III einer Pumpe zuordnen. Die Vorzeichenkonvention wurde so gewählt,

dass alle aufgelisteten Betriebsgrößen der Pumpturbine im regulären Turbinenbetrieb positiv sind.

Tabelle 2.1: Mögliche Betriebsbereiche einer Pumpturbine mit Vorzeichen der Betriebsgrößen

Quadrant	Betriebsart	Drehzahl n	Durchfluss Q_1	Drehmoment T	mech. Leistung P_{mech}
III	Pumpbetrieb	-	-	+	-
II	Pumpenbremsbetrieb	-	+	+	-
I	Turbinenbetrieb	+	+	+	+
I	Leerlauf	+	+	0	0
I	Turbinenbremsbetrieb	+	+	-	-
IV	Turbinenpumpbetrieb	+	-	-	-

2.1.1 Pumpbetrieb

Dreht sich das Pumpturbinenlaufrad, wie in Abbildung 2.2 eingezeichnet, mit negativer Drehzahl, so spricht man vom Betrieb als Pumpe. Der reguläre Pumpbetrieb befindet sich im $Q_{ED} - n_{ED}$ Diagramm (Abb. 2.1) im III. Quadranten. Dabei wird das Laufrad von einem Motorgenerator angetrieben und das Fördermedium über die Saugseite der Maschine angesaugt. Im Laufrad kommt es zu einer Druckerhöhung verbunden mit einer Geschwin-

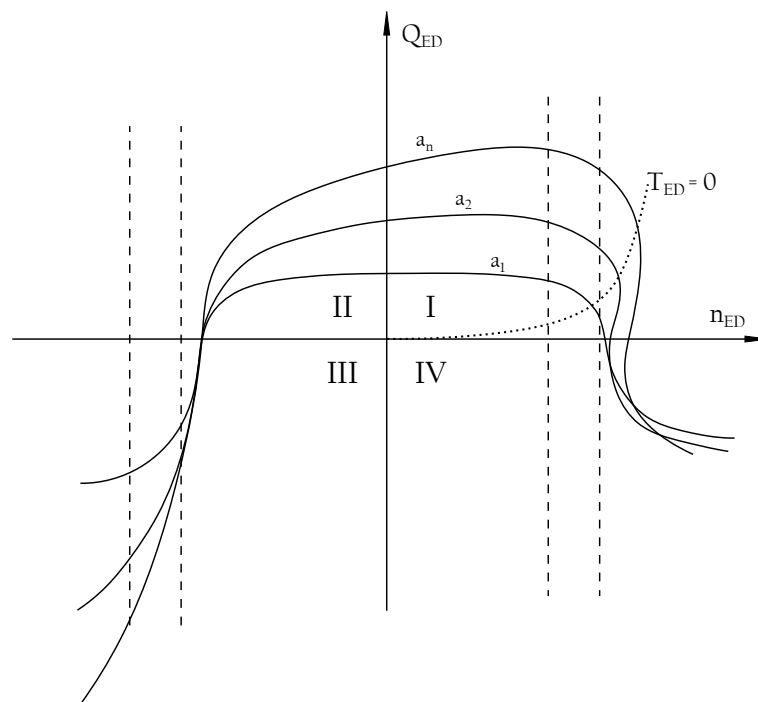


Abbildung 2.1: Typisches 4 - Quadrantenkennfeld einer Pumpturbine angelehnt an [14]

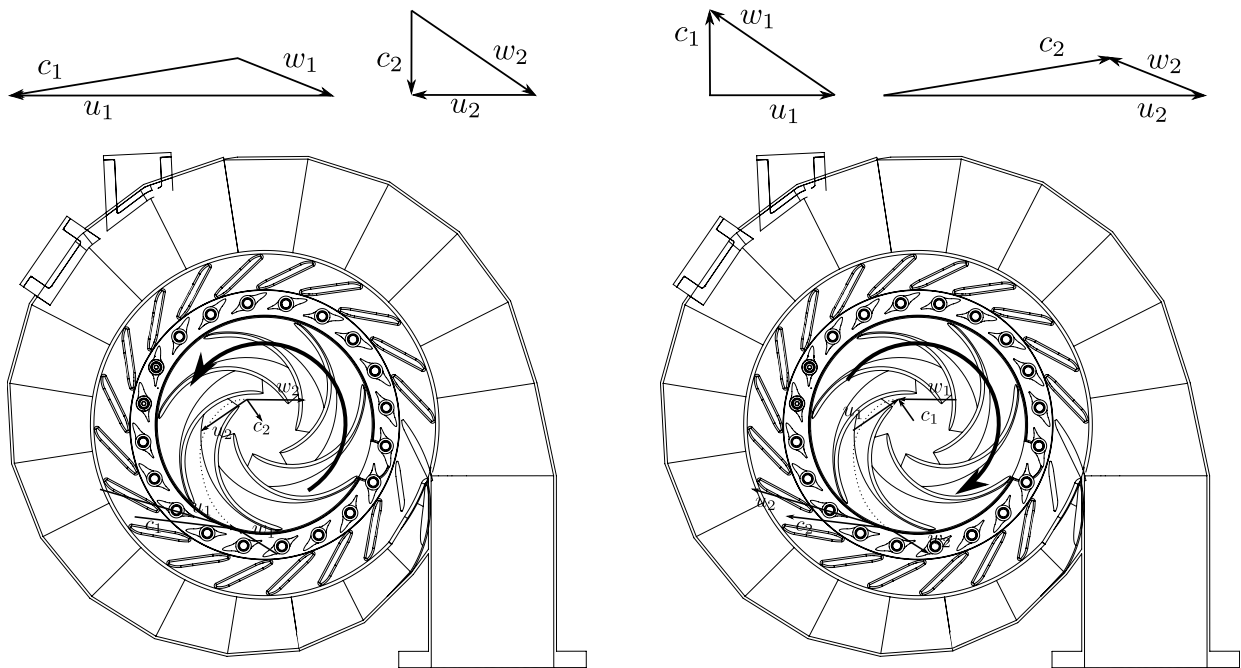


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsdreiecke, links: Pumpturbine im Turbinenbetrieb; rechts: Pumpturbine im Pumpbetrieb

digkeitsverzögerung und das Wasser wird vom Unterwasser in ein höher liegendes Speicherbecken gepumpt. Das Laufrad wird dabei von der Saugseite zur Druckseite durchströmt, was einem negativen Durchfluss Q entspricht. Wie bei jeder Radialpumpe ergibt sich die Förderhöhe aus dem Schnittpunkt von Maschinen- und Anlagenkennlinie. Ist die Laufraddrehzahl zu gering, so kann die Pumpe nicht mehr die für die Anlage notwendige Höhe $H = H_{stat} + H_{dyn}$ aufbringen und es kommt zu einer Durchflussumkehr. Die Pumpe wirkt dabei nur noch als Bremse, daher wird dieser Bereich als Pumpenbremsbetrieb bezeichnet, welcher dem II. Quadranten entspricht.

2.1.2 Turbinenbetrieb

Die in dieser Arbeit durchgeführten Messungen und Betrachtungen beziehen sich auf diesen Kennlinienabschnitt welcher im positiven Drehzahlbereich liegt. Arbeitet die Pumpturbine im Turbinenbetrieb, so wird das Laufrad von der Druck- zur Saugseite durchströmt und der Durchfluss Q ist positiv. Dabei wird die potenzielle Energie des Wassers in kinetische Energie umgewandelt, das Laufrad in Rotation versetzt und die mechanische Energie an den Generator abgegeben. Turbinen werden in dem soeben beschriebenen Bereich betrieben. Die drehzahlseitige Obergrenze verläuft entlang der in Abbildung 2.1 punktiert eingezeichneten

Kurve. Entlang dieser Kurve ist das Drehmoment T beziehungsweise der Drehmomentenfaktor T_{ED} gleich Null. Die Punkte entlang dieser Leerlaufkurve werden auch als *Speed no Load* bezeichnet, da sich die Turbine in Rotation befindet aber kein Drehmoment abgegeben oder aufgenommen wird. Die den jeweiligen Punkten zugehörige Drehzahl ist die Durchgangsdrehzahl. Da entlang dieser Kurve $T = 0$ ist wird keine Leistung abgegeben oder aufgenommen. Der Synchronisationsvorgang mit dem Verbundnetz beim Hochfahren der Turbine findet bei kleinen Leitapparatöffnungen statt.

Ist die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zu hoch so kommt es zu einer Versperrung durch dieses und das Wasser wird am Durchströmen der Turbine gehindert. Die Maschine operiert nun im Turbinenbremsbetrieb welcher sich im I. Quadranten zwischen $T = 0$ und $Q = 0$ befindet. Kommt es zu einer weiteren Drehzahlsteigerung erfolgt eine Durchflussumkehr und der Turbinenpumpbetrieb wird erreicht. Diese beiden Bereiche entsprechen nicht gewünschten Betriebsarten. Sie werden im nächsten Kapitel weiter behandelt.

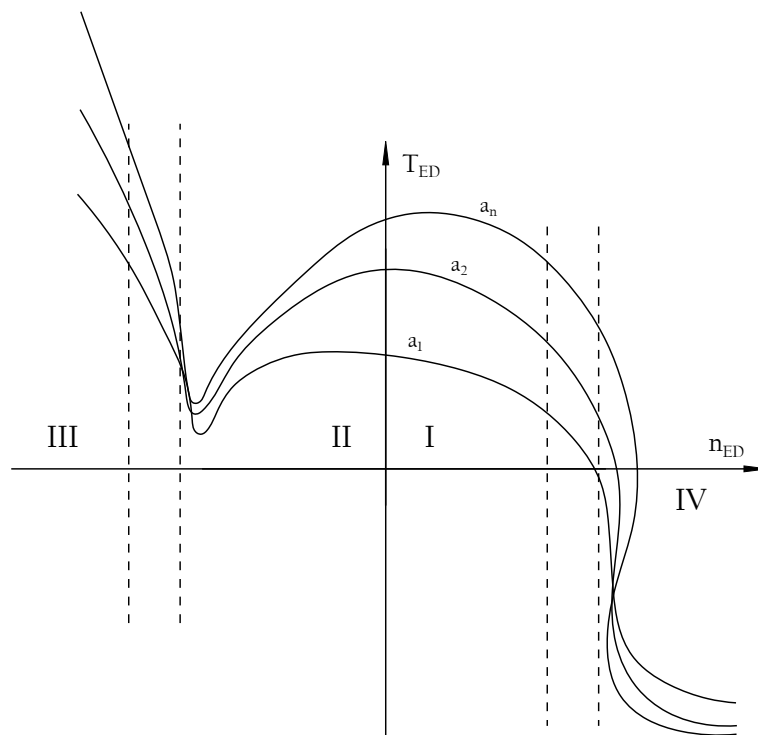


Abbildung 2.3: Alternative Darstellung des Kennfeldes einer Pumpe angelehnt an [14]

2.1.3 Instabiles Verhalten

Ein Abschnitt einer Kennlinie ist allgemein formuliert instabil, wenn die Ableitung einer Größe x nach einer Größe y größer Null ist. Für eine Pumpturbine dargestellt im 4-Quadrantenkennfeld formuliert sich diese Bedingung laut Gleichung 2.1 und 2.2 wie folgt:

$$\frac{dQ_{ED}}{dn_{ED}} > 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{dT_{ED}}{dn_{ED}} > 0 \quad (2.2)$$

Der typische und problematische instabile Bereich einer Pumpturbine ist der sogenannte *S-Schlag*. Er ist je nach Maschinendesign stärker oder schwächer ausgeprägt bis gar nicht vorhanden. Ein Beispiel für zwei Kennlinien ist in Abbildung 2.4 dargestellt, wobei die durchgezogene Linie ein starkes S-Schlagverhalten repräsentiert und die strichlierte Linie durchgehend stabil ist. S-Schlag tritt in den Bereichen Turbinenbremsbetrieb und Turbinenpumpbetrieb auf und ist problematisch wenn er nahe des Synchronisationspunktes auftritt. Dann besteht die Gefahr, dass beim Synchronisieren der Maschine mit dem Netz der instabile Bereich der Kennlinie durchfahren wird. Dabei nimmt die Pumpturbine automatisch Leistung aus dem Verbundnetz auf und durchläuft den instabilen Zweig vom Turbinenbremsbetrieb in den Turbinenpumpbetrieb. Für die Maschine hat dieses Phänomen nur be-

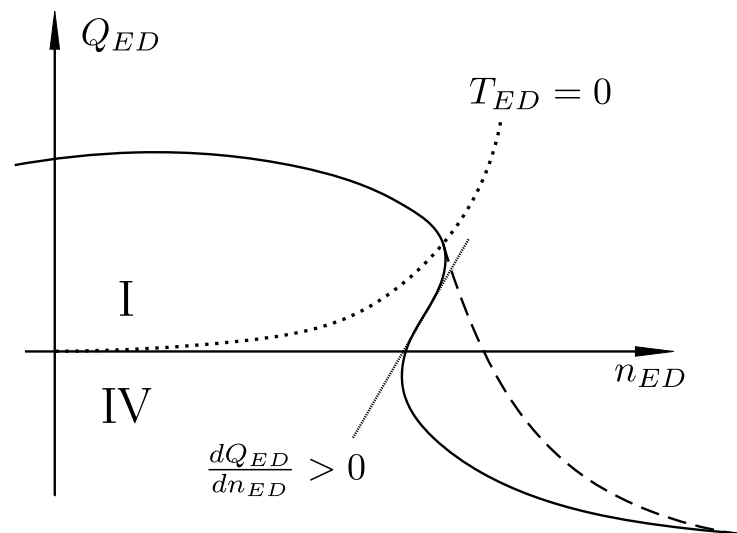


Abbildung 2.4: Vergleich einer instabilen Kennlinie mit ausgeprägter S-Schlag Charakteristik (durchgezogene Linie) und einer durchgängig stabilen Kennlinie (unterbrochene Linie) [13]

dingt Auswirkungen, da es im IV. Quadranten eventuell zu verstärkter Kavitation kommen kann. Problematisch ist der beschriebene Vorgang für das Verbundnetz, da Pumpturbinen in der Regel gestartet werden um möglichst schnell Spannungs- und Frequenzschwankungen zu kompensieren. Entnimmt die Turbine dem Netz jedoch Leistung anstatt einzuspeisen, so kann das weitreichende Folgen haben.

Es sollte daher eine Instabilität nicht soweit ausgeprägt sein, dass der Synchronisationsbereich innerhalb dieser liegt, da hier ein kontrollierter Anfahrvorgang nicht möglich ist. Jedoch gibt es Möglichkeiten dem S-Schlag entgegen zu wirken. Beispielsweise werden über Servomotoren einzeln angesteuerte Leitschaufeln bewusst in Fehlstellungen gebracht und wirken dadurch stabilisierend und dem S-Schlag entgegen [13].

2.2 Modellversuche

Allgemein werden Modellversuche getätigt um Strömungsphänomene und Betriebspunkte zu untersuchen deren Auswirkungen oder Entstehung an der Großmaschine einer experimentellen Untersuchung erfordern. Es werden Abnahmetests durchgeführt um dem Kunden Wirkungsgrade und Leistungen zu bestätigen und darüber hinaus erfolgen Modelltests um numerische Berechnungen und Simulationen zu verifizieren und zu quantifizieren.

Dabei müssen zwischen den zu vergleichenden Maschinen bestimmte **Ähnlichkeitsbedingungen** erfüllt werden.

- **geometrische Ähnlichkeit:** Modellmaschine und Prototyp beziehungsweise Großausführung müssen in allen mit der Strömungsführung zusammenhängenden Formen und Abmessungen geometrisch ähnlich sein. Diese Anforderung erscheint recht einfach, ist aber bezüglich der Oberflächenrauigkeit schwierig zu realisieren. Die absolute Rauigkeit beider Maschinen ist oft gleich, die relative Rauigkeit weicht jedoch stark voneinander ab. Daher ist vor allem die Grenzschichtströmung nicht einfach zu vergleichen und es ist zu beachten, dass die Reibungsverluste in der kleineren Maschine größer sind. [4]
- **kinematische Ähnlichkeit:** Dieser Forderung entsprechend müssen die Geschwindigkeitsdreiecke der zu vergleichenden Maschinen ähnlich sein und daher die Strömung in Spirale, Stützring, Leit- und Laufrad sowie Saugrohr kinematisch ähnlich erfolgen.
- **dynamische Ähnlichkeit:** Mit der dynamischen Ähnlichkeit soll gewährleistet sein, dass sich speziell Reibkräfte und Trägheitskräfte der Maschinen ähnlich verhalten. Bei

Radialmaschinen und auch bei Axialmaschinen ergibt sich daher die Forderung nach ähnlicher Reynoldszahl Re , wobei diese Vorgabe oft schwierig zu erfüllen ist.

$$Re = \frac{D_H u}{\nu} \quad (2.3)$$

Um den geometrischen und kinematischen Ähnlichkeitsbedingungen zu genügen müssen drei **Maßstabfaktoren** eingehalten werden. Diese setzen Abmessungen, Geschwindigkeiten und Drehzahlen der zu vergleichenden Maschinen (Index I und II) in Relation zueinander.

- **Drehzahlmaßstab:**

$$k_n = \frac{n_I}{n_{II}} \quad (2.4)$$

Er ist das Verhältnis der Drehzahlen der geometrisch ähnlichen Maschinen, wobei sich Index I auf die kleinere Maschine und Index II auf die größere Maschine bezieht. Es ist auch üblich den Index I durch M für Modell und Index II durch A für Ausführung zu ersetzen

- **Größenmaßstab:**

$$k_D = \frac{D_I}{D_{II}} \quad (2.5)$$

Jede für die Strömungsführung relevante geometrische Größe hat diesen Maßstab einzuhalten.

- **Geschwindigkeitsmaßstab:**

$$k_G = \frac{c_I}{c_{II}} = \frac{w_I}{w_{II}} = \frac{u_I}{u_{II}} \quad (2.6)$$

Durch die Umfangsgeschwindigkeitskomponente $u = Dn\pi$ lässt sich ein Zusammenhang zwischen Drehzahlmaßstab, Größenmaßstab und Geschwindigkeitsmaßstab laut Gleichung 2.7 ableiten.

$$k_G = k_D k_n \quad (2.7)$$

Durch die Verwendung der Maßstabsfaktoren k_n , k_D und k_G können für alle wichtigen Kenngrößen **Ähnlichkeitsbeziehungen** hergeleitet werden. Der Durchfluss Q ist laut Kontinuitätsgleichung $Q = A c$ das Produkt aus Fläche und Strömungsgeschwindigkeit. Das Verhältnis der Flächen A_I und A_{II} entspricht dem Quadrat des Größenfaktors oder anders ausgedrückt $A_I = k_D^2 A_{II}$ und das Geschwindigkeitsverhältnis ist über den Geschwindigkeitsfaktor $k_G = k_D k_n$ definiert.

Dadurch ergibt sich für den Durchfluss die Ähnlichkeitsbeziehung:

$$Q_I = k_D^2 k_G Q_{II} = k_D^3 k_n Q_{II} \quad (2.8)$$

Somit ändert sich bei zwei ähnlichen Maschinen I und II der Durchfluss mit der 3. Potenz der geometrischen Abmessungen und linear mit der Drehzahl. Das Verhältnis der Fallhöhen ändert sich quadratisch mit der Drehzahl und den geometrischen Abmessungen.

$$H_I = k_G^2 H_{II} = k_D^2 k_n^2 H_{II} \quad (2.9)$$

Die Beziehungen für die Leistung P , und das Drehmoment T lauten:

$$P_I = Q_I H_I = k_D^5 k_n^3 P_{II} \quad (2.10)$$

$$T_I = \frac{P_I}{n_I} = k_D^5 k_n^2 T_{II} \quad (2.11)$$

Die Grundlage aller Modellversuche bildet IEC 60913 [14]. In ihr sind auch Mindestanforderungen an Modellmaschinen angeführt, welche bei Versuchsdurchführungen eingehalten werden müssen. Des weiteren definiert diese Norm auch die zulässigen Toleranzen der geometrischen Abmessungen und Schaufelparameter.

Tabelle 2.2: Mindestanforderungen für Modellversuche laut [14]

	$Re(10^6)$	E (J/kg)	D (m)	B (m)
Radialmaschine	4	100	0,25	—
Diagonalmaschine	4	50	0,30	—
Axialmaschine	4	30	0,30	—
Pelton	2	500	—	0,08

Diese Bedingungen sollen reproduzierbare Messergebnisse mit genügender Messgenauigkeit gewährleisten, eine Formgenauigkeit mit herkömmlichen Fertigungsverfahren ermöglichen und Skalierungseffekte minimieren [14].

2.3 Kennzahlen

Bei Modellversuchen und Abnahmetests ist es üblich zum Zweck der einheitlichen Veranschaulichung, einfacheren Vergleichbarkeit und Umrechnung auf die Großmaschine nicht mit absoluten Betriebsgrößen, wie dem Durchfluss Q oder der Drehzahl n zu arbeiten, sondern

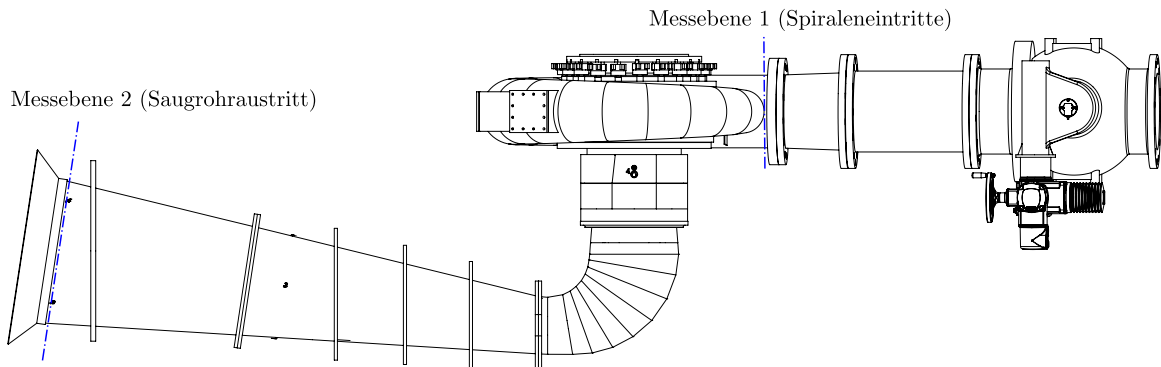


Abbildung 2.5: Messebenen der Drücke im Spiraleneintritt p_1 , Saugrohrdiffusor p_{Diff} , Saugrohrfuß p_{DT} und Saugrohraustritt p_2

auf oft dimensionslose Kennzahlen zurückzugreifen. Diese sind in [14] definiert und international gültig. Die für diese Arbeit relevanten Kennzahlen werden anschließend erklärt.

In den folgenden Gleichungen wird das Medium Wasser als inkompressibel angenommen. Daher ist die Dichte $\rho = \rho_1 = \rho_2$. Die Messebene am Spiraleneintritt ist mit dem Index 1 und am Saugrohraustritt mit dem Index 2 bezeichnet (Abbildung 2.5) wie auch in der gültigen internationalen Norm *IEC 60193* [14]. Generell sind in der gesamten Arbeit die Begriffe Eintritt und Austritt für ein Bauteil oder den Versuchsstand so zu verstehen, wie eine Durchströmung im regulären Turbinenbetrieb erfolgt. Als Bezugsdurchmesser D ist laut [14] der saugseitige Laufradaustrittsdurchmesser D_{La2} des Laufrades zu verstehen. Einige der nachfolgenden Kennzahlen sind auf die spezifische hydraulische Energie E bezogen. Diese ist definiert nach Gleichung 2.12:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g \quad (2.12)$$

- **Drehzahlfaktor n_{ED} :**

Der Drehzahlfaktor ist definiert als die Drehzahl einer Maschine mit einem Bezugsdurchmesser $D = 1m$ und einer spezifischen Energie $E = 1J/kg$. Es handelt sich dabei um eine einheitenlose Kennzahl und alle Werte sind in SI-Einheiten einzusetzen. n_{ED} wird genauso wie Q_{ED} und T_{ED} zur normierten Darstellung von Kennfeldern verwendet.

$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{0,5}} \quad (2.13)$$

- **Durchflussfaktor** Q_{ED} :

$$Q_{ED} = \frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}} \quad (2.14)$$

Q_1 ist laut [14] der Volumenstrom am Spiraleintritt, wie auch in Abbildung 3.4 dargestellt. Q_{ED} ist genauso wie T_{ED} auf eine geometrisch ähnliche Turbine mit $D = 1m$ und $E = 1J/kg$ bezogen und ist dimensionslos.

- **Drehmomentfaktor** T_{ED} :

$$T_{ED} = \frac{T_m}{\rho D^3 E} \quad (2.15)$$

T_m ist das am Laufrad anliegende Drehmoment und die Summe aus dem Wellendrehmoment T und dem Reibmoment T_{Lm} . In Kapitel 3.2.5 wird darauf genauer eingegangen.

- **Normierte Spaltwassermenge** q'_{ED} :

$$q'_{ED} = \frac{q'}{D^2 E^{0,5}} \quad (2.16)$$

Wie Abbildung 3.4 zeigt, ist q' der Spaltwasserstrom am Turbinendeckel. Dieser wird in dieser Arbeit wie der Durchfluss normiert und ist daher dimensionslos. In Kapitel 3.2.2 wird genauer auf das Spaltwasser eingegangen.

- **spezifische Drehzahl** $n_q [U/min]$:

Die spezifische Drehzahl n_q wird verwendet um die Schnellläufigkeit einer Maschine zu charakterisieren. Sie ist die Drehzahl einer Maschine mit einem Durchfluss $Q = 1m^3/s$ und einer Fallhöhe $H = 1m$. Da n_q üblicherweise in U/min angegeben wird ist zu beachten, dass die Drehzahl n in Gleichung 2.17 ebenfalls in U/min einzusetzen ist.

$$n_q = n \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (2.17)$$

Mit ihrer Hilfe kann abgeschätzt werden, welcher Turbinentyp zur Anwendung kommen sollte, wobei sich der Bereich bei Francislaufrädern von $n_q = 22$ bis 94 U/min erstreckt [3]. Bis $n_q = 43$ U/min spricht man von langsam laufenden und ab $n_q = 70$ U/min von schnell laufenden Francisturbinen [3]. Wie aus Abbildung 2.6 entnehmbar spiegelt sich dies auch in der Laufradform wieder. Liegt die spezifische Drehzahl über dem typischen Anwendungsbereich von Radiallaufrädern werden Kaplan-turbinen eingesetzt, welche axial durchströmt sind. Unter diesem Bereich kommen Peltonräder zum Einsatz. Es ist zu erwähnen, dass laut IEC 60193 [14] die spezifische Drehzahl wie

schon der Drehzahlfaktor n_{ED} für eine Maschine mit einem Durchfluss $Q = 1\text{m}^3/\text{s}$ und einer spezifischen Energie $E = 1\text{J}/\text{kg}$ laut Gleichung 2.18 in $1/\text{s}$ definiert ist. Diese Definition hat noch keine große Akzeptanz gefunden, sei aber vollständigkeithalber erwähnt.

$$N_{QE} = n \frac{Q^{0,5}}{E^{0,75}} \quad (2.18)$$

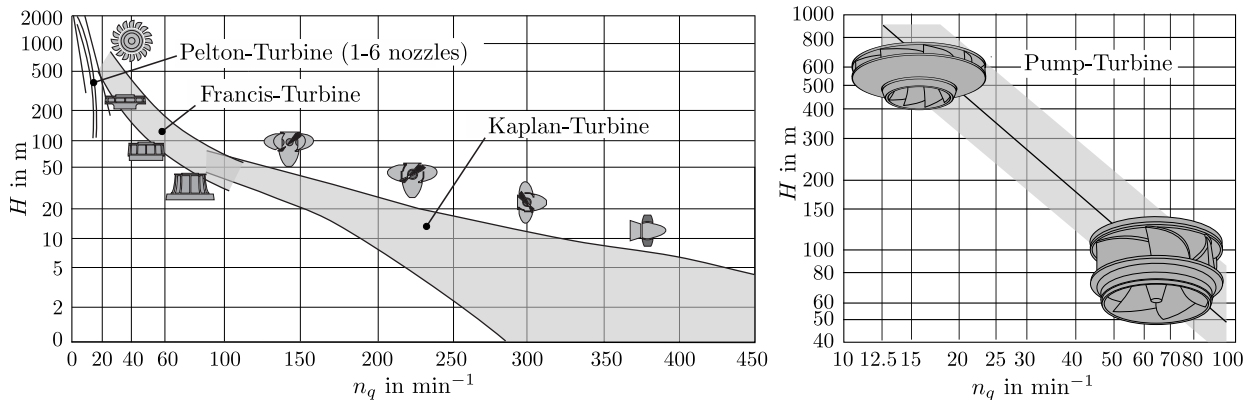


Abbildung 2.6: Einsatzbereiche der Turbinentypen laut [10] (links), Francislauftradgeometrien in Abhängigkeit der Schnellläufigkeit angelehnt an [12] (rechts)

- **Net Positive Suction Energy $NPSE$ [J/kg]:**

Der NPSE-Wert gilt als charakteristische Größe zur Beurteilung der Kavitationsanfälligkeit einer hydraulischen Strömungsmaschine. Unter NPSE versteht man die spezifische Netto-Energie an der Saugseite einer Maschine welche sich nach folgender Gleichung berechnet:

$$NPSE = \frac{p_{abs2} - p_D}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + g(z_r - z_2) \quad (2.19)$$

Unter p_D ist der Dampfdruck von Wasser und z_r die Referenzhöhe zu verstehen. Im Pumpenbau ist es üblich den NPSH-Wert einer Pumpe anzugeben. Die Netto-Energiehöhe hängt über den Quotienten g mit NPSE zusammen.

$$NPSH = \frac{NPSE}{g} \quad (2.20)$$

- **Thomazahl σ :**

Eine weitere Kavitationskennzahl ist die Thomazahl σ . Sie ist abhängig vom NPSE-Wert und der spezifischen Energie E der Maschine. Der NPSE-Wert ist abhängig von der Einbautiefe der Maschine und daher gilt bei gleicher spezifischer Energie: Je tiefer

eine Strömungsmaschine unter dem Unterwasserniveau eingebaut ist umso höher ist die Netto-Energie an der Saugseite beziehungsweise die Thomazahl. Diese ist in [14] wie folgt definiert:

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} \quad (2.21)$$

2.4 Messwerte und Messunsicherheit

Es ist eine Tatsache, dass sich kein Messsystem wie ein ideales verhält. Das Ergebnis einer jeden Messung wird durch zahlreiche äußere und innere Einflüsse verfälscht. Es kommt daher zu einer Messabweichung weshalb das Messergebnis vom wahren physikalischen Wert mehr oder weniger stark abweicht. Exemplarisch sei hier die störende Überlagerung von Polarisationsspannungen an den Elektroden eines magnetisch-induktiven Durchflussaufnehmers genannt. [1]

Der einer Messgröße zugehörige und der Ausgabe eines Messgerätes eindeutig zugeordnete Messwert x setzt sich laut [6] zusammen aus

- dem wahren Wert x_w
- der zufälligen Messabweichung e_r
- der bekannten (auch erfassbaren) systematischen Messabweichung $e_{s,b}$ und
- der unbekanntes (auch nicht erfassbaren) systematischen Messabweichung $e_{s,u}$

$$x = x_w + e_r + e_{s,b} + e_{s,u} \quad (2.22)$$

Aus den erfassten Messwerten wird anschließend der arithmetische Mittelwert \bar{x} gebildet.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.23)$$

Dieser nähert sich mit steigender Anzahl der Messwerte dem Erwartungswert μ an [6]. Wie in Abbildung 2.7 zu erkennen ist weicht dieser vom wahren Wert x_w um e_s ab. Anders formuliert würde bei unendlicher Anzahl von Messwerten die zufällige Messabweichung e_r verschwindend klein werden und da die bekannte Abweichung berücksichtigt werden kann, würde sich die Messabweichung auf die unbekanntes systematische Abweichung reduzieren.

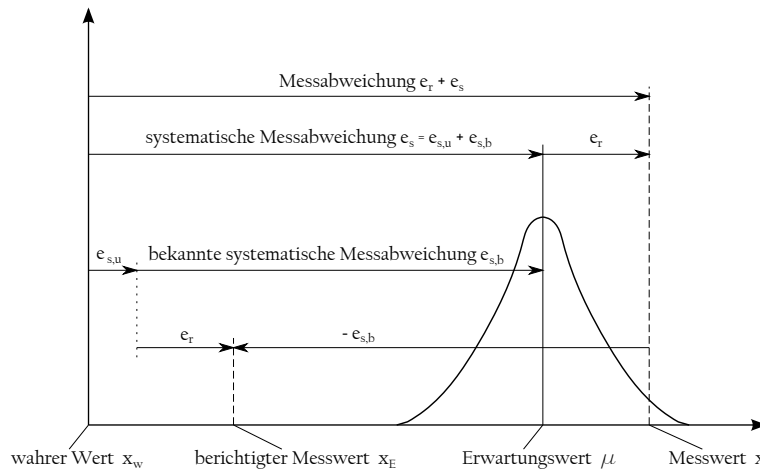


Abbildung 2.7: Erläuternde Skizze nach DIN1319 [6] zu Messwert und Messabweichung

Bekannte systematische Messabweichungen treten unter gleichen Messbedingungen immer mit gleichem Betrag und Vorzeichen auf und können beispielsweise durch Belastung des Messobjekts mit dem Messgerät hervorgerufen werden [1]. Sie werden bei der Messwertaufnahme berücksichtigt und dementsprechende Korrekturen vorgenommen. In der Literatur wird hier auch vom berichtigten Messwert x_E gesprochen. Er ist laut Gleichung 2.24 in DIN 1319 [6] definiert.

$$x_E = x - e_{s,b} \quad (2.24)$$

Nachfolgend werden daher systematische Abweichungen nicht mehr beachtet und unter dem Messwert x wird immer der berichtigte Messwert verstanden.

Einige Größen wie etwa die spezifische Energie können nicht direkt gemessen, aber aus mehreren Einzelmesswerten $x_i (i = 1, 2, \dots, n)$ berechnet werden. Diese Größen bezeichnet man als Zielgrößen y und den funktionellen Zusammenhang als Prozessgleichung [1].

$$\Delta y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.25)$$

Um die Qualität einer Messung beurteilen zu können, wird versucht eine Aussage über die Messabweichungen zu tätigen. Hierzu wird die Messunsicherheit als Beurteilungskriterium herangezogen. Unter dem Begriff *Messunsicherheit* versteht man einen Schätzwert zur Kennzeichnung eines Wertebereichs innerhalb welchem der wahre Wert x_w der Messgröße liegt [1]. Die Berechnung beziehungsweise Abschätzung der Unsicherheit erfolgt getrennt für systematische und zufällige Messabweichungen.

Zur Vereinfachung der Berechnung der Messunsicherheit bei einer Anzahl von $k = 1, 2, \dots, l$ Ausgangs- oder Zielgrößen y_k wird ein Vektoransatz durchgeführt wie in [7] erläutert.

