

**Verlustverhalten fräsrauer
Turbinen- und Verdichtergitter**

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Bastian Schreyer
geboren am 26.05.1971 in Laupheim

2008

Schlagwörter:

Giterströmung, Profilverlust, Grenzschicht, Oberflächenrauheit, Fräsrauheit

Keywords:

profile loss, technical roughness, boundary layer, cascade flow, surface roughness

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Eduard Reithmeier
3. Leiter der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Berend Denkena

Tag der Promotion: 19. Dezember 2007

Kurzfassung

In einem ebenen Gitterwindkanal wurden industriell gefräste Turbinen- und Verdichterschaukelprofile mit unterschiedlichen Frässtrukturen hinsichtlich ihres Profilverlusts experimentell untersucht. Die Beschreibung der Profilgeometrie erfolgte mittels Tastschnittmessungen, die Beschreibung der Profilform mittels 3-D-Koordinatenmessungen. Die Grenzschichtentwicklung wurde in Abhängigkeit von der aerodynamischen Belastung und der Reynolds-Zahl mittels Heißfilmmesstechnik untersucht. In der turbulenten saugseitigen Profilgrenzschicht wurden Hitzdrahtmessungen zur Untersuchung des Einflusses der Rauheit auf das Geschwindigkeitsprofil der Grenzschicht durchgeführt. Zusätzlich wurden systematische Untersuchungen zum Einfluss der Hinterkantendicke durchgeführt, um deren Einfluss auf den Verlust von jenem der Rauheit zu trennen. Durch Aufkleben von Sandpapier und durch Kugelstrahlen der Oberfläche wurde ein Vergleich der Sandkornrauheit mit der technischen Rauheit ermöglicht.

Die Rauheitswirkung der fräsrauen Schaufeloberfläche auf den Verlust ist sehr klein und liegt in gleicher Größenordnung wie diejenige, die durch Fertigungsungenauigkeiten erzeugt wird. Den größten Einfluss hat in diesem Zusammenhang die zufällige Variation der Hinterkantendicke. Erst die systematische, experimentelle Bestimmung des Hinterkantenverlusts und dessen Berücksichtigung bei der Auswertung der Ergebnisse ermöglichte die Untersuchung des Einflusses der Fräsrauheit.

Keine der untersuchten groben Frässtrukturen, gekennzeichnet durch die grobe Fräszeilenstruktur, zeigt einen negativen Einfluss auf den Verlust. Hingegen dominiert die Mikrorauheit in Strömungsrichtung das Verlustverhalten. Zur Beschreibung des Verlustverhaltens der gerichteten, technischen Rauheit müssen neben den Vertikaleigenschaften der Rauheit zusätzlich die Längseigenschaften berücksichtigt werden. So steigt der Verlust mit zunehmender Größe der Verteilungsdichte der Rauheitselemente, ausgedrückt durch die dimensionslose mittlere arithmetische Profilsteigung y^+_{Rda} maßgeblich an und kann bei Nennanströmung den Rauheitseinfluss von y^+_{RZ} deutlich übersteigen.

Bei großer aerodynamischer Belastung, respektive dickerer Grenzschichten (druckseitige Fehlanströmung) dagegen hat die Form des Rauheitsprofils in Strömungsrichtung keinen Einfluss auf den Verlust. Der dennoch überproportionale Verlustanstieg aufgrund der Fräsrauheit legt den Schluss nahe, dass bei großer aerodynamischer Belastung eine rauheitsbedingte Verschiebung des laminar-turbulenten Umschlags stromaufwärts stattfindet, die streng abhängig von der mittleren Rautiefe y^+_{RZ} und nicht von der Form des Rauheitsprofils ist.

Erkenntnisse aus der Untersuchung von Sandkornrauheiten können nicht ohne weiteres auf zwei- und dreidimensionale Rauheitsstrukturen wie die der Fräsrauheit übertragen werden, da der Kennwert y^+_{Rda} bei gerichteter, technischer Rauheit eine Aussage über den Zusatzverlust liefert, die y^+_{RZ} nicht zu liefern vermag. Bei einer stochastisch verteilten Sankornrauheit dagegen ist y^+_{Rda} mit y^+_{RZ} korreliert und liefert keine von ihm unabhängige Aussage.

Abstract

The manufacturing cost of milled turbine blades increase with the required surface quality. Turbine surfaces manufactured with reduced milling time are characterized by a rougher surface texture generated by the milling tool. Profile losses of 12 different industrially manufactured turbine blade cascades and 45 compressor blade-cascades were investigated in a linear cascade wind tunnel in order to generate information about the roughness effect of the milled surface structure.

Properties of surface structure geometry in the terms of milling groove spacing and height were varied independently. Additionally different leading edge geometries for the compressor cascades were investigated. The Reynolds number was varied from 0.7×10^6 ... 1.1×10^6 and the inflow angle from 50° to 120° . The profile loss was determined by wake traverse measurements at the mid span. Parameters of the turbulent boundary layer were evaluated from hot-wire anemometry measurements and hot-film measurements. Measuring roughness and blade shape by the contact stylus technique and multi coordinate measurement, respectively, provided the data for correlating profile losses and blade geometry. The loss behaviour of technical roughness was compared to that of sand grained roughness.

The overall impact even of milled blade surface-structures on the loss is very small and is similar to that due to manufacturing uncertainties like varying trailing edge thickness. To separate trailing edge losses from losses due to the surface roughness, an experimental correlation of trailing edge loss and thickness was established. For this purpose, turbine blades with deterministically varied trailing edge thickness were used.

No negative impact of the coarse milling structures characterized by the milling rows in flow direction on the profile loss was observed. However, the micro-roughness is the main factor concerning the loss behaviour of milled blade surfaces. To specify the technical roughness structure of milled surfaces a two-dimensional parameter is needed. Beside the vertical properties of the roughness, the longitudinal properties have to be considered.

Loss is increasing against increasing roughness density in flow direction in terms of the dimensionless averaged slope of the roughness elements y^+_{Rda} . In the case of design flow conditions the impact of y^+_{Rda} on loss, generated outside of the viscous sub-layer, can considerably exceed the impact of the vertical roughness properties in terms of y^+_{RZ} .

At high aerodynamic load connected with a thicker boundary layer, the shape of the roughness profile in flow direction has no impact on loss. The fact that the loss is although increasing strongly due to increasing roughness leads to the assumption that at high aerodynamic load the transition from laminar to turbulent flow moves up stream, strongly depending on vertical properties like y^+_{RZ} but not correlated with the shape of the roughness profile in terms of y^+_{Rda} . Results which were achieved by investigation of sand grained roughness can not be transferred easily to technical roughness, because in the case of a stochastic distributed roughness structure, y^+_{Rda} and y^+_{RZ} are closely correlated and do not deliver independent information.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik-TFD der Leibniz Universität Hannover. Sie wurde von Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Seume betreut und gefördert, dem ich hiermit sehr herzlich für seine Unterstützung danke. Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Reithmeier danke ich für die Übernahme des Koreferates, Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Denkena für die Übernahme des Vorsitzes.

Bei der Arbeit handelt es sich um Ergebnisse, die im Rahmen zweier Forschungsprojekte des Ministerium für Wirtschaft und Arbeit (BMW, AG-Turbo II, Verbundprojekt für ein CO₂-armes Kraftwerk, „500MW auf einer Welle“ und Luftfahrtforschung und -technologie, „Optimierte Fertigungsverfahren für hochintegrierte Bauteile moderner Verdichter“) entstanden sind. Ich bedanke mich bei der AG-Turbo, dem BMW und den beteiligten Industriepartnern Alstom, Siemens und MTU für die finanzielle Förderung der Vorhaben.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Dr.-Ing. S. Havakechian, Dr.-Ing. J. Walkenhorst und Dr.-Ing. J. Kraus, sowie Herrn Dr.-Ing. P.-A. Gieß für deren intensive fachliche Zusammenarbeit, die wesentlich zum wissenschaftlichen Erfolg der Arbeit beigetragen hat.

Bedanken möchte ich mich auch bei all jenen Kolleginnen und Kollegen am TFD, die durch Anregungen, Diskussionen und bereitwillige Unterstützung zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Vielen Dank nicht zuletzt an alle Studenten und studentischen Hilfskräfte, die durch ihre Mitarbeit zum Fortgang der Arbeit beigetragen haben.

Hemmingen, 2008

Bastian Schreyer

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Der Einfluß der Oberflächenrauigkeit in Turbomaschinen	4
3	Versuchsaufbau am ebenen Gitterwindkanal	9
3.1	Beschreibung des Gitterwindkanals	9
3.1.1	Aufbau der Messstrecke	10
3.1.2	Instrumentierung und Messwerterfassung	12
3.2	Versuchsaufbau Turbine	13
3.2.1	Turbinengitter	15
3.2.2	Messgenauigkeit	17
3.2.3	Überprüfung und Einstellung der Turbinen-Gitterströmung	19
3.2.4	Hinterkantenverlust der Turbinengitter	21
3.2.5	Grenzschichtmessungen	24
3.2.6	Heißfilmmessungen	27
3.3	Versuchsaufbau Verdichter	30
3.3.1	Verdichtergitter	35
3.3.2	Messgenauigkeit	36
3.3.3	Überprüfung und Einstellung der Verdichter-Gitterströmung	38
3.3.4	Profildruckverteilung des Verdichtergitters	41
3.4	Rauheitsmessungen	44
4	Versuchsprogramm und untersuchte Rauheitsstrukturen	46
4.1	Turbine	46
4.2	Verdichter	49
4.2.1	Oberflächenrauheit mit Standardfräsparametern (VP-1)	50
4.2.2	Fräszeilenwinkel (VP-2)	51
4.2.3	Fräsrauheit und -zeitigkeit durch Variation der Fräsparameter (VP-3)	52
4.2.4	Sandkornrauheit (VP-4)	54
4.2.5	Vorderkantenformen (VP-6)	56
5	Diskussion der Ergebnisse der Turbinengitter	58
5.1	Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Profilverlust	58
5.1.1	Einfluss der Reynolds-Zahl	58

5.1.2 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust	73
5.2 Einfluss der Oberflächenrauheit auf die turbulente Grenzschicht	78
5.3 Vergleich der Rauheitsstrukturen der Turbinenprofile	81
5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse des Turbinengitters	86
6 Diskussion der Ergebnisse der Verdichtergitter	89
6.1 Einfluss der Fräsrauheit auf den Verlust (VP-1)	89
6.1.1 Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Verlust.....	89
6.1.2 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust.....	94
6.2 Einfluss des Zeilenwinkels auf den Verlust (VP-2)	99
6.3 Einfluss der Fräsparameter auf den Verlust (VP-3).....	104
6.4 Einfluss der Sandkornrauheit auf den Verlust (VP-4).....	108
6.4.1 Herstellung der sandrauen Schaufeloberfläche.....	108
6.4.2 Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Verlust.....	110
6.4.3 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust.....	114
6.5 Einfluss der Vorderkantengeometrie auf den Verlust (VP-6).....	117
6.6 Vergleich der Rauheitsstrukturen der Verdichterprofile	120
6.7 Zusammenfassung der Ergebnisse des Verdichtergitters	123
7 Schlussfolgerungen	124
7.1 Ergebnisse.....	124
7.2 Ausblick	125
8 Anhang	127
9 Literaturverzeichnis	132

Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bezeichnung</u>
<i>AVDR</i>	-	Stromdichteverhältnis $AVDR = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \sin \alpha_2}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \sin \alpha_1}$
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
<i>BFZ</i>	mm	Fräszeilenbreite (Turbine)
<i>c_f</i>	-	Schubspannungsbeiwert $c_f = 2 \cdot \tau_w / (\rho \cdot u^2)$
<i>c_p</i>	-	Druckbeiwert $c_{p,x} = \frac{p_{s,x} - p_{s,1}}{p_{t,1} - p_{s,1}}$
<i>c_{SP}</i>	-	statischer Druckkoeffizient
<i>c_{TP}</i>	-	Totaldruckkoeffizient
<i>DZQ</i>	-	Richtungskoeffizient
<i>Fd</i>	mm	Fräserdurchmesser / Fräszeilenbreite (Verdichter)
<i>h</i>	kJ/kg	spezifische Enthalpie
<i>HFZ</i>	mm	Fräszeilenhöhe (Turbine)
<i>k</i>	-	Hinterkantenkoeffizient
<i>k_S</i>	-	äquivalente Sandkornrauigkeit
<i>L_{ax}</i>	mm	axiale Gitterlänge
<i>L_m</i>	mm	Messlänge
<i>l_C</i>	mm	Grenzwellenlänge der Filterung der Rauheitsprofile
<i>Ma</i>	-	Mach-Zahl
<i>p</i>	Pa	Druck

P	W	Leistung
P_z	μm	Welligkeit eines Rauheitsprofils
R_a	μm	arithmetischer Mittenrauwert
R_{da}	$\mu\text{m}/\text{mm}$	mittlere arithmetische Profilsteigung
Re	-	Reynolds-Zahl, $Re = \frac{U \cdot s}{\nu}$
Re_{ks}	-	Reynolds-Zahl der zulässigen Rauheit
Re_{RZ}	-	Mit der mittleren Rautiefe R_z gebildete Reynolds-Zahl
R_z	μm	gemittelte Zehnpunktsrautiefe
c, s	mm	Sehnenlänge
s_{ax}	mm	axiale Sehnenlänge
t	mm	Teilung
Tu	-	Turbulenzgrad
U	-	(Mess-) Unsicherheit
u, c, w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
u^+	-	dimensionslose Geschwindigkeit, $u^+ = u / \sqrt{\tau_w / \rho}$
u_τ	m/s	Wandschubspannungsgeschwindigkeit $u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$
x	mm	Koordinate in Traversierichtung / Umfangsrichtung, parallel zur Gitteraustrittsebene
y	mm	Wandabstand
y^+	-	dimensionsloser Wandabstand, $y^+ = y u_\tau / \nu$
y^+_{RZ}	-	dimensionsloser Wandabstand, gebildet mit R_z
y^+_{Rda}	-	dimensionsloser Wandabstand, gebildet mit R_{da}

ZH	mm	Zeilenhöhe (Verdichter)
$\Delta\omega$	-	Totaldruckzusatzverlust gegenüber der glatten Referenzschaufelhälfte
		$\Delta\omega = \frac{P_{t2,rau} - P_{t2,glatt}}{P_{t1} - P_{s1}}$
β, α	°	Strömungswinkel, Def. siehe Abb. 3-2.1 und 3-3.5
δ_{HK}	mm	Hinterkantendicke
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
τ_w	N/mm ²	Wandschubspannung
ω	-	Totaldruckverlustbeiwert
		$\omega = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_{t1} - P_{s1}}$
ξ	-	Energieverlustgrad
		$\xi = 1 - \frac{c_2^2}{\Delta h_s + c_1^2} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_{s2}}{p_{t2}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{s2}}{p_{t1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$

Indizes

1	Zuströmbedingungen
2	Austrittsbedingungen, homogene Abströmung
a	arithmetische Profilsteigung
s	statische Größen
d	Umlenkung
t	totale Größen
2y	Lokale Strömungsgrößen in der

	Nachlaufströmung
<i>g, glatt</i>	glatte Referenzschaufelhälfte
<i>rau</i>	raue Versuchsschaufel
<i>mes</i>	unmittelbare Messgröße
<i>is</i>	isentrop
β_1, β_2	Messgrößen an gegenüberliegenden Sondenseiten
<i>U</i>	Umgebung
<i>profil</i>	Profilkontur
<i>x</i>	lokale Größe in Abhängigkeit von der Profil- Laufänge
<i>ZW</i>	Zeilenwinkel

1 Einleitung

Dampfturbinen haben sich seit Beginn des vorigen Jahrhunderts für die Erzeugung elektrischer Energie etabliert. Seit einigen Jahrzehnten haben auch Gasturbinen einen Entwicklungsstand erreicht, der ihre stationäre Verwendung zur Energieerzeugung ermöglicht und wirtschaftlich macht. Beim Antrieb von Flugzeugen dominiert ebenfalls die Gasturbine. Der weltweit stetig steigende Bedarf an elektrischer Energie sowie der steigende Flugverkehr fordern sowohl die Forschung bei Herstellern von Strömungsmaschinen als auch die universitäre Forschung gleichermaßen heraus. Gegenstand der Forschung ist neben der Steigerung der Leistungsfähigkeit der Maschinen vor allem die Erhöhung des Wirkungsgrades, insbesondere vor dem Hintergrund endlicher Rohstoffvorkommen auf der Erde sowie zunehmender Belastung der Atmosphäre mit dem Treibhausgas CO_2 . Die modernen, hocheffizienten Turbomaschinenbeschaukelungen besitzen heute zur Steigerung des Wirkungsgrads dreidimensionale Profilformen, die genau an die Strömungsverhältnisse innerhalb der Maschine angepasst sind. Die Herstellung solcher Freiformen stellt hohe Anforderungen an die Fertigungstechnik und die Hersteller von Turbomaschinen stehen dabei unter dem Druck, die hohen Qualitätsanforderungen bei vertretbaren Fertigungskosten zu erfüllen. Dabei steigen oftmals die Fertigungskosten mit steigenden Qualitätsanforderungen überproportional an. So führt der Mangel an gesicherten Kenntnissen über den Zusammenhang zwischen den Oberflächeneigenschaften von Turbinen- und Verdichterschaukeln und ihrer aerodynamischen Güte in der Praxis oft zur Forderung höchster Oberflächengüte bei der Schaufelherstellung. Deshalb muss ein Weg gefunden werden, die Anforderungen einer hohen aerodynamischen Güte der Beschaukelung mit vertretbaren Fertigungskosten zu vereinen.

Zu den wesentlichen Verlustmechanismen in Strömungsgittern von Turbomaschinen gehören der Profilverlust und die Sekundärströmung. Beide Mechanismen sind eng mit der Entstehung und Wirkung der Grenzschichtströmung verbunden. Die Kanalströmung im Schaufelgitter lässt sich dabei in zwei Bereiche aufteilen. Die reibungsfreie Außenströmung und die reibungsbehaftete Grenzschichtströmung, die durch die Haftung des Fluids an der Wand entsteht. Einflussparameter der Grenzschichtströmung ist neben der Reynolds-Zahl, der Turbulenz und des Druckgradienten in der Außenströmung die Rauigkeit der über- bzw. umströmten Wand. Während die Sekundärströmung im Seitenwandbereich des Strömungsgitters entsteht und sich vor allem im rotierenden Gitter durch die Grenzschicht an der stehenden Wand des Gehäuses und durch die Spaltströmung aufgrund des Druckgradienten zwischen Saug- und Druckseite ausbildet, entsteht der Profilverlust direkt bei der Umströmung des Schaufelprofils.

Der ebene Gitterwindkanal (GWK) ist zur Bestimmung des Profilverlusts sehr gut geeignet, weil der Einfluss von Sekundärströmungen eliminiert ist. Neben den Verlusten in der turbulenten Profilhinterkante werden zum Profilverlust auch Ausmischungsverluste im Nachlauf des Profils gezählt. Sie entstehen durch das Zusammenfließen der saug- und druckseitigen Profilhinterkante hinter der endlich dicken Profilhinterkante. Bei gegebenen Strömungsbedingungen hinsichtlich Reynolds-Zahl, Turbulenz und Druckgradient der Außenströmung sind die Rauheit der Wand und die Dicke und Formtreue der Vorder- bzw. Hinterkante der

Schaufel die maßgeblichen Einflussfaktoren auf die Grenzschichtentwicklung und somit auf den integralen Profilverlust. Die zuverlässige Bestimmung des Rauheitseinflusses auf die Grenzschichtströmung und damit auf den Profilverlust ist für die Fertigungstechnik von großem Interesse, da sich eine verbesserte Oberflächengüte in stark ansteigenden Fertigungskosten widerspiegelt (Bammert et al. 1975).

Zur Bestimmung des Rauheitseinflusses wurden in der Vergangenheit viele Anstrengungen unternommen. So wurde vor allem die Rauheitswirkung geometrisch einfacher Rauheitselemente untersucht (siehe **Kap. 2**) (Schlichting 1982), mit großer Skalierung der Rauheit und an ebenen Platten ohne Druckgradient. Der Einfluss von Sandkornrauheit auf Turbinenprofile wurde von Bammert et al. (1972) und Kind et al. (1996) untersucht. Sie berichten von einem Absinken des Turbinenwirkungsgrads von einigen Prozentpunkten bei Turbinenschaufeln, die eine mit Sand beklebte Oberfläche besitzen. Das der Sandkornrauheit zugrunde liegende Rauheitsmodell, bestehend aus mehr oder minder dicht gepackten Halbkugeln, kann die Eigenschaften der technischen Rauheit jedoch nicht hinreichend beschreiben. Harbecke et al. (2002) untersuchten verschiedene Turbinengitter mit fräsrauer Oberfläche und konnte keinen erhöhten Verlust feststellen. Offen bleibt bis heute die Frage, ab welcher Größenordnung der Rauheit die aerodynamische Güte von fräsrauen Strömungsgittern tatsächlich beeinträchtigt wird.

Die Zielsetzung dieser Arbeit ist die Bestimmung der Verlustwirkung von rauen Schaufeloberflächen, die aus modernen spanenden Fertigungsverfahren resultieren. Dabei sollen maschinenähnliche Reynolds-Zahlen realisiert werden. Von besonderem Interesse für die Fertigungstechnik ist dabei die Ermittlung des Einsparpotenzials beim Fertigungsaufwand unter Beibehaltung der aerodynamischen Güte der Schaufelprofile. Bei der spanenden Fertigung von Schaufelprofilen kann der Fertigungsaufwand durch Vergrößerung der Zustellung und des Vorschubs reduziert werden, sowie durch den Wegfall von Endbearbeitungsschritten wie Schleifen und Polieren. Die Schaufeloberfläche ist dann durch eine grobe (Fräs-) Zeilenstruktur mit erhöhter Fräszeilenhöhe und -breite charakterisiert, sowie durch eine größere Mikrorauheit in Zeilenrichtung. Für die experimentelle Untersuchung der Fräsrauheit werden 12 Turbinengitter und 46 Verdichterprofile unterschiedlicher Fräsrauheit mit aktuellen Fertigungsmethoden hergestellt und ihr Profilverlust im Vergleich zur hydraulisch glatten Referenzschaufel im ebenen Gitterwindkanal durch Nachlaufmessungen bestimmt.

Während am Turbinengitter die Wirkung sukzessive vergrößerter Rauheit und unabhängig voneinander variiertes Fräsparameter untersucht wird, liegt der Schwerpunkt der Verdichteruntersuchungen auf den Wechselwirkungen der vier Oberflächenparameter, die zur Beschreibung der Rauheit verwendet werden. Damit wird die Verlustwirkung der Fräsrauheit realer Schaufeloberflächen, wie sie bei der industriellen Schaufelherstellung entsteht, explizit untersucht. Auf diese Weise wird die Schwierigkeit der Rückübertragung der Ergebnisse einer idealisierten, modellhaften Abbildung der Fräsrauheit auf die real beim Fräsvorgang entstehende Rauheit umgangen, sowie die grundsätzliche Unsicherheit eines Rauheitsmodells. Allerdings stellt dieses Vorgehen sehr hohe Anforderungen an die Messgenauigkeit des Versuchsaufbaus, weil die erwarteten Rauheitseffekte sehr klein sind. Ein wichtiges Augenmerk wird daher auf umfangreiche Voruntersuchungen zur Kalibrierung des Ver-

suchsaufbaus gelegt und auf gezielte Untersuchungen der Verlust erzeugenden Profilkrenzschicht zur Verifizierung der Ergebnisse der Nachlaufmessungen.

2 Der Einfluß der Oberflächenrauigkeit in Turbomaschinen

Ein wichtiges Gebiet in der Strömungslehre ist die Wechselwirkung des Fluids mit der begrenzenden Wand. Aufgrund der Haftungsbedingung des Fluids an der Wand und des sich daraus ergebenden Geschwindigkeitsprofils mit Wandschubspannungen entsteht eine dünne, wandnahe Grenzschicht mit einem Geschwindigkeitsdefizit gegenüber der Außenströmung. Die Grenzschicht entsteht bei allen um- und durchströmten Körpern und ist für einen großen Anteil des auftretenden Verlusts verantwortlich. Als eines der ältesten Teilgebiete der modernen Strömungslehre wurde die Grenzschicht-Theorie Anfang des letzten Jahrhunderts von Prandtl, 1904 begründet. Prandtl unterteilte die Strömung in zwei Bereiche - die Grenzschicht, in der Reibung vorherrscht und die Außenströmung in der die Reibung vernachlässigbar ist. Vor allem Fragen des Strömungswiderstands wurden hierdurch einer theoretischen Behandlung zugänglich (Schlichting 1982). Die Beschaffenheit der die Strömung begrenzenden Wand ist ein wichtiger Einflussparameter für die Entwicklung der Grenzschicht und damit der auftretenden Verluste. Viele experimentelle Untersuchungen zum Einfluss von Oberflächenrauheit anhand einfacher Geometrien wurden in der ersten Hälfte des vorigen Jahrhunderts durchgeführt. Nikuradse (1933) führte eine große Anzahl systematischer Messungen in sandrauen Rohren durch und fasste die Ergebnisse in einem Diagramm, dem so genannten Nikuradse-Diagramm zusammen und schaffte so das bis heute gültige Grundverständnis der Rauheitswirkung. Das Nikuradse-Diagramm stellt den Rohrreibungsbeiwert in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für verschiedene relative Rauheitshöhen dar. Als Rauheitskenngröße wird die auf den Rohrdurchmesser bezogene Rauheitshöhe verwendet. Als Rauheitshöhe wird der Korndurchmesser der als dichteste Kugelpackung auf die Wand aufgetragenen Sandkörner verwendet. Nach Nikuradse (1933) lassen sich drei Bereiche bei der Verlustwirkung unterscheiden. Bei geringen Reynolds-Zahlen ist die Verlustwirkung des rauen Rohres vergleichbar mit dem des glatten Rohres. Nikuradse erklärt dies damit, dass die Rauheitselemente vollständig von der laminaren Unterschicht der Grenzschicht überdeckt werden. Eine solche Rauheit wird als hydraulisch glatt bezeichnet. In einem mittleren Reynolds-Zahlbereich, dem so genannten Übergangsbereich ragen die Rauheitselemente teilweise aus der laminaren Unterschicht heraus und die Verlustwirkung ist sowohl von der Reynolds-Zahl als auch von der Größe der Rauheitselemente abhängig. Mit zunehmender Reynolds-Zahl weichen die Verläufe der Widerstandszahl von denen der hydraulisch glatten Rauheit ab und der Rauheitseinfluss nimmt zu, bis der dritte Bereich erreicht ist, in dem die Verlustwirkung unabhängig von der Reynolds-Zahl ist. Der Rauheitseinfluss wird in diesem Bereich ausschließlich durch die relative Rauheitshöhe bestimmt und lässt sich durch das quadratische Widerstandsgesetz beschreiben.

Schlichting (1936) erweiterte den Nikuradse'schen Versuchsaufbau zur Untersuchung technischer Rauheiten mit regelmäßig gerichteten Rauheitsstrukturen. Er verwendete dazu Kugeln, Halbkugeln, dreiecksförmige und rechteckige Rippen, deren Größe und Abstände voneinander systematisch variiert wurden (siehe auch Schlichting (1982)). Ein wichtiges Ergebnis ist die Erkenntnis, dass die Verlustwirkung bei Reduzierung der Dichte der Rau-

heitselemente abnimmt und somit bei der Betrachtung der Verlustwirkung von Oberflächenrauheit neben der Höhe der Rauheitselemente auch deren Abstand, insbesondere in Strömungsrichtung betrachtet werden muss. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit bestätigen den Einfluss der Längseigenschaften des (Fräs-) Rauheitsprofils für gefräste Turbinenprofile bei Auslegungs-Strömungsbedingungen. Bei Fehlanströmung mit geänderter Druckverteilung und Grenzschichtigenschaften führt eine größere Rauheitsdichte nicht zu Mehrverlust, sondern ausschließlich die Vergrößerung der dimensionslosen Rauheitshöhe in Form von y_{RZ}^+ .

Es gibt viele Arten von Rauheitsstrukturen in Turbomaschinen mit ebenso vielen Variationen der Form und Verteilung der Rauheitselemente. So kann Oberflächenrauheit durch den Betrieb von Turbomaschinen entstehen mit den damit zusammenhängenden Effekten von Erosion und Ablagerungen. Weitere Rauheitsstrukturen sind durch den jeweiligen Fertigungsprozess wie Gießen, Schmieden oder die spanende Fertigung gegeben. Kühlluftbohrungen und Wärmedämmschichten (TBC) stellen in modernen Turbomaschinen ebenfalls eine Oberflächenrauheit dar. Grundsätzlich kann einer beliebigen Rauheit eine äquivalente Sandkornrauheit (Schlichting (1982)) zugeordnet werden, wobei man darunter diejenige Korngröße einer Sandrauigkeit versteht, die den gleichen Widerstandsbeiwert erzeugt wie die betrachtete Rauheit. Dies ist sinnvoll, da die Nikuradse'sche Sandkornrauheit in einem sehr großen Bereich der Reynolds-Zahl und der relativen Rauheit untersucht wurde. Untersuchungen an ebenen Platten wurden mit vielen Variationen der Rauheitselemente und deren Verteilungen durchgeführt. So wurden Rauheiten in der Form von Verteilungen von zylindrischen Elementen von Goldstein et al. (1985) und Pinson et al. (1997) untersucht, kugelförmige Rauheitselemente von Taylor et al. (1988) und Hosni et al. (1991), kegelförmige Rauheitselemente von Scaggs et al. (1988), Bogard et al. (1998) und Stripf et al. (2004) und schließlich rippenförmige Rauheitselemente von Barlow und Kim (1995). Bei allen Untersuchungen wurden die Rauheitselementhöhe und deren Abstände zueinander variiert. Zur Beschreibung der Rauheiten wurden klassische Parameter wie R_z , R_a und R_q verwendet so wie verfeinerte Parameter wie die Rauheitsdichte (Bogard et al., 1998 und Sigal und Danberg, 1990) und die Flankenneigung der Rauheitselemente (Acharya et al. 1986). Die meisten der Forscher erstellten unabhängig von den jeweilig verwendeten Parametern zur Beschreibung der Rauheit Korrelationen zur äquivalenten Sandkornrauheit mit dem Ziel, die Ergebnisse auf einen weiteren Bereich der Strömungsbedingungen zu extrapolieren, mit der Unzulänglichkeit, dass es sich um skalierte, geometrisch idealisierte Strukturen handelt.