Die **systematische Messunsicherheit** der Größe y_k berechnet sich zu

$$\Delta y_{k,s} = \Delta \mathbf{x} \cdot \mathbf{b}_k \quad (2.26)$$

Es handelt sich bei $\Delta \mathbf{x}$ um den Vektor der vom Messgerätehersteller angegebenen oder bei Kalibrierungen ermittelten Unsicherheiten zur Berücksichtigung der systematischen Messabweichungen. \mathbf{b}_k ist der Vektor der Sensitivitätskoeffizienten b_{ki} welcher sich aus den partiellen Ableitungen der Zielgröße nach den Messwerten ergibt. Liefert ein Messwert keinen Beitrag zur Bestimmung der Zielgröße y_k wird dieser Sensitivitätskoeffizient Null.

$$\Delta \mathbf{x} = \left(\Delta x_1 \quad \Delta x_2 \quad \dots \quad \Delta x_n \right) \quad (2.27)$$

$$\mathbf{b}_k = \left(\frac{\partial y_k}{\partial x_1} \quad \frac{\partial y_k}{\partial x_2} \quad \dots \quad \frac{\partial y_k}{\partial x_n} \right) \quad (2.28)$$

Die **zufällige Messunsicherheit** einer Zielgröße y_k berechnet sich laut folgender Gleichung 2.29. Der Student-t Faktor $t(P, m - 1)$, auf einem gewählten Konfidenzniveau von $P = 95\%$ und für eine Anzahl von Freiheitsgraden $m - 1$, berücksichtigt, dass nicht unendlich viele Messwerte aufgenommen werden können und somit auch der Mittelwert geschätzt ist [7].

$$\Delta y_{k,r} = \frac{t(P, m - 1) \sqrt{a_{kk}}}{\sqrt{m}} \quad (2.29)$$

Die Elemente a_{ii} befinden sich in der Hauptdiagonale der Matrix \mathbf{A} und sind die quadrierten Unsicherheiten. Diese ergibt sich aus der Multiplikation der Sensitivitätsmatrix \mathbf{B} und der Kovarianzmatrix \mathbf{S} .

$$\mathbf{A} = \mathbf{B} \mathbf{S} \mathbf{B}^T \quad (2.30)$$

Die Sensitivitätsmatrix bildet sich aus den Zeilenvektoren \mathbf{b}_k der Sensitivitätskoeffizienten. Die Elemente der Kovarianzmatrix berechnen sich nach Gleichung 2.31, wobei m die Messanzahl der zwei Messgrößen x_i und x_j ist.

$$s_{ij} = s(x_i, x_j) = \frac{1}{m - 1} \sum_{k=1}^m (x_{i,k} - \bar{x}_i)(x_{j,k} - \bar{x}_j) \quad (2.31)$$

Die **gesamte Messunsicherheit** ergibt sich durch die geometrische Addition der systematischen und zufälligen Unsicherheit.

$$\Delta y_{k,c} = \sqrt{\Delta y_{k,s}^2 + \Delta y_{k,r}^2} \quad (2.32)$$

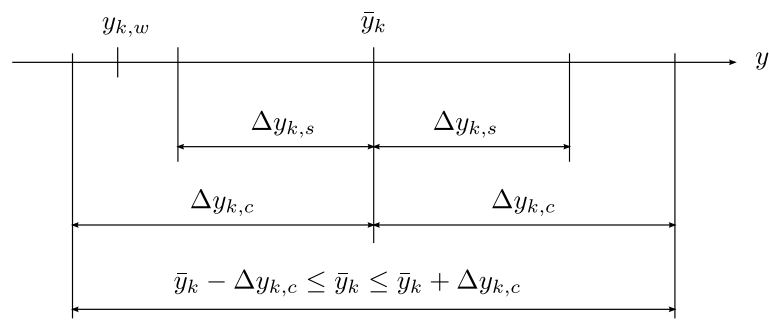


Abbildung 2.8: Vertrauensbereich nach [7] und [1]

Daraus ergibt sich ein Vertrauensbereich von $\bar{y}_k - \Delta y_{k,c} \leq \bar{y}_k \leq \bar{y}_k + \Delta y_{k,c}$ wie in nachfolgender Abbildung 2.8 graphisch dargestellt. Für eine ausführlichere Beschreibung der Berechnung sei an dieser Stelle noch einmal auf [7] in Anlehnung an [1] und [6] verwiesen.

Wie schon erwähnt erfolgt die Berücksichtigung der bekannten systematischen Abweichungen schon bei der Messwertaufnahme. Die Mittelwertbildung und Berechnung der Messunsicherheiten erfolgt programmatisch im Messprogramm. Auf dieses wird in Kapitel 3.3 eingegangen. Die Messunsicherheit wird im Ergebnisfile mit den Messwerten ausgegeben.

Kapitel 3

Versuchsaufbau

Im nachfolgenden Kapitel wird der bestehende Universalprüfstand im hydrodynamischen Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik (IET) an der Technischen Universität Wien und die für die Diplomarbeit notwendigen zusätzlichen Instrumentierungen beschrieben. Es erfolgt ein Überblick über die technischen Daten, die Modellmaschine und den Versuchsaufbau. Weiters wird auf die Messwerterfassung, die Messkette und die Steuerung eingegangen. Der Prüfstand wurde im Zuge einer Dissertation in den Jahren 2009 bis 2012 in Kooperation mit der Firma *VOITH Hydro* aufgebaut und seither für experimentelle Untersuchungen an einer radialen Pumpturbine verwendet.

3.1 Pumpturbinenprüfstand

Die experimentellen Untersuchungen von Kennlinienverhalten und Betriebsparametern des Pumpturbinenmodells in Abhängigkeit der Einbautiefe wurden zweckmäßig in einem geschlossenen Versuchskreislauf laut dem Anlagenschema (Abbildung 3.1) durchgeführt. In diesem ist es möglich das Druckniveau oberwasserseitig und unterwasserseitig zu regulieren. Dadurch können je nach eingestelltem Druck am Unterwasser die Zustände entsprechend den gewünschten Einbautiefen erzeugt werden. Zum Einstellen und Nachregeln des erforderlichen Niveaus werden ein Druckluftkompressor (11) und eine Vakuumpumpe (12) verwendet. Dadurch ist es möglich am Unterwasser (5) einen Absolutdruckbereich von 40 mbar bis 3 bar zu realisieren. Als Kreislaufpumpe (6) wird eine Radialpumpe mit einer Leistung von 200kW eingesetzt. Sie fördert das Wasser aus dem Unterwasserkessel (5) über eine Rohrleitung DN300 zum Oberwasserkessel (1), welcher das Oberwasserbecken der

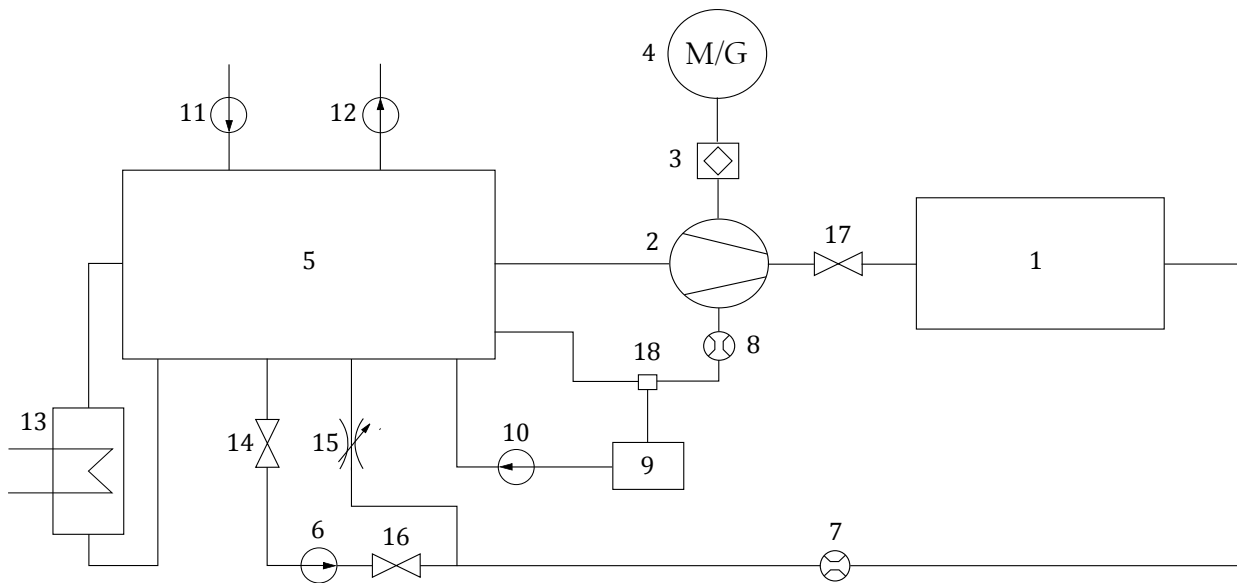


Abbildung 3.1: Versuchskreislauf; 1 Oberwasserkessel, 2 Modellmaschine, 3 hydrostatisches Lager, 4 Motorgenerator, 5 Unterwasserkessel, 6 Kreislaufpumpe, 7 Durchflussaufnehmer, 8 Spaltwasser-Durchflussaufnehmer, 9 Ausgleichstank, 10 Ausgleichspumpe, 11 Druckluftkompressor, 12 Vakuumpumpe, 13 Triebwasserkühlung, 14 Absperrklappe, 15 Ringkolbenventil, 16 Drosselklappe, 17 Kugelschieber, 18 Spaltwasser-Umschaltventil.

Pumpturbine simuliert, und erzeugt im Turbinenbetrieb (I. und IV. Quadrant; siehe auch Kapitel 2.1.2) die notwendige Fallhöhe für die Modellmaschine (2). In der Hauptleitung des Kreislaufs ist auch der Durchflussaufnehmer (7) angeordnet. Die Turbine treibt je nach Betriebspunkt einen 87kW Gleichstrommotorgenerator (4) an, welcher elektrische Leistung ins Netz rückspeist oder als Motor fungierend das Laufrad antreibt. Das Spaltwasser der Pumpturbine wird mittels Durchflussaufnehmer (8) erfasst und in das Unterwasser geleitet. Um möglichst konstante Betriebszustände gewährleisten zu können besitzt der Kreislauf einen Wärmetauscher zur Triebwasserkühlung (13).

Bei dem untersuchten Pumpturbinenmodell, dargestellt in Abbildung 3.2, handelt es sich um ein homologes Modell einer Großausführung. Die spezifische Drehzahl n_q beträgt im Pumpbetrieb $41,6 \text{ min}^{-1}$ und im Turbinenbetrieb ist $n_q = 41,8 \text{ min}^{-1}$. Die Untersuchungen dieser Arbeit wurden im Turbinenbetrieb durchgeführt. Daher wird als Eintritt mit dem Index 1 der druckseitige Querschnitt der Radialmaschine bezeichnet und als Austritt mit dem Index 2 die Saugseite des Modells. Das Laufrad der Pumpturbine besteht aus sieben Laufschaufeln, der Eintrittsdurchmesser D_{La1} beträgt $487,52 \text{ mm}$ und der Austrittsdurchmesser D_{La2} hat einen Wert von $276,4 \text{ mm}$. Die 20 Schaufeln des Leitapparates sind über einen Verstellring verbunden. Dieser wird von einem elektrischen Linearantrieb betätigt und

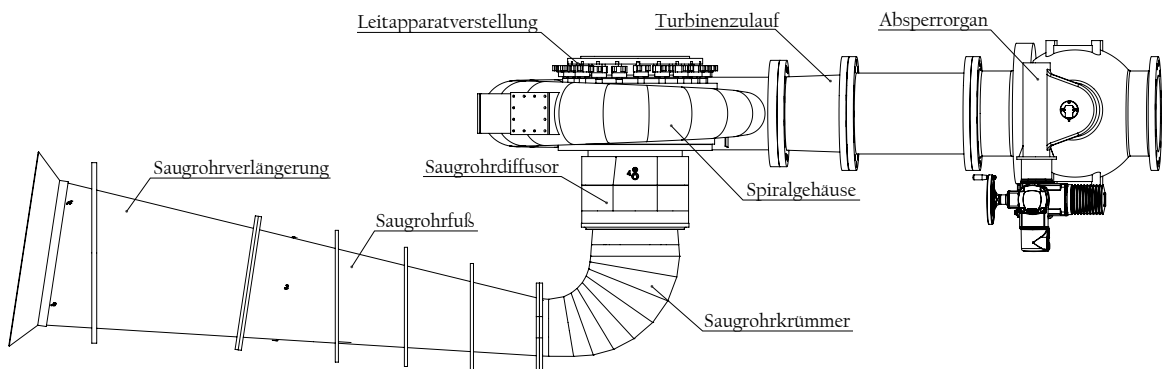


Abbildung 3.2: Pumpturbinenmodell

der Absolutwert des Leitschaufelwinkels mit einem Drehgeber bestimmt.

Der Stützschaufelring besteht ebenfalls aus 20 Stützschaufeln und ist, wie in Schnittansicht 3.3 ersichtlich, das Verbindungselement zwischen Spirale und Leitapparat. Das Spiralgehäuse ist eine Schweißkonstruktion und besteht wie auch das Laufrad und der Stützring aus einer Aluminiumbronzelegierung. Der Spirale vorgeschaltet ist ein Kugelschieber welcher in der Großausführung als Absperrorgan dient, bei dieser Arbeit jedoch nicht von Bedeutung ist. An der Saugseite der Maschine folgt dem Laufradaustritt das Saugrohr. Es besteht aus

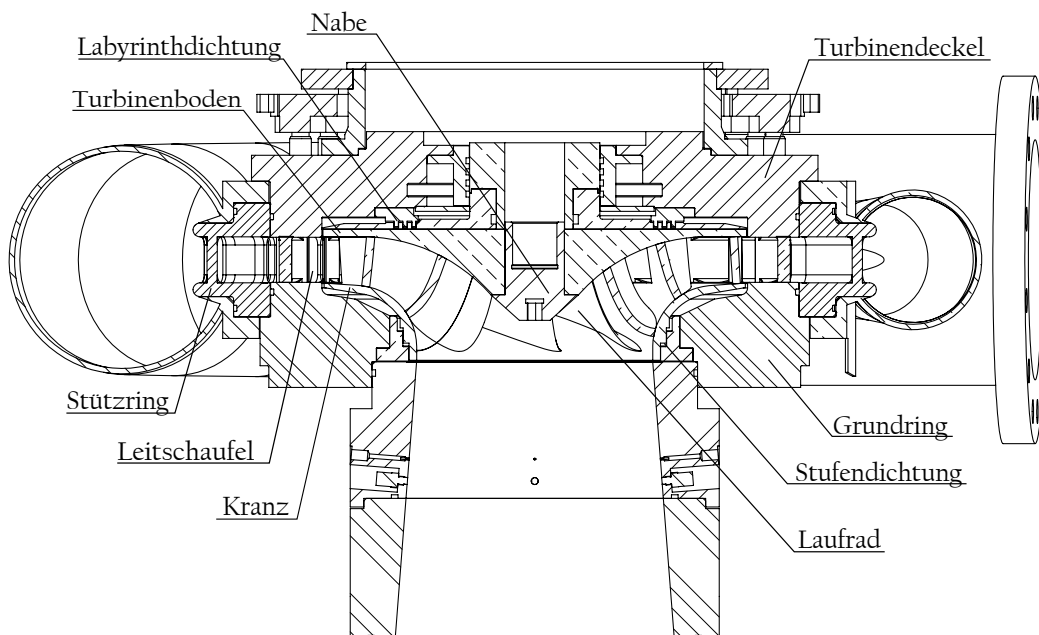


Abbildung 3.3: Schnittansicht des Pumpturbinenmodells

dem Diffusor, dem Saugrohrkrümmer, dem Saugrohrfuß und der Saugrohrverlängerung welche in den Unterwasserkessel ragt. Der Saugrohrdiffusor wurde zur optischen Zugänglichkeit aus Acrylglas gefertigt. Alle anderen Bauteile des Saugrohrs sind aus Stahl.

3.2 Instrumentierung

Zur Durchführung der Diplomarbeit musste der schon bestehende Prüfstand erweitert werden. Im folgenden Kapitel wird auf die Instrumentierung der zusätzlich benötigten Messwertaufnehmer sowie auf die schon bestehende Hardware eingegangen. In Tabelle 3.1 sind alle gemessenen Parameter mit den zugehörigen Messaufnehmern und deren Messgenauigkeit angeführt.

Tabelle 3.1: Wesentliche Daten und zugehörige Messaufnehmer

	Messwert	Aufnehmer	Hersteller	Ausgang	Messbereich	Messabweichung
Durchflussmessung	Q_1	Promag 53W	E & H	4 ... 20 mA	-250 ... 250 l/s	+/- 0,18% vom Messwert
	q^I	Promag 10D25	E & H	4 ... 20 mA	0 ... 5 l/s	+/- 0,16% vom Messwert
Druckmessung	p_1	PMP51	E & H	4 ... 20 mA	-1 ... 9 bar	<0,02% FS
	p_{Diff}	PMP51	E & H	4 ... 20 mA	-1 ... 3 bar	<0,02% FS
	p_{DT}	PMP51	E & H	4 ... 20 mA	-1 ... 3 bar	<0,02% FS
	p_2	PMP51	E & H	4 ... 20 mA	-1 ... 3 bar	<0,02% FS
	Δp_{12}	PMD55	E & H	4 ... 20 mA	0 ... 10 bar	<0,02% FS
	p_{prim}	4075A10	Kistler	0 ... 10 VDC	0 ... 10 bar	
Drehmomentmessung	T	4504B1KB1N1	Kistler	-10 ... 10 VDC	-1 ... 1 kNm	0,1% vom Messwert
	T_{Lm}	Typ U1 Vorlast	HBM	-2 ... 2 VDC	11,7 ... -35,2Nm	0,1% vom Messwert
Drehzahlmessung	n	4504B1KB1N1	Kistler	0 ... 2,4 VDC	0 ... 2400 U/min	0,1% vom Messwert
LA-Öffnung	a	GEL 235	Lenord & Bauer	13,145 ... 16,41 mA	0 ... 100%	

3.2.1 Durchflussmessung

Der Durchfluss wird mit dem magnetisch induktiven Durchflussaufnehmer IDM 300 PROMAG 53W der Firma *Endress und Hauser* erfasst. Dieser liefert ein analoges Stromausgangssignal von 4 bis 20mA und hat eine Messgenauigkeit von 0,18 Prozent vom Messwert wie auch aus Tabelle 3.1 zu entnehmen ist.

Wie im Versuchskreislaufschema (Abbildung 3.1) ersichtlich befindet sich dieser in der Hauptrohrleitung des Versuchskreislaufs und misst daher den der Turbine zugeführten Volumenstrom Q_1 , welcher laut [14] wie folgt definiert ist:

$$Q_1 = Q_m + q' + q'' \quad (3.1)$$

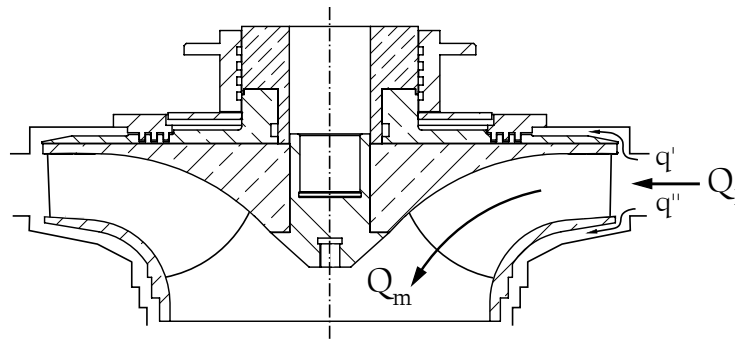


Abbildung 3.4: Volumenströme in einer Modellmaschine nach [14]

Q_m ist jener Volumenstromanteil, welcher die Schaufelkanäle durchströmt und an der Energieumsetzung beteiligt ist. q' und q'' sind die Spaltwasserströme am Turbinendeckel und am Turbinenkranz wie in Abbildung 3.4 zu erkennen. Sie sind volumetrische Verluste und fließen in Gleichung 3.3 ein. Der messtechnisch erfasste Durchfluss Q_1 wird unter anderem zur Berechnung der hydraulischen Leistung der Pumpturbine P_{hydr} und zur Ermittlung des volumetrischen Wirkungsgrades η_V der Maschine herangezogen.

$$P_{hydr} = \rho g H Q_1 \quad (3.2)$$

$$\eta_V = \frac{Q_m}{Q_1} = \frac{Q_1 - q' - q''}{Q_1} \quad (3.3)$$

3.2.2 Spaltwassermessung

Zur Messung des Spaltwassers q' wird der magnetisch induktive Durchflussaufnehmer IDM 50 PROMAG 10D der Firma *Endress und Hauser* verwendet. Dieser liefert ein Signal von 4 bis 20 mA, welches einem Durchfluss von 0 bis 5 Liter pro Sekunde entspricht. Die Messgenauigkeit des Aufnehmers beträgt 0,16 Prozent des Messwerts.

Das Spaltwasser q' wird an vier symmetrisch angeordneten Stellen am Turbinendeckel abgeleitet und einer Sammelleitung zugeführt. Aus Konstruktionsgründen kann es nicht ausgeschlossen werden, dass es zu einem Vermischen von Lagerwasser des hydrostatischen Lagers und Spaltwasser kommt. Daher wird auch der an der Turbinenseite abfließende Teil des Führungslagerwassers der Sammelleitung zugeführt. Über Kugelhähne ist es aber möglich, das Lagerwasser in das Tiefbecken des Labors umzuleiten. Der eingebaute Durchflussaufnehmer ist in Abbildung 3.5 ersichtlich. Dieser wurde nach einer geraden Einlaufstrecke und der Herstellerempfehlung entsprechend im aufsteigenden Teil der Leitung angeordnet. Dadurch wird sichergestellt, dass der Messquerschnitt immer mit Wasser gefüllt ist. Nach

der Messstrecke wird das Spaltwasser entweder direkt in den Unterwasserkessel eingeleitet oder frei auslaufend einem Ausgleichstank zugeführt und über eine Ausgleichspumpe in das Unterwasser befördert. Dies ist auch im Schema des Versuchskreislaufs in Abbildung 3.1 erkennbar.

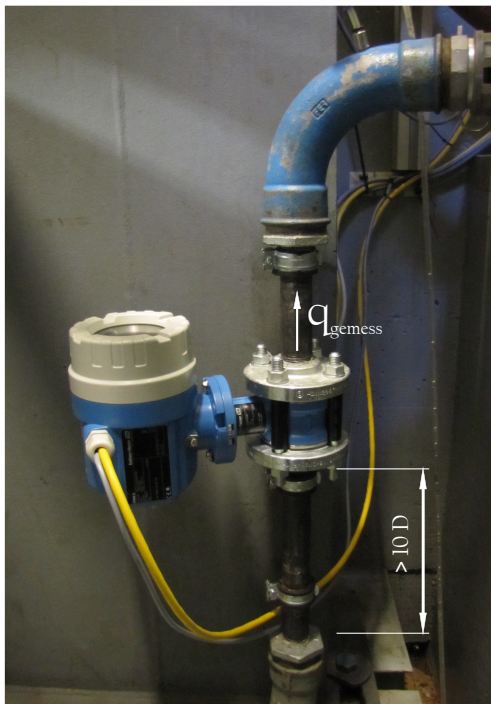


Abbildung 3.5: Spaltwassermessstrecke

3.2.3 Druckmessung

Die Drücke p_1 , p_{Diff} , p_{DT} und p_2 werden an den in Abbildung 3.6 eingezeichneten Messebenen erfasst und die Druckmessstellen wurden entsprechend der Richtlinie [14] ausgeführt. Zur Erfassung des Spiraleintrittsdrucks p_1 wird der Relativdruckaufnehmer Cerabar M PMP51 der Firma *Endress und Hauser* verwendet. Er hat eine piezoresistive Messzelle mit Metallmembran und ist auf einen Messbereich von -1 bis 9 bar eingestellt, was einem Stromausgang von 4 bis 20 mA entspricht. Die Drücke im Saugrohrdiffusor p_{Diff} , im Saugrohrfuss p_{DT} und der Saugrohraustrittsdruck p_2 werden ebenfalls mit Druckaufnehmern des Typs Cerabar M PMP51 gemessen. Die angewandten Geräte sind Relativdruckaufnehmer für einen Nenndruck von 4 bar und liefern ebenfalls ein 4 bis 20 mA Stromausgangssignal. Dies entspricht einem physikalischen Wert von -1 bis 3 bar. Die Messgenauigkeit aller PMP51 kann mit $0,02$ Prozent des Messbereichsendwerts angegeben werden.

$$H = \frac{\Delta p_{12}}{\rho g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (3.4)$$

Zur messtechnischen Erfassung der Fallhöhe H wird die Druckdifferenz $\Delta p_{12} = p_1 - p_2$ zwischen Spiraleintritt und Saugrohraustritt mit dem Differenzdruckaufnehmer Delatbar M PMD55 der Firma *Endress und Hauser* bestimmt. Dieser hat ein Stromausgangssignal von 4 bis 20 mA. Die geschweißte Metallmembran sowie das Gehäuse sind ausgelegt auf eine maximale Druckdifferenz von 16 bar. Um eine bessere Signalaufösung zu erhalten wurde ein Turndown auf einen Differenzdruck von 10 bar durchgeführt.

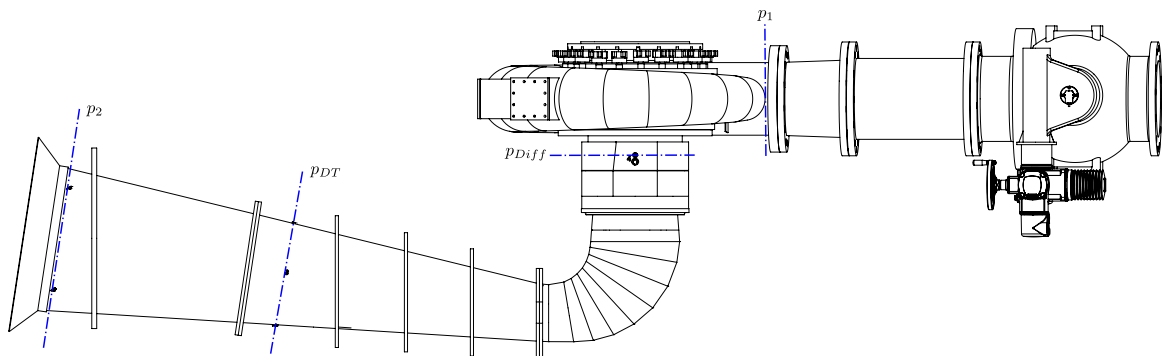


Abbildung 3.6: Messebenen der Drücke im Spiraleintritt p_1 , Saugrohrdiffusor p_{Diff} , Saugrohrfuß p_{DT} und Saugrohraustritt p_2

3.2.4 Druckmessung im schaufelleeren Raum

Der zeitliche Druckverlauf im schaufelleeren Raum wurde mit dem piezoresistiven Absolutdruckaufnehmer Typ 4075 A10 der Firma *Kistler* gemessen. Der Druckmessbereich dieses Aufnehmers erstreckt sich von 0 bis 10 bar und entspricht einem analogen Spannungsausgangssignal von 0 bis 10 V.

Der Absolutdrucksensor ist über eine Bohrung von außen zugänglich im Grundring eingeschraubt und die Messstelle befindet sich im Bereich zwischen Leit- und Laufradschaufeln, wie in Abbildung 3.7 eingezeichnet. Durch eine dünne frontbündige Stahlmembran werden auch schnelle Druckänderungen vom Aufnehmer über eine Silizium Messzelle mit einer Wheatstone-Messbrücke detektiert. Es kommt daher zu einer präzisen Erfassung von statischen und dynamischen Druckverläufen im hochfrequenten Bereich.

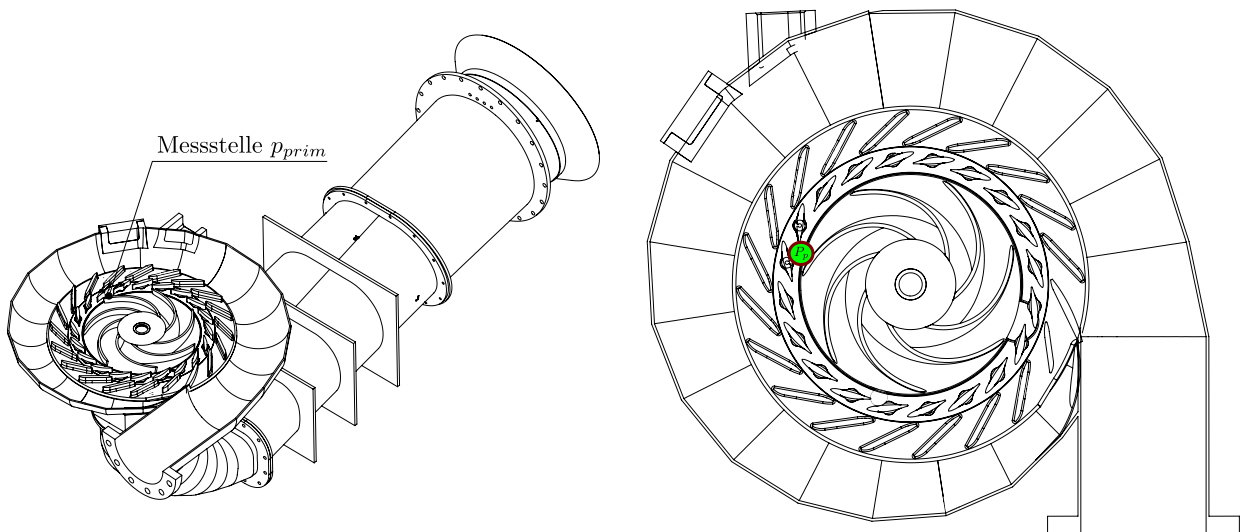


Abbildung 3.7: Lage der Druckmessstelle p_{prim} zwischen Leitschaufeln und Laufrad

3.2.5 Drehmomentmessung

Die Messung des Wellendrehmoments T erfolgt mit dem Messflansch 4504B1KB1N1 der Firma *Kistler*. Dieser liefert ein Gleichstrom-Spannungssignal von -10 bis 10 Volt. Das Ausgangssignal ist direkt proportional einem Drehmoment von -1000 bis 1000 Nm und daher ist eine vorzeichenrichtige Messung ohne weitere Vorkehrungen möglich.

Um das am Francis-Laufrad anliegende Drehmoment T_m berechnen zu können, ist es notwendig, das Lagerreibmoment messtechnisch zu erfassen. Dafür kommt ein hydrostatisches Lager zur Anwendung. Bei diesem Lager handelt es sich um eine spezielle Kombination aus Gleit- und Wälzlager. Wie in Abbildung 3.8 ersichtlich ist die Pumpturbinenwelle mit Wälzlager in einer Hohlwelle gelagert. Diese Hohlwelle ist über ein Spurlager und ein Führungslager gelagert und über eine Drehmomentenstütze abgestützt. Das Spurlager ist ein hydrostatisches Ölgleitlager und fungiert als Axial- und Radiallager. Über Druckmessbohrungen kann auch der Axial Schub gemessen werden. Das Führungslager ist ein reines Radiallager und als hydrostatisches Wasserlager ausgeführt. Das Lagerwasser wird mit einem Betriebsdruck von 10 bar über ein Zusatzaggregat zur Verfügung gestellt. Das Spurlager wird über ein Ölaggregat versorgt.

Da die Reibung in den Gleitlagern vernachlässigbar klein ist, nimmt die Drehmomentenstütze das entstehende Reibmoment auf. Diese stützt sich an dem Kraftaufnehmer Typ U1 der Firma *Hottinger Baldwin Messtechnik* ab. Über den Hebelarm und die gemessene Kraft ist eine Bestimmung des Lagerreibmoments T_{Lm} möglich. Das Laufraddrehmoment T_m bestimmt sich laut Gleichung 3.5. Durch die Versuchsanordnung und die Kennlinien

von Messflansch und Kraftaufnehmer erfolgt unabhängig von der Betriebsart eine korrekte Bestimmung von T_m .

$$T_m = T + T_{Lm} \tag{3.5}$$

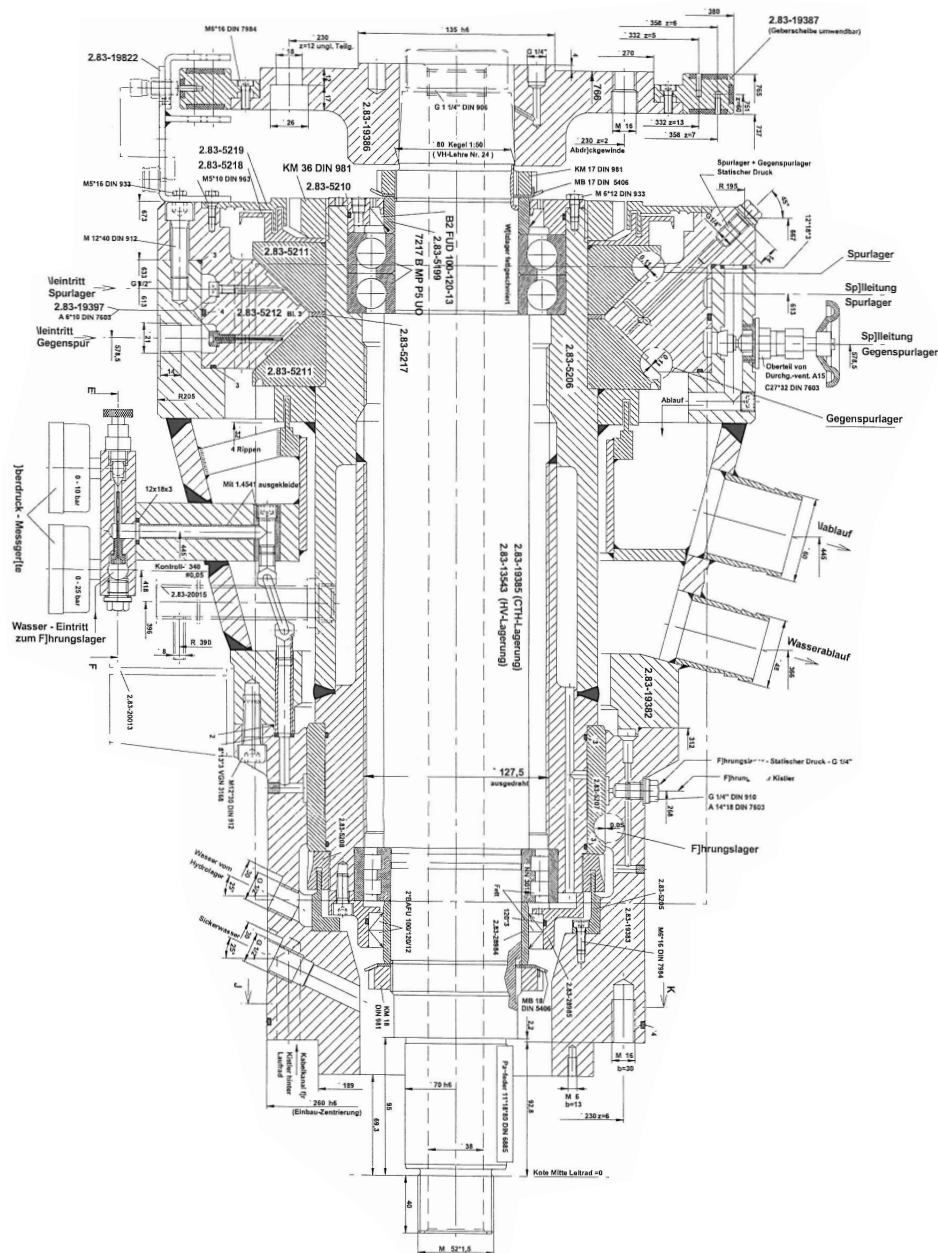


Abbildung 3.8: Zeichnung des Hydrostatisches Lagers der Turbinenwelle

3.2.6 Drehzahlmessung

Für diese Datenerfassung wird ebenfalls der Messflansch 4504B1KB1N1 der Firma *Kistler* verwendet. Dabei wird die Drehzahl mit 60 Impulsen pro Umdrehung mittels Impulsrad erfasst und als Rechtecksignal ausgegeben [7]. Zusätzlich wird die Umdrehungsfrequenz auch mit dem magnetoresistiven Sensor KM1,5-M12MB der Firma *pulsetronic* aufgenommen. Dieser Näherungsschalter liefert pro Umdrehung einen 5V Spannungsimpuls um ein Triggern für spezielle Messungen zu ermöglichen und zur Veranschaulichung von umdrehungsabhängigen Zeitsignalen, wie zum Beispiel dem Zeitsignal des Drucks im schaufelleeren Raum p_{prim} .

3.3 Messwerterfassung und Steuerung

Zur Messwerterfassung und Visualisierung der aktuellen Betriebszustände beziehungsweise Betriebsgrößen und zur Steuerung des Leitapparates wurde ein im Zuge einer Dissertation [7] erstelltes Messprogramm verwendet. Durch den neu installierten Durchflusssensor zur Spaltwassermessung und den Druckaufnehmer im schaufelleeren Raum mussten diese zusätzlichen Messgrößen q' und p_{prim} im vorhandenen Messprogramm implementiert werden. Die Steuerung des Ankerstroms der Gleichstrommaschinen von Kreislaufpumpe und Pumpturbine erfolgte manuell über Drehregler aus der Messkabine. Die Ventilstellungen der Regelklappen im Versuchskreislauf und alle anderen Hilfsaggregate wurden ebenfalls manuell von der Messkabine aus durchgeführt.