All diesen Untersuchungen haftet die Schwierigkeit an, die Ergebnisse auf komplexere Strömungsbedingungen wie sie in Schaufelgittern vorliegen zu übertragen, sowie die weitere Schwierigkeit der Übertragung der idealisierten Rauheitselemente auf tatsächliche Rauheitsstrukturen in Turbomaschinen. So zeigen Bons und McClain (2004), dass idealisierte Rauheiten in Form einer Sandkornrauheit bei vergleichbaren statistischen Rauheitskennwerten der Form R_z und R_a nicht den gleichen Wärmeübergang und das gleiche Grenzschichtverhalten erzeugen wie die reale Oberflächenstruktur. Die Untersuchungen von Bons und McClain (2004) entstanden an ebenen Platten mit Druckgradient. Einen Überblick über gefundene Korrelationen zwischen äquivalenter Sandkornrauheit k_s und statistischen Rau-

heitskenngrößen wie R_z und R_a von verschiedenen technischen Rauheiten gibt Abuaf (1997). Christoph und Pletcher (1982) entwickelten ein modifiziertes Turbulenzmodell, aufbauend auf den Untersuchungen von Finson und Clarke (1980) zur numerischen Vorhersage der Verlustwirkung rauer Schaufeloberflächen mit mehr als einem Rauheitsparameter und verglichen die Ergebnisse u. a. mit den Experimenten von Schlichting (1936, 1982) und fanden gute Übereinstimmung für unterschiedliche Rauheitsdichten. Um die aufgezeigte Problematik der Übertragbarkeit der mit idealisierten Rauheitsstrukturen erzeugten Ergebnisse auf maschinenähnliche Bedingungen zu lösen, werden bei den vorliegenden Untersuchungen sowohl maschinenähnliche absolute Größenordnungen der Schaufeln und Reynolds-Zahlen benutzt, als auch eine reale Profilform, verbunden mit einem realistischen Druckverlauf über der (axialen) Sehnenlänge, inklusive eines realen (ebenen) Strömungsgitters / Strömungskanals. Zudem werden die zu untersuchenden Schaufeln mit typischen und realen Fertigungsprozessen, bzw. Fräsparametern hergestellt.

Bons (2002) untersuchte den Einfluss stochastisch verteilter Oberflächenrauheit, wie sie beim Betrieb von Turbomaschinen entsteht, auf Verlust und Wärmeübergang. Er führte dazu geometrische Rauheitsmessungen an typischen, realen Turbinenprofilen durch und übertrug nach einer geeigneten Skalierung der Rauheit hinsichtlich des Quotienten von Rauheitselementhöhe und Impulsverlustdicke sowie der dimensionslosen Rauheitshöhe y_{ks}^+ nach Schlichting (1982) diese Rauheiten mittels eines „Rapid Prototyping“-Verfahrens auf ebene Platten ohne Druckgradienten und führte damit Messungen im Windkanal durch. Er fand gute Übereinstimmung mit der Korrelation nach Schlichting (1982) für den Anstieg des Widerstandsbeiwertes c_f aufgrund der Rauheit, wenn diese im vollkommen rauen Bereich von $y_{ks}^+ > 70$ liegt. Für den Übergangsbereich $y_{ks}^+ < 70$ wird nach Bons (2002) der Rauheits Einfluss unterbewertet. Für die Berechnung von ks verwendet er einen Rauheitsdichteparameter und R_z nach Sigal und Danberg (1990) und modifiziert die Gleichung für reale Rauigkeiten aus Geometriemessungen realer Schaufeln. Yun et al. (2005) verwendeten die Größe der Rauheitselemente nach Bons (2002), die aus Messungen realer Turbinenschaufeln nach einer gewissen Betriebszeit stammten, für die Festlegung der Rauheit des Sandpapiers, mit welchem sie eine 1,5-stufige Turbine beklebten. Die Bestimmung von ks erfolgte abermals auf der von Bons (2002) gefundenen modifizierten Korrelation von Sigal und Danberg (1990) zwischen dem Rauheitsmodell der dichtesten Kugelpackung und realer Rauheit stochastischer Verteilung bei verschiedener Rauheitsdichte. Yun et al. (2005) stellten bei einer hydraulisch vollkommen rauen Oberfläche mit $y_{ks}^+ = 149$ einen Abfall des Wirkungsgrades von 11% fest, wenn die Leitschaufeln mit Sandpapier beklebt waren und 19%, wenn auch die Laufschaufeln rau waren. In der vorliegenden Arbeit werden Verlustanstiege in ähnlicher Größenordnung schon bei Fräsrauheiten im unteren Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und rau gemessen ($y_{RZ}^+ = 11$). Kind et al. (1996) brachten gezielt Sandkörner verschiedener Korngrößen auf Turbinenschaufeln auf und bestimmten den Profilverlust. Zusätzlich variierten sie die Dichteverteilung der Sandkörner. Rauheit an bestimmten axialen Positionen der Saugseite führte aufgrund der Beeinflussung der Grenzschichtentwicklung und -eigenschaften in Abhängigkeit der saugseitigen axialen Sehnenlänge zu erheblichen Verlustanstiegen. Auf der Druckseite dagegen war der Rauheitseinfluss sehr gering. Ähnliche Ergebnisse zeigen die Untersuchungen von Bammert und Sandstede (1980). Bunker

(1997), Abuaf et al. (1997) und Turner et al. (1985) untersuchten den Wärmeübergang an rauen Turbinenschaufeln. Analog zur Verlustwirkung steigt gemäß ihren Untersuchungen auch der Wärmeübergang mit zunehmender Rauheit an. Auch die Ergebnisse dieser Untersuchung bestätigt die Tatsache, dass druckseitige Rauheit den Verlust kaum beeinflusst, den Wärmeübergang jedoch sehr wohl erhöht, der jedoch nicht Gegenstand der vorliegenden Untersuchung ist. Daher wird in der vorliegenden Arbeit zur Untersuchung der Grenzschichteigenschaften in Bezug auf die Rauheitswirkung der Fräsrauheit ausschließlich die Saugseite berücksichtigt. Die in diesem Absatz beschriebenen Arbeiten beschäftigen sich mit stochastisch verteilter Rauheit, während die vorliegende Arbeit die regelmäßigen Rauheitsstrukturen des Fräsprozesses untersucht, die im Vergleich zu den Ergebnissen von Yun et al. (2005) (siehe weiter oben im Absatz) eine früher einsetzende Rauheitswirkung zu erzeugen scheint.

Die Rauheitswirkung von Schaufelbeschichtungen (TBC) für thermisch hochbelastete Turbinenstufen untersuchten Hummel et al. (2004). Bei größten Rauheitswerten von $Ra = 11.8 \mu\text{m}$ und einer nach Traupel (1988) berechneten äquivalenten Sandkornrauheit von $k_s = 5.2 \cdot R_a$ wurde im ebenem Gitterwindkanal ein Verlustanstieg von 40% gemessen. Die Größenordnung der Rauheit liegt damit ca. um den Faktor 5 über der in der vorliegenden Arbeit untersuchten. Dabei wurde ein starker Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Rauheitswirkung festgestellt, was auch die Untersuchungen von Boyle und Senyitko (2003) an einem beschichteten ebenen Turbinengitter mit Rauheitsgrößen von ca. $15 \mu\text{m}$ bestätigen. Dies liegt in guter Übereinstimmung mit den im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erkenntnissen über die Rauheitswirkung stochastisch verteilter Rauheitsstrukturen (Abschn. 5.1) für $Ra = 5 R_z$. Abuaf et al. (1997) untersuchten drei Turbinenschaufeln mit verschiedenen Beschichtungen und Endbearbeitungen wie Korrosionsbeschichtung, Gleitschleifbad und Beschichtung und schließlich zusätzlich zwei Polierschritte. Die resultierenden Ra -Werte lagen zwischen 0.81 und $2.33 \mu\text{m}$. Das Gleitschleifen und das Polieren verbessert den Wirkungsgrad, wobei der Effekt des Gleitschleifprozesses größer ist, als der des Polierens. Die genannten Rauheitswerte liegen in ähnlicher Größenordnung wie die in der vorliegenden Arbeit untersuchten. Der sehr große positive Einfluss des Gleitschleifens wird durch die Ergebnisse in der vorliegenden Arbeit bestätigt. Allerdings unterscheiden sich die in diesem Absatz beschriebenen Untersuchungen elementar von der vorliegenden aufgrund der untersuchten stochastischen Rauheitsstruktur der untersuchten Beschichtungen gegenüber der deterministischen Rauheitsstruktur der Fräsrauheit.

Harbecke und Rieß (2001), sowie Harbecke et al. (2002) untersuchten den Einfluss fräsrauer Turbinenschaufeloberflächen auf den Profilverlust am gleichen Gitterwindkanal, an dem die vorliegenden Untersuchungen durchgeführt wurden. Die Untersuchten Rauheiten lagen in einem Bereich von $R_z / C = 3.8 \times 10^{-6} \dots 5.3 \times 10^{-5}$ und sind damit vergleichsweise gering. Die Autoren fanden keinen signifikanten Rauheitseinfluss auf den Verlust, obgleich durchgeführte numerische Untersuchungen einen Beginn der Rauheitswirkung bei einer dimensionslosen Rauheitsgröße von $y_{RZ}^+ > 1.5$ vorhersagen, der damit früher einsetzt als bei einer Sandkornrauheit (Einfluss für $y_{RZ}^+ > 5.0$). Als vorherrschenden Einflussfaktor auf den Verlust im beschriebenen Rauheitsbereich fanden Harbecke et al. (2002) Form- und Dickenabweichun-

gen der Hinterkante, resultierend aus Fertigungstoleranzen. Diesem Ergebnis wurde Rechnung getragen, indem der Hinterkanteneinfluss experimentell bestimmt und bei der Verlustauswertung berücksichtigt wurde. Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Rauheiten schließen dabei in Bezug auf Größe und Verteilung der Rauheitselemente an den von Harbecke et al. (2002) untersuchten Bereich nach oben hin an.

Leipold (2000) untersuchte den Einfluss der Rauheit dreier verschiedener Fertigungsverfahren auf den Verlust und die Schaufelumströmung eines Verdichtergitters im Gitterwindkanal. Er wählte dafür zwei präzisionsgeschmiedete Schaufeln und eine elektro-chemisch bearbeitete Schaufel. Zur Herstellung der Versuchsschaufeln wurden die Oberflächen der realen Schaufeln mittels Weißlichtinterferometrie vermessen und die Rauigkeit mit einem Skalierungsfaktor versehen und schließlich mit einem Laser-Mikrobearbeitungsverfahren in eine Kupferfolie gebrannt. Zur Applikation der Kupferfolie auf den Schaufeln wurde dazu eine Tasche in die Oberfläche gefräst und die Kupferfolie eingeklebt. Die resultierenden Oberflächen unterscheiden sich in der vertikalen Höhe der Rauheit und in den lateralen Abständen der Rauheitselemente. Die untersuchten Rauheiten lagen in einem Bereich von $R_z / C = 4.9 \times 10^{-5} \dots 3.9 \times 10^{-4}$ und sind damit deutlich größer als die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Rauheiten. Leipold (2000) stellte für die größte Rauheit eine deutliche Zunahme der Totaldruckverluste fest, die der Saugseite eindeutig zugeordnet werden können. Im unteren Reynoldszahl-Bereich wird durch die Rauheit die Größe der laminaren Ablöseblase reduziert. Dieser hinsichtlich des Verlusts positive Effekt wird jedoch überkompensiert durch den weiteren Verlauf der turbulenten Grenzschicht, verbunden mit einer größeren Impulsverlustdicke, größeren Geschwindigkeitsdefiziten und geringeren Schubspannungen aufgrund der Rauheit. Eine Verschiebung der laminar / turbulenten Transition zur Vorderkante hin aufgrund der Rauheit konnte nicht festgestellt werden. Bei hohen Reynolds-Zahlen kann die Rauigkeit zu einer turbulenten Ablösung führen, welche besonders anfällig auf Rauheit reagiert. Der Rauheitseinfluss ist demnach ausschließlich auf die turbulente Grenzschicht begrenzt, während im laminaren Bereich die Rauheit eher wünschenswert ist, um die Größe der laminaren Ablöseblase zu reduzieren. Diese Ergebnisse beziehen sich auf eine Rauheitsstruktur mit stochastischer Verteilung und sind somit nicht mit der Fräsrauheit vergleichbar, geben aber einen Anhaltspunkt für die relevanten physikalischen Vorgänge in der Grenzschichtströmung und deren messtechnischer Zugänglichkeit.

3 Versuchsaufbau am ebenen Gitterwindkanal

Die experimentellen Untersuchungen wurden am Gitterwindkanal (siehe **Bild 3-1.1**) des Instituts für Strömungsmaschinen durchgeführt. Der GWK ist als ebener Windkanal offener Bauart ausgeführt und ermöglicht eine gute messtechnische Zugänglichkeit der Gitterabströmung mit pneumatischen, optischen und elektrischen Messmethoden. Die Strömungsbedingungen werden durch Variation des Massenstroms, des Anströmwinkels und der Strömungstemperatur eingestellt. Der Gitterwindkanal ermöglicht die Untersuchung der integralen Messgrößen im Nachlauf und der Sekundärströmung im Seitenwandbereich, sowie die Untersuchung der Profil- und Seitenwandgrenzschichten. Im Folgenden werden der Windkanal und die eingesetzten Messtechniken, die untersuchten Strömungsgitter, sowie die auf den ermittelten Messgrößen aufbauenden Auswerteverfahren vorgestellt.

Für die Untersuchung der Verdichtergitter wurde eine Differenzdruckmessung aufgebaut. Bei der Umströmung der zweigeteilten Versuchsschaufel, die eine glatte und einer raue Schaufelhälfte besitzt, wird die Totaldruckdifferenz zwischen beiden Seiten im Nachlauf mit der Doppelkeilsonde direkt bestimmt und ermöglicht so die sehr genaue Messung kleiner Verlustdifferenzen (siehe Abschn. 3.3).