In Abbildung 3.9 ist die Benutzeroberfläche des Programms, welches in LabView implementiert ist, ersichtlich. Nach dem Initialisieren und Starten der AD-Wandlung werden hier alle relevanten Versuchsstanddaten als Mittelwerte über eine einstellbare Aktualisierungsperiode angezeigt. Dies sind sowohl Messwerte wie etwa der Durchfluss Q_1 als auch im Programm errechnete Kennzahlen wie beispielsweise die Thoma-Zahl σ oder der Drehmomentfaktor T_{ED} . Außerdem werden für einen kontrollierten Betrieb erforderliche Daten wie die Öffnung des Ringkolbenventils in Prozent oder der Füllstand im UW-Kessel detektiert und dargestellt. Über den Button *Messwerte aufzeichnen* können die Messwerte und berechneten Kennzahlen über eine wählbare Mittelungszeit erfasst und protokolliert werden. Diese Daten werden in eine Ergebnisdatei geschrieben und als Textdatei im eingestellten Speicherpfad abgelegt. Zur Sicherheit und um eventuelle Schäden nachträglich diagnostizieren zu können werden die Rohsignale der Messaufnehmer als Binärdatei und die Minimum-

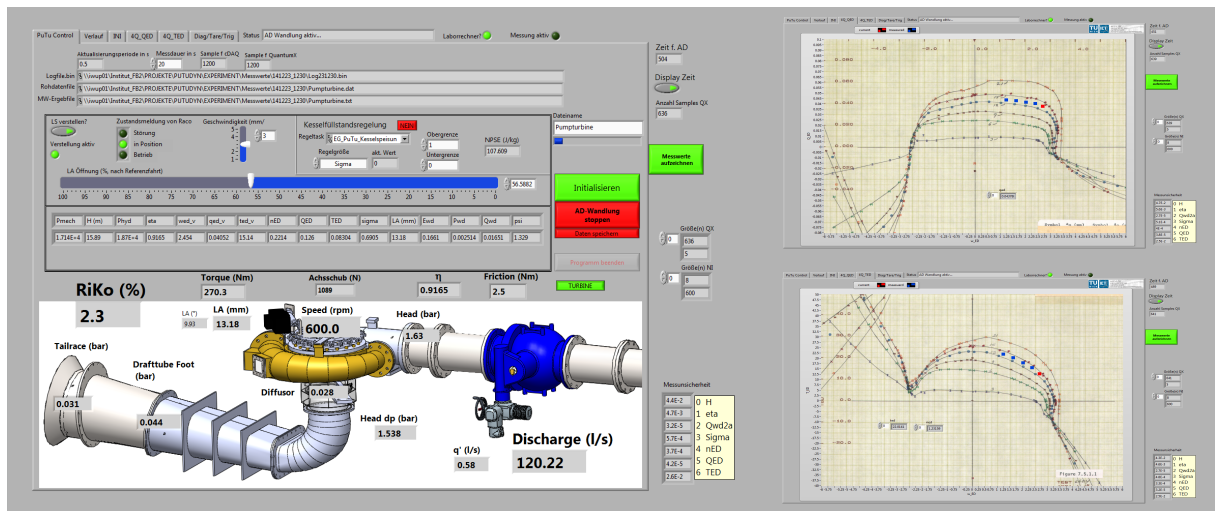


Abbildung 3.9: Benutzeroberfläche des verwendeten Messprogramms; links: Hauptbildschirm, rechts: Nebenfenster 4-Quadrantenkennfeld

und Maximumwerte pro Aktualisierungsperiode gespeichert. Der aktuelle Betriebspunkt sowie alle aufgezeichneten Messpunkte werden in einem weiteren Programmfenster im 4-Quadrantenkennfeld dargestellt wie in Abbildung 3.9 rechts neben dem Hauptbildschirm zu erkennen ist. Alle gemessenen Betriebspunkte werden darin in blauer Farbe und der aktuelle Betriebspunkt wird rot eingezeichnet. Diese Darstellung ist für Kennlinienmessungen sehr gut geeignet und dient der Übersichtlichkeit während dem Betreiben des Prüfstandes. Neben einigen anderen Unterprogrammen ist auch ein Programm zur Spektralanalyse und zum Detektieren hochfrequent abgetasteter Messgrößen, wie etwa dem Druck p_{prim} , eingepflegt.

Die Erfassung der Leitschaufelöffnung a , des Drehmoments T , des Reibmoments T_{Lm} , der Drehzahl n und der Öffnung des Ringkolbenventils erfolgt mit dem Universalverstärker QuantumX MX-840 der Firma HBM. Als zweites Messverstärkersystem kommt ein NI CDAQ-9188 Ethernet Chassis der Firma National Instruments zur Anwendung. Es besitzt ein Modul NI-9205 zur Spannungsmessung für das Drucksignal im schaufelleeren Raum (Primingchamber) p_{prim} , den Umdrehungsimpuls und den Unterwasserkesselfüllstand. Ein Stromausgangsmodul (NI-9265) dient zur Steuerung der Laufschaufelöffnung und -verfahrsgeschwindigkeit und NI-9203 zur Strommessung für Durchfluss- und Druckmessung sowie Achsschuberfassung. Der Status der Leitschaufelverstellung wird über einen Digitalen IO (NI-9403) abgefragt und durch den Anschluss PFI 1 wird der Umdrehungsimpuls des magnetoresistiven Näherungsschalters detektiert. [7]

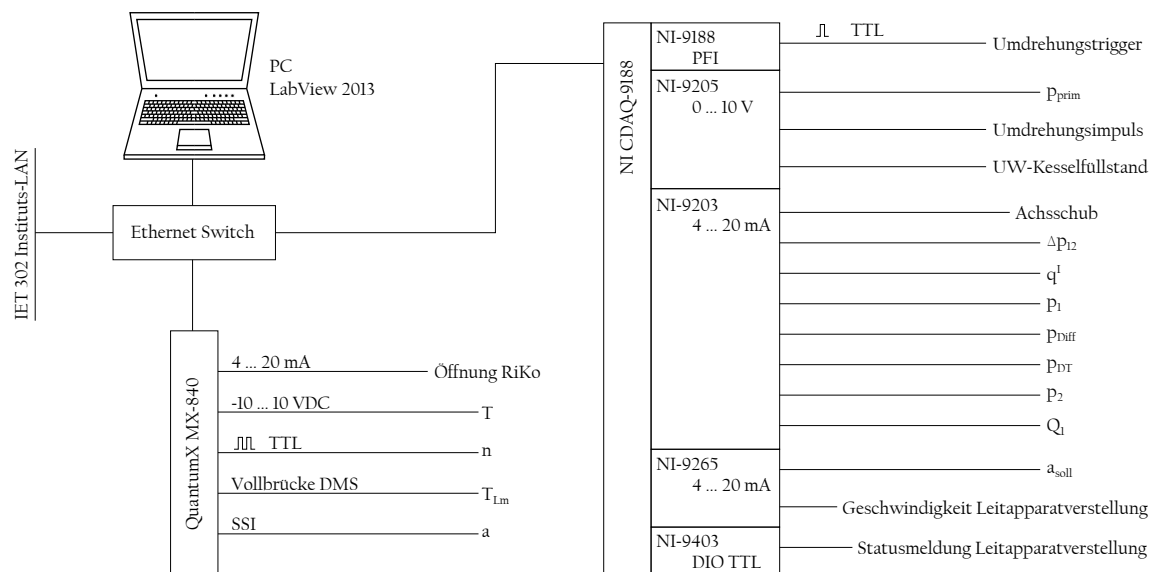


Abbildung 3.10: Schematische Darstellung der Mess- und Steuerungstechnik angelehnt an [7]

Wie man aus der Darstellung des Mess- und Steuerungstechnikaufbaus (Abbildung 3.10) entnehmen kann sind die beiden Messverstärkersysteme über eine Ethernetanbindung mit dem Institutsnetzwerk verbunden. Dadurch ist die Messwerterfassung und Steuerung des Leitapparates nicht an einen speziellen PC gebunden sondern kann mit jedem Computer erfolgen der eine Verbindung zum Netzwerk hat. Theoretisch könnte dies auch unter Zuhilfenahme einer Kamera von einer anderen Räumlichkeit aus erfolgen.

Kapitel 4

Messungen

Dieses Kapitel thematisiert die am Versuchsstand durchgeführten experimentellen Untersuchungen. Zur besseren Übersicht findet eine Aufteilung in drei Unterkapitel statt. Die Messungen der Kennlinien, des Spaltwassers und die Druckmessung im schaufelleeren Raum erfolgten jedoch zeitgleich und für dieselben Betriebspunkte.

Zu Beginn jedes Unterkapitels wird eine allgemeine Beschreibung der Versuchsdurchführung gemacht und Gedanken im Vorfeld erörtert. Anschließend werden die Messergebnisse angeführt und auf Erkenntnisse und Schlussfolgerungen eingegangen. Eine detaillierte und vollständige Auflistung aller Diagramme und Messungen ist dem Anhang zu entnehmen.

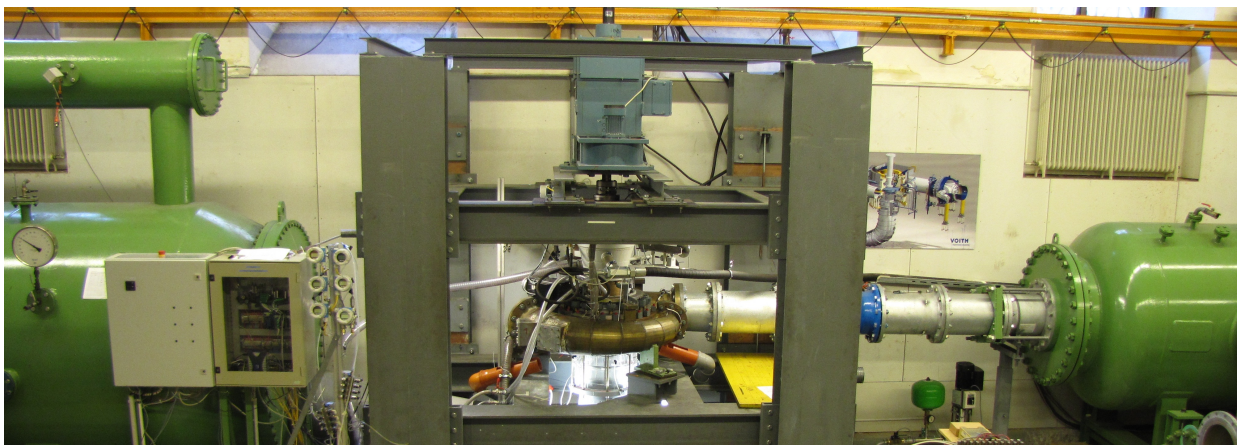


Abbildung 4.1: Pumpturbinenprüfstand im hydrodynamischen Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik (IET) an der Technischen Universität Wien

4.1 Kennlinienverhalten

Das Kennlinienverhalten einer Pumpenturbine und ihre Charakteristik im 4-Quadranten-Kennfeld ist je nach hydraulischem Design unterschiedlich. Der Ausprägungsgrad des S-Schlags ist ebenfalls stark abhängig von der Maschinenauslegung. Da in der Praxis Tendenzen bei unterschiedlichen Kraftwerken mit ähnlichen Turbinen zu erkennen sind wird im Zuge dieser Arbeit der Einfluss der Einbautiefe des Maschinensatzes auf die Maschinencharakteristik untersucht.

Dabei werden Untersuchungen bei unterschiedlichen Randbedingungen in einem geschlossenen Versuchskreislauf am IET der TU-Wien durchgeführt und die Kennlinien der Modellmaschine erfasst. Als charakteristische Kennzahlen für die Einbautiefe werden der $NPSE$ -Wert und die Thoma Zahl σ verwendet. Diese sind laut Gleichungen 2.19 und 2.21 definiert.

Tabelle 4.1: Leitapparatöffnung a mit zugehörigem Leitschaufelwinkel; angesteuerte σ - und $NPSE$ -Werte der Messungen

Leitapparatöffnung a (mm)	9	12	13	18				
Leitschaufelwinkel ($^{\circ}$)	6,7	9,0	9,8	13,6				
$NPSE$ (J/kg)	53,7	71,3	88,5	106,7	124,2	141,6	159,6	174,4
Thoma-Zahl σ (-)	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

4.1.1 Versuchsdurchführung

Die Messungen wurden bei vier verschiedenen Leitapparatstellungen durchgeführt welche in Tabelle 4.1 angeführt sind. Da bei Untersuchungen im Vorfeld und laut numerischer Simulation der S-Schlag im Bereich von 10° Leitschaufelwinkel am stärksten vorhanden ist wurde die erste Messreihe bei $a = 13mm$ getätigt. Bei dieser ersten Versuchsreihe wurden jeweils die Kennlinien für $\sigma = 1,0$ bis $0,3$ erfasst. Dabei ist am Unterwasserkessel, um eine große Einbautiefe zu simulieren, das Druckniveau mit einem Druckluftkompressor erhöht und für niedrige Einbautiefen mittels Vakuumpumpe verringert worden. Ein Wert von $\sigma = 0,7$ entspricht dabei logischerweise einer größeren Einbautiefe als $\sigma = 0,4$. Der Grenzwert von $\sigma = 0,3$ ergibt sich aus technischen Gründen des Versuchsaufbaus. Die zugehörigen Werte von σ und $NPSE$ sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Nach diesen Messungen erfolgten noch weitere Messreihen zur Kennlinienerfassung bei Leitapparatöffnungen von $a = 9\text{mm}$, 12mm , und 18mm . Bei allen aufgenommenen Kennlinien wurde die Fallhöhe H , die spezifische Netto-Energie an der Maschinensaugseite $NPSE$ und die dimensionslose Kennzahl σ konstant gehalten. Dies wurde mittels beidseitiger Drehzahlregelung der Turbinendrehzahl n_T und der Kreislaufpumpendrehzahl n_P realisiert. Durch Variation von n_T und n_P ist ein Einstellen aller stabilen Betriebspunkte entlang der Kennlinie möglich. Im instabilen Bereich der Kennlinie war eine kontrollierte Messwerterfassung und das Einstellen des gewünschten Messpunktes nur durch Drehzahlregelung nicht realisierbar. Wie bei der Großmaschine kam es zu einem automatischen Durchlaufen des S-Schlags und die Modellmaschine wechselte innerhalb weniger Sekunden vom regulären Turbinenbetrieb in den Turbinenpumpbetrieb.

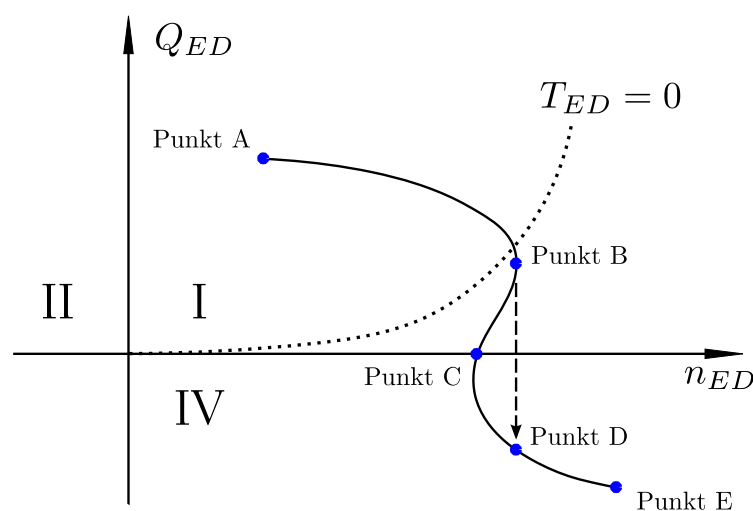


Abbildung 4.2: Prinzipieller Versuchablauf, **Punkt A:** Beginn der Kennlinienerfassung; **Punkt B:** Beginn des instabilen Bereichs, Start der Drosselung des Kreislaufs mit Drosselklappe (16); **Punkt C:** Durchfluss $Q = 0$, Ventil (16) geschlossen und Start der Bypassregelung mit Kugelschieber (15); **Punkt E:** Ende der Kennlinienaufnahme

Der Verlauf einer Kennlinienaufnahme ist in Abbildung 4.2 grafisch dargestellt. Der erste Messpunkt A wurde immer bei niedrigem Drehzahlfaktor n_{ED} und hohem Durchflussfaktor Q_{ED} aufgenommen. Über Drehzahlregelung erfolgte das Ansteuern der Messpunkte im stabilen Kennlinienbereich bis kurz vor Punkt B . Erhöht man nun die Turbinendrehzahl und dadurch n_{ED} , so stellt sich nach dem Durchfahren des S-Schlags ein Betriebspunkt im 4. Quadranten (Punkt D) ein. Um eine Datenerfassung im instabilen Bereich der Kennlinie zu ermöglichen muss daher ab Messpunkt B die Vorgangsweise geändert werden. Hierfür wurden verschiedene Methoden der S-Schlagmessung erprobt. Dabei hat sich folgende Vor-

gangsweise bewährt:

Wie im Versuchskreislauf in Abbildung 4.3 eingezeichnet strömt das Wasser vom Oberwasserkessel durch die Modellmaschine ins Unterwasser. Von dort wird es von der Kreislaufpumpe angesaugt und durch die Drosselklappe (16) wieder zum Oberwasserkessel befördert. Durch stückweises schließen von Ventil (16) wird die Strömung im Versuchskreislauf immer mehr gedrosselt und der Betriebspunkt verschiebt sich in den instabilen Kennlinienteil. Da durch den Drosselvorgang die Anlagenkennlinie verschoben wird ist ein Nachregeln der Modellmaschinendrehzahl n_T notwendig um die Fallhöhe H konstant zu halten.

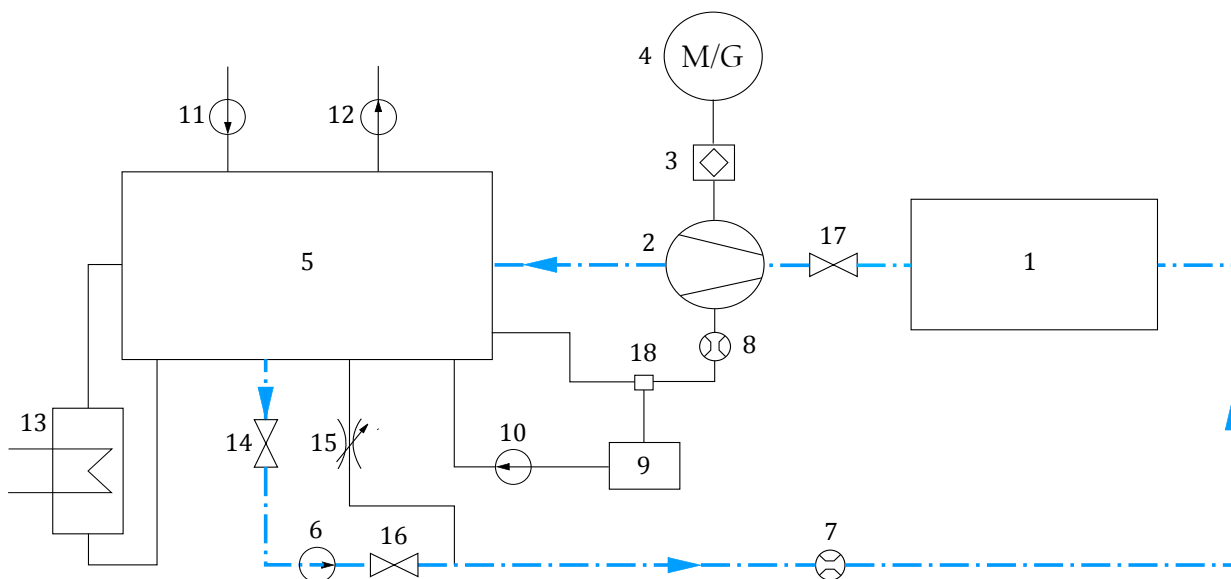


Abbildung 4.3: Versuchskreislaufschema, Durchströmung bis Punkt C

Mit dieser Methodik lässt sich jeder instabile Betriebspunkt im I. Quadranten gezielt und für eine beliebige Zeitspanne einstellen bis bei Messpunkt C kein Durchfluss mehr vorhanden ist und der Durchflussfaktor $Q_{ED} = 0$ ist. Dieser Punkt ist exakt der Umschlagpunkt zwischen Turbinenbrems- und Turbinenpumpbetrieb. Ein Öffnen der Drosselklappe (16) würde wieder einen Durchflussanstieg in positiver Richtung nach sich ziehen.

Öffnet man jedoch das Ringkolbenventil (15) so ergibt sich ein Bypass im Kreislauf beziehungsweise eine neue Verbindung zwischen Ober- und Unterwasser. Über diese ist ein Pumpen der Modellmaschine im IV. Quadranten möglich. Dadurch dreht sich die Durchflussrichtung um und es ergibt sich ein negatives Q_{ED} . Die Pumpe arbeitet nun im Turbinenpumpbetrieb und der geschlossene Kreislauf wird laut Anlagenschema in Abbildung 4.4 durchströmt. Durch Öffnen des Ventils (15) ist ein Einstellen der Messpunkte auch in diesem Quadranten bis Punkt D durchführbar. Es muss aber auch hier die Drehzahl n_T

nachgeregelt werden um H konstant zu halten. Bei diesen Betriebspunkten im IV. Quadranten handelt es sich aber um sehr unruhige Betriebszustände mit hoher Geräusentwicklung und Ablöseerscheinungen.

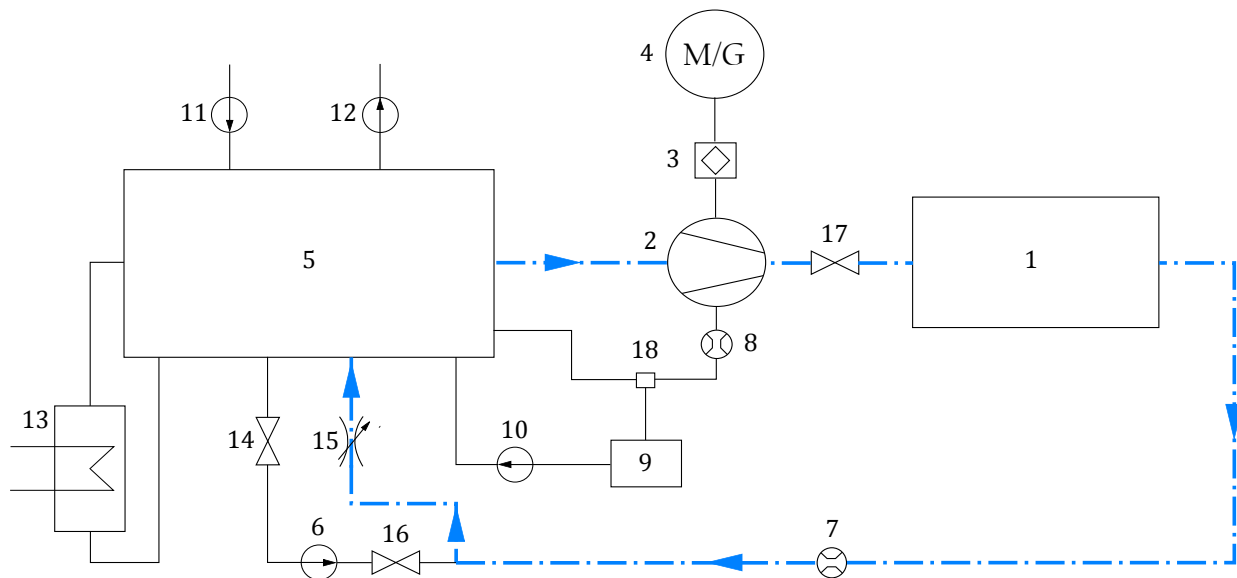


Abbildung 4.4: Versuchskreislaufschema, Durchströmung ab Punkt C

Eine weitere Möglichkeit die Maschinencharakteristik im S-Schlag-Bereich zu erfassen, ist beim Durchfahren des instabilen Teilstücks eine Dauermessung mit einer Mittelwertbildungszeit von einer Sekunde durchzuführen. Als Ergebnis erhält man eine gut aufgelöste Kennlinie mit einem geringen Abstand zwischen den einzelnen Messpunkten. Da aber die Messdauer für einen Betriebspunkt zu kurz ist um eine aussagekräftige Mittelwertbildung zu garantieren wurde diese Methode nur versuchsweise im Zuge einer Vergleichsmessung bei einer Leitapparatöffnung $a = 13\text{mm}$ angewandt.

4.1.2 Messergebnis der Kennlinienerfassung

Aufgenommen wurden die Kennlinien im I. und IV. Quadranten für oben angeführte Leitapparätöffnungen und Unterwasserniveaus. Dabei ergaben sich für die selbe Maschineneinbautiefe, das bedeutet für konstantes σ und konstanten $NPSE$ -Wert, der zu erwartende und von der Leitschaufelstellung abhängige Versatz der Maschinenkennlinie. Mit größer werdender Leitapparätöffnung a steigen auch die Betriebspunkte der zugehörigen Kennlinie im Kennfeld. Das Kennfeld für $\sigma = 0,6$ ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

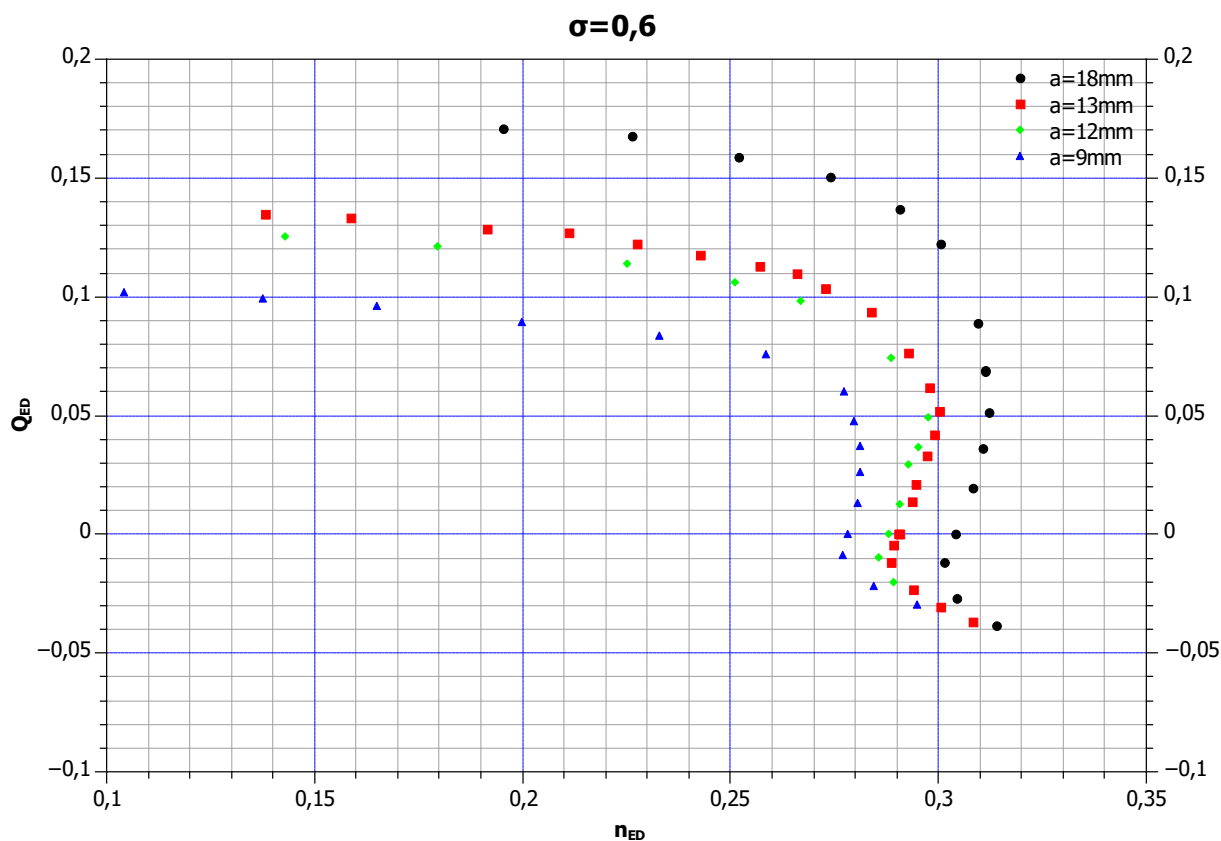


Abbildung 4.5: I. und IV. Quadrant des Kennfeldes bei konstantem $\sigma = 0,6$ und variierter Leitapparätöffnung a

Dabei weisen alle Kennlinien eine S-Schlag-Charakteristik auf. Am ausgeprägtesten ist diese bei $a = 12\text{mm}$ und $a = 13\text{mm}$, wie im T_{ED} - n_{ED} -Diagramm (Abbildung 4.6) deutlich zu erkennen ist. Dieser Darstellung ist auch zu entnehmen, dass der S-Schlag fast ausschließlich im Bereich $T_{ED} < 0$ liegt. Nur bei den Leitapparätöffnungen $a = 12\text{mm}$ und $a = 13\text{mm}$ liegt der kritische Drehzahlfaktor, bei welchem der S-Schlag eintritt, genau auf der Linie $T_{ED} = 0$.

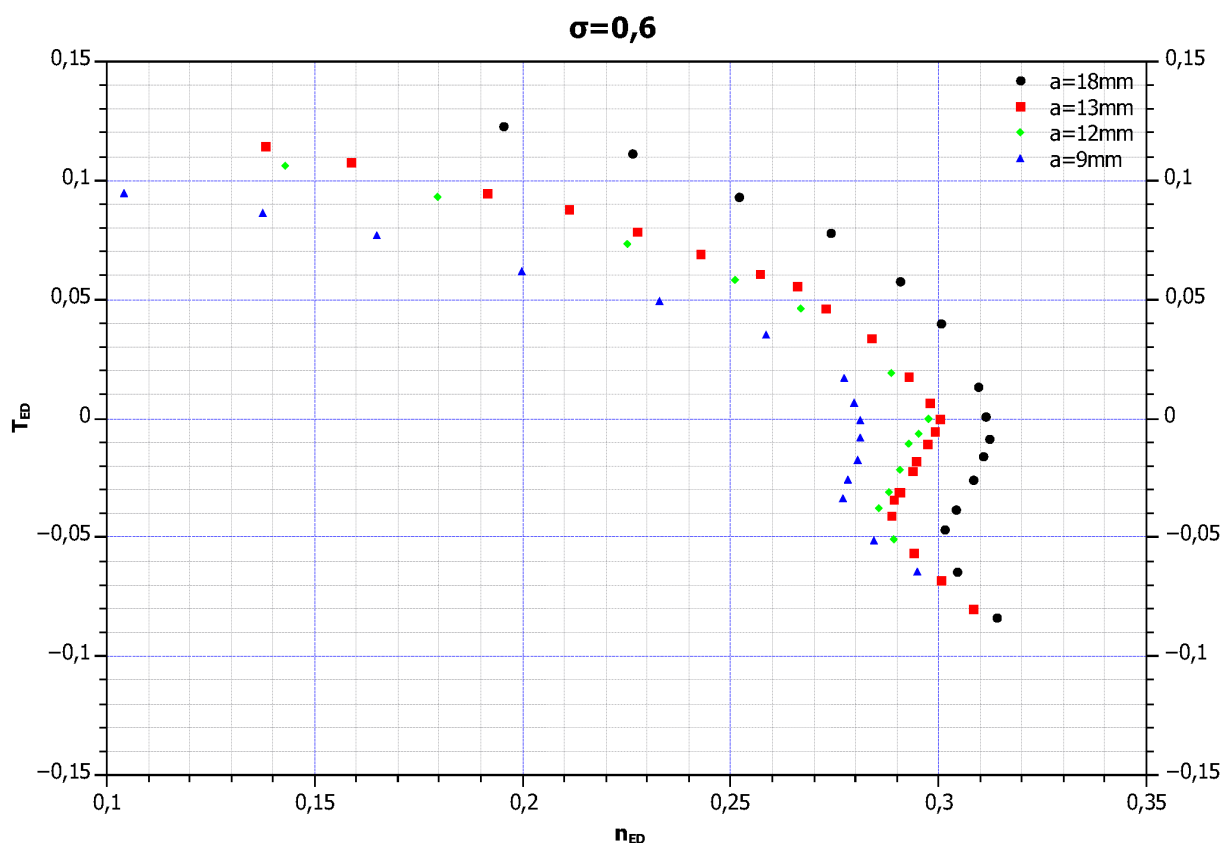


Abbildung 4.6: I. und IV. Quadrant des Kennfeldes bei konstantem $\sigma = 0,6$ und variierter Leitapparatöffnung a

Bei einem Vergleich der Kennlinien nach Abbildung 4.7 (a), für gleiche Leitschaufelstellung und unterschiedlicher Thoma-Zahl σ , erkennt man einen Versatz der Kennlinien zueinander. Dieser ist im Bereich $1,0 < \sigma < 0,6$ nicht signifikant und liegt im Bereich der Messtoleranzen. Wie in der Detaildarstellung Abbildung 4.7 (b) deutlich erkennbar, ist der Kennlinienversatz ab $\sigma = 0,5$ stark ausgeprägt. Diese Tendenz lässt sich bei allen gemessenen Leitapparatöffnungen feststellen. Eine Änderung der S-Schlag-Charakteristik konnte bei den gemessenen saugseitigen Druckniveaus für keine Leitapparatstellung festgestellt werden.

Bei geringerer simulierter Einbautiefe und folglich kleinerem σ war eine Messwerterfassung im Turbinenpumpbetrieb (IV. Quadrant) nur bei betragsmäßig geringem Durchflussfaktor Q_{ED} möglich. Grund hierfür waren starke Ablöseerscheinungen an der Saugseite der Modellmaschine und daher stark schwankende Betriebsgrößen.

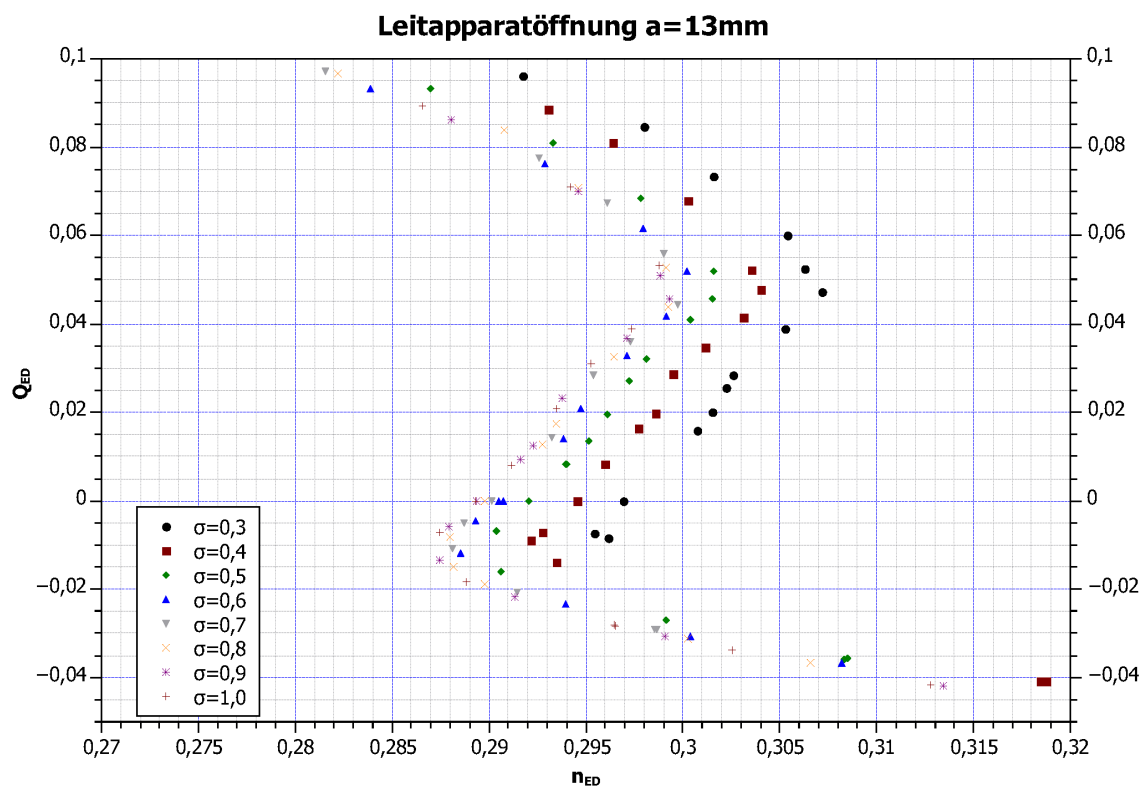
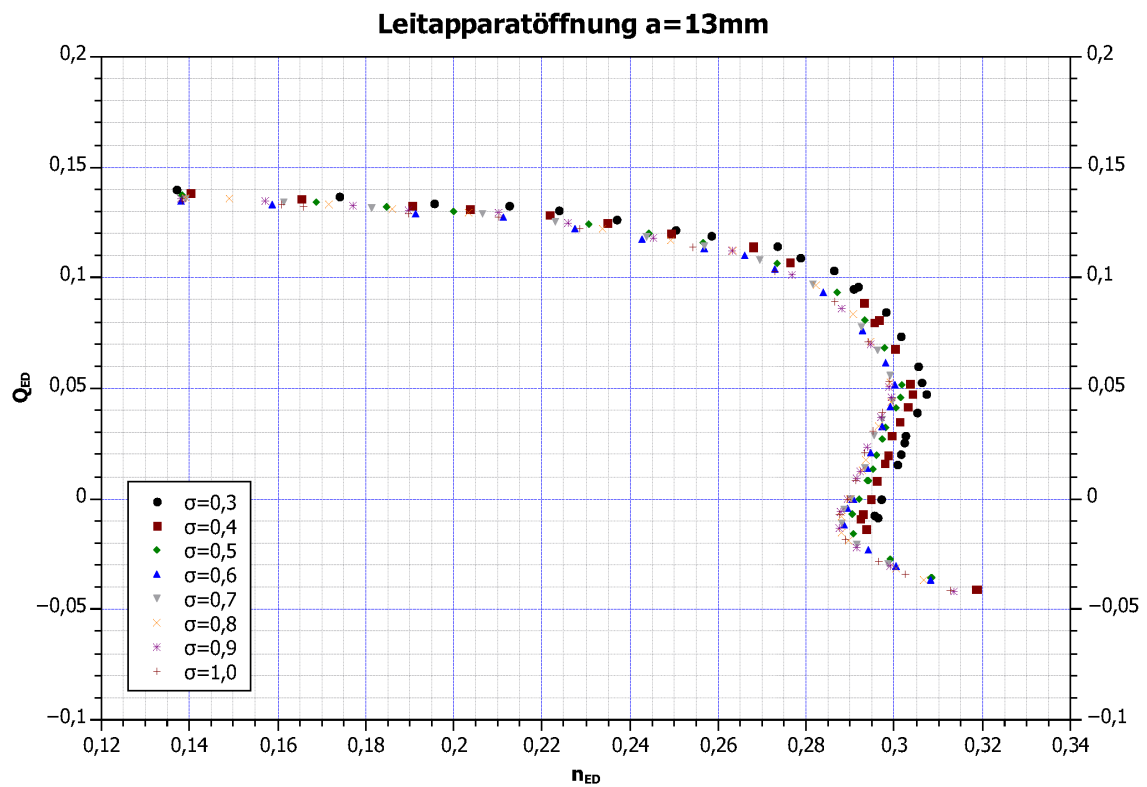


Abbildung 4.7: Kennfelder bei 13mm Leitapparatöffnung entspricht Leitschaukelwinkel von 9, 8° und variiertem σ

4.1.3 Fehlerbetrachtung zur Kennlinienerfassung

Zusätzlich zu dem Messfehler der primären Messgröße wird die Messabweichung bei den Kennzahlen Q_{ED} und n_{ED} noch von dem Messfehler der Fallhöhe H beeinflusst. Die Fallhöhe ergibt sich aus der Druckdifferenz- und der Durchflussmessung.

Die in Summe resultierenden Messunsicherheiten sind in Tabelle 4.2 für einen Betriebspunkt angeführt. Außerdem sind in Abbildung 4.8 die Messunsicherheiten noch in Form von Fehlerbalken grafisch eingezeichnet.

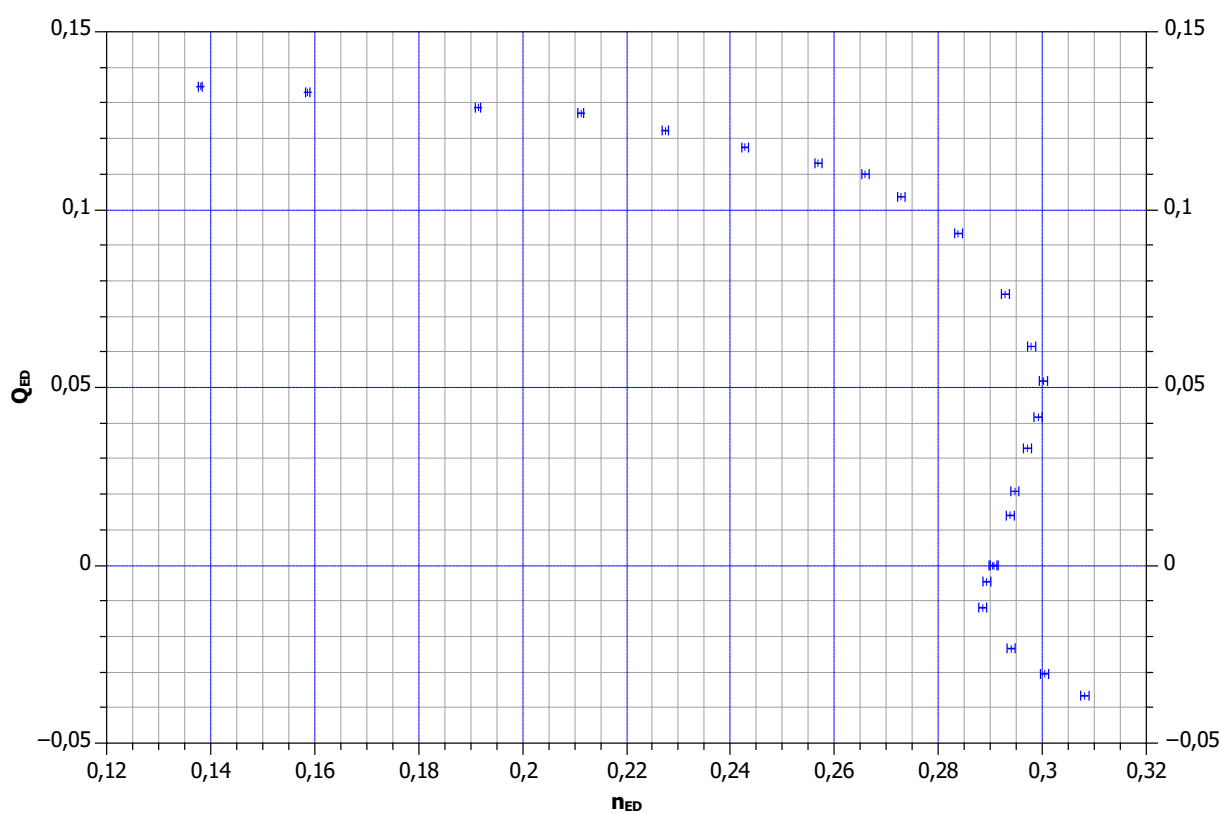


Abbildung 4.8: Messunsicherheiten im Verlauf einer Kennlinie, dargestellt für $a = 13\text{mm}$

Tabelle 4.2: Messabweichung der Kennzahlen Q_{ED} , T_{ED} und n_{ED}

	n_{ED}	Q_{ED}
Messergebnis	0,2111970	0,1271740
Messunsicherheit	0,0005590	0,0000610

Die Wiederholbarkeit der durchgeführten Messreihen ist gegeben, wie nachstehendes Diagramm (Abbildung 4.9 zeigt). Für eine Leitapparatöffnung $a = 13\text{mm}$ wurde eine Referenzmessung durchgeführt. Bei dieser wurde, ohne gezielt eine Betriebsgröße konstant zu halten, die Kennlinie der Modellmaschine ermittelt. Dabei herrschte im Unterwasserkessel Umgebungsdruck. Des Weiteren wurden zusätzlich zu den schon getätigten Messungen weitere Messungen bei konstanter Fallhöhe und $\sigma = 0,6$ durchgeführt.

Alle Messungen sind in folgender Abbildung 4.9 eingetragen. Dabei zeigt sich eine sehr geringe Abweichung zwischen den ermittelten Kurven und eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse. Besonders im genauer zu untersuchenden Bereich des S-Schlages sind die Abweichungen sehr gering und die gewählte Messmethodik hat sich bewährt.

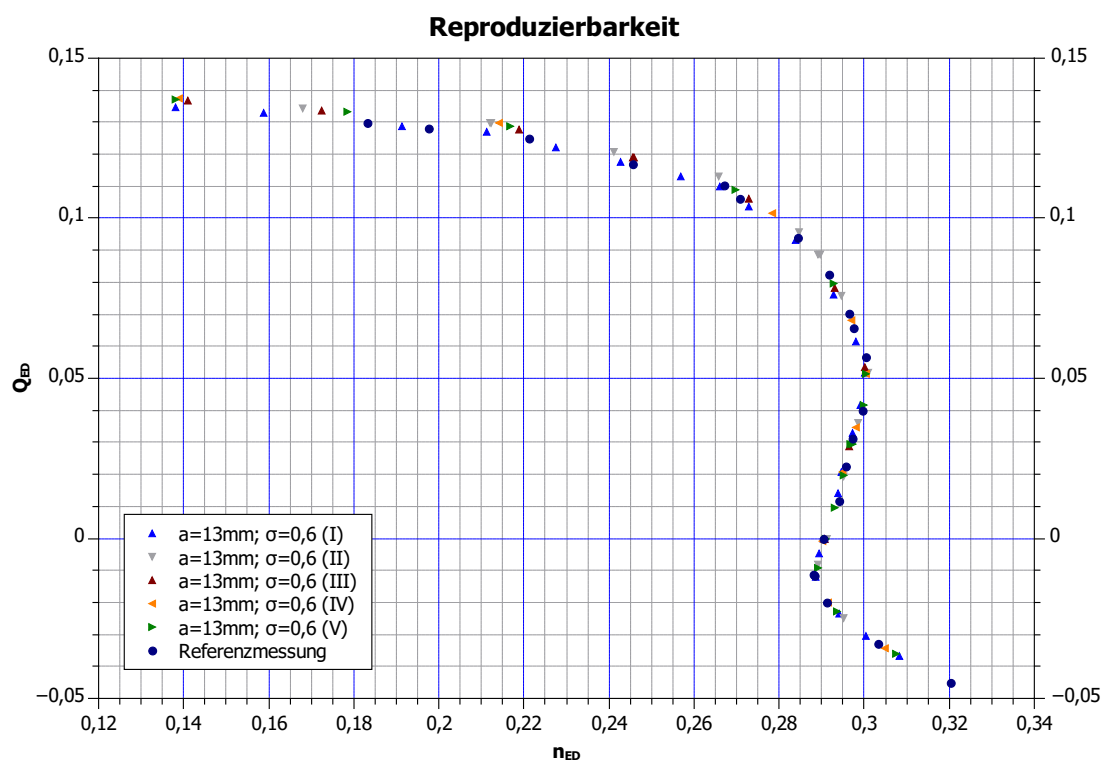


Abbildung 4.9: Vergleich der Referenzmessung mit allen Kennlinien bei einer Leitapparatöffnung $a = 13\text{mm}$ (entspricht einem Leitschaukelwinkel von $9,8^\circ$) und $\sigma = 0,6$

4.1.4 Schlussfolgerungen der Kennlinienerfassung

Am ausgeprägtesten ist der S-Schlag bei $a = 12\text{mm}$ und $a = 13\text{mm}$, was einem Leitschaukelwinkel von 9 bis 10° entspricht. Für eine numerische S-Schlag-Untersuchung eignen sich also diese Kennlinien am besten.

Eine Beeinflussung des S-Schlag-Verhaltens durch die Einbautiefe, wie im Vorfeld der experimentellen Untersuchungen vermutet, konnte bei den gemessenen Kennlinien nicht festgestellt und bestätigt werden.

Es konnte jedoch eine Verschiebung der Kennlinien zu höheren n_{ED} -Werten bei sinkendem Druckniveau am Unterwasser festgestellt werden, wie vorhergegangene Abbildung 4.7 zeigt. Der Grund dafür lässt sich in Abbildung 4.10 erkennen. Gemessen wurde die Fallhöhe H der Modellmaschine für einen fix eingestellten und im Zuge der Messung nicht mehr veränderten Betriebspunkt. Im Verlauf dieser Messung wurde nur der Druck im Unterwasserkessel variiert. Dabei kam es zu einem Abfall der Fallhöhe bei sinkendem σ .

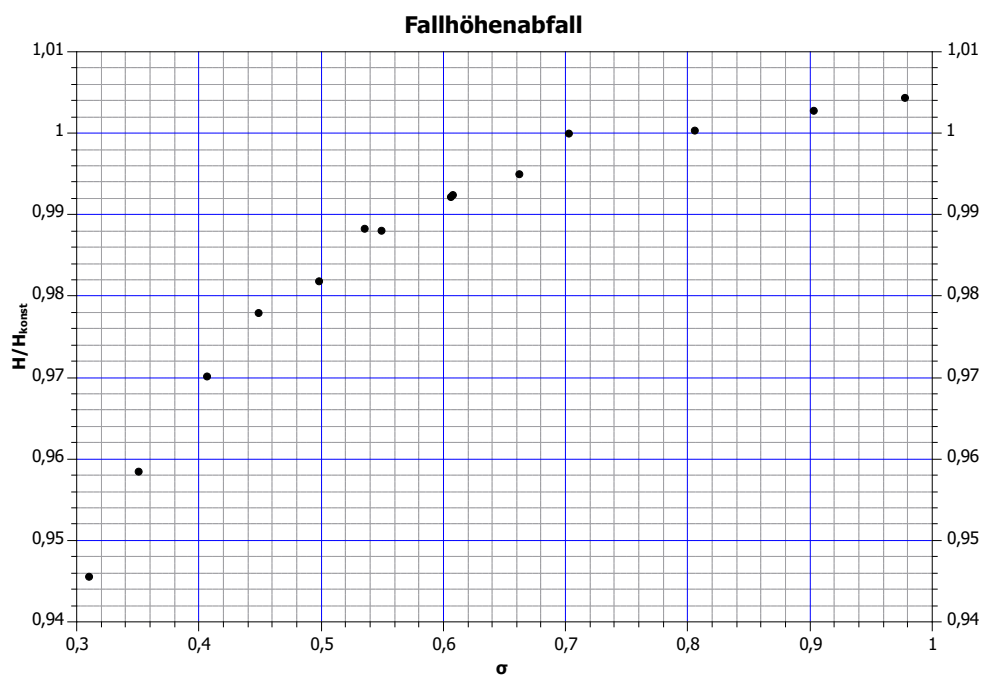


Abbildung 4.10: Verlauf der Fallhöhe H normiert auf die zu Messbeginn eingestellte Fallhöhe H_{konst} abhängig von der Thoma-Zahl σ

Die Ursache für den Fallhöhenabfall zeigt Abbildung 4.11, wobei der Koeffizient c_p^* zur besseren Veranschaulichung und Beurteilung des Saugrohrs eingeführt wurde. In diesem Diagramm kann ein Zusammenhang zwischen c_p^* des Saugrohrs und σ festgestellt werden.

$$c_p^* = \frac{p_2 - p_{Diff}}{\rho Q_1^2 (2A_{Diff}^2)^{-1}} \quad (4.1)$$

Es ist zu erkennen, dass es bei geringem Druck im Unterwasserkessel zu einer Abnahme des c_p^* -Wertes kommt. Diese Tatsache lässt auf eine Verschlechterung der Druckrückgewinnung

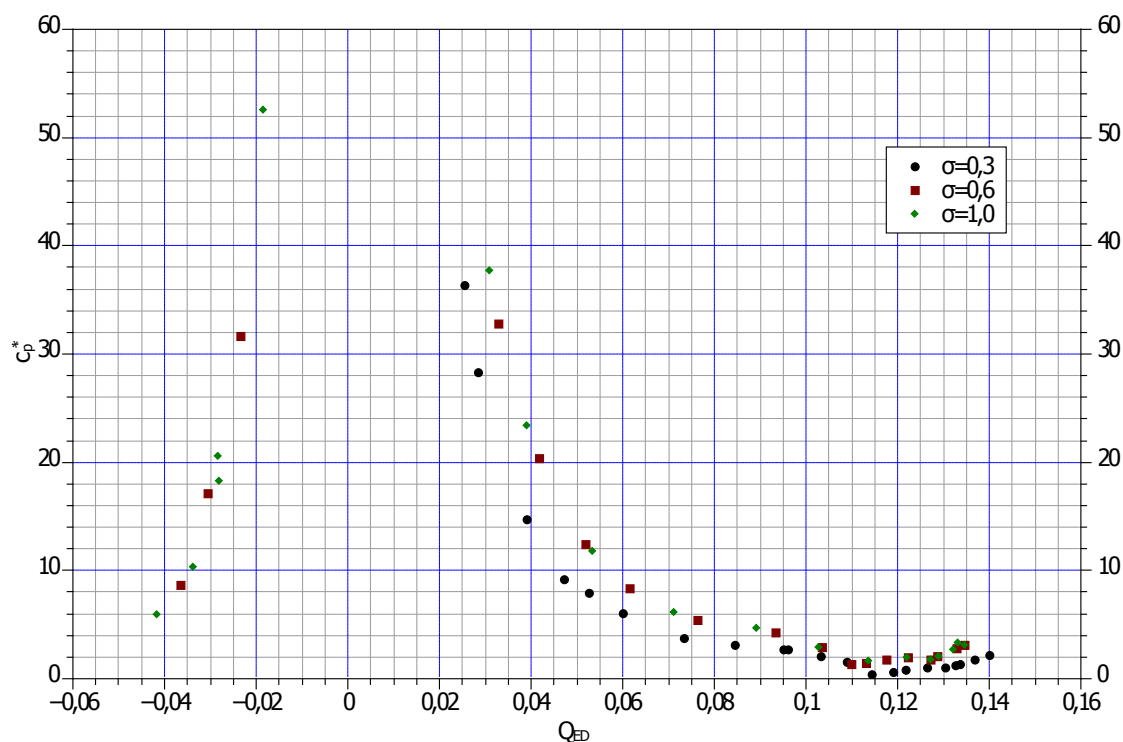


Abbildung 4.11: c_p^* -Wert des Saugrohrs für verschiedene σ

schließen und es dürften im Saugrohr bei zu geringem Gegendruck Sekundärströmungen oder Ablösungen auftreten.

Dem zufolge sinkt auf Grund einer Änderung der Strömungsverhältnisse im Saugrohr auch die Fallhöhe der Modellmaschine. Um jedoch diese im Versuch konstant zu halten wurde die Turbinendrehzahl n_T erhöht und als Resultat ergab sich bei selben Q_{ED} ein größeres n_{ED} . Die hohen Werte für c_p^* ergeben sich durch die Berechnung der Geschwindigkeitsenergie. Hierfür wurde die Kontinuitätsgleichung angewandt und die Geschwindigkeit über Querschnitt und Durchfluss berechnet. Dabei wurde jedoch eine stark drallbehaftete Strömung energetisch zu gering gerechnet. Da die Drallkomponente der Strömung jedoch unbekannt ist wurde diese Abschätzung getätigt. Für den relativen Vergleich von gleichen Betriebspunkten ist diese Annahme ausreichend.

4.2 Druckmessung im schaufelleeren Raum

Wie schon in der Einleitung erwähnt ist die Messung des zeitlichen Drucksignals im schaufelleeren Raum ein wesentlicher Punkt dieser Arbeit. Die Ergebnisse dieser Messung werden zur Validierung von transienten CFD-Berechnungen herangezogen. Wie bereits beschrieben handelt es sich bei dem verwendeten Sensor um einen piezoresistiven Absolutdruckaufnehmer Typ 4075 A10 der Firma *Kistler*. Dieser wurde im Zuge der Diplomarbeit verbaut und im Messprogramm eingepflegt. Eine Beschreibung der Instrumentierung und der technischen Daten findet sich in Kapitel 3.2.

4.2.1 Messdurchführung

Die Durchführung dieser Messung erfolgte während der Kennlinienerfassung. Somit erfolgte die Drucksignalerfassung für verschiedene Leitapparatöffnungen a und σ beziehungsweise $NPSE$ -Werte, wie sie in Tabelle 4.1 angeführt sind.

Die Druckmessstelle befindet sich im schaufelleeren Raum zwischen Leitapparat und Laufrad. Der piezoresistive Absolutaufnehmer erfasst den Druck p_{prim} über eine Druckmessbohrung am Turbinenboden, wie in Abbildung 3.7 eingezeichnet. Um drehwinkelabhängige Signale, wie etwa die Schaufelpassierfrequenz, anschaulicher darzustellen und bewerten zu können, erfolgte auch eine Erfassung des Umdrehungsimpulses mit einem Näherungsschalter.

Die Frequenzanalyse des Drucksignals erfolgte mit dem Programm *DIAdem* der Firma *National Instruments*. Dabei wurde der Gleichanteil vom Messsignal abgezogen und eine FFT-Analyse des Drucksignals durchgeführt.

4.2.2 Messergebnis der Druckmessung

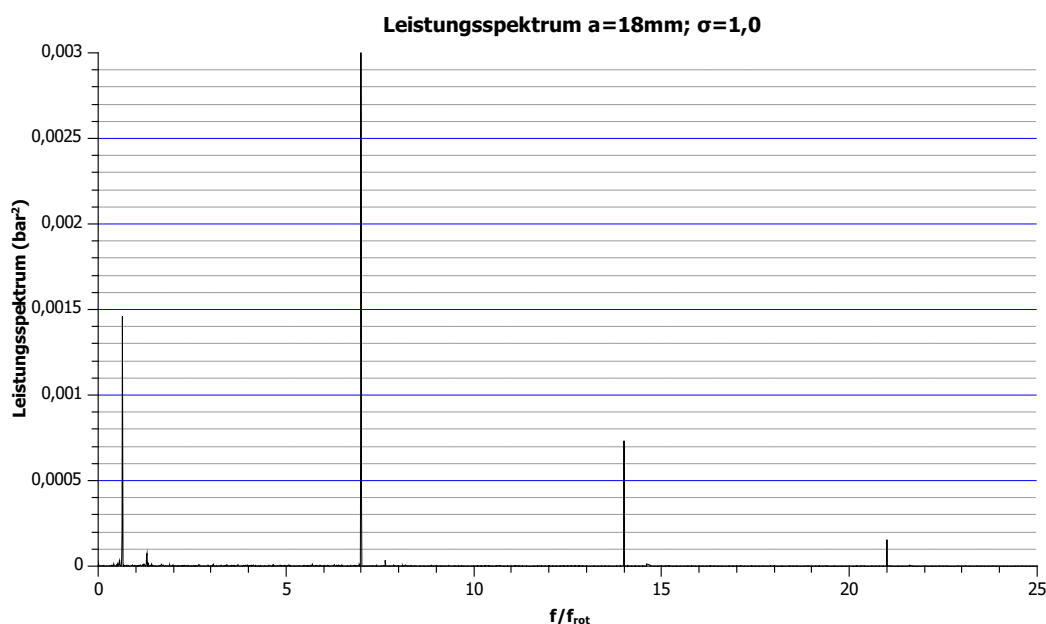


Abbildung 4.12: Leistungsspektrum mit ausgeprägtem Peak im niederfrequenten Bereich und deutlich erkennbarer Schaufelpassierfrequenz bei einer Leitapparatoröffnung $a = 18\text{mm}$ (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $13,6^\circ$), $Q_{ED} = 0,019$; $T_{ED} = -0,026$ und $\sigma = 1,0$

Bei der dynamischen Erfassung des Drucks p_{prim} im schaufelleeren Raum wurde ein Peak bei $f/f_{rot} = 0,7$ detektiert, wie aus Abbildung 4.12 zu entnehmen. Diese niederfrequente Druckschwankung könnte durch einen sogenannten *rotating stall* verursacht werden. Dabei handelt es sich um eine Strömungsinstabilität, wie sie oft auch bei anderen Strömungsmaschinen auftritt.

Außer diesem Phänomen ist auch die Schaufelpassierfrequenz und ihre Harmonischen höherer Ordnung auszumachen. Da das Modelllauftrad eine Schaufelzahl von $z = 7$ hat, stimmt das Messergebnis exakt. Die niederfrequente Druckschwankung liegt bei einem Frequenzverhältnis von 0,7 zur Rotationsfrequenz.

Eine anschauliche Darstellung, die sich gut zum Vergleichen einzelner Betriebspunkte eignet, ist das sogenannte Wasserfalldiagramm, wie in Abbildung 4.13 ersichtlich. Darin werden die Leistungsspektren der einzelnen Drucksignale räumlich versetzt eingezeichnet. Aus dieser Grafik ist abzulesen, dass die dominante, niederfrequente Amplitude einen Maximalwert im Turbinenbremsbetrieb ($Q_{ED} < 0$ und $T_{ED} > 0$) aufweist.

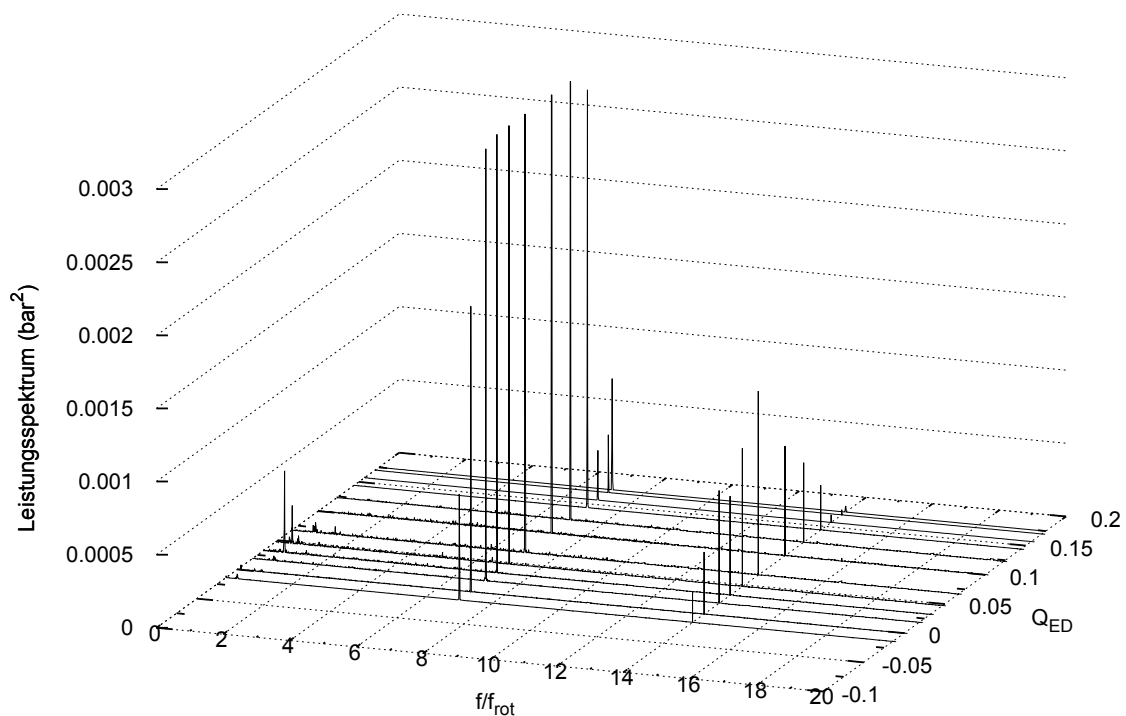


Abbildung 4.13: Wasserfalldiagramm für Leitapparatoröffnung $a = 18\text{mm}$ und $\sigma = 0,3$

4.2.3 Schlussfolgerungen der Druckmessung

Die Erfassung des zeitlichen Druckverlaufs verlief ohne Komplikationen. Wie schon zuvor beschrieben konnte im Turbinenbremsbetrieb bei allen Messreihen ein rotierender Wirbel detektiert werden, welcher schließlich bei Beginn des Turbinenpumpbetriebs, also bei Durchflussumkehr, wieder kollabiert.

Wie die Diagramme in Abbildungen 4.14 zeigen, hatte das variierte Druckniveau an der Saugseite der Modellmaschine keinen Einfluss auf den Druck im schaufelleeren Raum.

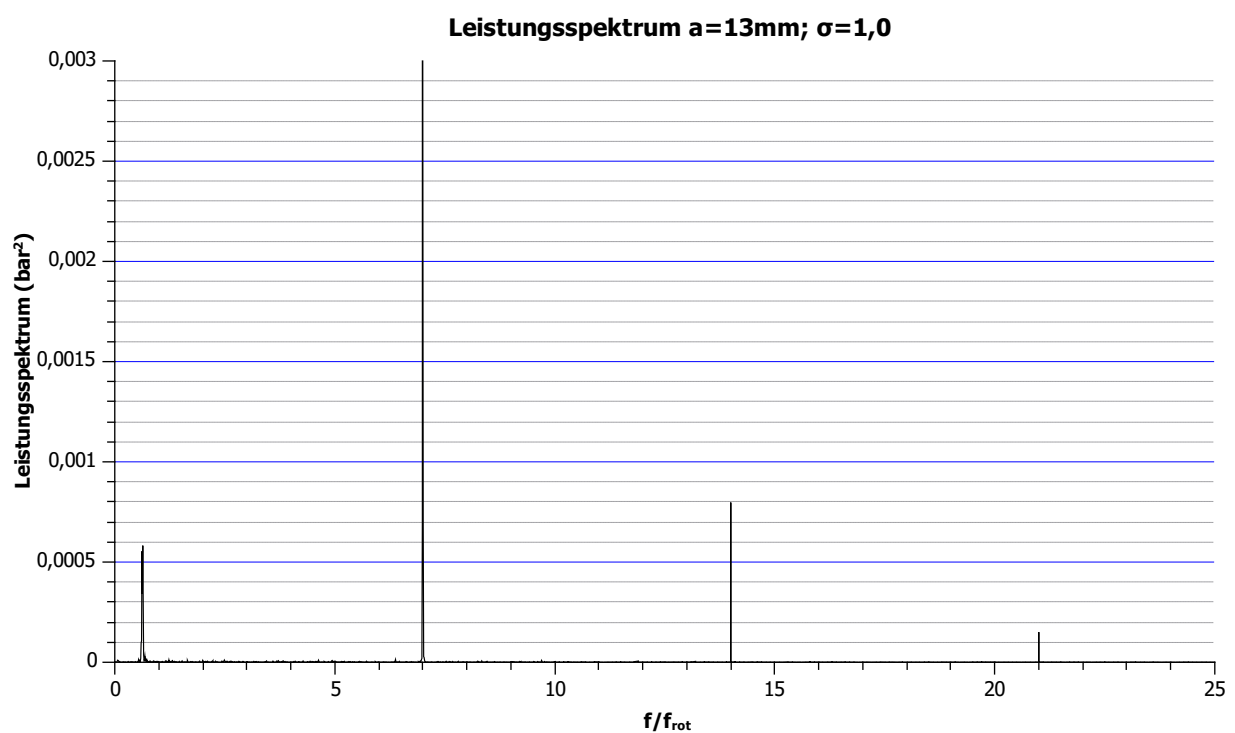
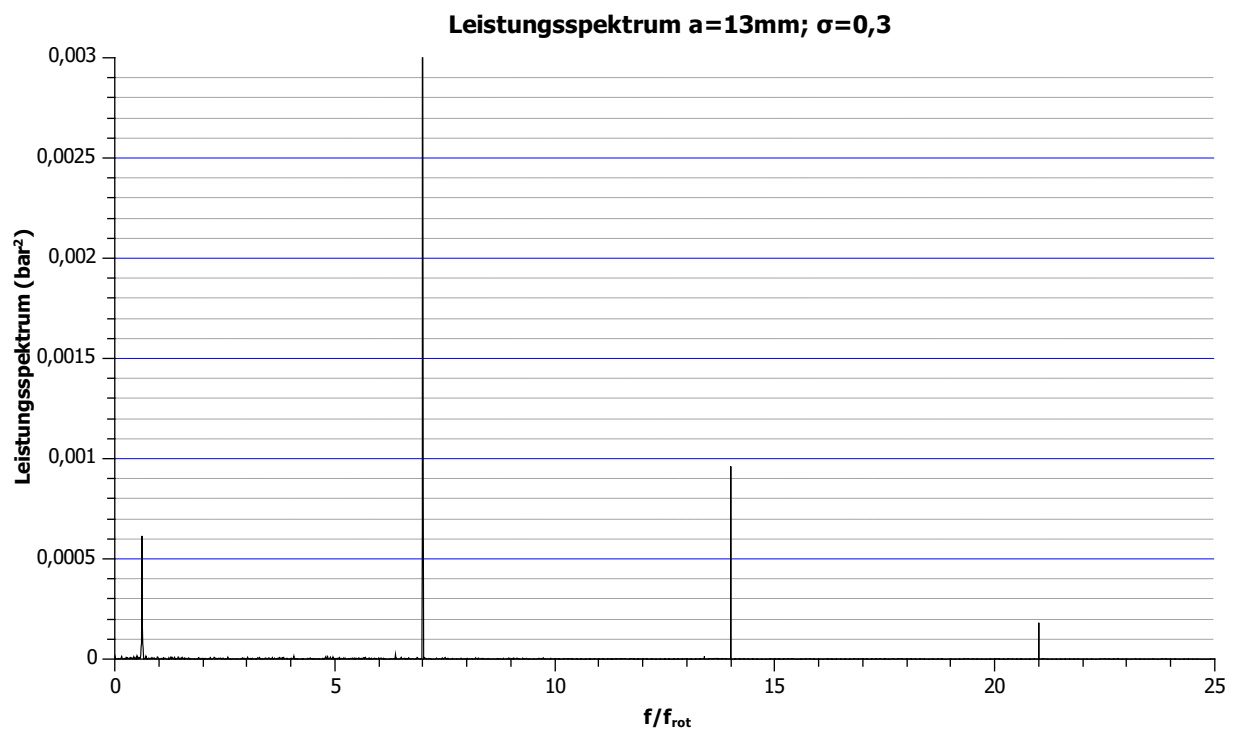


Abbildung 4.14: Leistungsspektrum mit ausgeprägtem Peak im niederfrequenten Bereich und deutlich erkennbarer Schaufelpassierfrequenz, bei einer Leitapparatöffnung $a = 13\text{mm}$ (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $9,8^\circ$) und variiertem σ

4.3 Spaltwassermessung

Der Durchfluss Q_1 , welcher der Turbine von der Kreislaufpumpe zugeführt wird, trennt sich in den die Schaufelkanäle durchströmenden Wasseranteil Q_m und das Spaltwasser wie in Gleichung 3.1 mathematisch veranschaulicht. Der Spaltwassermassenstrom teilt sich seinerseits auf in den turbinendeckelseitigen Anteil q' und den kranzseitigen Anteil q'' wie auch in Abbildung 3.4 dargestellt. Diese Volumenströme sind Verluste und nicht an der Energieumsetzung beteiligt. Das Spaltwasser q'' strömt durch die Stufendichtung am Laufrad vorbei in den Saugrohrdiffusor und ist daher nicht umgesetzter Anteil des Durchflusses Q_1 . Es verlässt aber den Versuchskreislauf nicht. Anders als q'' tritt die Menge q' am Turbinendeckelspalt aus und würde den Kreislauf verlassen. Um den volumetrischen Verlust des Versuchskreislaufs auf ein Minimum zu reduzieren, wurde daher im Zuge dieser Arbeit eine Spaltwasserrückführung realisiert. Das Spaltwasser wird über vier symmetrisch angeordnete Stellen am Turbinendeckel abgeleitet und einer Sammelleitung zugeführt.