3.1 Beschreibung des Gitterwindkanals

Der GWK wird von drei parallel arbeitenden Schraubenkompressoren mit Luft versorgt, von denen einer drehzahlregelbar ist. Zur Einstellung der Strömungsbedingungen wird über einen motorgesteuerten Bypasskanal im Rohrleitungssystem der Luftzuführung zusätzlich der Massenstrom variiert. Mit diesen, von der Messkabine aus zu bedienenden Regelungseinrichtungen kann der Luftmassenstrom stufenlos von nahezu null bis ca. 11 kg / s variiert werden. Zwischen den Schraubenkompressoren und der Einlaufstrecke des GWK wird die Luft über einen temperaturgeregelten Zwischenkühler auf ca. $25^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ heruntergekühlt. Die Lufttemperatur ist einstellbar durch Regelung des Kühlwassermassenstroms des Zwischenkühlers. Der von den Kompressoren geförderte Luftmassenstrom wird der Versuchsanordnung in einer waagerechten Druckleitung von 700 mm Durchmesser zugeführt, die in einen 90° -Krümmer übergeht, der für den senkrechten Eintritt des Fluids in den Versuchstand mit Umlenkblechen bestückt ist. 500 mm stromabwärts des Krümmers ist ein Wabengleichrichter in die Druckleitung eingebaut. Er bewirkt eine Reduzierung des noch vorhandenen Restdralls (North 1966) und so eine weitgehend homogene Zuströmung in den nun folgenden Diffusor. Die als Diffusor ausgeführte Beruhigungskammer von 1000 mm Durchmesser hat eine Länge von 810 mm und ist mit einem Innendifusor ausgestattet. Um Strömungsablösungen zu vermeiden, wird ein Diffusoröffnungswinkel von 7° nicht überschritten. Um eine möglichst homogene Geschwindigkeitsverteilung über dem Strömungsquerschnitt in der Kanalzuströmung zu erlangen, wird eine isotrope Turbulenzverteilung mit kleinem Turbulenzgrad durch drei gestaffelte, direkt nach dem Eintritt in die Beruhigungskammer angeordnete Drahtsiebe mit jeweils kleiner werdender Maschenweite erzwungen. Im Anschluss an die Beruhigungskammer wird der kreisförmige Strömungsquerschnitt von 1000 mm Durchmesser über eine Reduzierdüse in einen rechteckigen Strömungsquerschnitt von 776 mm x

240 mm überführt. Für weitere Auslegungsdetails sei auf Jetter (1996) verwiesen. Für die Übertragbarkeit der Ergebnisse der Windkanalmessungen auf die Turbomaschine ist die in Windkanälen üblicherweise angestrebte sehr niedrige Turbulenz auf maschinenähnliche Werte zu erhöhen. Dies geschieht mit Hilfe eines Turbulenzsiebs, das am Ende der Reduzierdüse eingebaut ist. Jetter (1996) untersuchte dazu fünf verschiedene Turbulenzsiebe und wählte einen Kompromiss zwischen möglichst großem Turbulenzgrad bei gleichzeitiger Forderung nach guter Reproduzierbarkeit der pneumatischen Nachlaufmessungen. Das gewählte Turbulenzsieb vergrößert den Turbulenzgrad von $Tu < 0.4 \%$ auf $Tu = 4 \%$. Je größer Tu ist, desto stärker ist die Beeinflussung der Grenzschicht durch die Außenströmung. Durch große Turbulenz wird kinetische Energie in die Grenzschicht eingetragen und kann eine Ablösung verhindern, vermindern oder verzögern und die Transition beeinflussen. Die Vergrößerung der Turbulenz im Gitterwindkanal verbessert den Vergleich mit maschinenähnlichen Verhältnissen, bei denen in der Regel sehr viel größere Werte des Turbulenzgrads vorherrschen. Ein zu großer Turbulenzgrad dagegen vermindert die Reproduzierbarkeit der Messungen im Gitterwindkanal.

3.1.1 Aufbau der Messstrecke

Nach dem Durchströmen des Turbulenzsiebes gelangt die Strömung in die Messstrecke, den eigentlichen Gitterwindkanal, der von zwei schwingungsdämpfenden Gummilagern getragen wird und so weitestgehend von Vibrationen der Leitungsführung entkoppelt ist. Das ebene Schaufelgitter ist im Gitterkasten montiert und auf dem Schwenkkopf befestigt (siehe **Bild 3-1.1, Bild 3-3.1 und 3-3.2**).

Zur Einstellung des Anströmwinkels wird der Schwenkkopf samt Gitterkasten und ebener Beschaukelung relativ zur senkrechten Zuströmung zwischen 40° und 120° justiert. Die Anordnung ist so konstruiert, dass sich die Vorderkante der mittleren (Mess-) Schaufel im Drehpunkt des Schwenkkopfes befindet. Die parallel zur Vorderkante verlaufenden Seitenwände werden dem eingestellten Anströmwinkel entsprechend axial und in Umfangsrichtung nachgeführt und werden an ihren Seiten über druckluftbeaufschlagte Silikonschläuche gegen die Umgebung abgedichtet. Zusammen mit der Verspannung der korrespondierenden Seitenwände mit Hilfe von pneumatischen Zylindern - nach Einstellung des Anströmwinkels - ist eine sichere Abdichtung der Messstrecke gegen die Umgebung sichergestellt und Leckageströmungen aus- bzw. in die Messstrecke zwischen Messebene 1 und tatsächlicher Gittereintrittsebene sind ausgeschlossen. Weiterhin kann mit den einstellbaren Führungswänden im Falle eines Turbinengitters die Grenzschicht an den Führungswänden zur Erzeugung einer homogenen Abströmung ausgeblasen werden (siehe **Abschn. 3.2.3**). Die Seitenwandgrenzschicht ist durch die beschleunigte Turbinenströmung vernachlässigbar klein im Verhältnis zur radialen Schaufelhöhe von 240 mm und einem Abstand von 120 mm von der Sonde zu den Seitenwänden.

Anders beim Versuchsaufbau des Verdichtergitters (siehe **Abschn. 3.3**). Hier wird die Homogenität der Abströmung mit erweiterten Führungswänden sichergestellt und die Seitenwandgrenzschicht in zwei Ebenen abgesaugt. Vor dem Gittereintritt wird die Seitenwandgrenzschicht zunächst über die gesamte Gitterlänge in X-Richtung abgesaugt. Nach dem

Eintritt in des Verdichtergitter wird dann die Seitenwandgrenzschicht nochmalig direkt im Strömungskanal zwischen den Profilen in der S1-Ebene (siehe **Bild 3-3.1, 3-3.2** und **3-3.8**) abgesaugt.

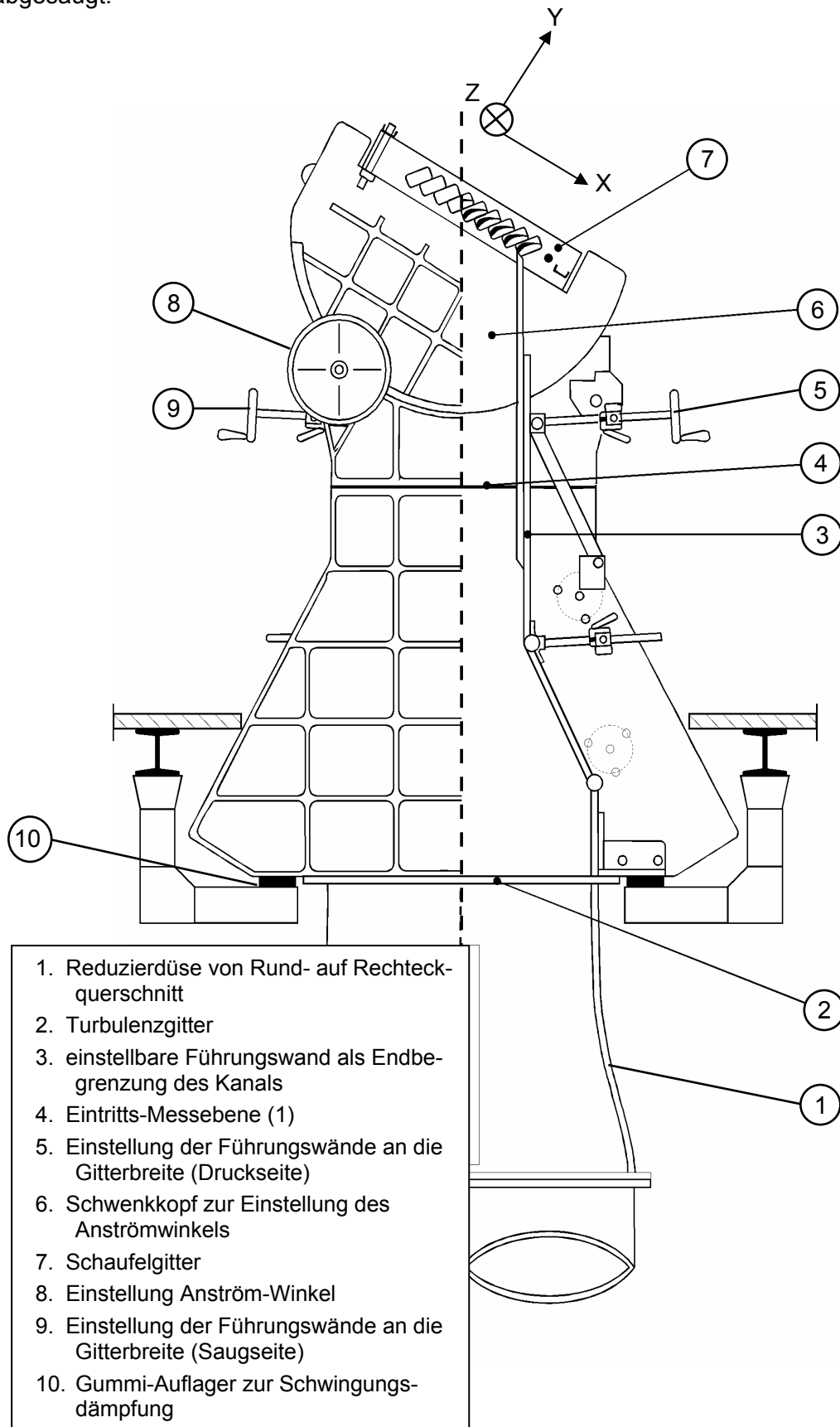


Bild 3-1.1: Gitterwindkanal des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik

3.1.2 Instrumentierung und Messwerterfassung

Unabhängig von den gelegentlich eingesetzten optischen und instationären Sondermesstechniken werden die Betriebsbedingungen immer auf die gleiche Art und Weise mit Hilfe der pneumatischen Sonden in Zu- und Abströmung eingestellt. Die Genauigkeit der Druckmessumformer (**Tabelle 3-3.1**) und die daraus resultierende Genauigkeit der reduzierten Größen

Verlust und Winkel werden in **Abschn. 3.2.2** diskutiert.

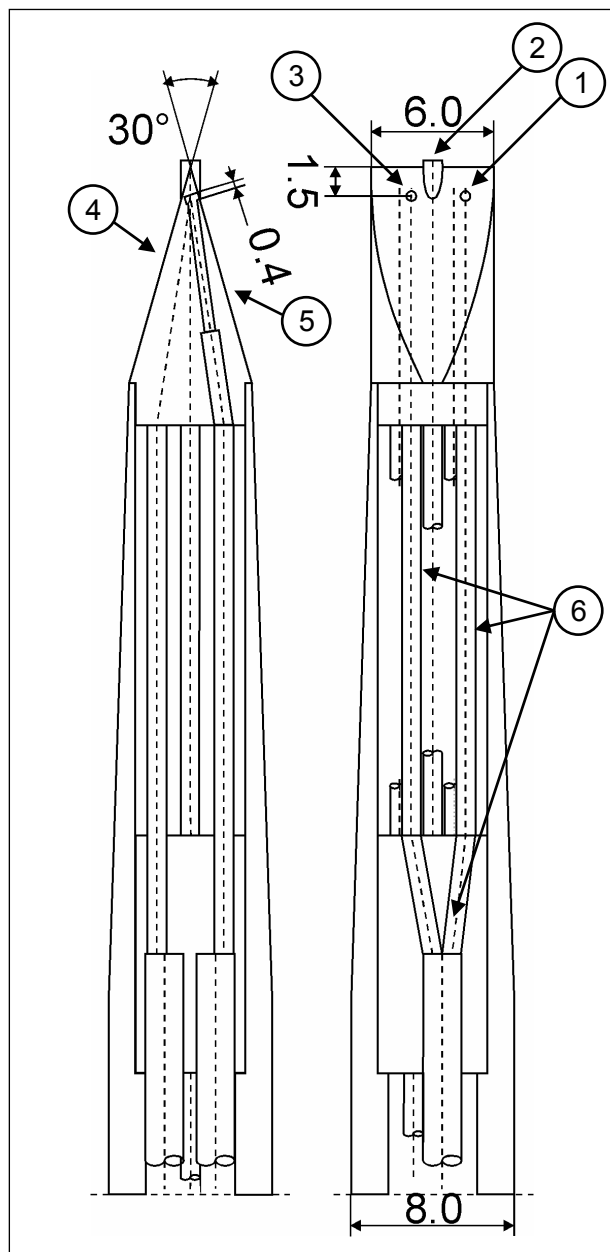


Bild 3-1.2: Keilsonde zur Nachlaufmessung

- 1, 3: stat. Druckbohrungen, Saugseite
- 2: Totaldruckbohrung
- 4: Druckseite
- 5: Saugseite
- 6: pneumatische (stat.) Druckmittelung, Saugseite

Die Zuströmbedingungen werden mit einem ortsfesten Prandtl-Staurohr und einem Thermoelement erfasst. In Umfangsrichtung (X-Richtung, **Bild 3-1.2**) befindet sich die Prandtl-Sonde exakt in der Mitte des Kanals, um sicherzustellen, dass bei jedwedem Zuströmwinkel und der damit verbundenen Veränderung der Kanalbreite in Umfangsrichtung derjenige Stromfaden erfasst wird, der auf die Vorderkante der (mittleren) Messschaufel trifft. Bei sehr starker druckseitig eingestellter Inzidenz wird der Kanal so schmal, dass eine in Umfangsrichtung außermittige Position der Sonde dazu führen könnte, dass durch Wandeffekte beeinflusste Strömungsbedingungen erfasst werden. Die Lage des Prandtl-Staurohrs wurde in radialer Richtung (Schaufelhöhe, Z-Richtung) zu 75% der Kanalmitte außermittig gewählt, um einen Totaldruckabfall aufgrund des Nachlaufs der Prandtl-Sonde an der Messposition im Nachlauf zu verhindern. Dieser wurde bei Voruntersuchungen in der Abströmung des installierten Turbinengitters an der entsprechenden radialen Position in Voruntersuchungen nachgewiesen. Durch die gewählte außermittige, radiale Position wird eine Beeinflussung der Abströmung durch die Prandtl-Sonde verhindert bei gleichen Strömungsbedingungen am Ort der Sonde wie in der Kanalmitte.