Wie schon beim Versuchsaufbau erwähnt, kann es aus Konstruktionsgründen nicht ausgeschlossen werden, dass es zu einem Vermengen von Führungslagerwasser und Spaltwasser kommt. Daher wird auch der an der Turbinenseite abfließende Teil des Führungslagerwassers der Sammelleitung zugeführt. Anschließend wurde der Volumenstrom wieder in den Unterwasserkessel rückgespeist.

$$q' = q_{gemess} - q_{LW} \quad (4.2)$$

Da es sich bei der Modellmaschine um ein homologes Modell einer Großausführung handelt, ist eine Messung des Spaltwasserstroms von Interesse. Daher wurde ein magnetisch induktiver Durchflussaufnehmer zur Spaltwassermessung verbaut, wie in Kapitel 4.3 beschrieben. Das Wasser wurde nach der Messstrecke über eine Leitung direkt in den Unterwasserkesselboden geleitet. Durch diesen Zusammenhang ist der Austrittsdruck der Spaltwasserrückführung definiert. Im Zuge der Messdurchführung wurde entschieden, das Spaltwasser auch frei gegen Atmosphärendruck ausströmen zu lassen und Umgebungsdruck am Leitungsaustritt anliegen zu haben. Dabei strömt das Spaltwasser in einen Ausgleichstank und wird anschließend von einer Ausgleichspumpe in den Unterwasserkessel befördert. Der schematische Aufbau kann dem Versuchskreislauf in Abbildung 3.1 entnommen werden. Der kranzseitige Anteil q'' ist messtechnisch kaum zu erfassen und wird daher nicht mitgemessen. Der vom Durchflussaufnehmer erfasste Volumstrom q_{gemess} wird in der Auswertung der Messungen um den Lagerwasseranteil q_{LW} korrigiert und der Spaltwasserstrom q' ergibt sich nach Gleichung 4.2.

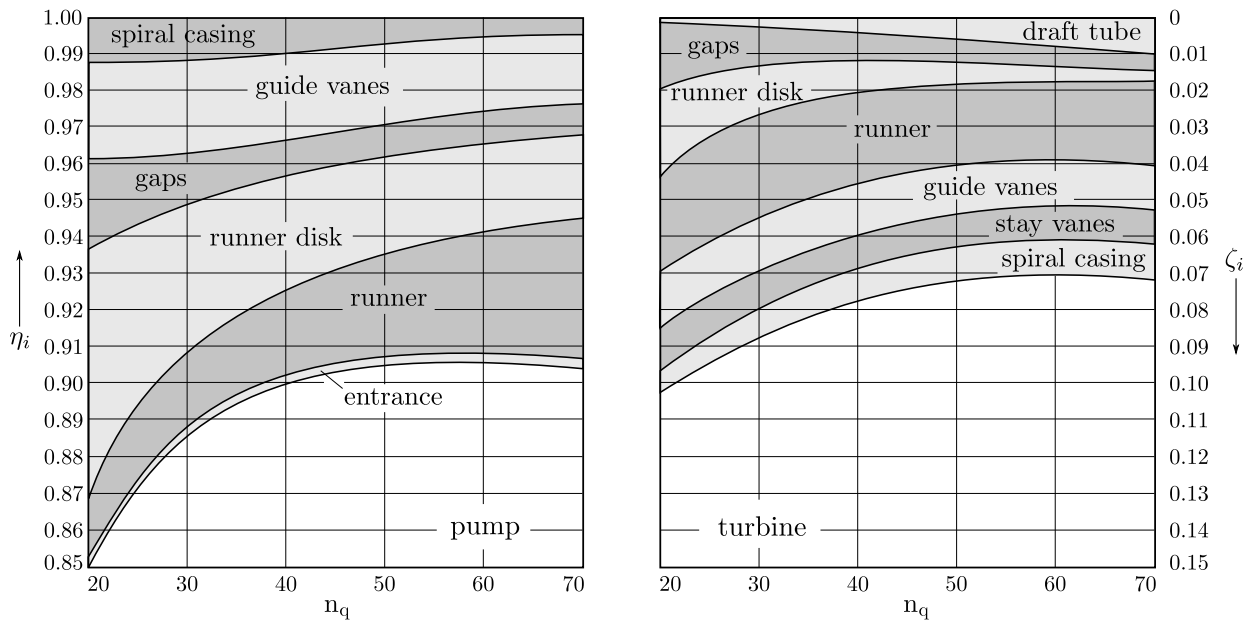


Abbildung 4.15: Aufteilung der Verlustanteile von radialen Pumpturbinen nach Osterwalder [15] (Abbildung aus [16]); links: im Pumpbetrieb, rechts: im Turbinenbetrieb

In Abbildung 4.15 wird eine Verlustabschätzung für Pumpturbinen in Abhängigkeit der Betriebsart und der spezifischen Drehzahl n_q dargestellt. Im Turbinenbetrieb ist daraus bei $n_q = 41,8 \text{ min}^{-1}$ ein zu erwartender Spaltverlustanteil von $\zeta_{gaps} = 0,0065$ abzulesen. Dieser Verlustanteil entspricht dem Verhältnis von Spaltwassermenge zu Durchfluss:

$$\zeta_{spalt} = \frac{q'}{Q_1} = \frac{q'_{ED}}{Q_{ED}} \tag{4.3}$$

4.3.1 Messdurchführung der Spaltwassererfassung

Die Messwerterfassung und Mittelwertbildung der Spaltwassermenge erfolgt simultan zur Erfassung der Messgrößen, welche für die Kennlinienmessung erforderlich sind. Dies ist notwendig und logisch, da ein Zusammenhang zwischen Spaltwasseranteil q' und eingestelltem Betriebspunkt hergestellt werden soll. Die Einstellungen und der Aufbau der Messaufnehmer sind den vorhergegangenen Kapiteln 3.2 und 3.3 zu entnehmen.

Die Messpunkte liegen entlang den Kennlinien für die Leitschaufelöffnungen $a = 9\text{mm}$, $a = 12\text{mm}$, $a = 13\text{mm}$ und $a = 18\text{mm}$ für verschiedene Einbautiefen, dargestellt durch die Kennzahlen σ und $NPSE$. Das Spaltwasser wird nach der Messstrecke über eine Leitung direkt in den Unterwasserkessel geleitet. Daher herrscht am Austritt der Spaltwasserrück-

führung immer der unterwasserseitig eingestellte Druck. An der Spaltdichtung des Turbinendeckels liegt der Spiraleintrittsdruck p_1 an. Da die Messungen bei einer konstanten Fallhöhe H erfolgen, sinkt der Druck p_1 bei geringerem, saugseitigem Energieniveau $NPSE$. Um Vergleichswerte zu erhalten und den Einfluss des Unterwassers besser abschätzen zu können wurden, wie im allgemeinen Teil zuvor schon erwähnt, weitere Vergleichsmessungen getätigt. Diese erfolgten bei der mittleren Leitapparatöffnung von $a = 13\text{mm}$.

Im Unterschied zu den vorherigen Messdurchgängen wurde hier das Spaltwasser nach der Messstrecke in einen Sammel-tank geleitet. Dadurch kann das Spaltwasser frei gegen Atmosphärendruck ausströmen und wird anschließend mit einer Radialpumpe in den Unterwasserkessel gepumpt.

Um den bei der Spaltwassermessung mitdetektierten Lagerwasseranteil q_{LW} korrekt abzuschätzen und nach Gleichung 4.2 berücksichtigen zu können wurde eine Leerlaufmessung bei ausgeblasener Maschine durchgeführt. Das Korrekturverhältnis ist in Abbildung 4.16 dargestellt, wobei im Leerlauf $q_{gemess} = q_{LW}$ gilt.

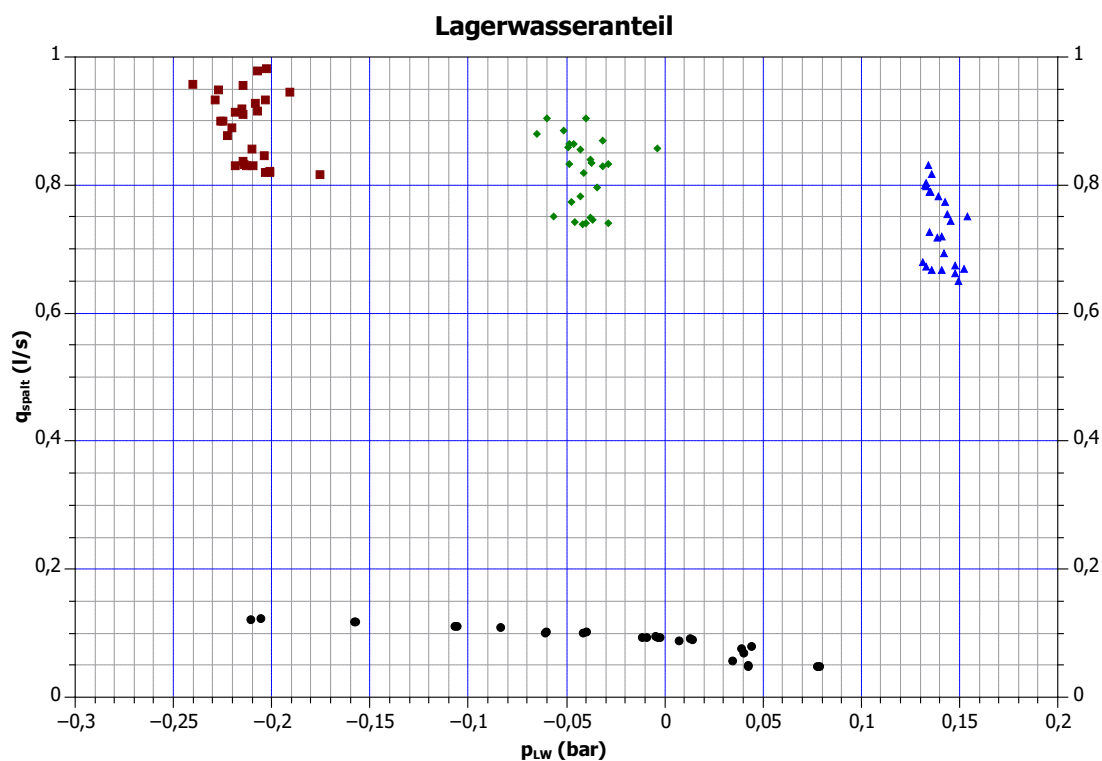


Abbildung 4.16: Spaltwassermengen im Leerlauf $q_{gemess} = q_{LW}$ und im Betrieb $q_{gemess} = q_{LW} + q'$ für verschiedene Einbautiefen, aufgetragen über den Spaltwasseraustrittsdruck im Unterwasser

4.3.2 Messergebnis der Spaltwassererfassung

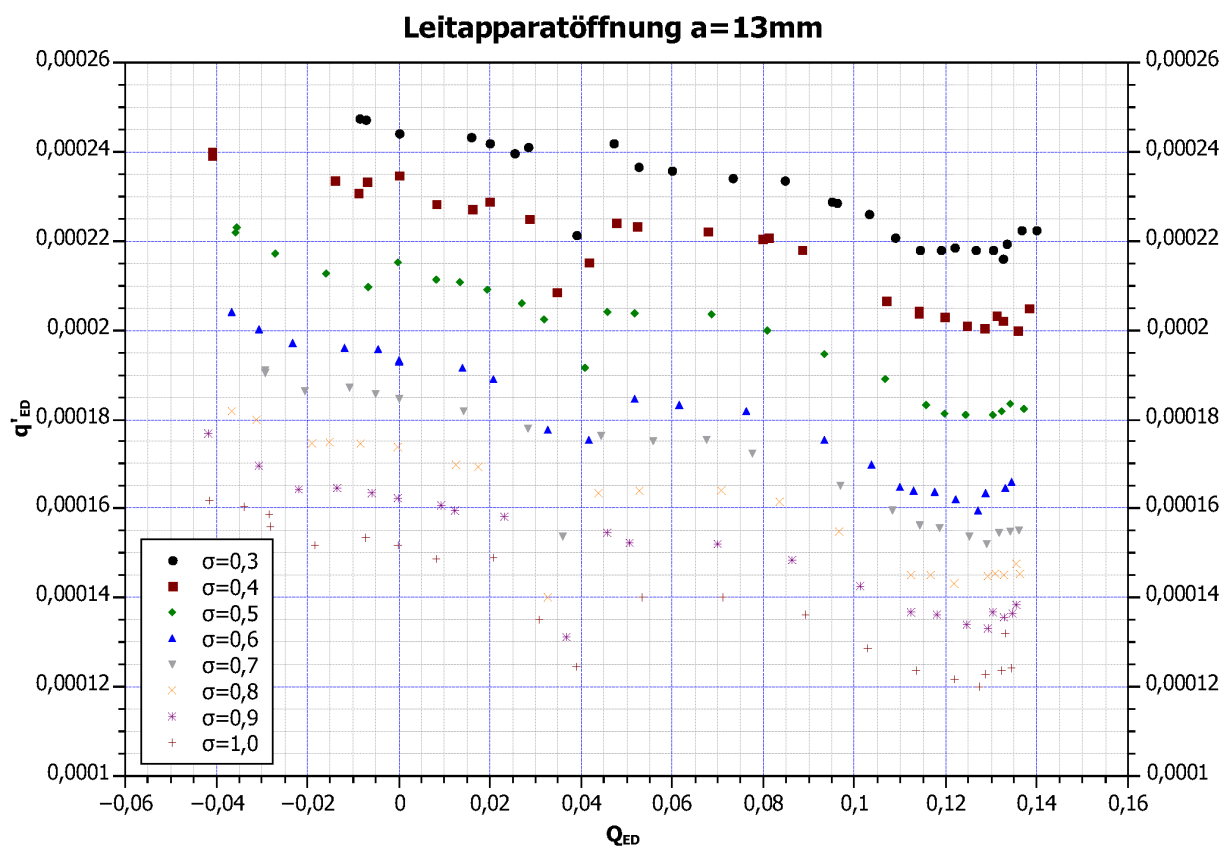


Abbildung 4.17: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei 13mm Leitapparätöffnung (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $9,8^\circ$)

Auf den folgenden Seiten werden die Messergebnisse beschrieben und diskutiert. Dabei werden auszugsweise einzelne Diagramme zur besseren Veranschaulichung dargestellt. Die Gesamtanzahl der Diagramme und Kennlinien ist im Anhang C angeführt. In Abbildung 4.17 ist die normierte Spaltwassermenge q'_{ED} über dem Durchflussfaktor Q_{ED} für eine Leitapparätöffnung von $a = 13\text{mm}$ aufgetragen. Die darin eingezeichneten Kurven für $\sigma = 0,3$ bis $\sigma = 1,0$ weisen eine deutliche Abhängigkeit der Spaltwassermenge von der Einbautiefe beziehungsweise dem saugseitigen Druckniveau auf. Je niedriger σ und der $NPSE$ -Wert umso höher liegt die zugehörige Spaltwasserkennlinie. Dabei kommt es bei einer Betragsänderung von σ um $0,1$ zu einer Parallelverschiebung von q'_{ED} um 10 bis 15 Prozent.

Unabhängig von σ ist bei allen Verläufen eine deutliche Abnahme der Spaltwassermenge bei steigendem Durchfluss im Turbinenbetrieb zu erkennen. Im Turbinenpumpbetrieb, das heißt bei negativem Q_{ED} , findet ausgehend von $Q_{ED} = 0$ ein Anstieg des Spaltwassers statt. Bei gleichem σ und folglich selber Einbautiefe lässt sich zudem ein Einfluss der Leitapparatstellung auf die Spaltwassermenge laut Abbildung 4.18 feststellen. Wird der absolute Anströmwinkel am Laufradaußendurchmesser D_1 flacher so ist die Spaltwassermenge am Turbinendeckel geringer als bei steilerer, radialerer Anströmung.

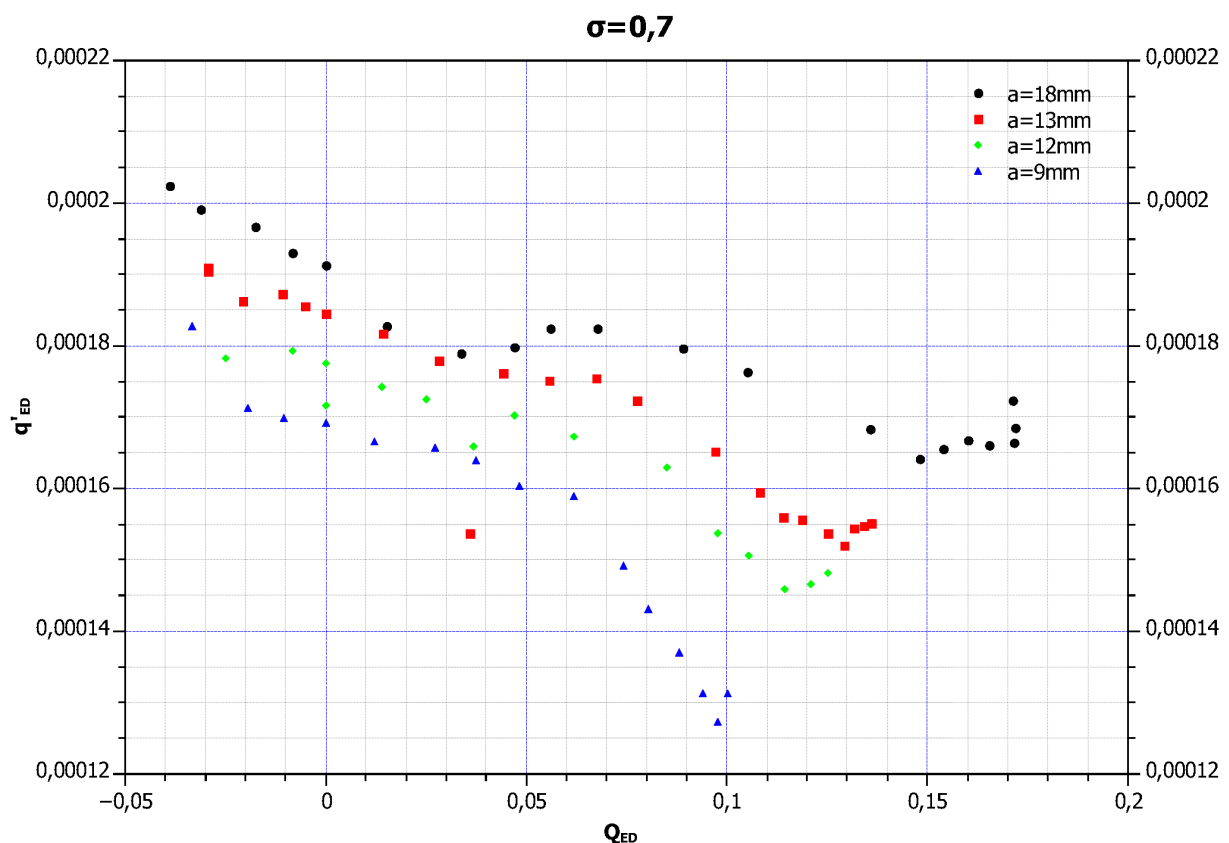


Abbildung 4.18: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei konstantem $\sigma = 0,7$ und variierter Leitapparatöffnung a

Aus Abbildung 4.19 ist eine ähnliche Charakteristik wie auch beim 4-Quadrantenkennfeld erkennbar. Da das Spaltwasser umgekehrt abhängig vom Durchflussfaktor Q_{ED} ist, kann man logischerweise auch hier den S-Schlag der Maschine erkennen. Dies sei jedoch nur am Rande erwähnt. Ein Einfluss der Leitapparatöffnung a ist, wie im vorherigen Diagramm, auch hier auszumachen.

Diese beschriebenen Tendenzen zeigen sich auch bei allen anderen gemessenen Leitapparatöffnungen $a = 9mm$, $a = 12mm$, $a = 18mm$ und den zugehörigen simulierten Einbautiefen.

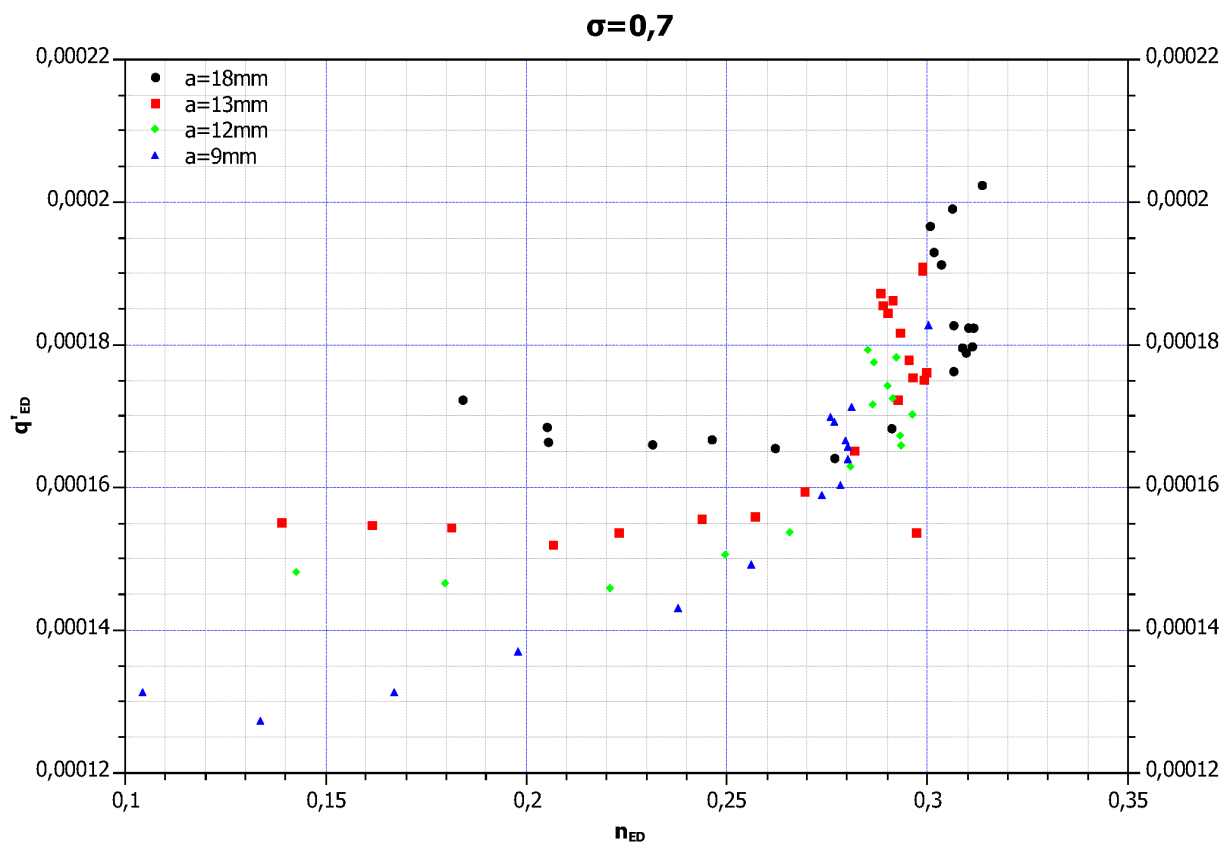


Abbildung 4.19: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von n_{ED} bei konstantem $\sigma = 0,7$ und variierter Leitapparatoröffnung a

4.3.3 Fehlerbetrachtung zur Spaltwassermessung

Der Messfehler der Spaltwassermenge setzt sich aus der systematische Abweichung des Durchflussaufnehmers IDM 50 PROMAG 10D der Firma *Endress und Hauser* und der zufälligen Abweichungen zusammen. Die Messabweichung infolge des Lagerwassers wurde durch einen aus Messungen resultierenden Korrekturfaktor im Messergebnis berücksichtigt. Die resultierende Messunsicherheit ist in Abbildung 4.20 exemplarisch dargestellt. Sie beträgt aufgrund der Streuung der zur Mittelwertbildung herangezogenen Einzelmesswerten ca. 4 Prozent des Messwertes.

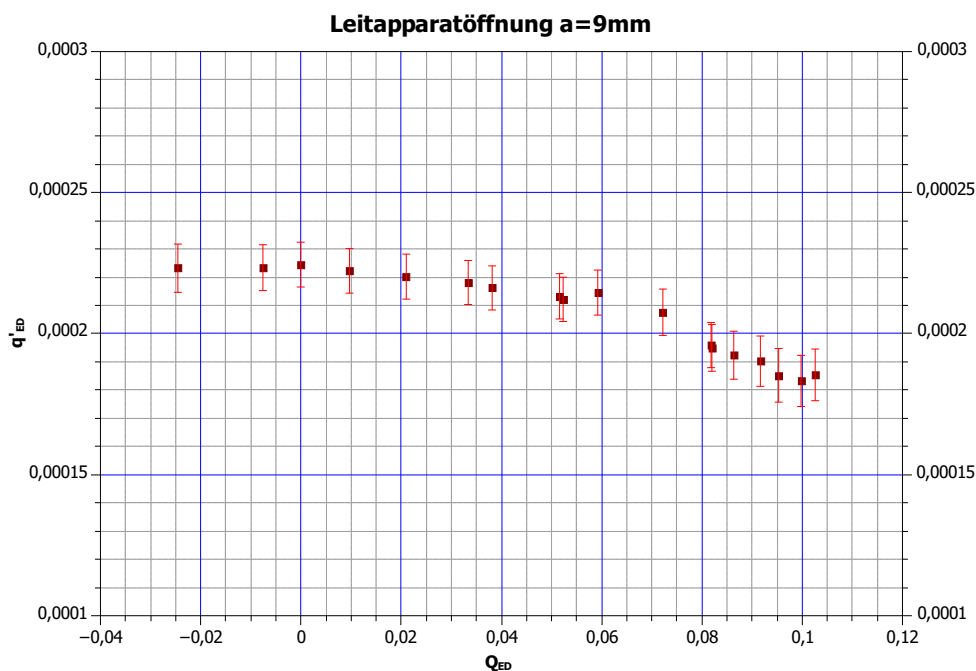


Abbildung 4.20: Graphische Darstellung der Messabweichung am Beispiel der Kennlinie für $a = 9\text{mm}$ und $\sigma = 0,4$

4.3.4 Schlussfolgerungen der Spaltwassererfassung

Wie aus Abbildung 4.17 und den Abbildungen im Anhang C zu entnehmen, beträgt das Verhältnis von q'_{ED}/Q_{ED} zwischen 0,001 und in Extremfällen 0,034. Das bedeutet, dass das Spaltwasser in den mittleren Kennfeldbereichen 0,1 bis 3,4 Prozent des zugeführten Durchflusses Q_1 beträgt. Diese Ergebnis entspricht in etwa dem laut Grafik 4.15 zu erwartendem Anteil, wie man auch am Mittelwert der Messungen erkennen kann. Eine Übersicht der gemessenen Verhältnisse bietet Tabelle 4.3.

Tabelle 4.3: Gemessens Verhältnis von q'_{ED} zu Q_{ED} für gemessene Leitapparatoröffnungen und minimales sowie maximales σ

Kennlinie	$a = 9\text{mm}$	$a = 9\text{mm}$	$a = 12\text{mm}$	$a = 12\text{mm}$	$a = 13\text{mm}$	$a = 13\text{mm}$	$a = 18\text{mm}$	$a = 18\text{mm}$
	$\sigma = 0,3$	$\sigma = 1,0$	$\sigma = 0,3$	$\sigma = 1,0$	$\sigma = 0,3$	$\sigma = 1,0$	$\sigma = 0,3$	$\sigma = 1,0$
q'_{ED}/Q_{ED} Minimum	0,0020	0,0010	0,0017	0,0010	0,0016	0,0009	0,0013	0,0008
q'_{ED}/Q_{ED} Maximum	0,0171	0,0136	0,0155	0,0149	0,0339	0,0213	0,0203	0,0190
Spaltwasseranteil in % Minimum	0,198	0,101	0,167	0,100	0,158	0,092	0,132	0,081
Spaltwasseranteil in % Maximum	1,705	1,364	1,546	1,491	3,391	2,130	2,025	1,901
Mittelwert der Messungen in %	0,48	0,37	0,44	0,45	0,65	0,46	0,66	0,36

Des Weiteren ist aus den Ergebnissen der Messung noch Folgendes erkennbar:

- Die Spaltwassermenge q' ist stark abhängig vom austrittsseitigen Druckniveau. Je größer die Kennzahlen $NPSE$ und σ sind umso geringer ist q'_{ED} . Das bedeutet, dass mit steigendem Gegendruck der Spaltwasserstrom sinkt.
- Aufgrund des direkt mit $NPSE$ steigenden Drucks am Turbinendeckel p_1 würde man eine andere Tendenz erwarten. Da jedoch in den Dichtungsspalten der turbinendeckel-seitigen Labyrinthdichtung ein Großteil des anliegenden Drucks abgebaut wird, ist der höhere Druck am Eintritt nicht so stark gewichtet wie der steigende Gegendruck am Austritt.

Dass aber der am Spalt anliegende Druck p_1 prinzipiell einen steigernden Effekt auf die Spaltwassermenge ausübt, ist im folgenden Diagramm (Abbildung 4.21) ersichtlich. Bei diesen Messungen wurde das Spaltwasser frei in einen Ausgleichstank ausgeleitet. Daher stellte sich am Spaltwasseraustritt immer Atmosphärendruck ein. Bei $\sigma = 0,6$ ist das Druckniveau im Versuchskreislauf höher als bei $\sigma = 0,3$ und daher auch p_1 größer.

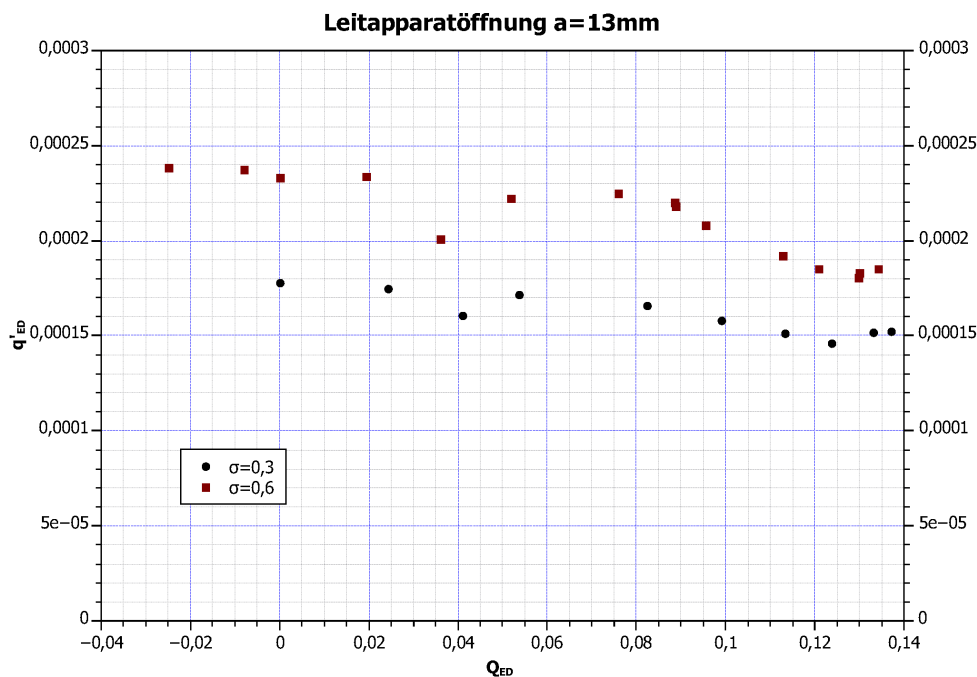


Abbildung 4.21: Kennlinien bei frei gegen Atmosphäre ausfließendem Spaltwasser; Leitapparatoröffnung $a = 13\text{ mm}$ (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $9,8^\circ$)

Auch bei frei ausfließendem Spaltwasser ist eine Abnahme der Spaltwassermenge bei steigendem Durchfluss im Turbinenbetrieb feststellbar. Im Turbinenpumpbetrieb, ausgehend von $Q_{ED} = 0$, ist ein Anstieg des Spaltwassers zu erkennen. Somit konnten die betriebsartabhängigen Ergebnisse auch bei konstantem Gegendruck bestätigt werden.

- Des Weiteren hat auch die Betriebsart der Pumpturbine einen wesentlichen Einfluss auf die Spaltwassermenge. Abbildung 4.17 zeigt beim Durchfahren der Betriebspunkte vom Turbinenpumpbetrieb $Q_{ED} < 0$ bis zum regulären Turbinenbetrieb $Q_{ED} > 0$ ausschließlich Kennlinien mit einem abnehmenden Verlauf. Diese Tendenz wurde auch bei frei gegen Umgebungsdruck auslaufendem Spaltwasser bestätigt, wie in vorheriger Grafik (Abbildung 4.21) erkennbar.
- Abbildung 4.18 veranschaulicht den Einfluss des Anströmwinkels auf q'_{ED} . Je tangentialer der absolute Anströmwinkel am Laufradeintritt ist umso geringer ist die Spaltwassermenge.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurde der Einfluss der Einbautiefe auf das Kennlinienverhalten einer Pumpturbine im Turbinenbetrieb experimentell untersucht. Der Prüfstand befindet sich im hydraulischen Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik (IET) an der Technischen Universität Wien.

Die Modellmaschine ist eine radiale Pumpturbine mit einem Francis-Laufrad und ein homologes Modell einer Großausführung. Die Modelltests wurden zweckmäßig in einem geschlossenen Versuchskreislauf durchgeführt. In diesem ist es möglich das Druckniveau oberwasserseitig und unterwasserseitig zu regulieren. Dadurch können, je nach eingestelltem Druck am Unterwasser, die Zustände entsprechend den gewünschten Einbautiefen erzeugt werden. Als Kennzahlen zur Charakterisierung der Einbautiefe wurden die Thoma-Zahl σ und der $NPSE$ -Wert verwendet. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten bei Leitapparatöffnungen von $a = 9mm$, $12mm$, $13mm$, und $18mm$ und bei $0,3 < \sigma < 1,0$. Entlang jeder Kennlinie wurde die Fallhöhe H , die spezifische Netto-Energie an der Maschinensaugseite $NPSE$ und die dimensionslose Kennzahl σ konstant gehalten.

Die Kennlinienmessungen im I. und IV. Quadranten des Pumpturbinenkennfeldes ergaben, dass der S-Schlag bei einer Leitapparatöffnung von $a = 12mm$ und $a = 13mm$ (entspricht einem Leitschaufelwinkel von 9 bis 10°) am ausgeprägtesten ist. Daher eignen sich diese Leitschaufelstellungen am besten für eine numerische Untersuchung. Eine Beeinflussung des S-Schlag-Verhaltens durch die Einbautiefe war bei den gemessenen Kennlinien nicht erkennbar. Jedoch konnte eine Verschiebung der Kennlinien zu höheren n_{ED} -Werten bei sinkendem Druckniveau am Unterwasser festgestellt werden.

Zur Detektierung des zeitlichen Druckverlaufs im schaufelleeren Raum wurde ein Drucksensor im Turbinenboden verbaut. Die Messungen und Frequenzanalysen lassen auf eine

niederfrequente Druckschwankung im Turbinenbremsbetrieb schließen. Dieser eventuelle *rotating stall* wurde bei $f/f_{rot} = 0,7$ unabhängig von der Einbautiefe detektiert.

Im Zuge der Arbeit wurde eine Spaltwasserrückführung in den Unterwasserkessel realisiert und ein magnetisch induktiver Durchflusssensor instrumentiert. Die Spaltwassermessungen ergaben bei steigender Einbautiefe eine Abnahme der Spaltwassermenge und bei größerer Leitapparatöffnung eine Zunahme des Verhältnisses von q'_{ED}/Q_{ED} . Wesentlichen Einfluss auf den Spaltwasserverlauf hat die Betriebsart der Modellmaschine. Im Turbinenpumpbetrieb ist eine Zunahme der Spaltwassermenge bei betragsmäßig steigendem Durchflussfaktor Q_{ED} zu erkennen und im regulären Turbinenbetrieb sinkt die Spaltwassermenge bei steigendem Q_{ED} .