Im Nachlauf des Strömungsgitters befindet sich die Keilsonde (siehe **Bild 3-1.2**) zur

Messung des Totaldruckes, des statischen Druckes und des Strömungswinkels. Sie ist auf einer schrittmotorbetriebenen Verstellvorrichtung angebracht, die direkt an den Schwenkkopf montiert ist, um Ausrichtungsfehler zu vermeiden. Die Verstellvorrichtung ist mit zwei Schrittmotoren ausgestattet. Die Lineartraverse in X-Richtung erlaubt eine minimale Schrittweite von 0.0125 mm. Auf der Lineartraverse ist die Schwenkvorrichtung für die Winkeleinrichtung der Keilsonde angebracht. Die Zahnriemengetriebene Schwenkvorrichtung erlaubt eine minimale Winkeländerung von 0.05° . Zur genauen Bestimmung des Abströmwinkels wird vor jeder Nachlaufmessung eine Referenzfahrt durchgeführt. Dazu wird die Sonde zunächst in einen Winkel von 90° zur Gitteraustrittsebene gefahren. Ein elektrischer Sensor übernimmt hier die Grobeinstellung bevor ein zusätzlicher optischer Sensor die exakte Referenzposition der Sonde mit einer Schrittweite von 0.05° anfährt. Von der Referenzposition aus wird nun der Abströmwinkel der ungestörten Außenströmung am ersten Messpunkt der Nachlaufmessung mittels Nullabgleich der beiden gemittelten statischen Druckbohrungen, die sich jeweils auf Saug- und Druckseite der Sonde befinden, eingestellt (**Bild 3-1.2**). Auf jeder Keilfläche der Sonde befinden sich dazu zwei statische Druckbohrungen, die jeweils zu einem Signal pneumatisch gemittelt werden. Der Winkelverlauf über einer Teilung wird an jedem Messpunkt der Nachlaufmessung aus der statischen Druckdifferenz mit Hilfe der Kalibrierfunktion der Keilsonde berechnet. Die Mach-Zahl und die Reynolds-Zahl der Gitterabströmung werden unter der Annahme einer adiabaten Gitterdurchströmung aus den Kalibrierfunktionen der Keilsonde für den Totaldruck und den statischen Druck berechnet (siehe auch **Abschn. 3.2.2**).

3.2 Versuchsaufbau Turbine

Das ebene Turbinengitter besteht bei beiden untersuchten Turbinenprofilformen aus sieben Schaufeln, um eine möglichst gute Periodizität der Abströmung zu gewährleisten (siehe **Abschn. 3.2.3**).

Zur Bestimmung des Verlusts und des Abströmwinkels werden die Werte aus Messungen von jeweils fünf unter gleichen Herstellungsbedingungen gefertigten Schaufeln gemittelt. Auf diese Weise werden Einflüsse von Fertigungstoleranzen auf die Ergebnisse abgemildert. Jede einzelne von fünf Schaufeln einer Oberflächenqualität wird also einzeln in der mittleren Messposition des Schaufelgitters vermessen und die Ergebnisse dann zu einem für diese Oberflächenqualität repräsentativen Wert gemittelt. Die Nachlaufmessungen werden über einer Teilung der mittleren Schaufel durchgeführt in einem Abstand von 40 mm von der Gitteraustrittsebene und in der Mitte der Schaufelhöhe. Die Anzahl der Messpunkte in der Nachlaufströmung beträgt 28 bei einer Teilung von 68 mm (Gitter AGTII-A, siehe **Abschn. 3.2.1**) bzw. 57.3 mm (Gitter AGTII-S). Jeweils ein Messpunkt saug- und druckseitig dient als Vorlauf und wird bei der Auswertung nicht berücksichtigt.

Zur Berechnung der homogenen Abströmung aus der inhomogenen Nachlaufströmung wird ein Verfahren von Amecke (1970) verwendet: Unter Anwendung der Erhaltungssätze von Masse, Impuls und Energie und der Annahme konstanter Totalenthalpie und –temperatur werden die lokalen Strömungsmessgrößen p_t , p_s und β_2 der Messebene $2y$ innerhalb der Kontrollebene über einer Teilung in die Strömungsgrößen der homogenen Abströmung mit

dem Index 2 umgerechnet (siehe **Bild 3-2.1**). Die Kontrollebene 2 liege so weit vom Gitter entfernt, dass sich die Strömung wieder homogenisiert habe und die von den Schaufelaustrittskanten abgehenden Nachlaufgebiete nicht mehr bemerkbar sind und somit die Strömungsgeschwindigkeit und der Abströmwinkel in Umfangsrichtung des Gitters konstant ist.

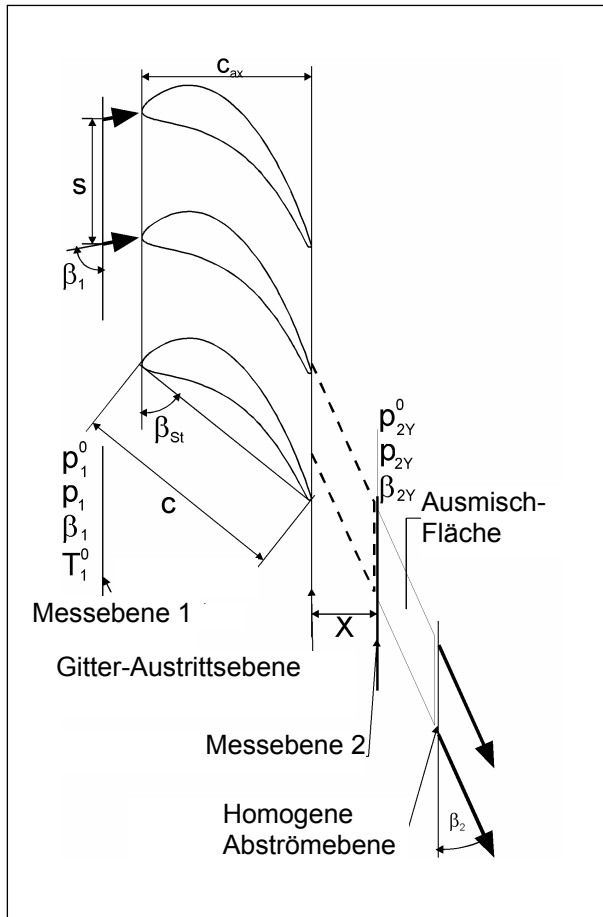


Bild 3-2.1: Turbinengitter und Messebenen

Schaufeln und die reibungsfreie Kernströmung außerhalb der Grenzschichtströmung, welche durch die Bereiche konstanten Totaldrucks zu Beginn und am Ende der Traversierung einer Schaufelteilung repräsentiert wird (**Bild 3-2.2**). Der Totaldruckabfall in Form der Nachlaufdehne kommt durch das Zusammenfließen der Grenzschichten hinter der endlich dicken Austrittskante und die nachfolgend entstehenden Scherschichten und Wirbel zustande. In der realen messtechnischen Anordnung kommt es in diesem Bereich hingegen zu einem systematischen Totaldruckoffset zwischen der Gitteran- und Abströmung. Die Totaldruckdifferenz in der Kernströmung nimmt bei identischer Einstellung des Windkanals hinsichtlich Anströmwinkel und Reynolds-Zahl hinreichend genau konstante Werte an und ist somit bei vergleichender Betrachtung der Profilverluste unterschiedlicher Oberflächenrauheiten vernachlässigbar. Für eine allgemeingültige Bestimmung des Profilverlustes jedoch ist es unerlässlich, die Totaldruckdifferenz zu bereinigen, da sie nicht dem Schaufelgitter zuzurechnen ist sondern der Verlustwirkung des hohen Turbulenzgrads und der Tatsache, dass die Messposition von Zu- und Abströmung nicht genau auf einer Stromlinie liegen. Dazu wird die Total-

Mit den so erhaltenen integralen Werten $p_{t,2}$, $p_{s,2}$ und β_2 wird der Energieverlustgrad ξ nach Traupel (1988), berechnet:

$$\xi = 1 - \frac{c_2^2}{\Delta h_s - c_1^2} \quad (1)$$

Unter Verwendung der gasdynamischen Gleichungen nach Scholz (1965) kann geschrieben werden:

$$\xi = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_{s,2}}{p_{t,2}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{s,2}}{p_{t,1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2)$$

Eine typische Totaldruckverteilung der Zu- und Abströmung des Gitters ist in **Bild 3-2.2** dargestellt. Die Strömung durch das Schaufelgitter ist gekennzeichnet durch die reibungsbehaftete Grenzschichtströmung an Druck- und Saugseite zweier benachbarter

druckdifferenz der Kernströmung von der Totaldruckdifferenz der Nachlaufströmung subtrahiert (siehe **Bild 3-2.2**). Dadurch verringert sich der berechnete Verlust um bis zu 0.4 Prozentpunkte. Bei einem absoluten Verlust von 2% beträgt demnach die relative Änderung des Energieverlustgrads ξ bis zu 20 %. Durch eine Verringerung des Abstands der Messebene 1 in der Zuströmung um 400 mm konnte die relative Änderung des Verlusts ohne Bereinigung auf 1.2% reduziert werden (siehe **Bild 3-2.2**). Dies bestätigt die Annahme eines Energieverlusts in der Kernströmung aufgrund der Turbulenz. Verluste, die aufgrund des Totaldruckverlusts in der Kernströmung entstehen, werden bei der Bestimmung des Energieverlustgrades ξ und des Totaldruckverlustes ω auf diese Weise absichtlich nicht berücksichtigt. Für alle in dieser Arbeit angegebenen Verluste werden ausschließlich die Verluste der Grenzschicht- und Nachlaufströmung betrachtet und diejenigen der Kernströmung bereinigt. Das Konzept der Bereinigung der Totaldruckdifferenz von Harbecke (2001) wird verwendet und ist dort ausführlich beschrieben (S. 17 ff).

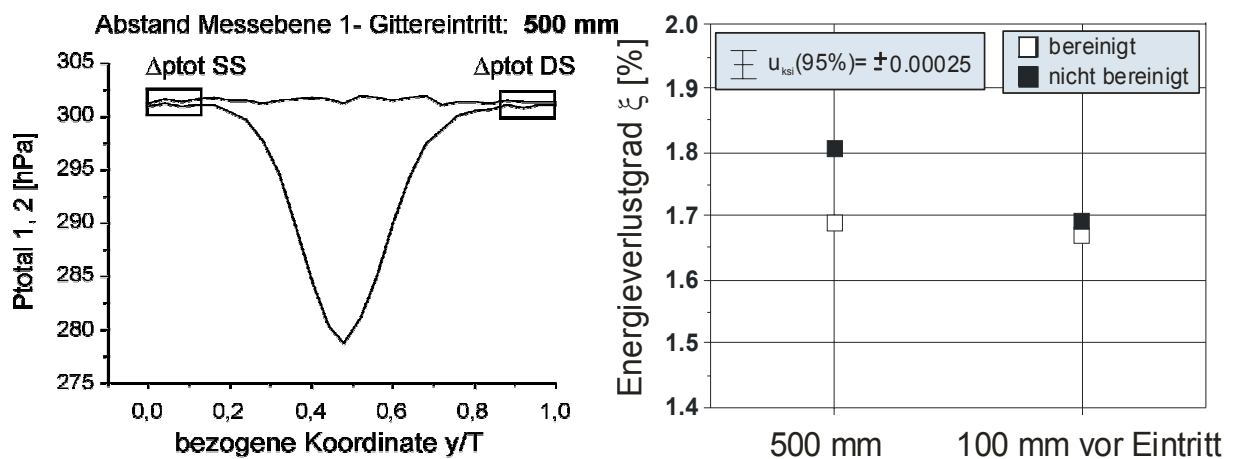


Bild 3-2.2: Optimierung der Verlustbestimmung und typischer Totaldruck-verlauf

3.2.1 Turbinengitter

Es wurden zwei Turbinengitter für die Untersuchungen verwendet, die jeweils den Mittenschnitt einer der letzten Stufen des Mitteldruckteils einer Dampfturbine repräsentieren. In Verbindung mit der Forderung maschinenähnlicher Strömungsbedingungen und damit möglichst hoher Reynolds-Zahlen wurde unter Berücksichtigung der Teilung eine Sehnenlänge von 80 (Gitter AGTII-A) bzw. 73 mm (Gitter AGTII-S) gewählt. Die aerodynamischen Auslegungsdaten beider Turbinengitter lauten:

Gitter AGTII-A:

Abström-Reynolds-Zahl:	$Re_{s,2}$	=	1.14×10^6
Zuströmwinkel:	β_1	=	90°
Abströmwinkel:	β_2	=	18°

Gitter AGTII-S:

Abström-Reynolds-Zahl: $Re_{S,2} = 1.14 \times 10^6$

Zuströmwinkel: $\beta_1 = 90^\circ$

Abströmwinkel: $\beta_2 = 17.5^\circ$

Die Definitionen der Strömungswinkel und die geometrischen Größen sind in **Bild 3-2.1** dargestellt. Die geometrischen Größen der Strömungsgitter sind im folgenden zusammengefaßt:

Gitter AGTII-A:

Teilungsverhältnis: $t/S = 0.85$

Teilung: $t = 68 \text{ mm}$

Sehnenlänge: $c = 80 \text{ mm}$

Staffelungswinkel: $\beta_{St} = 51^\circ$

Gitter AGTII-S:

Teilungsverhältnis: $t/S = 0.79$

Teilung: $t = 57.3 \text{ mm}$

Sehnenlänge: $c = 73 \text{ mm}$

Staffelungswinkel: $\beta_{St} = 49^\circ$

Die Schaufeln sind mit Spannklötzen ausgestattet, die einen paßgenauen Einbau im Gitterkasten des GWK ermöglichen (siehe **Abschn. 3.1.1**). Dazu werden zwei der vier Spannklötzflächen mit einer Toleranz von wenigen hundertstel Millimetern an die Aussparungen in den Seitenwänden des Gitterkastens angepasst. Die übrigen zwei der vier Spannklötzseitenflächen dienen als Bezugspunkt für die Profilkordinaten und damit als Bezugspunkt für die 3D-Koordinatenvermessung der Profil- und Hinterkantenform (siehe **Abschn. 3.2.4**).

3.2.2 Messgenauigkeit

Zur Bestimmung der Messunsicherheit werden zwei Wege beschritten. Zum einen wird die Messunsicherheit durch Wiederholungsmessungen und deren Auswertung mit der Student-t-Verteilung bestimmt, zum anderen wird eine formale Fehlerrechnung nach den Gesetzen der Fehlerfortpflanzung durchgeführt. Dabei werden die Fehler der Bestimmung der Umgebungsbedingungen, der Sondenkalibrierung, der Berechnung der homogenen Strömung aus der gemessenen Nachlaufströmung und schließlich der Fehler der Berechnung der reduzierten Kenngrößen Verlust und Abströmwinkel aus den integralen Austrittsbedingungen berechnet. Die Ergebnisse beider Wege zur Bestimmung der Messunsicherheit werden am Schluss dieses Kapitels miteinander verglichen.

Wiederholungsmessungen

Die Größe des Messfehlers bei der Bestimmung des Energieverlustgrads und des Abströmwinkels wird durch die statistische Auswertung von Wiederholungsmessungen über einen Zeitraum von einem Jahr ermittelt. In **Bild 3-2.3** sind die Verluste und die Abströmwinkel der 35 Wiederholungsmessungen dargestellt. Basierend auf einer Student-t-Verteilung mit einem Vertrauensintervall von 98% beträgt die Unsicherheit $u(\xi) = \pm 0.0004$. Bei einem Profilverlust von 2%, bzw. $\xi = 0.02$, beträgt der relative Messfehler 2% des Messwertes. Die Häufigkeitsverteilung der Wiederholungsmessungen in **Bild 3-2.4** zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Normalverteilung.