Als Ursache der Kennlinienverschiebung bei geringerer Einbautiefe wurde ein Abfall des c_p -Wertes im Saugrohr festgestellt. Diese Tatsache lässt auf Ablösungen und Sekundärströmungen schließen. Hier wird Untersuchungsbedarf im Saugrohr gesehen. Da der Austrittsdiffusor aus Plexiglas ausgeführt und dadurch eine optische Zugänglichkeit gegeben ist würde sich eine LDA-Untersuchung anbieten. Die dadurch gewonnenen Geschwindigkeitsprofile und zusätzliche Druckmessungen im Saugrohr wären von Interesse um genauere Aussagen tätigen zu können.

Genauso wäre eine Messung des Spaltwassers im Pumpbetrieb auskunftreich für die Zusammenhänge im II. und III. Quadranten des Kennfeldes. Die dadurch gewonnenen Ergebnisse würden die Spaltwasseruntersuchungen im 4-Quadranten-Kennfeld vervollständigen.

Literaturverzeichnis

- [1] ADUNKA, F. *Messunsicherheiten - Theorie und Praxis*. Vulkan-Verlag GmbH, 2007
3.Auflage.
- [2] BAUER, C. *Vorlesungsskriptum - Hydraulische Maschinen und Anlagen I und II*. Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Forschungsbereich Strömungsmaschinen, TU Wien, 2014.
- [3] BAUER, C. *Vorlesungsunterlagen - Hydraulische Maschinen und Anlagen I, Turbinen*. Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Forschungsbereich Strömungsmaschinen, TU Wien, vorgetragen am 9.11.2011.
- [4] BOHL, W., AND ELMENDORF, W. *Strömungsmaschinen 1*. Vogel Buchverlag, 2004.
- [5] DENA - DEUTSCHE ENERGIE AGENTUR. Analyse der Notwendigkeit des Ausbaus von Pumpspeicherwerken und anderen Stromspeichern zur Integration der erneuerbaren Energien, Februar 2010. http://www.dena.de/fileadmin/user_upload/Publikationen/Energiesysteme/Dokumente/Endbericht_PSW_-_Integration_EE_dena.pdf, abgerufen am 13.4.2011.
- [6] DEUTSCHES INSTITUT FUER NORMUNG E.V. DIN 1319; Grundlagen der Messtechnik - Grundbegriffe, Auswertung von Messungen, Messunsicherheit, 1995.
- [7] EDINGER, G. *Experimentelle Untersuchungen zum tiefen Teillastbetrieb von Pump-turbinen*. Institut für Energietechnik und Thermodynamik, TU Wien, Dissertation, 2014.
- [8] ENERGIE-CONTROL AUSTRIA. Statistikbroschuere 2014, abgerufen am 15.1.2015. http://www.e\discretionary{-}{-}{-}control.at/portal/page/portal/medienbibliothek/statistik/dokumente/pdfs/Statbro_deutsch_FINAL.pdf, abgerufen am 15.01.2015.

-
- [9] EPRI. *Electricity Energy Storage Technology Options: A White Paper Primer on Applications, Costs, and Benefits: Technical Update, December 2010*. 2010. <http://large.stanford.edu/courses/2012/ph240/doshay1/docs/EPRI.pdf>, abgerufen am 11.9.2012.
- [10] GIESECKE, J., HEIMERL, S., AND MOSONYI, E. *Wasserkraftanlagen - Planung, Bau und Betrieb*. Springer Vieweg, 1995.
- [11] GRUBER, R. Weltweiter Boom bei Pumpspeicherkraftwerken - Deutschland bremst Europa. *ZEK*, 6 (2013), 60–61.
- [12] HASMATUCHI, V. *Hydrodynamics of a Pump-Turbine Operating at Off-Design Conditions in Generating Mode*. EPFL, PhD-thesis, 2012.
- [13] HASMATUCHI, V., HARHAT, M., ROTH, S., BOTERO, F., AND AVELLAN, F. *Experimental Evidence of Rotating Stall in a Pump-Turbine at Off-Design Conditions in Generating Mode*. EPFL, 2011.
- [14] INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION IEC. IEC-60193: Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests, 1999.
- [15] OSTERWALDER, J., AND HIPPE, L. Guidelines for efficiency scaling Process of Hydraulic Turbomachines with different technical roughnesses of flow Passages. *Journal of Hydraulic Research* 22, 2 (1984), 77–102.
- [16] UNTERBERGER, P. *Development of a Multistage Pump-Turbine for Decentralized Small Hydro Applications*. Institut für Energietechnik und Thermodynamik, TU Wien, Dissertation, 2014.

Anhang A

Kennlinienmessung

Hier findet sich eine Auflistung der gemessenen Kennlinien.

Zu Beginn sind gleiche Leitapparatöffnungen a mit variiertem σ in Diagrammen zusammengefasst. Anschließend werden die vier gemessenen Leitapparatöffnungen $a = 9mm, 12mm, 13mm,$ und $18mm$ nach den σ -Werten geordnet in Grafiken dargestellt.

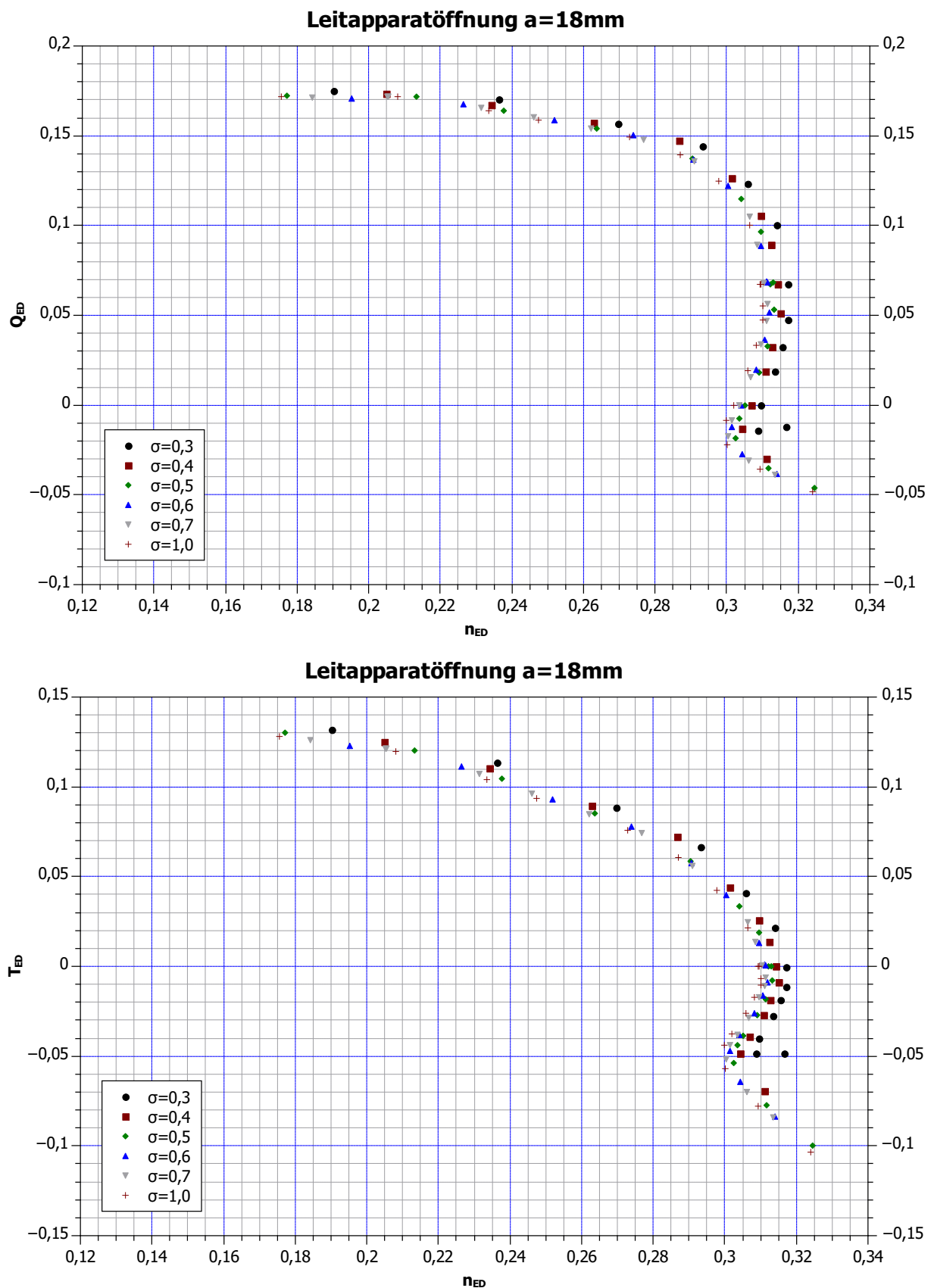


Abbildung A.1: 4 Quadrantenkennfelder bei 18mm Leitapparatöffnung entspricht Leitschaufelwinkel von $13,6^\circ$

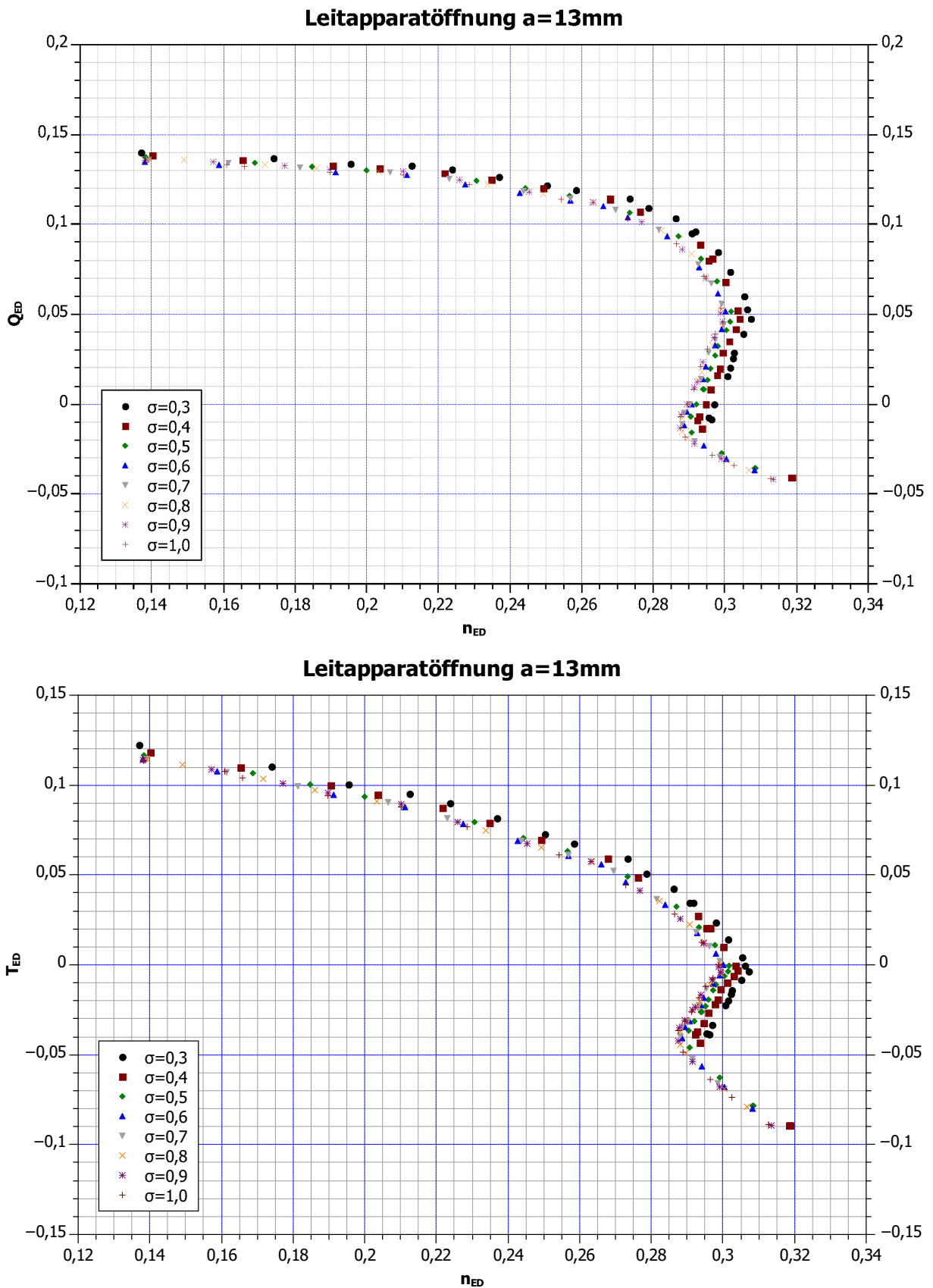


Abbildung A.2: 4 Quadrantenkennfelder bei 13mm Leitapparatöffnung entspricht Leitschaufelwinkel von $9,8^\circ$

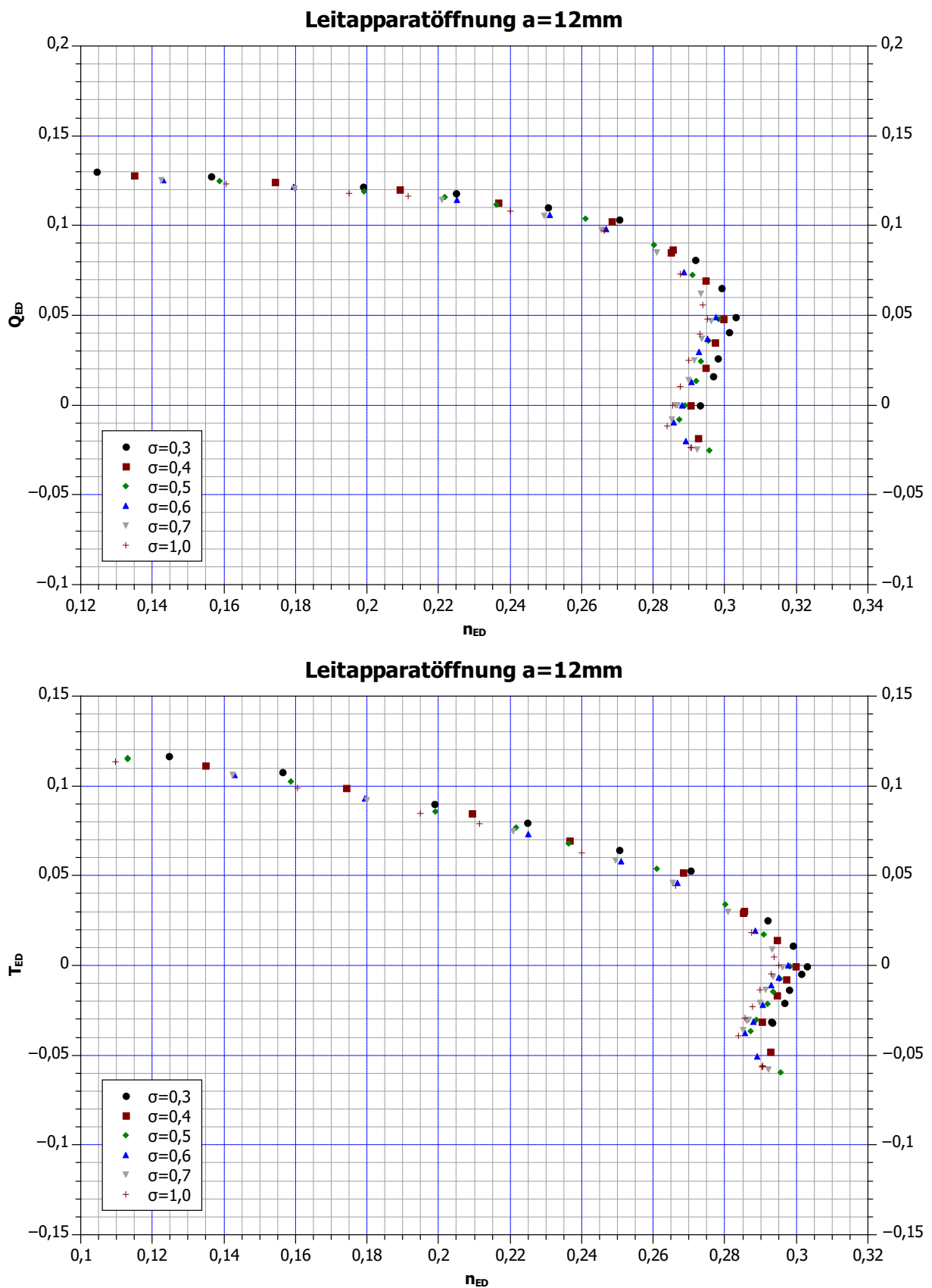


Abbildung A.3: 4 Quadrantenkennfelder bei 12mm Leitapparatöffnung entspricht Leitschaufelwinkel von $9,0^\circ$

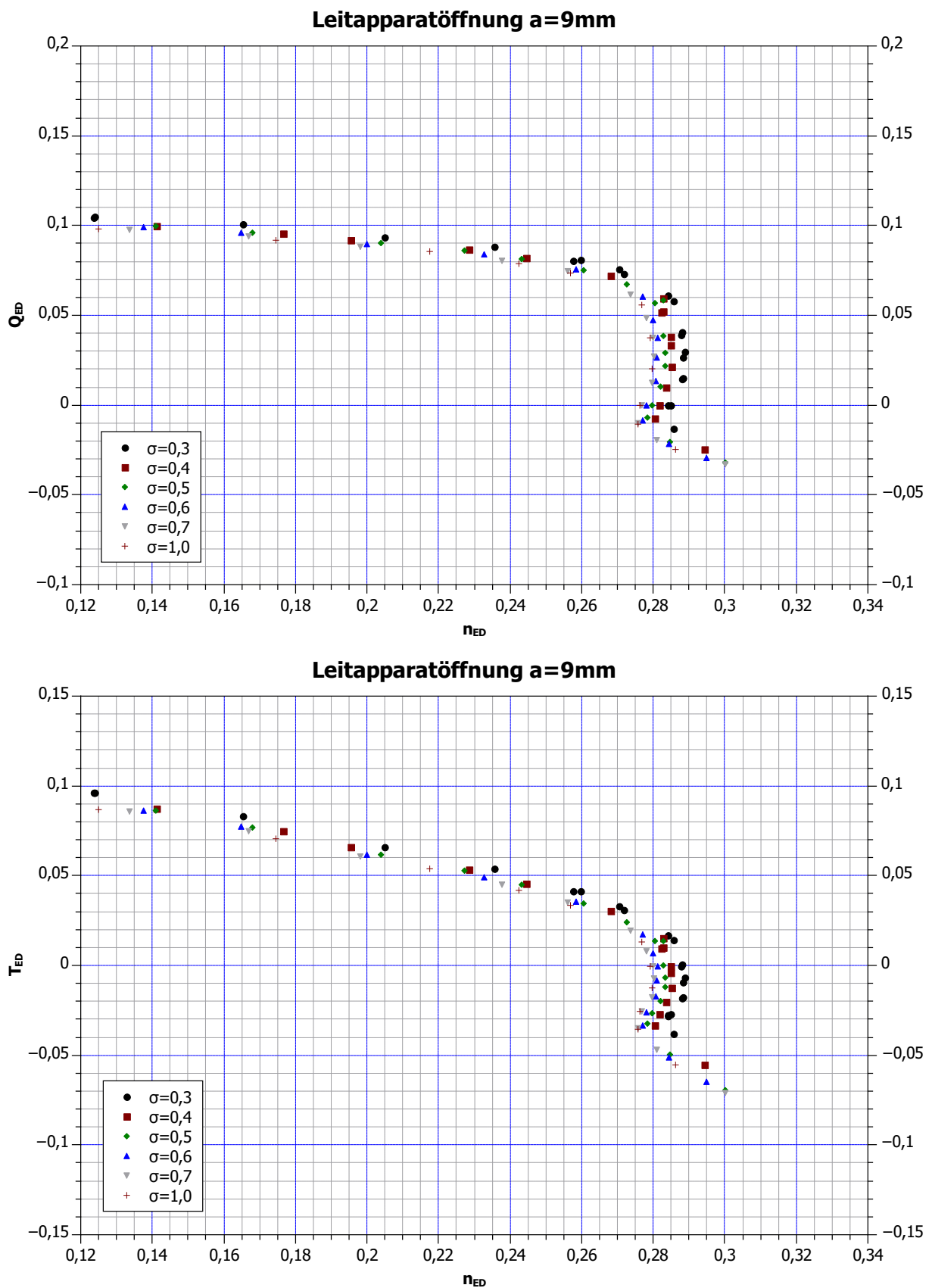


Abbildung A.4: 4 Quadrantenkennfelder bei 9mm Leitapparatöffnung entspricht Leitschaufelwinkel von 6, 7°

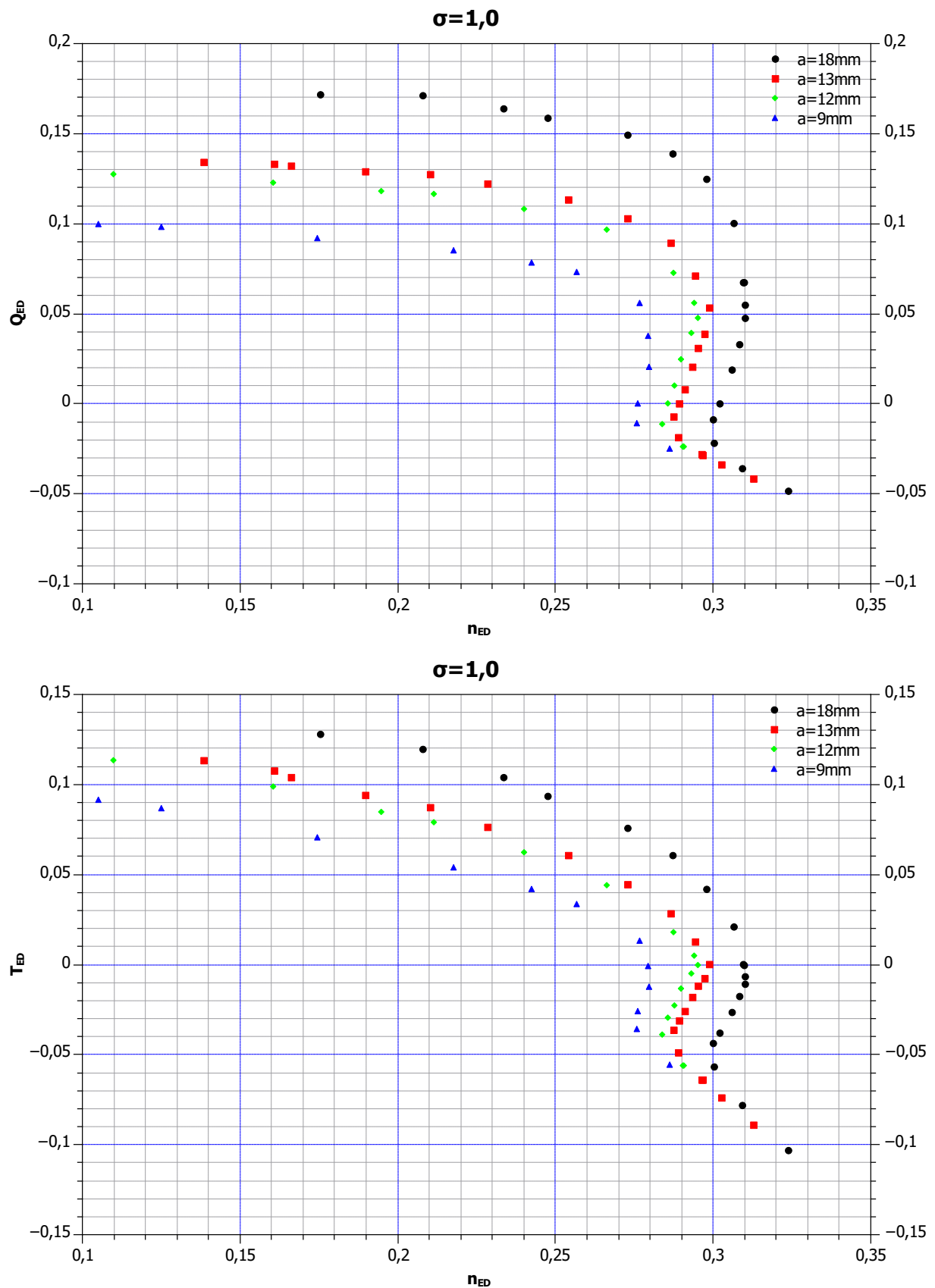


Abbildung A.5: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 1,0$ und variierter Leitapparattöffnung a

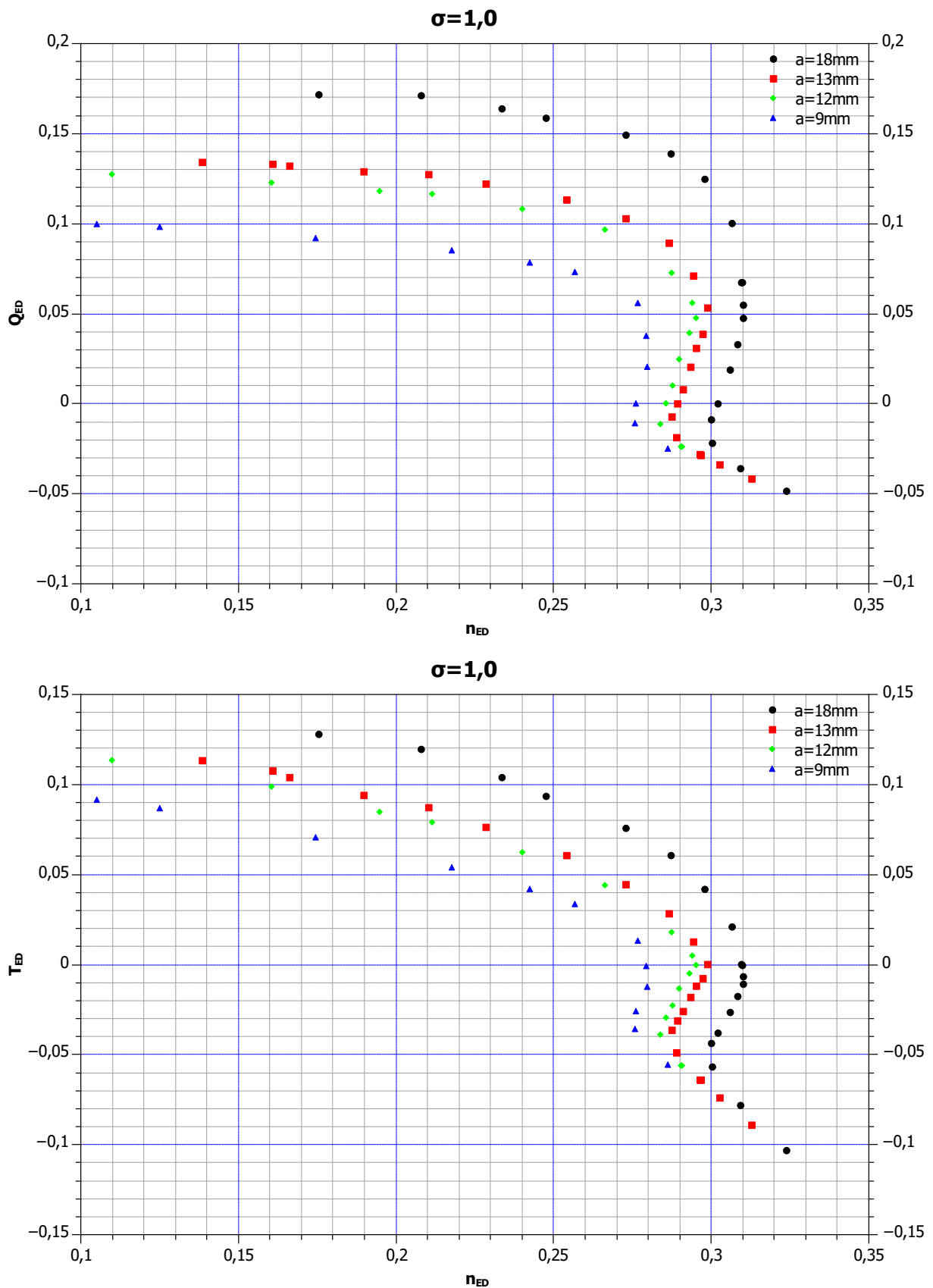


Abbildung A.6: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 1,0$ und variierter Leitapparattöffnung a

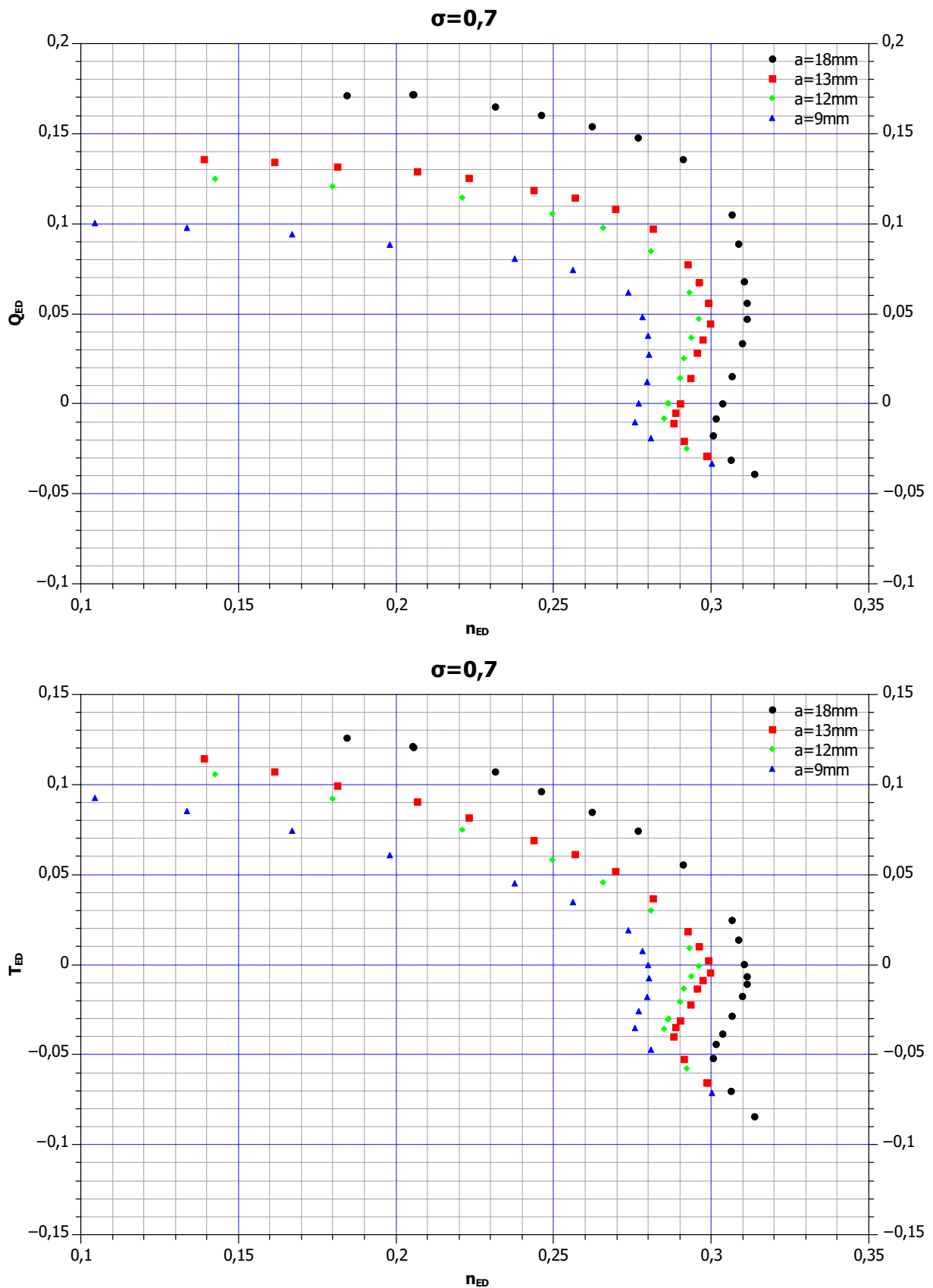


Abbildung A.7: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 0,7$ und variierter Leitapparattöffnung a

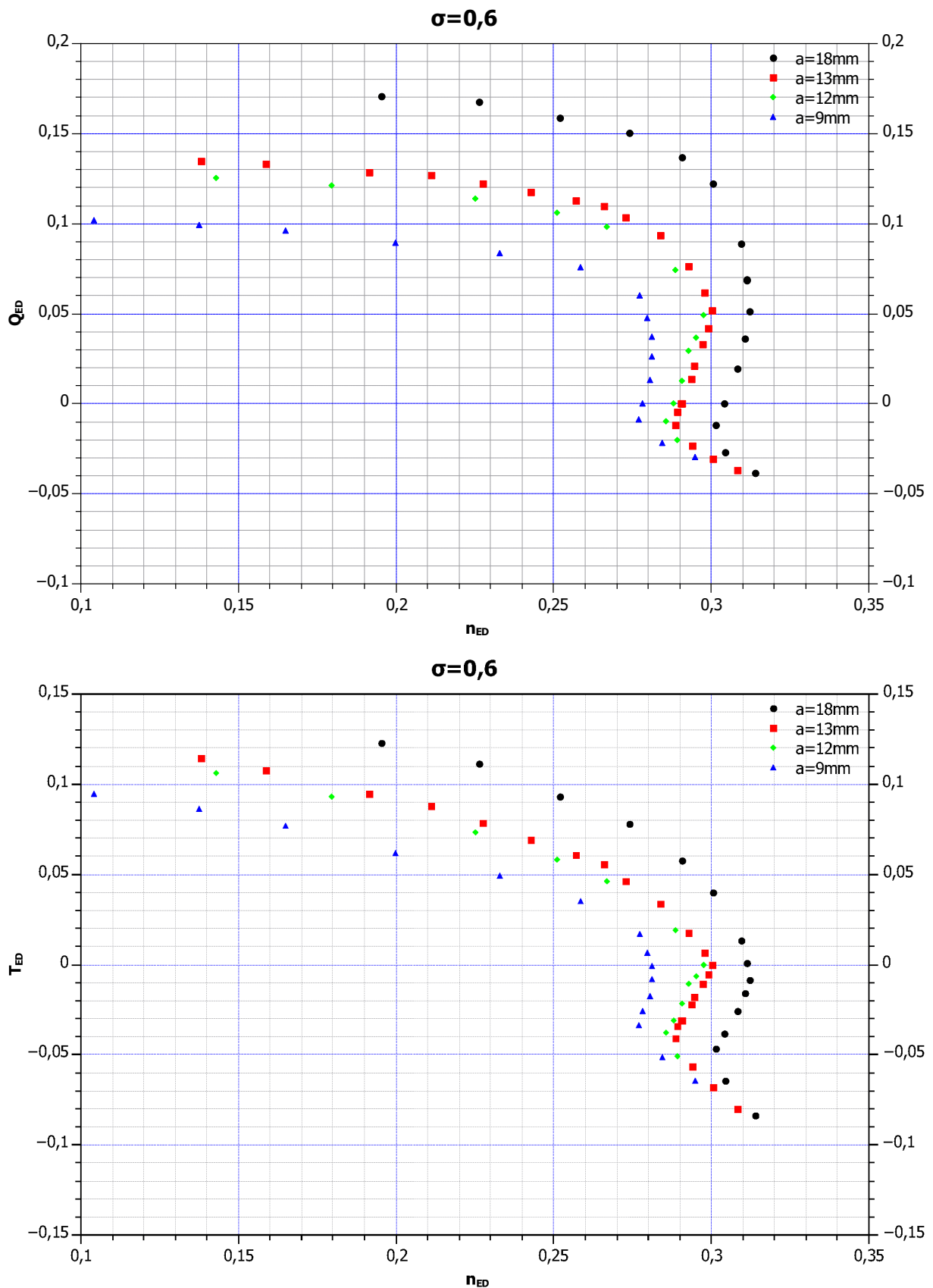


Abbildung A.8: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 0,6$ und variierter Leitapparattöffnung a