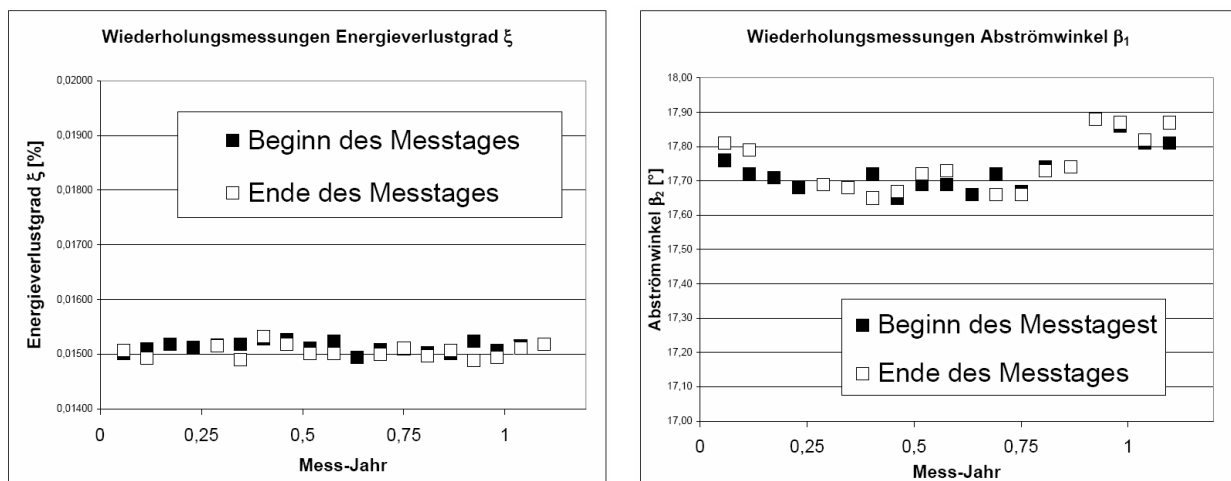


Bild 3-2.3: Verlust und Abströmwinkel aus Wiederholungsmessungen

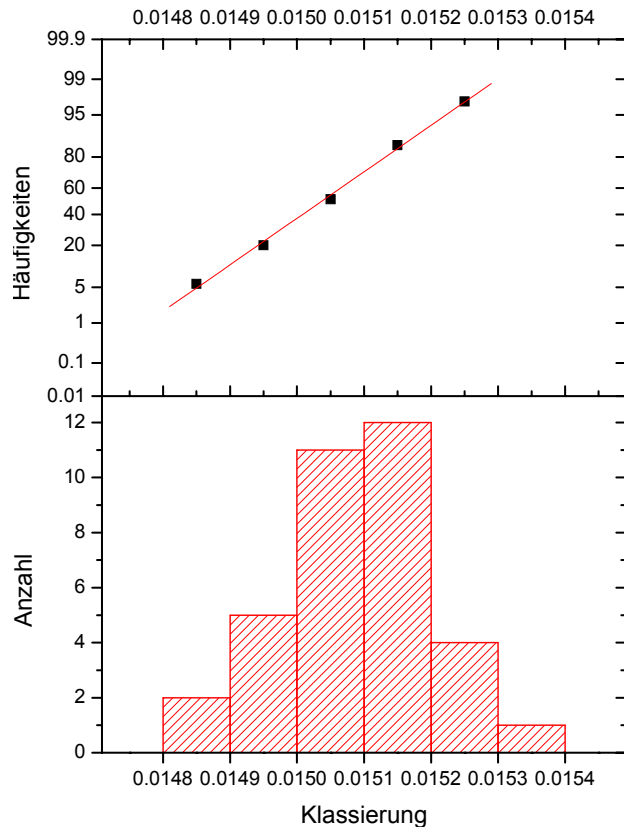


Bild 3-2.4: Überprüfung der Wiederholungsmessungen auf die Übereinstimmung mit der Gauß-Verteilung

Die aus der analytischen Fehlerrechnung bestimmten Messunsicherheiten für den Abströmwinkel und den Energieverlustgrad sind in **Tabelle 3-2.1** für drei Reynolds-Zahlen als Prozentwerte der jeweiligen Messgröße zusammengefasst:

Tabelle 3-2.1: Gegenüberstellung der analytischen und der experimentellen Messunsicherheit in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl

	Reynolds-Zahl der Abströmung x 10 ⁶					
	0.7		0.9		1.1	
	Rechnung	Messung	Rechnung	Messung	Rechnung	Messung
ΔU_{β_2} [%]	0.0040	0.4	0.0012	0.4	0.0030	0.4
ΔU_{ξ} [%]	4.4	2.0	2.8	1.9	1.0	1.8

Der prozentuale Einfluss des Fehlers des Abströmwinkels in **Tabelle 3-2.1** ist mit maximal 0.004% um eine Zehnerpotenz kleiner, als der tatsächliche aus den Wiederholungsmessungen bestimmte Fehler von β_2 .

Der mit Hilfe der Gesetze der Fehlerfortpflanzung bestimmte Fehler des Energieverlustgrads ist degressiv von der Abström-Reynoldszahl abhängig. Mit maximalen Werten von $U_\xi = \pm 2.2\%$ stimmt die Messunsicherheit recht gut mit der aus den Wiederholungsmessungen bestimmten Unsicherheit überein.

Neben der Messunsicherheit des Versuchsaufbaus bergen auch Form- und Lagetoleranzen der Versuchsschaufeln eine Unsicherheit bei der Verlustbestimmung. Da jede untersuchte Oberflächenstruktur der Turbinengitter durch sieben Schaufeln repräsentiert wird ist es möglich, den Einfluss der Form- und Lagetoleranzen resultierend aus der Fertigungstoleranz auf der Grundlage der gemessenen Einzelverluste zu bestimmen. Die Verlustdifferenzen zwischen Schaufeln einer Fertigungsgruppe betragen bis zu $\xi = 0.0003$. Dieser Wert ist durch Mehrfachmessungen reproduzierbar und liegt in gleicher Größenordnung wie der Messfehler der Versuchsanordnung. Zu den Form- und Lagetoleranzen zählen auch Abweichungen der Hinterkantendicke. Ihr Einfluss wird explizit in **Abschn. 3.2.4** untersucht und bei der Bestimmung des Verlusts in **Abschn. 5.2** berücksichtigt.

3.2.3 Überprüfung und Einstellung der Turbinen-Gitterströmung

Die Theorie der Nachlaufauswertung nach Amecke (1969) beruht auf der Annahme eines unendlichen ebenen Gitters mit vollkommen periodischer Abströmung. Die Messungen wurden jedoch mit sieben Schaufeln im Gitter durchgeführt.

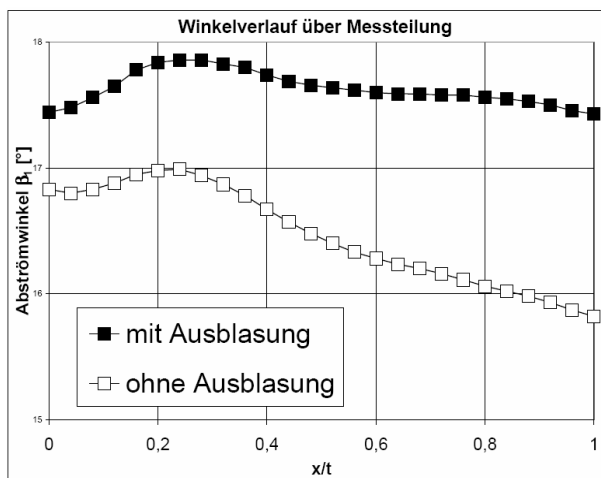


Bild 3-2.5: Abströmwinkelverlauf der Messschaufel mit und ohne Ausblasung

Aufgrund der endlichen Anzahl von Schaufeln kann die vollkommen periodische Abströmung nicht erreicht werden. Um dieser jedoch möglichst nahe zu kommen, wird mit Hilfe der druck- und saugseitige Führungswand des Strömungskanals (siehe **Bild 3-1.1**) der Abstand zur Vorderkante der ersten Schaufel im Gitter Abhängigkeit des eingestellten Betriebspunktes des Windkanals angepasst, so dass effektiv eine Ausblasung der Führungswand-Grenzschicht erzeugt wird und so eine maximale Winkeldifferenz von 0.1° zwischen saug- und druckseitiger isentroper Strömung im Nachlauf der mittleren (Mess-) Teilung erreicht wird (siehe **Bild 3-2.5**). Dies ent-

spricht der Messunsicherheit der Abströmwinkelmessung von $\pm 0.6^\circ$. Der Abströmwinkelverlauf über der mittleren (Mess-) Teilung des Gitters mit und ohne Ausblasung ist in **Bild 3-2.5** dargestellt. **Bild 3-2.6** zeigt schematisch das Turbinengitter mit zwei möglichen Endbegrenzungen (Führungswänden).

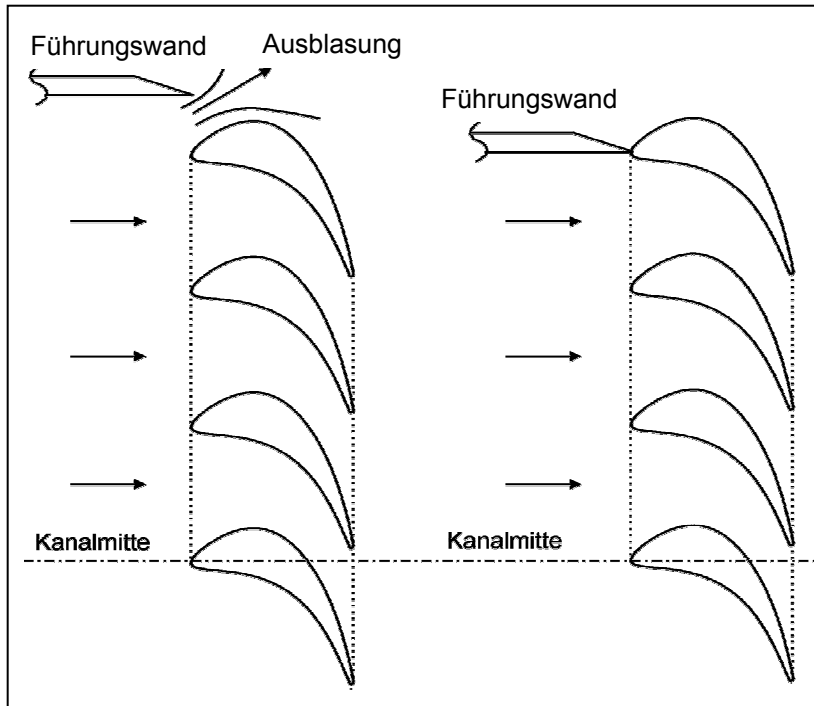


Bild 3-2.6: Ausblasung der Grenzschicht an der Kanal-Endbegrenzung (Führungswand)

In der Vergangenheit wurden die Führungswände im Staupunkt der Endschaufeln des Gitters positioniert.

Entsprechend dem Abströmwinkel und dem eingestellten axialen Abstand der Messebene von der Gitteraustrittsebene ist aufgrund der endlichen Länge der Linearführung die kontinuierliche Messung von 4 Teilungen des Gitters möglich. Vom Beginn des Gitters in saugseitiger Richtung kann der Nachlauf der zweiten bis fünften Schaufel kontinuierlich gemessen werden.

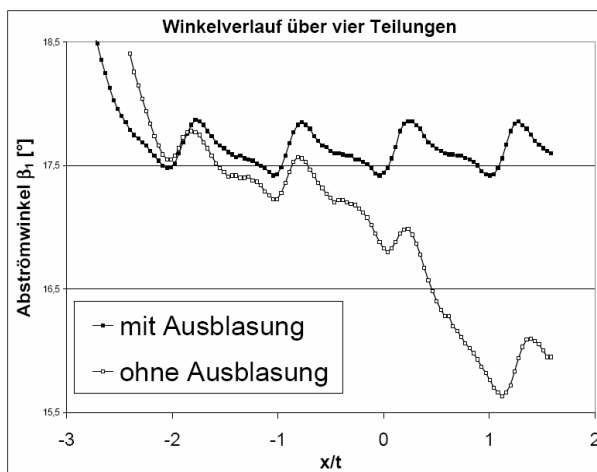


Bild 3-2.7: Abströmwinkelverlauf über vier Teilungen mit und ohne Ausblasung

Die Abströmwindeldifferenz in **Bild 3-2.7** zwischen der zweiten und fünften Schaufel beträgt 2.5° . Die Gitterabströmung weist damit eine unbefriedigende Periodizität auf. Zur Verbesserung der Abströmperiodizität wurde der Einfluss einer seitlichen Ausblasung (**Bild 3-2.6**) untersucht. Dazu werden die begrenzenden Führungswände des Gitters unabhängig voneinander in Umfangsrichtung parallel zur Gittereintrittsebene verschoben, so dass eine Grenzschichtausblasung realisiert wird. Die Verstellung der saug- und druckseitigen Seitenwand wurde in Schritten von 5 mm durchgeführt wonach jeweils die Gitterabströmung gemessen und im Hinblick auf Periodizität ausgewertet wurde.

Je weiter die druckseitige Seitenwand nach außen verschoben wird, desto größer wird der Abströmwinkel im Nachlauf der dritten bis fünften Schaufel in positiver X-Richtung. Eine Verschiebung der saugseitigen Führungswand nach außen führt dagegen zu einer Verkleinerung des Abströmwinkels im Nachlauf der zweiten Schaufel. Für jeden Anströmwinkel β_1 wird nun der Abströmwinkelverlauf gemessen und die Führungswände nach oben genanntem Prinzip so justiert, dass die Winkeldifferenz zwischen saug- und druckseitiger isentroper Strömung der Messschaufel $\Delta\beta$

$< 0.1^\circ$ ist (**Bild 3-2.5**) und eine periodische Abströmung über vier Schaufeln des Gitters erreicht wird (**Bild 3-2.7**).

Zur Bewertung des Einflusses der periodischen Gitterabströmung auf die reduzierten Kenngrößen wird der Verlust ξ und der Abströmwinkel β_2 für jede Schaufel des Gitters einzeln aus den kontinuierlich gemessenen lokalen Strömungsgrößen berechnet.

Das **Bild 3-2.8** zeigt den Vergleich der Kenngrößen β_2 und ξ mit und ohne Optimierung der Abströmperiodizität durch die Ausblasung. Mit optimierter Abströmperiodizität sinkt die systematische Winkelvariation von der zweiten bis zur fünften Schaufel des Gitters von 2.5° auf 0.3° . Der Abströmwinkel β_2 der Messschaufel (Schaufel 4) steigt mit Ausblasung um 0.5° . Der Vergleich der berechneten Verluste ξ in **Bild 3-2.8** zeigt mit Ausblasung eine größere maximale Streuung zwischen der zweiten und fünften Schaufel, insbesondere im Bereich der saugseitigen Führungswand steigt mit Ausblasung der Verlust stark an, weil hier dem Kontrollraum durch die Ausblasung Masse entnommen wird, die bei der Bilanzierung fehlt. Die Verlustdifferenz zwischen den drei mittleren Messschaufeln ($x/t = -1 \dots 1$) ist dagegen mit Ausblasung deutlich geringer und unabhängig von der x/t -Position der Nachlaufströmung.