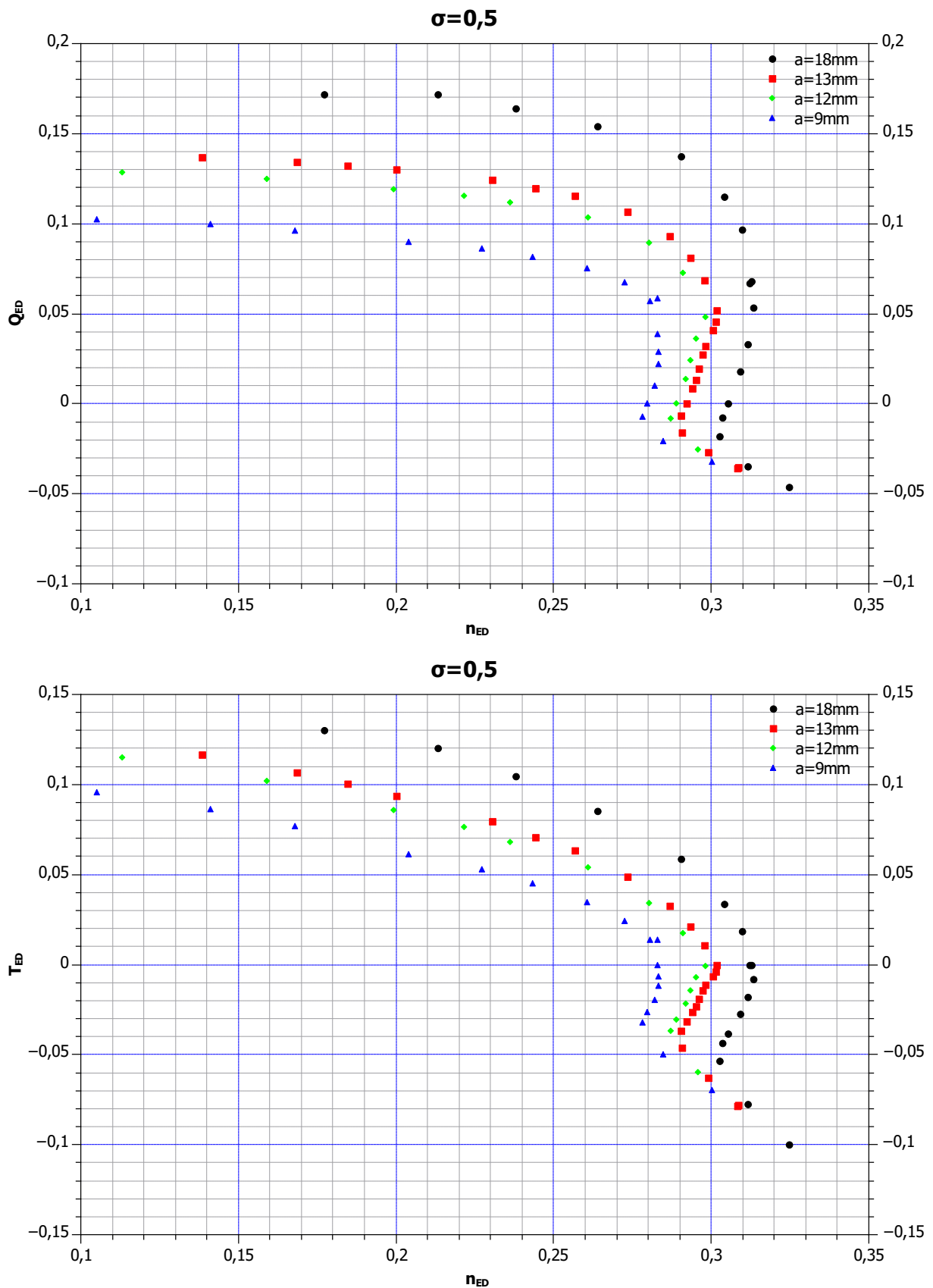


Abbildung A.9: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 0,5$ und variierter Leitapparattöffnung a

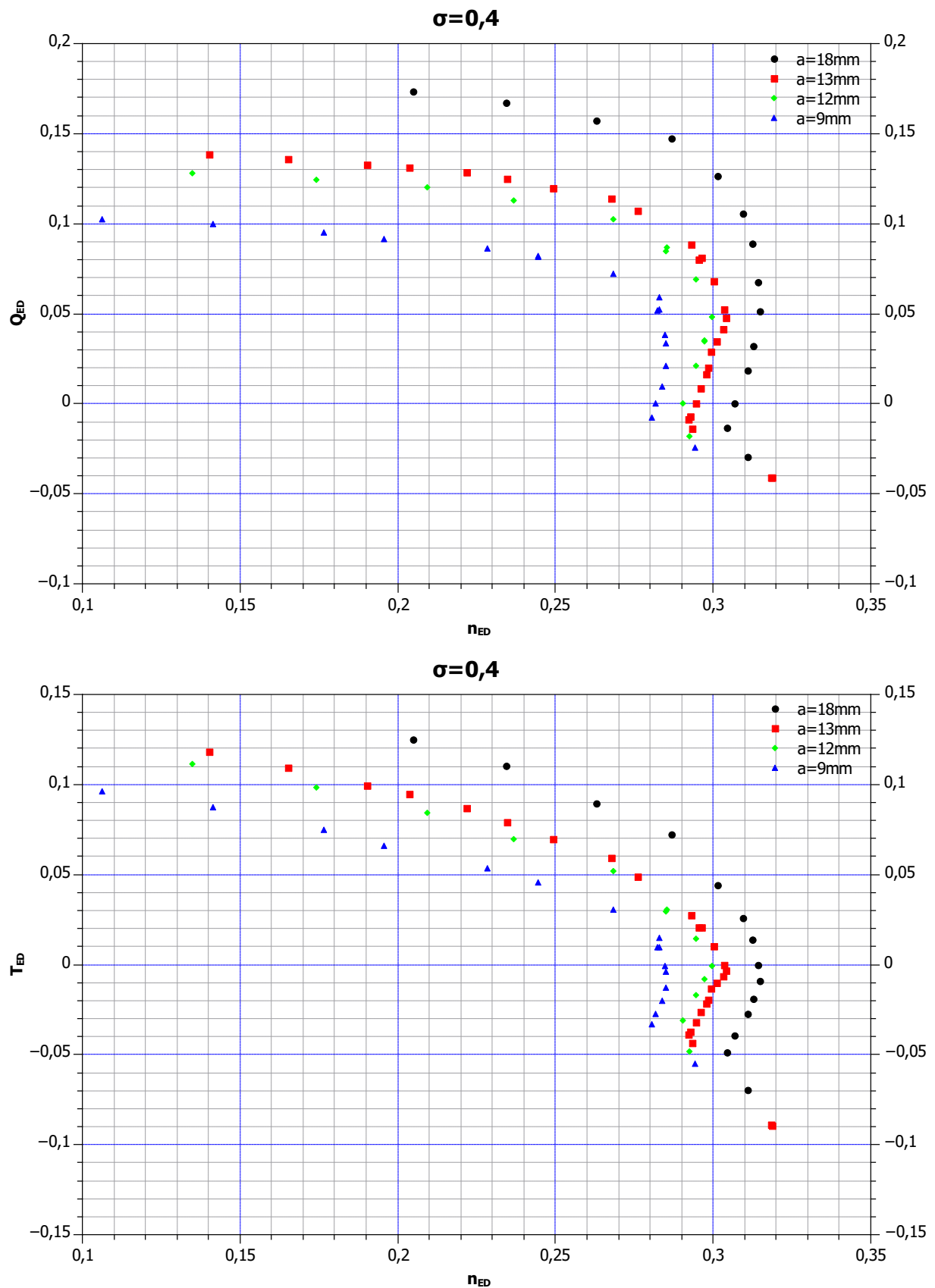


Abbildung A.10: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 0,4$ und variierter Leitapparattöffnung a

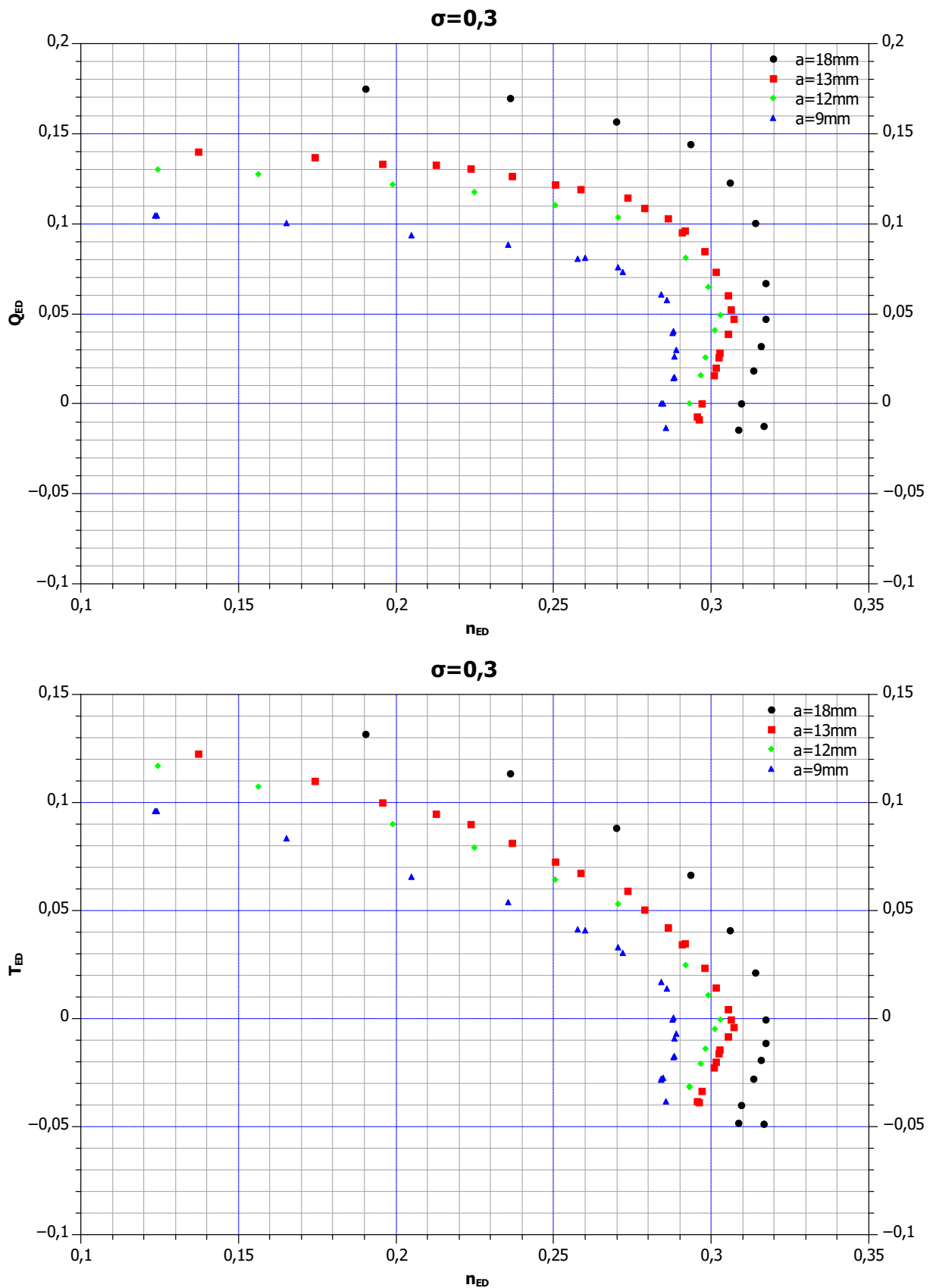
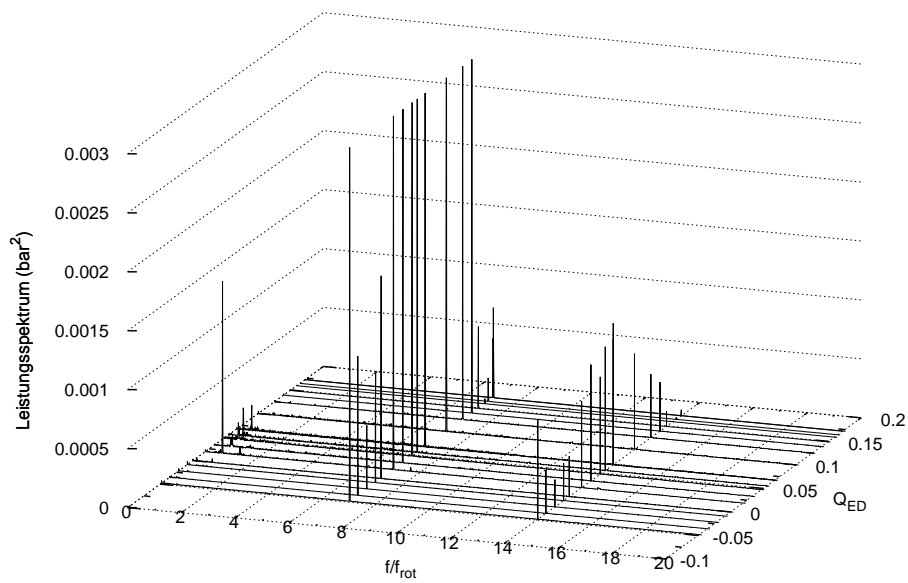


Abbildung A.11: 4 Quadrantenkennfelder bei konstantem $\sigma = 0,3$ und variierter Leitapparattöffnung a

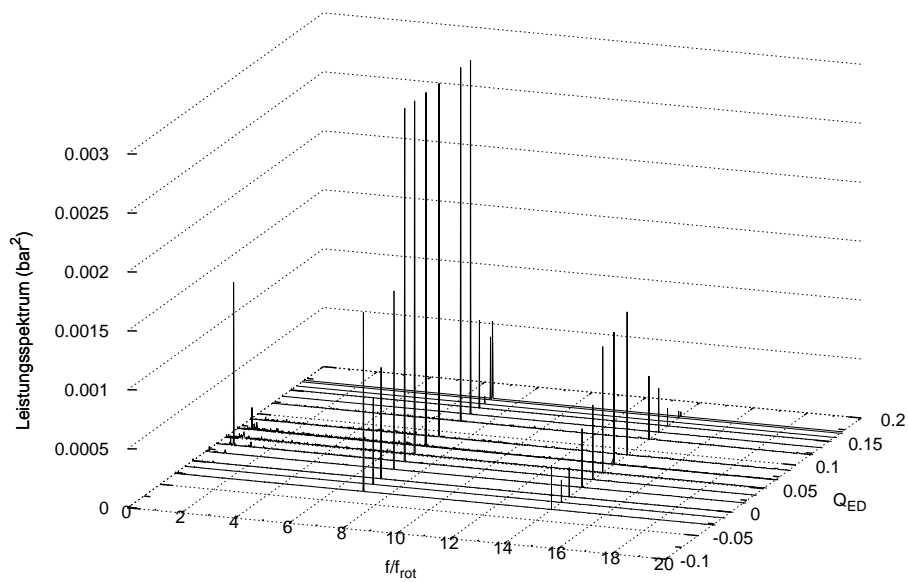
Anhang B

Drucksignalmessung

Dieser Anhang beinhaltet die Wasserfalldiagramme der Druckmessungen im schaufelleeren Raum. Jedes Diagramm ist einer Leitapparatstellung a und einem σ zugeordnet.

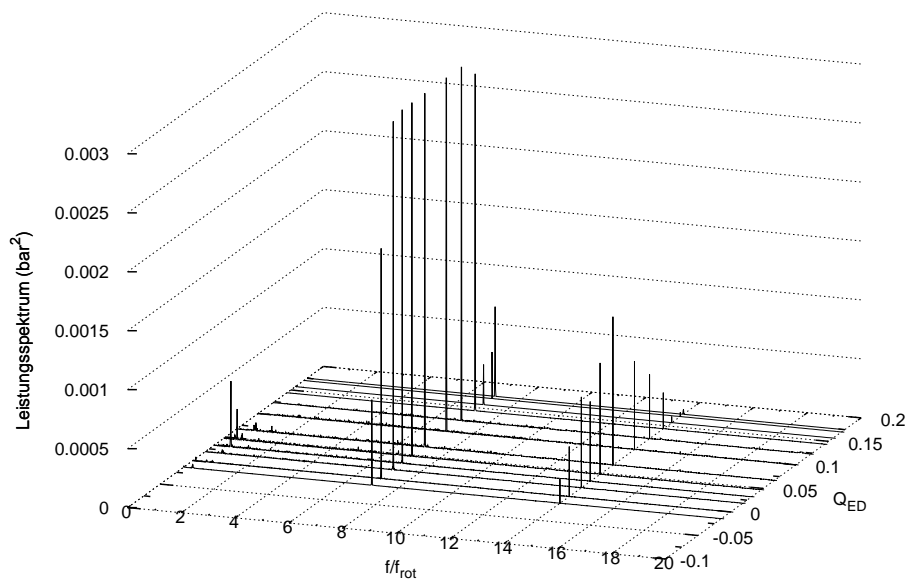


(a) $a = 18\text{mm}$ $\sigma = 1,0$

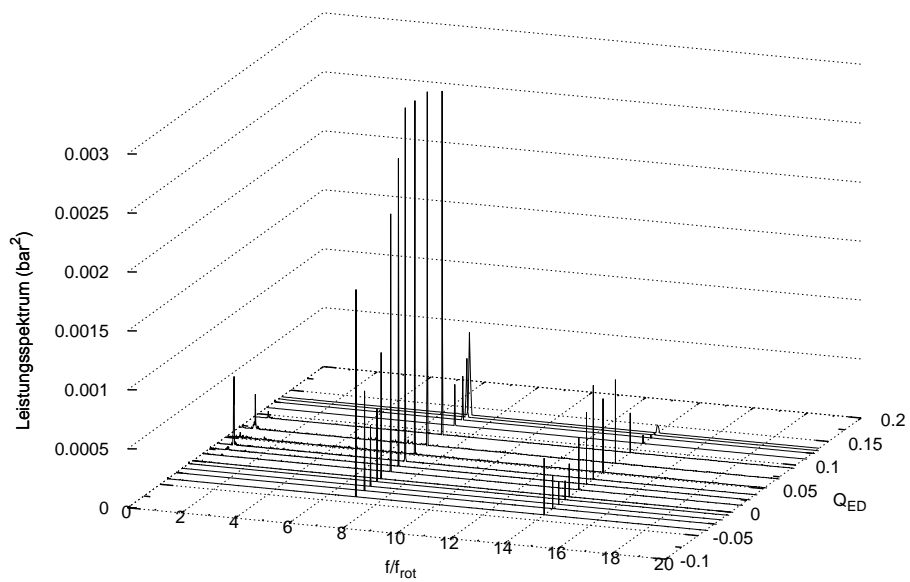


(b) $a = 18\text{mm}$ $\sigma = 0,6$

Abbildung B.1: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum

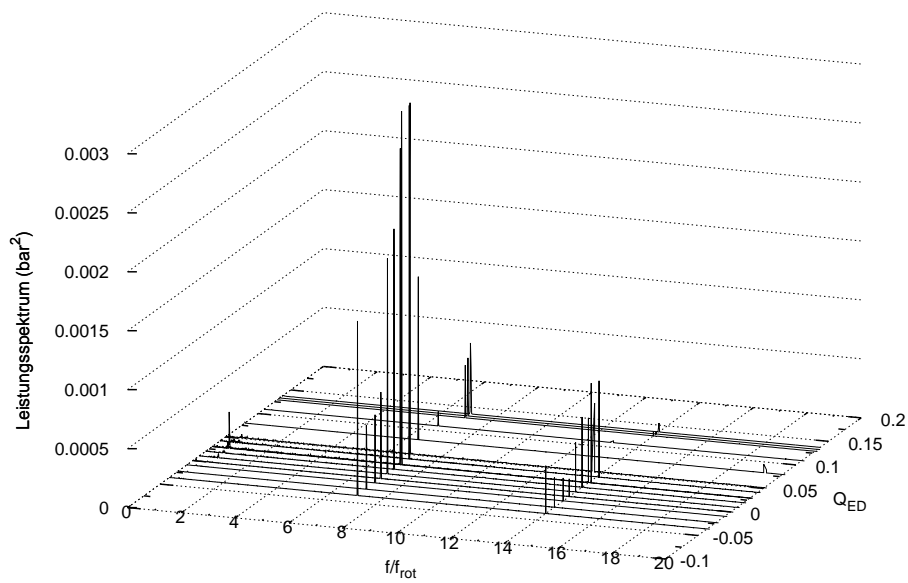


(a) $a = 18\text{mm}$ $\sigma = 0,3$

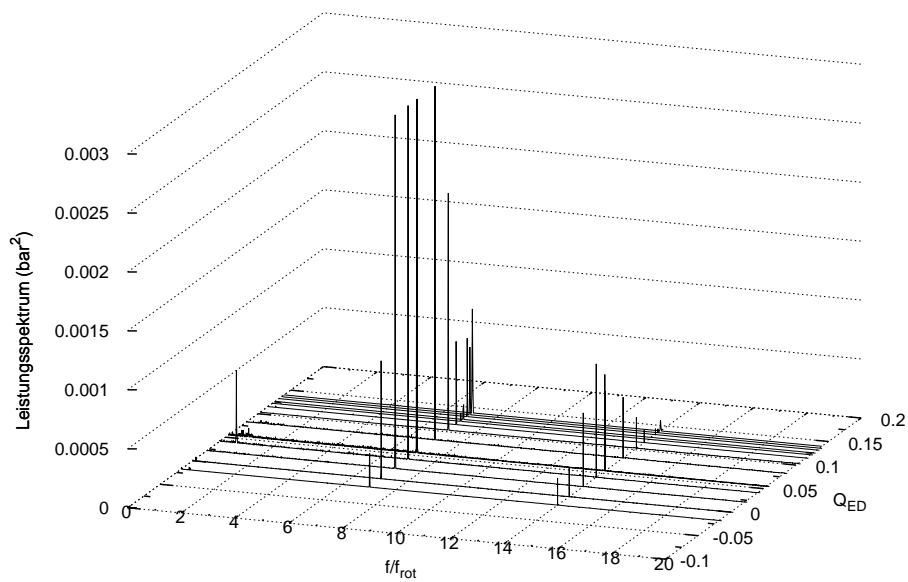


(b) $a = 13\text{mm}$ $\sigma = 1,0$

Abbildung B.2: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum

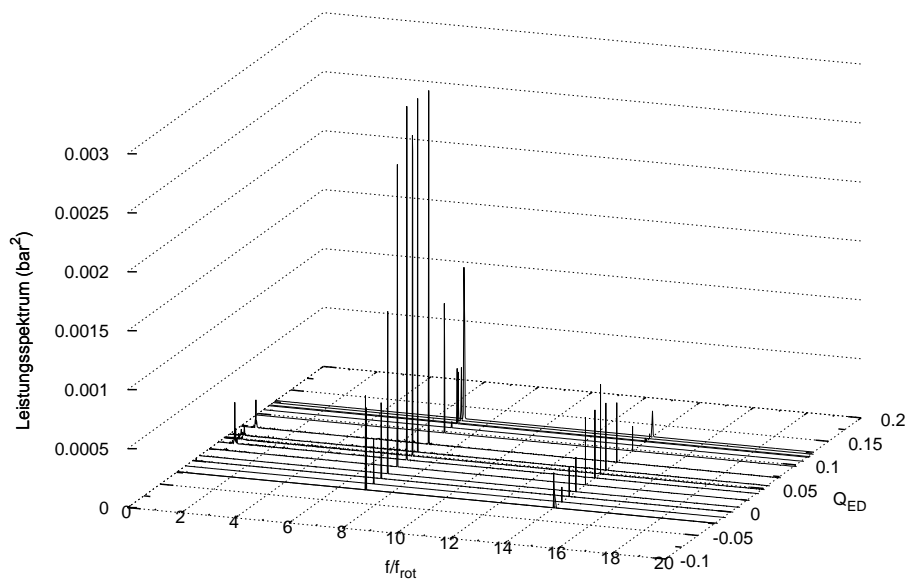


(a) $a = 13\text{mm}$ $\sigma = 0,6$

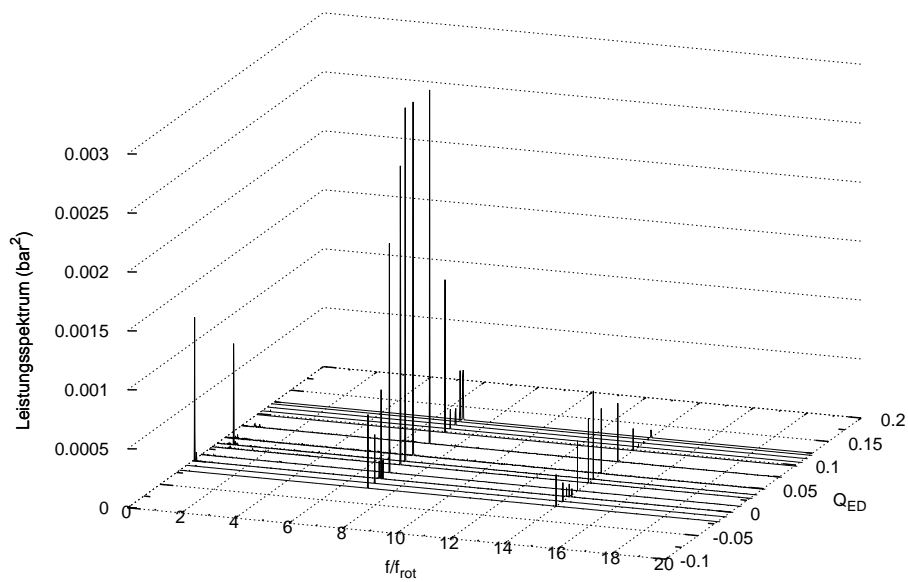


(b) $a = 13\text{mm}$ $\sigma = 0,3$

Abbildung B.3: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum

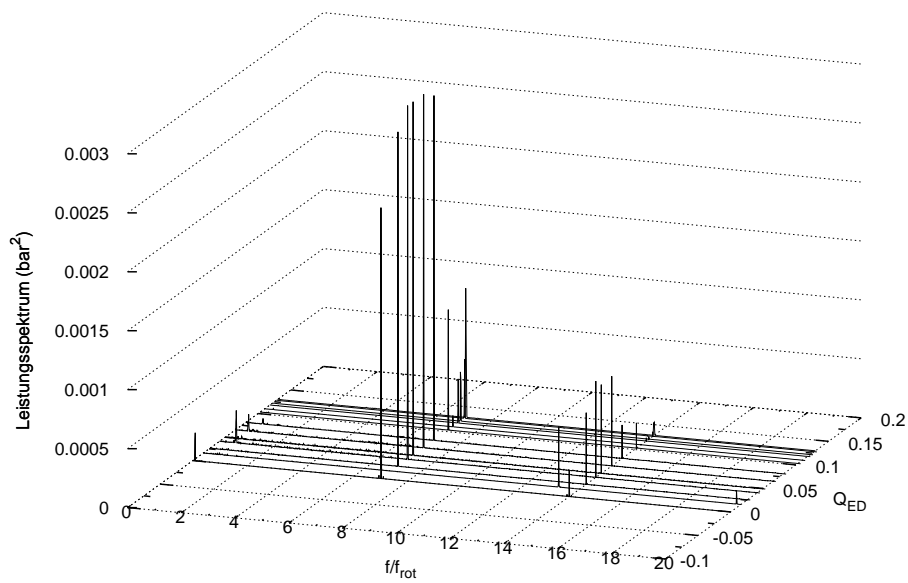


(a) $a = 12mm$ $\sigma = 1,0$

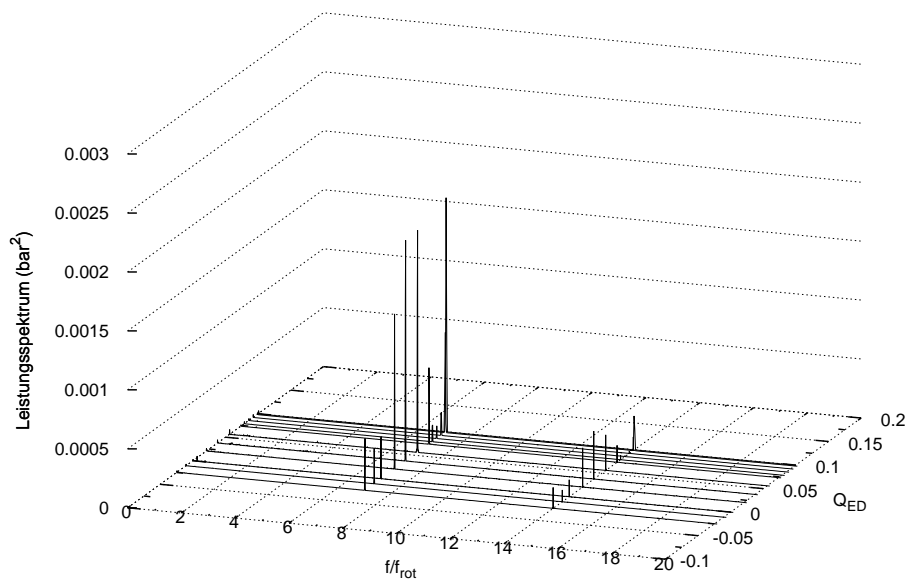


(b) $a = 12mm$ $\sigma = 0,6$

Abbildung B.4: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum

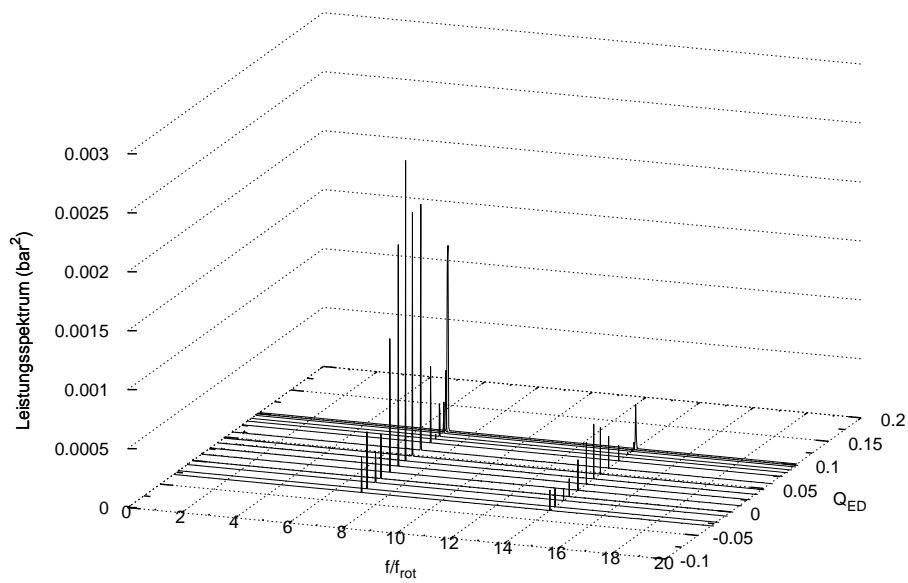


(a) $a = 12\text{mm}$ $\sigma = 0,3$

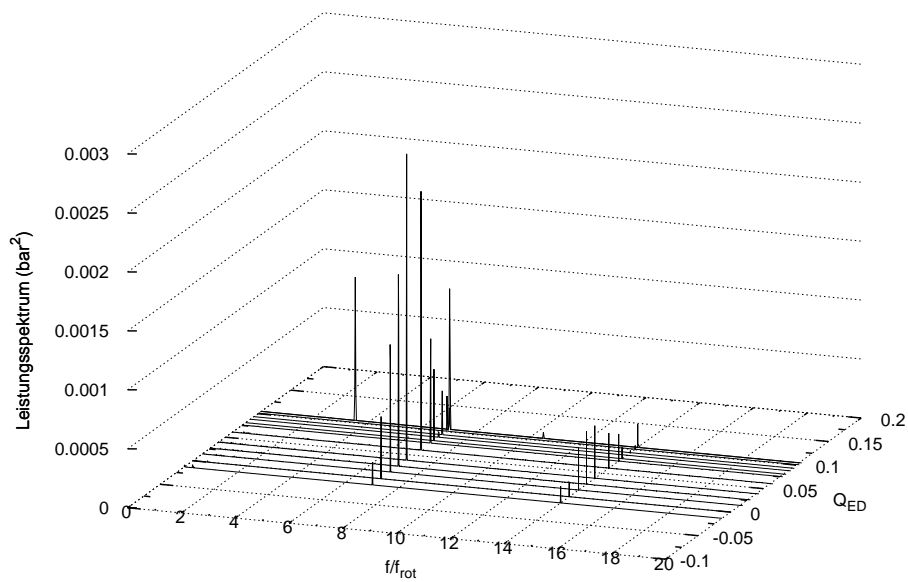


(b) $a = 9\text{mm}$ $\sigma = 1,0$

Abbildung B.5: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum



(a) $a = 9\text{mm}$ $\sigma = 0,6$



(b) $a = 9\text{mm}$ $\sigma = 0,3$

Abbildung B.6: Leistungsspektrum des Drucksignals im schaufelleeren Raum

Anhang C

Spaltwassermessung

Auf den folgenden Seiten werden die Messergebnisse der Spaltwassermessung dargestellt in Diagrammen.

Dabei findet man alle Kennlinien nach Leitschaufelöffnung a und Thoma-Zahl σ zum besseren Vergleich in dementsprechende Diagramme eingetragen.

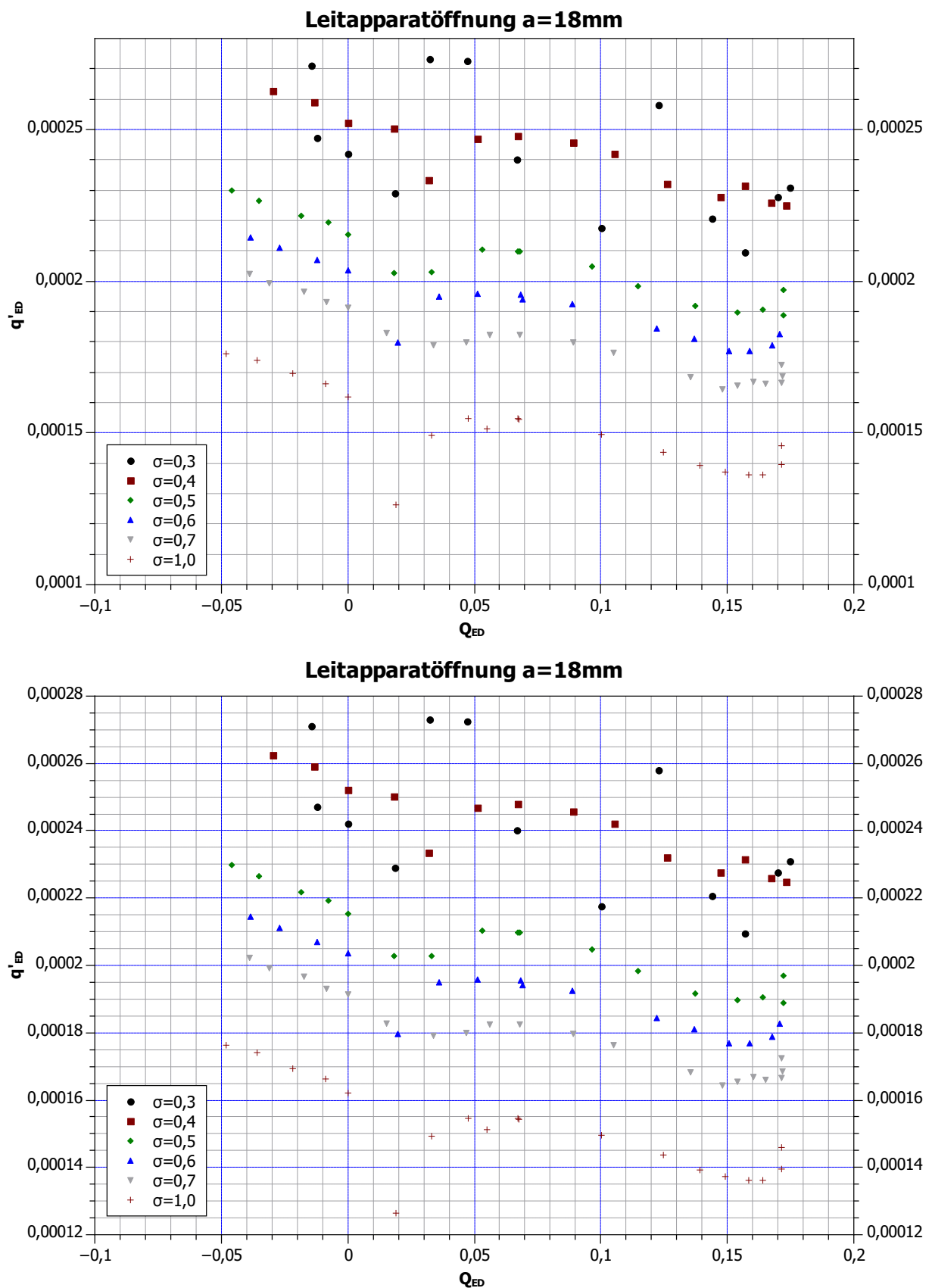


Abbildung C.1: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei 18mm Leitapparatöffnung (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $13,6^\circ$)

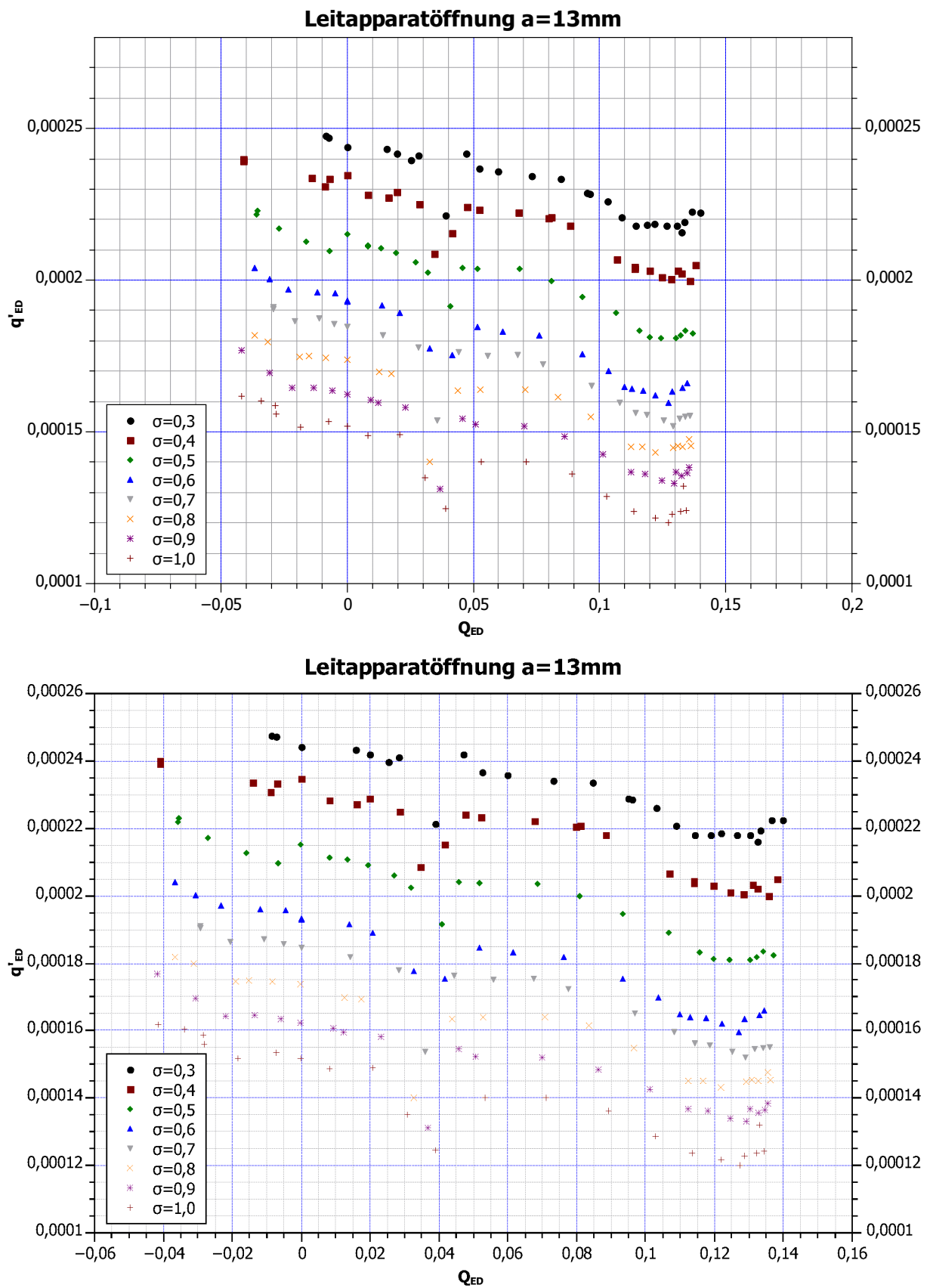


Abbildung C.2: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei 13mm Leitapparätöffnung (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $9,8^\circ$)

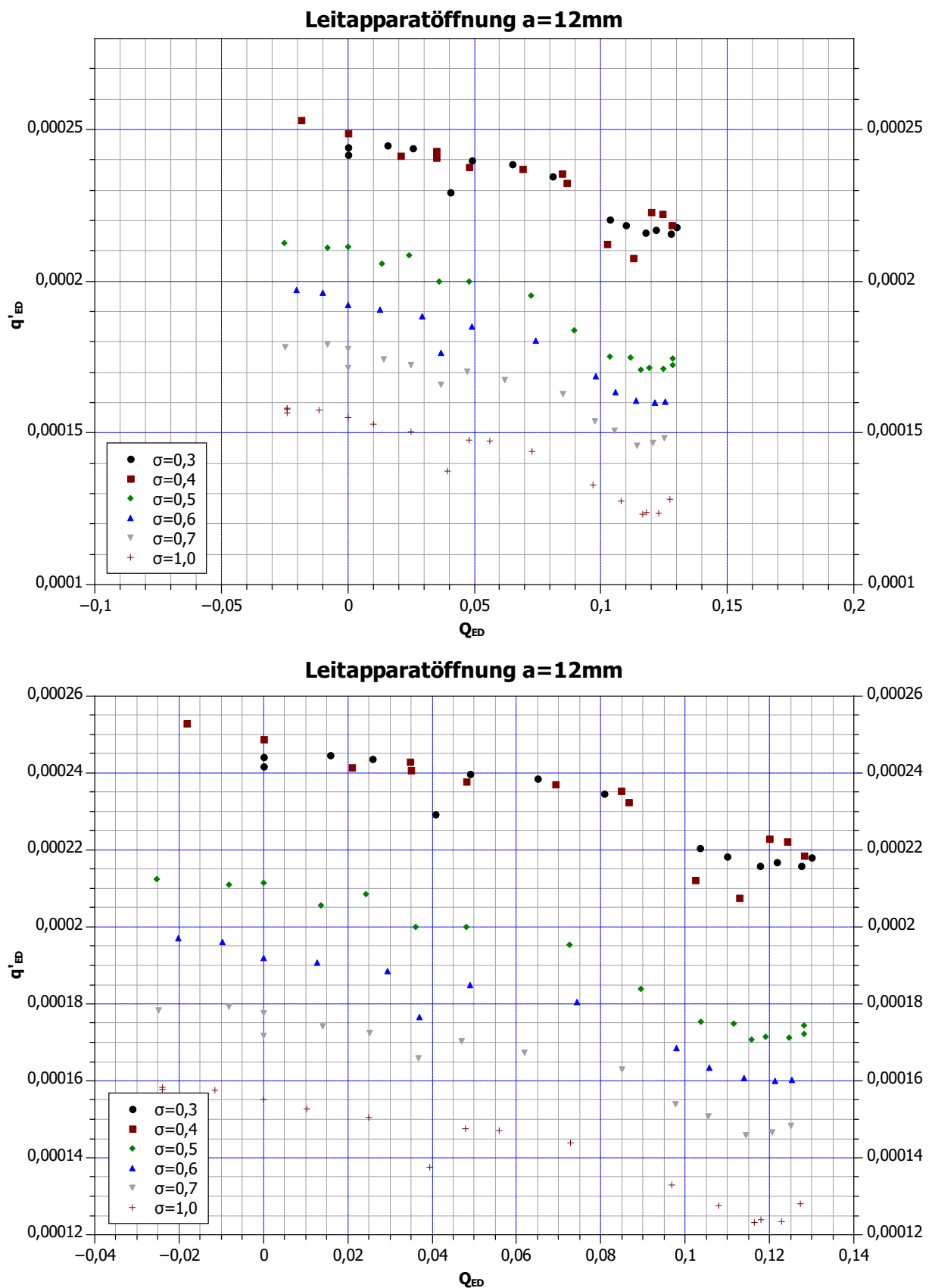


Abbildung C.3: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei 12mm Leitapparatöffnung (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $9,0^\circ$)

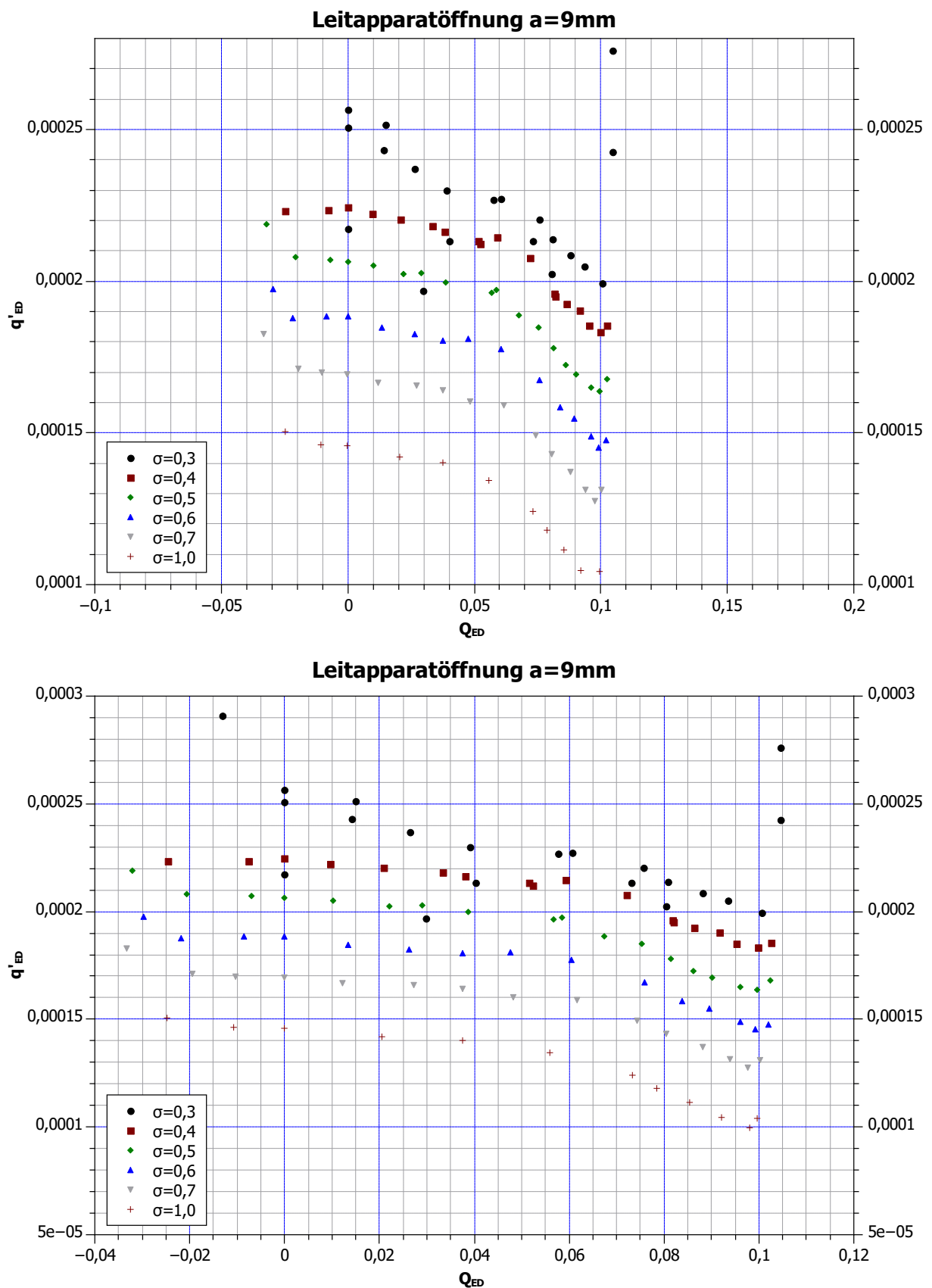


Abbildung C.4: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} bei 9mm Leitapparatöffnung (entspricht einem Leitschaufelwinkel von $6,7^\circ$)

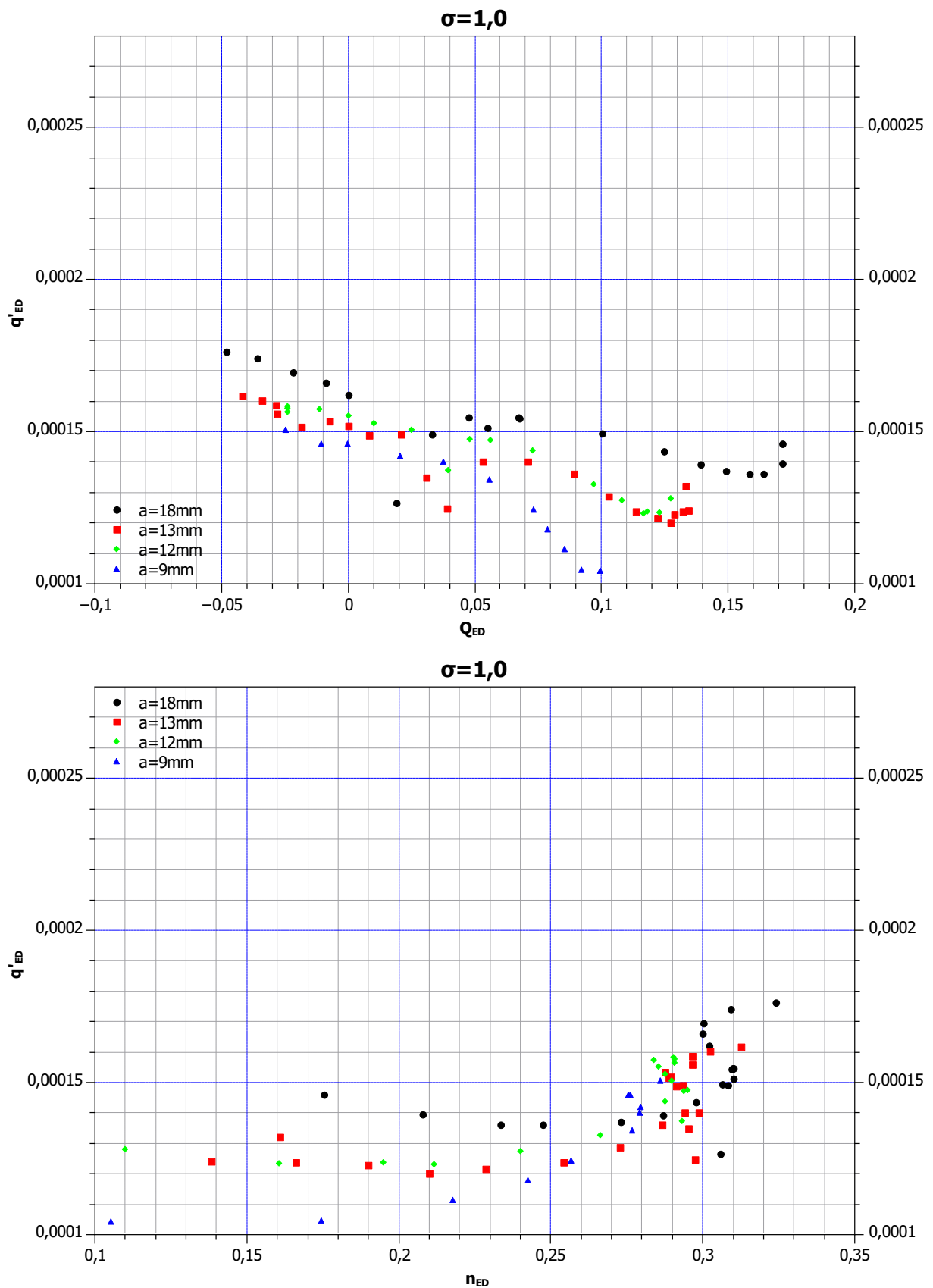


Abbildung C.5: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 1,0$ und variierter Leitapparöffnung a

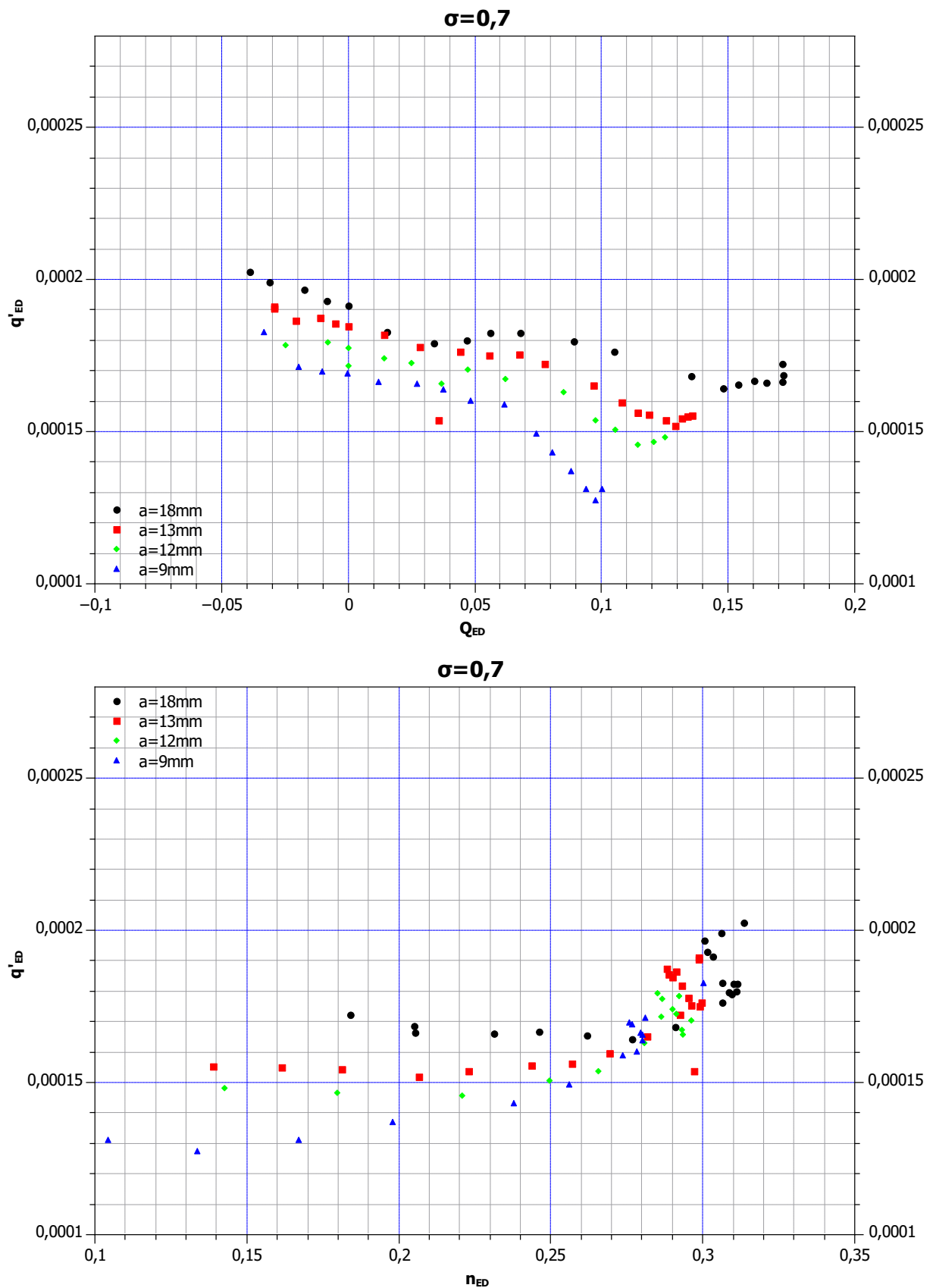


Abbildung C.6: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 0,7$ und variierter Leitapparöffnung a

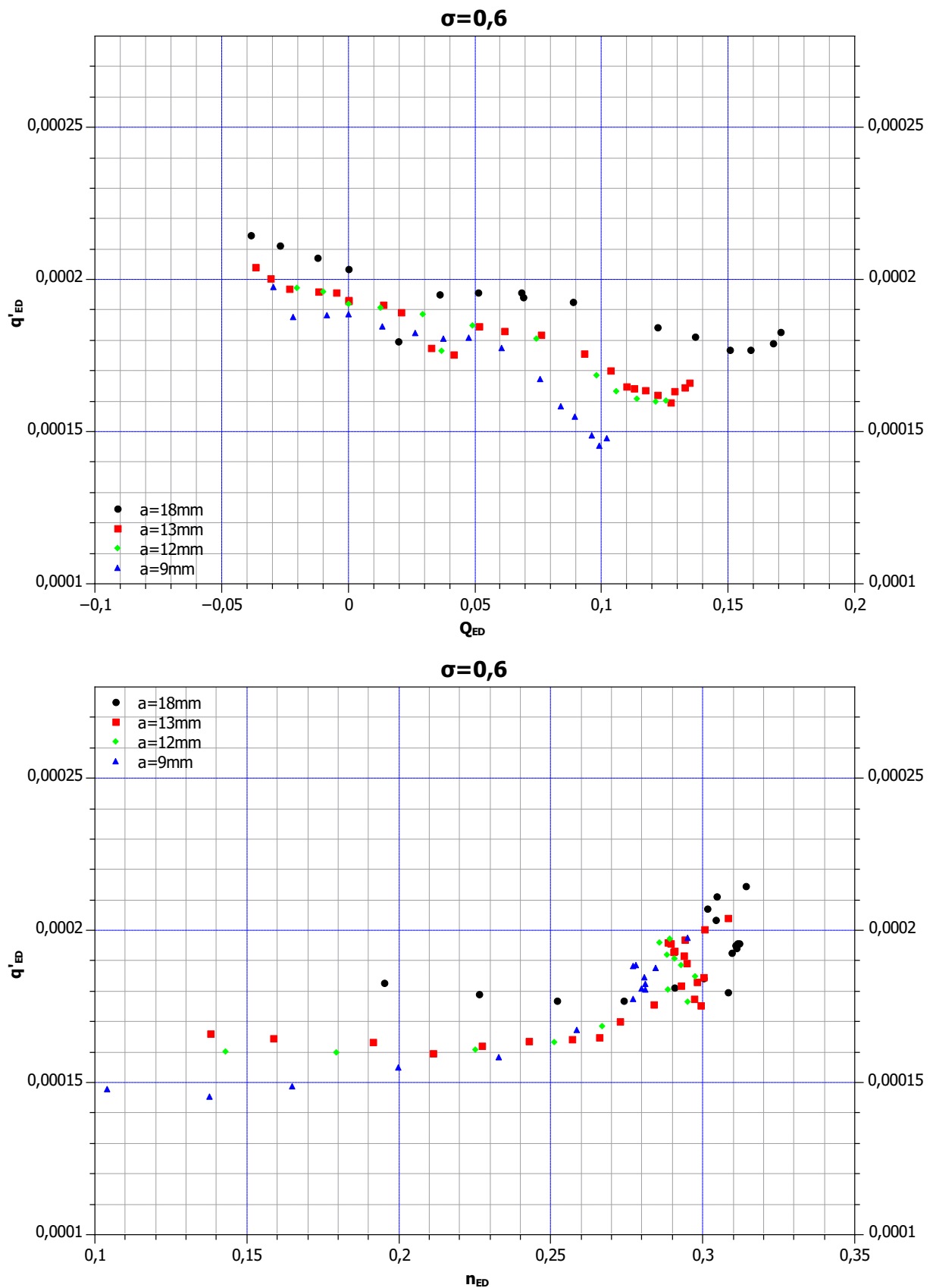


Abbildung C.7: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 0,6$ und variierter Leitapparöffnung a

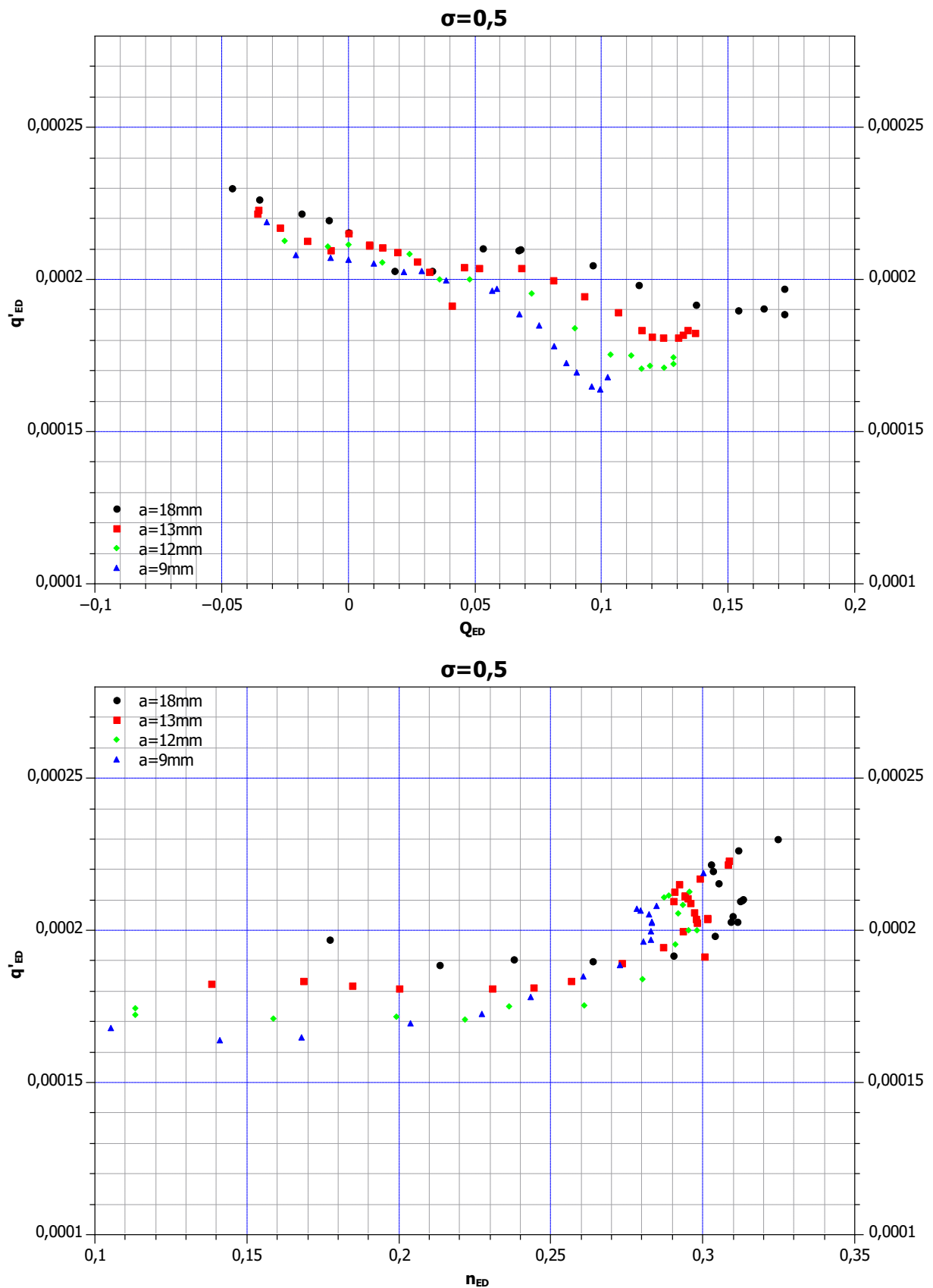


Abbildung C.8: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 0,5$ und variierter Leitapparöffnung a

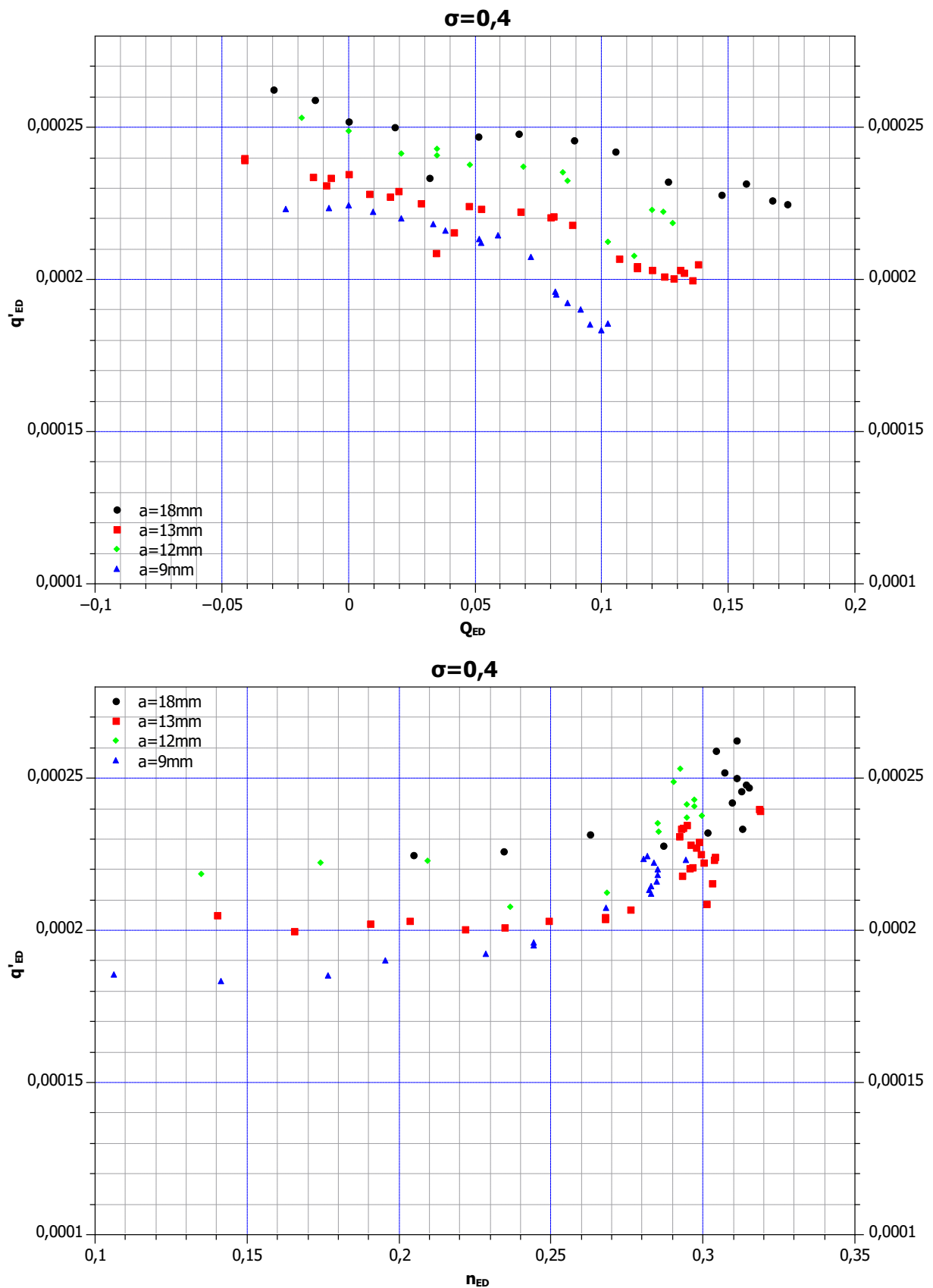


Abbildung C.9: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 0,4$ und variierter Leitapparöffnung a

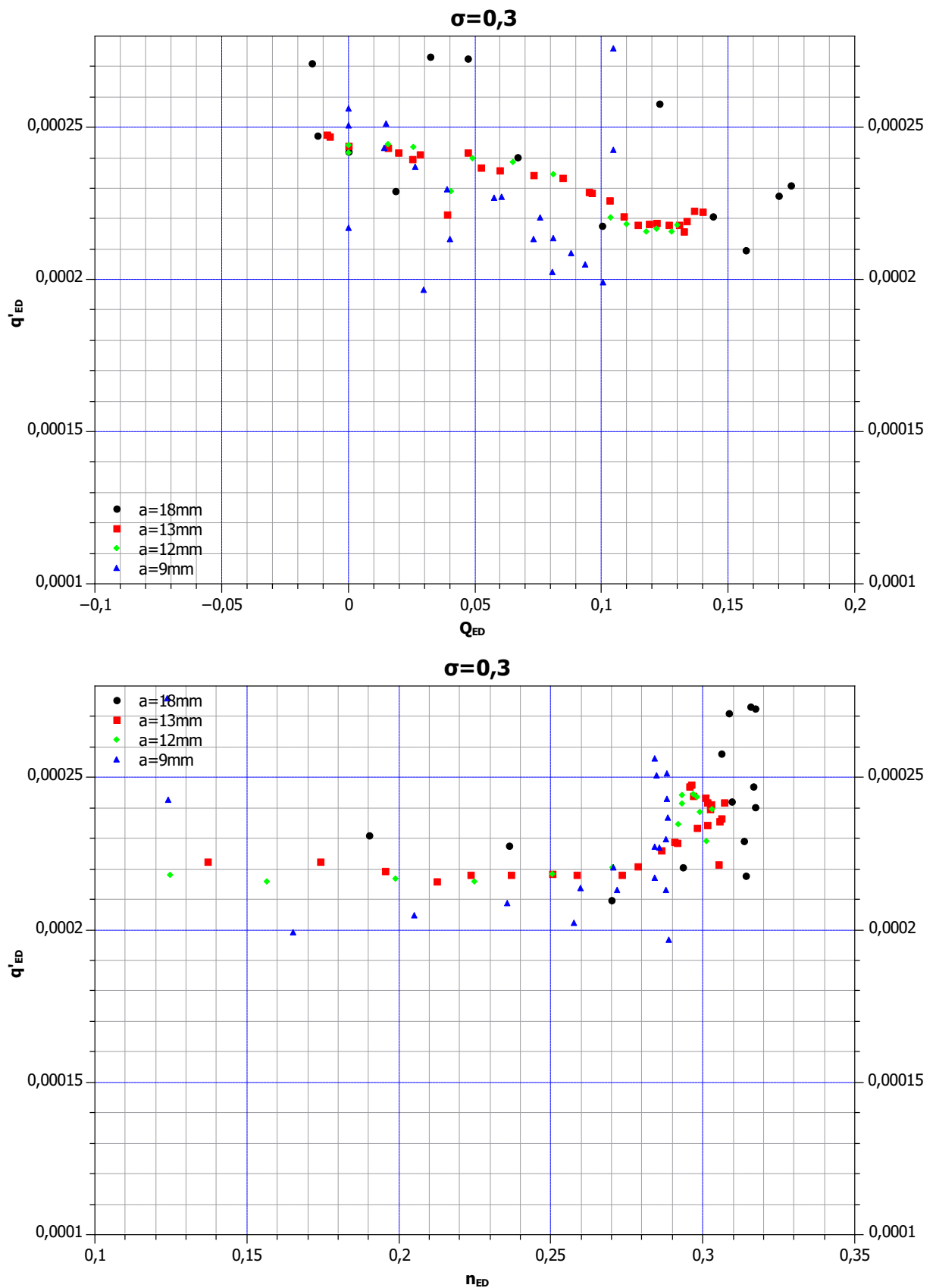


Abbildung C.10: Spaltwassermenge q'_{ED} in Abhängigkeit von Q_{ED} und n_{ED} konstantem $\sigma = 0,3$ und variierter Leitapparöffnung a