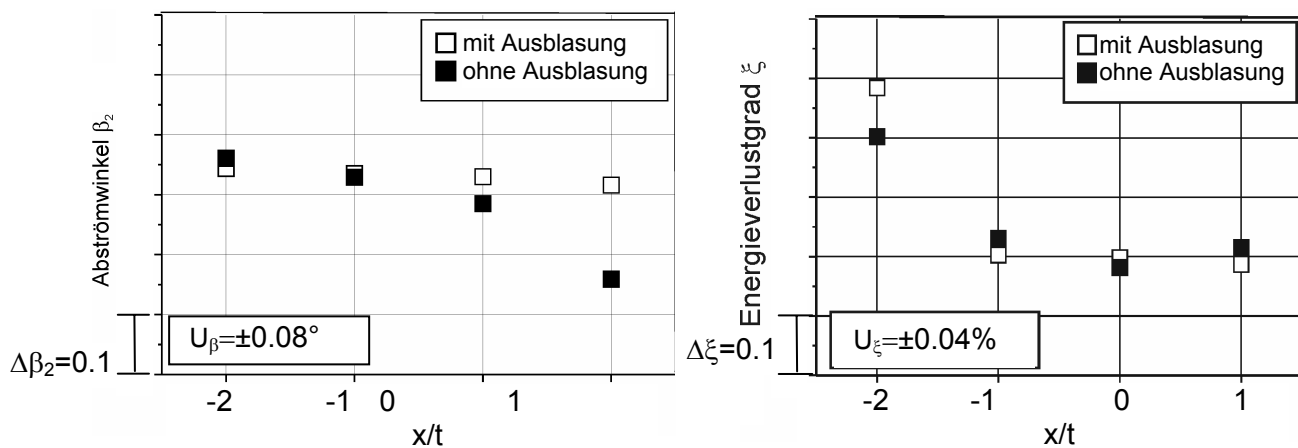


Bild 3-2.8: Energieverlustgrad- und Abströmwinkelbestimmung mit und ohne Ausblasung

3.2.4 Hinterkantenverlust der Turbinengitter

Der aus der Nachlaufströmung ermittelte Profilverlust ξ beinhaltet neben dem Oberflächenreibungsverlust auch den Hinterkantenverlust. Er entsteht aus der Wirbelbildung durch die Vermischung der saug- und druckseitigen Grenzschicht im Nachlauf und durch Strömungsablösung an der Hinterkante. Der Hinterkantenverlust steigt nach der Literatur Traupel (1988), David (1974) und Harbecke (2001) mit zunehmender Hinterkantendicke. Die zufällige Variation der Hinterkantendicke der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Turbinenschaufeln beträgt je nach Herstellungsprozess bis zu 80%- eine Dickenvariation innerhalb der jeweiligen Qualitäten ist vernachlässigbar-, was zu einer Verlusterhöhung von 13% aufgrund des Hinterkanteneffektes führt.

Für eine Aussage über die Wirkung der Oberflächenreibung auf den Verlust, muss der Effekt

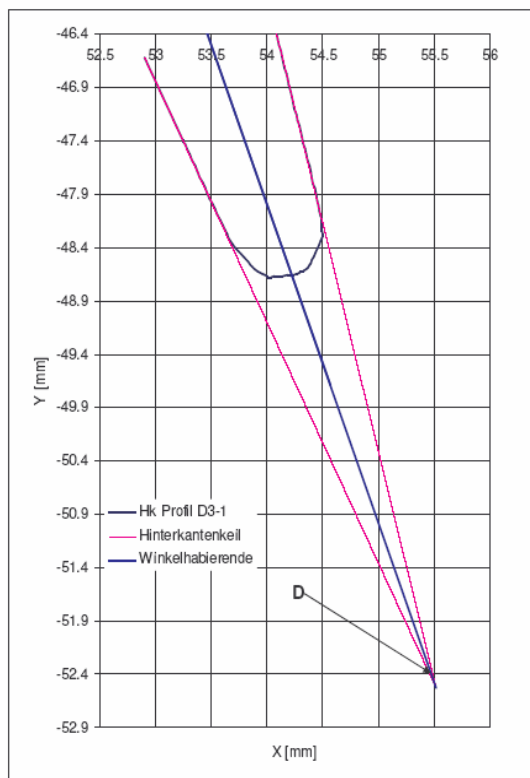
der Hinterkantendicke vom Gesamtverlust getrennt werden. Zur Abschätzung des Hinterkantenverlusts wird die lineare Beziehung von Traupel (1988) in der Form

$$\xi_{HK} = k \cdot \frac{\delta_{HK}}{t \cdot \sin \beta_2} \quad (3)$$

verwendet. Harbecke (2001) untersuchte den Einfluss der Hinterkantendicke auf den Verlust bei Turbinenschaufeln deren Hinterkantendicke kleinere und zufällige Variationen aufwies. Für die experimentelle Bestimmung des Faktors k wurden im Rahmen dieser Arbeit vier zusätzliche Schaufelsätze mit deterministisch unterschiedlichen Hinterkantendicken von $D_{HK} = 0.4 \dots 1.2$ mm bei identischer Profilform und Oberflächenbeschaffenheit hergestellt und der Verlust in Abhängigkeit der Hinterkantendicke bestimmt. Der Abströmwinkel β_2 wird bei der Nachlaufmessung präzise bestimmt, die Hinterkantendicke aus der Multi-Koordinatenmessung der Hinterkante. Die Steigung der Regressionsgeraden der Verlustkurve in Abhängigkeit der Hinterkantendicke liefert den empirischen Proportionalitätsfaktor k zur Berechnung des Hinterkantenverlustes. Die Profilform aller Schaufelprofile mit variiertem Hinterkantendicke ist identisch und die Dickenvariation beschränkt sich auf den Hinterkantenbereich des Profils.

Bestimmung der Hinterkantendicke aus 3D-Koordinatenmessungen

Die Hinterkante der untersuchten Schaufelprofile weist eine halbkreisrunde Form mit glattem Übergang in die Profilform auf, d.h. die Geradeabschnitte der Profilform (die Keilwinkelgeraden) gehen ohne Sprung der Konturtangente in das (Halb-) Kreissegment der Hinterkante über.



Zunächst wird der Hinterkantenkeilwinkel mit der zugehörigen Winkelhalbierenden konstruiert (**Bild 3-2.9a**). **Bild 3-2.9a**, zeigt für eine beispielhafte Hinterkante mit (links) und ohne (rechts) Formabweichung die Vorgehensweise bei der Bestimmung der Hinterkantendicke. Der betrachtete Formfehler stellt eine kleine konvexe Formabweichung auf der Druckseite dar. Die Dickenbestimmung erfolgt mit Hilfe eines vergrößerten Ausdruckes der Profilhinterkante, welcher aus den Geometrievermessungen des entsprechenden Profils stammt. Die Auswahl der Positionen, an denen die Abstände $\delta_{HK,1}$ und $\delta_{HK,2}$ bestimmt werden (orthogonal zur Winkelhalbierenden),

Bild 3-2.9a Bestimmung der Hinterkantendicke aus 3D-Koordinatenmessung

orientiert sich daran, an welcher Stelle der Hinterkante eine druckseitige bzw. saugseitige Ablösung der Strömung zu erwarten ist. Bei einer idealen kreisrunden Hinterkante entspricht diese Stelle dem Beginn des Kreissegments.

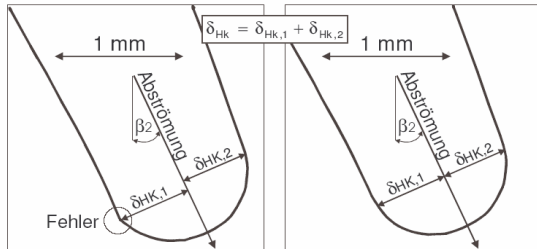


Bild 3-2.9b: Bestimmung der Hinterkantendicke aus 3D-Koordinatenmessung

Bei der im **Bild 3-2.9b** dargestellten Hinterkante mit Formabweichung, entspricht die „Kuppe“ der Stelle der erwarteten druckseitigen Ablösung. Die manuelle Ausmessung der Hinterkantendicke, ermöglicht eine individuelle Berücksichtigung der Hinterkantenform im Hinblick auf den davon abhängigen möglichen Ablösepunkt.

Der Fehler bei der Bestimmung der Hinterkantendicke, die von zwei unterschiedlichen Personen unabhängig durchgeführt wurde, ist 2% und systematischer Natur. Alle im Rahmen

dieser Arbeit verwendeten Hinterkantendicken wurden von einer Person bestimmt. Jede Hinterkantendicke wird durch drei Schaufeln repräsentiert. Die Hinterkantendicken sind in **Tabelle 3-2.2** zusammengefasst. **Bild 3-2.10** zeigt den Verlust in Abhängigkeit der Hinterkantendicke und deren lineare Regressionsgerade. Der hieraus berechnete Hinterkantenkoeffizient k hat den Wert $k = 0.12$ und liegt damit in guter Übereinstimmung mit den Werten von Harbecke (2001), der für Nennanströmung $k = 0.15$ fand.

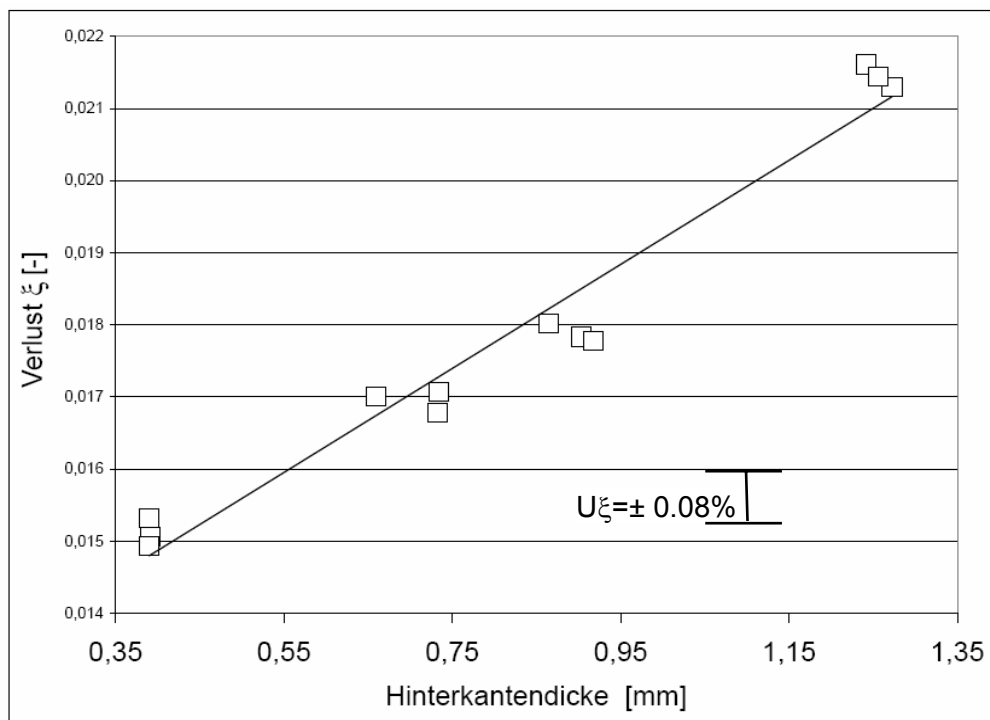


Bild 3-2.10: Verlust in Abhängigkeit der Hinterkantendicke

Tabelle 3-2.2: Hinterkantendicken zur Bestimmung des Hinterkanteneinflusses

Hinterkantendicke δ_{Hk} [mm]							
D1		D2		D3		D4	
D1-1	0,39	D2-1	0,66	D3-1	0,90	D4-1	1,27
D1-2	0,39	D2-2	0,73	D3-2	0,90	D4-2	1,24
D1-3	0,39	D2-3	0,73	D3-3	0,87	D4-3	1,26

Auf der Grundlage der Abschätzung des Hinterkantenverlusts nach Bild 3-2.10 wird er für jede Messung und jede Schaufel des Versuchsprogramms mit der entsprechenden nach Bild 3-2.9 gemessenen Hinterkantendicke berechnet und vom Verlust subtrahiert und in **Kapitel 5** diskutiert.

3.2.5 Grenzschichtmessungen

Neben dem durch den Hinterkanten-Effekt erzeugten Verlustanteil, trägt der Profilverlust – vorwiegend in der Profil-Grenzschicht erzeugt - wesentlich zum integralen Energieverlustgrad ξ bei. Für die Untersuchung der Rauheitswirkung der gefrästen Schaufeloberflächen werden aus den Grenzschichtprofilen der turbulenten Grenzschicht nahe der saugseitigen Hinterkante Erkenntnisse über den Grenzschichtzustand gewonnen und die Wandschubspannung bestimmt (s.u.). Die Wandschubspannung ist Eingangsgröße für die Berechnung Wandschubspannungs-Geschwindigkeit u_τ und des dimensionslosen Wandabstands y^+ .

Die Grenzschichtmessungen wurden mit Hilfe der Konstant-Temperatur-Anemometrie (CTA) an jeweils einer Schaufel jeder Qualität bei Nennanströmung $\beta_r=90^\circ$ und größter gemessener Re-Zahl, $Re = 1.14 \times 10^6$ durchgeführt. Dabei wurde die turbulente Profilhrenzschicht nahe der saugseitigen Hinterkante senkrecht zur Schaufeloberfläche mittels einer 1D-Grenzschicht-Hitzdrahtsonde traversiert und ein Geschwindigkeitsprofil in Abhängigkeit des Wandabstands erstellt.

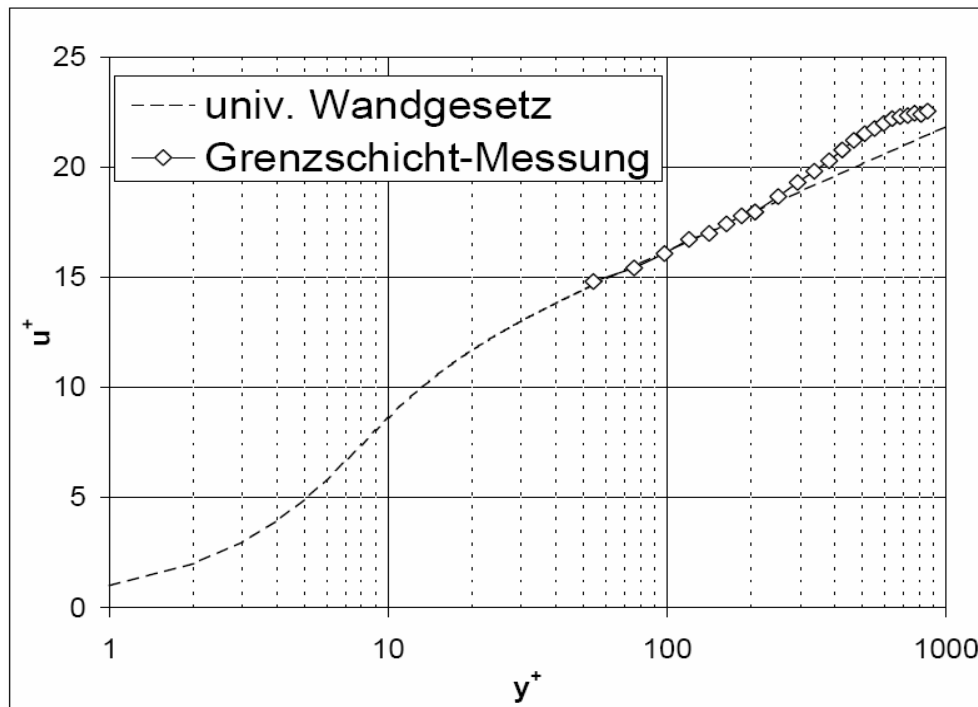


Bild 3-2.11: Dimensionsloses Grenzschichtprofil, angepasst an das universelle Wandgesetz

Die Schrittweite senkrecht zur Wand beträgt $50\ \mu\text{m}$. Dabei wird von der Außenströmung in Richtung Wand traversiert und bei elektrischem Kontakt des Hitzdrahtes mit der Wand der Wandabstand Null bestimmt. Nach dem Wandkontakt wird in umgekehrter Weise von der Wand weg traversiert und durch Mittelwertbildung das Geschwindigkeitsprofil der Grenzschicht ermittelt. Die wandnächste Position des Hitzdrahtes wird mit Hilfe eines Endoskops optisch überprüft, um eine fehlerhafte Wandabstandsbestimmung aufgrund von Schwingungen der Sonde zu vermeiden. Dazu wird ein Endoskop axial mit Hilfe einer Vorrichtung in den Strömungsquerschnitt eingeführt und die Optik mit einer Vergrößerung (Vergrößerungsfaktor 20) direkt auf den Hitzdraht ausgerichtet. Die genaue Lage der Hitzdrahtsonde in der Mitte des Fräszeilentals wird ebenfalls mit dem Endoskop genau eingestellt.

Nach der Umrechnung der Geschwindigkeitsverteilung in die Größen Wandabstand y^+ und Geschwindigkeit u^+ erfolgt die Anpassung an das universelle Wandgesetz nach Schlichting (1997) (siehe **Bild 3-2.11**). Bei der Berechnung von u^+ ist die Wandschubspannung zunächst unbekannt. Sie ergibt sich durch die Anpassung der Geschwindigkeitsverteilung an das Wandgesetz. Das universelle Wandgesetz besagt, dass fast alle turbulenten Strömungen bei hohen Reynolds-Zahlen eine dünne Wandschicht mit genau dieser Geschwindigkeitsverteilung aufweisen. Das ermöglicht nach Clauser (1956) eine gemessene Geschwindigkeitsverteilung im wandnahen Bereich an das Wandgesetz anzupassen und so die Wandschubspannung zu ermitteln.

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (4)$$

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\frac{\tau_W}{\rho}}} = \frac{u}{u_\tau} \quad (5)$$

Durch Justieren der Wandschubspannung τ_W wird das gemessene Grenzschichtprofil im Übergangsbereich bis $y^+ \leq 70$ an das universelle Wandgesetz angepasst und bis $y^+ = 1$ hinunter extrapoliert. Damit steht auch die Wandschubspannung fest und nach Rückrechnung des Grenzschichtprofils in dimensions-behaftete Größen werden aus der extrapolierten Geschwindigkeitsverteilung (siehe **Bild 3-2.12**) die Kenngrößen δ_1 , δ_2 und H_{12} (siehe **Ab-schn. 5.3**) durch Integration mit der Trapezregel nach Schlichting, 1997 berechnet.

$$\delta_1 = \frac{\int_{y=0}^{\infty} (U - u) \cdot dy}{U} \quad (\text{Verdrängungsdicke}) \quad (6)$$

$$\delta_2 = \frac{\int_{y=0}^{\infty} u \cdot (U - u) \cdot dy}{U^2} \quad (\text{Impulsverlustdicke}) \quad (7)$$

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2} \quad (\text{Formparameter}) \quad (8)$$

Verdrängungsdicke δ_1 gibt an, um welchen Betrag die Stromlinien der Außenströmung durch die Bildung der Grenzschicht nach außen verschoben werden. Die Impulsverlustdicke δ_2 ist ein Maß für den in der Grenzschicht aufgrund der Reibungswirkung weniger durchfließenden Impuls gegenüber der Außenströmung und damit für den von der turbulenten Grenzschicht generierten Profilverlust. Der Formparameter H_{12} ist ein Indikator für den Zustand turbulent / laminar der Grenzschicht und ein Maß für die Stabilität der Grenzschicht, bzw. deren Ablöse-neigung.

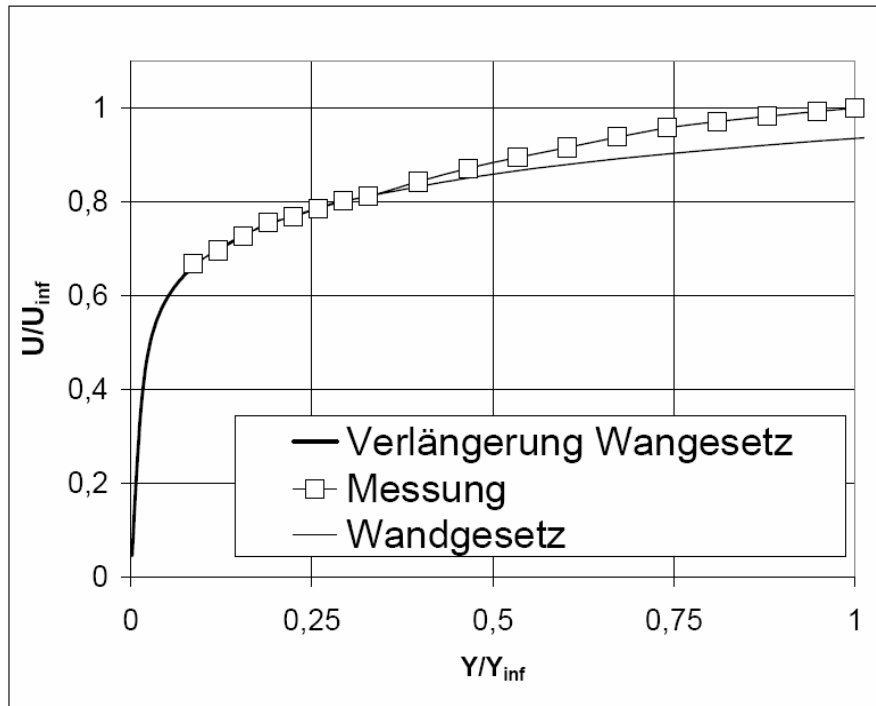


Bild 3-2.12: Berechnung der Grenzschicht-Kenngrößen aus dem zur Wand hin extrapolierten Grenzschichtprofil

3.2.6 Heißfilmmessungen

Während die Grenzschichttraversierungen und die daraus berechneten Kenngrößen die Grenzschicht an der Messstelle nahe der Hinterkante im Detail charakterisieren, liefern die Heißfilmmessungen Informationen über die Grenzschichtentwicklung auf der gesamten Saugseite bezüglich des Zustands laminar / turbulent. Weil nur die turbulente Grenzschicht wesentlich zum Profilverlust beiträgt, steht der turbulente Anteil der Grenzschichtlänge auf der Saugseite in direktem Zusammenhang mit der Höhe des Profilverlusts. Ziel der Heißfilmmessungen ist die Bestimmung des Umschlagpunkts laminar / turbulent bei starker Fehlanströmung bzw. der Änderung des turbulenten Anteils der Grenzschichtlänge in Abhängigkeit des Anströmwinkels. Alle Heißfilmmessungen wurden mit der Referenzqualität des jeweiligen Gitters durchgeführt.

Der Heißfilm wurde über die gesamte Lauflänge der Schaufel aufgeklebt (siehe **Bild 3-2.13**). Insgesamt sind 78 Sensoren gleichmäßig auf der gesamten Oberfläche angeordnet. Die 156 Leitungen werden in zwei radial im Schaufelblatt angeordneten Bohrungen zum Schaufelfuß geführt. Für die Messungen wurden 24 ausgewählte Sensoren auf der Saugseite verwendet. Das instationäre Heißfilmsignal jedes Sensors wurde mit einer Abtastfrequenz von 50 kHz mittels CTA aufgezeichnet. Bei der Aufbereitung des Rohsignals wurde mit der Ruhespannung normiert und die Strömungstemperatur in Form einer Temperaturkorrektur berücksichtigt. Das aufbereitete instationäre Signal diente zur Berechnung der statistischen Größen Varianz und Schiefe, deren Verlauf Rückschlüsse auf die Grenzschichtentwicklung zulässt. Die Schiefe ist ein Maß für die Asymmetrie einer Verteilung im Vergleich zur symmetrischen Normalverteilung. Der Beginn der Transition ist gekennzeichnet ansteigende Werte der

Varianz in Verbindung mit von Null auf positive Werte steigender Schiefe. Der Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung ist charakterisiert durch eine maximale Verteilung der Varianz. In diesem Bereich wechselt die Schiefe das Vorzeichen von positiven auf negative Werte. Zurück auf Null gehende Werte der Schiefe bei nahezu konstanten Werten der Varianz deuten eine voll-turbulente Grenzschichtströmung, bzw. abgeschlossene Transition an.

Bild 3-2.14 und **Bild 3-2.15** zeigen den gemessenen Verlauf der Varianz bzw. der Schiefe über der axialen Sehnenlänge. Der Beginn der Transition wird durch den Bereich ansteigender Varianz und Schiefe beschrieben. Ausschließlich bei stark druckseitiger Inzidenz von $\beta_1 = 50^\circ$ und mittlerer bzw. höchster Reynolds-Zahl kann eine Verschiebung des Beginns der Transition stromaufwärts von ca. $S / S_{ax} = 0.70$ auf 0.65 bzw. 0.55 beobachtet werden. Im Zentrum der Transition hat die Varianz ihre größte Verteilung und die Schiefe wechselt das Vorzeichen. Das Ende der Transition, bzw. der Beginn der vollturbulenten Grenzschicht ist charakterisiert durch auf Null zurückgehende Werte der Schiefe bei $S / S_{ax} = 0.86$ bei $\beta_1 = 50^\circ$ und höchster Reynolds-Zahl - bei allen übrigen Randbedingungen bei $S / S_{ax} = 0.92$.

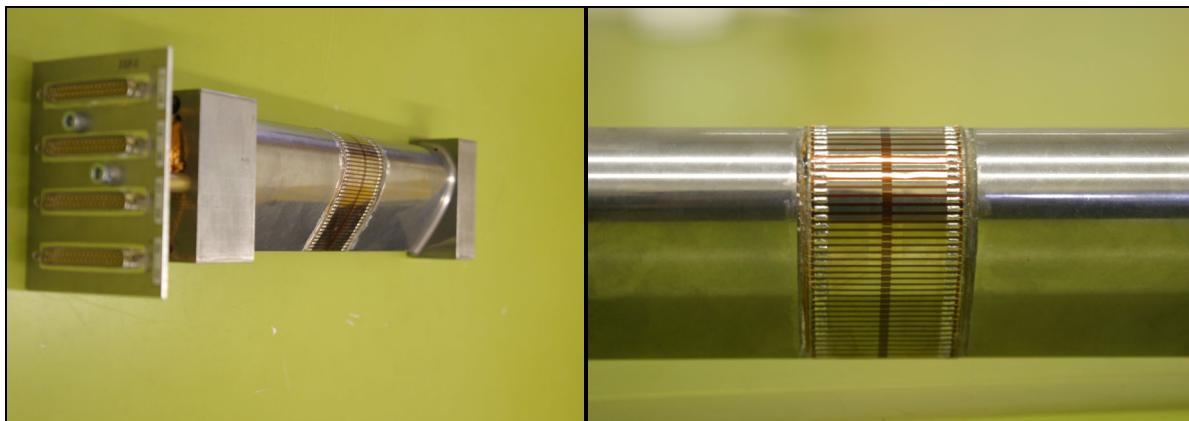


Bild 3-2.13: Applikation der Heißfilmsensoren auf der Turbinenschaufel

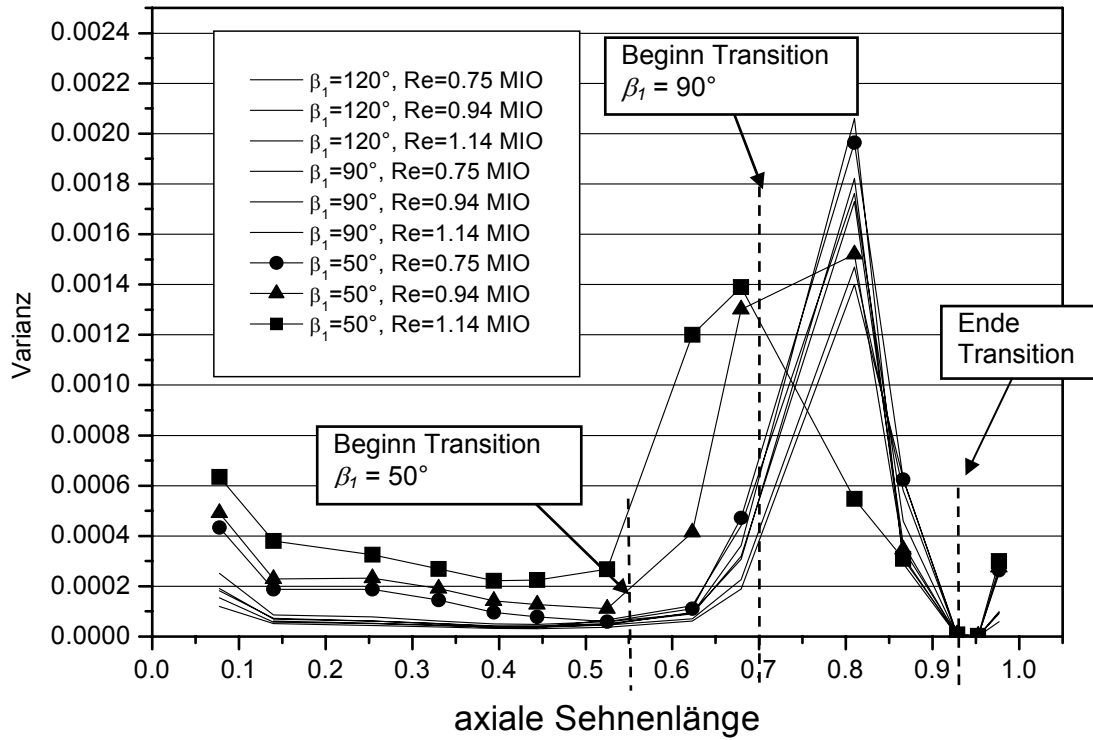


Bild 3-2.14: Varianzverteilung bei $\beta_1 = 90^\circ$ und $Re = 1.1 \times 10^6$

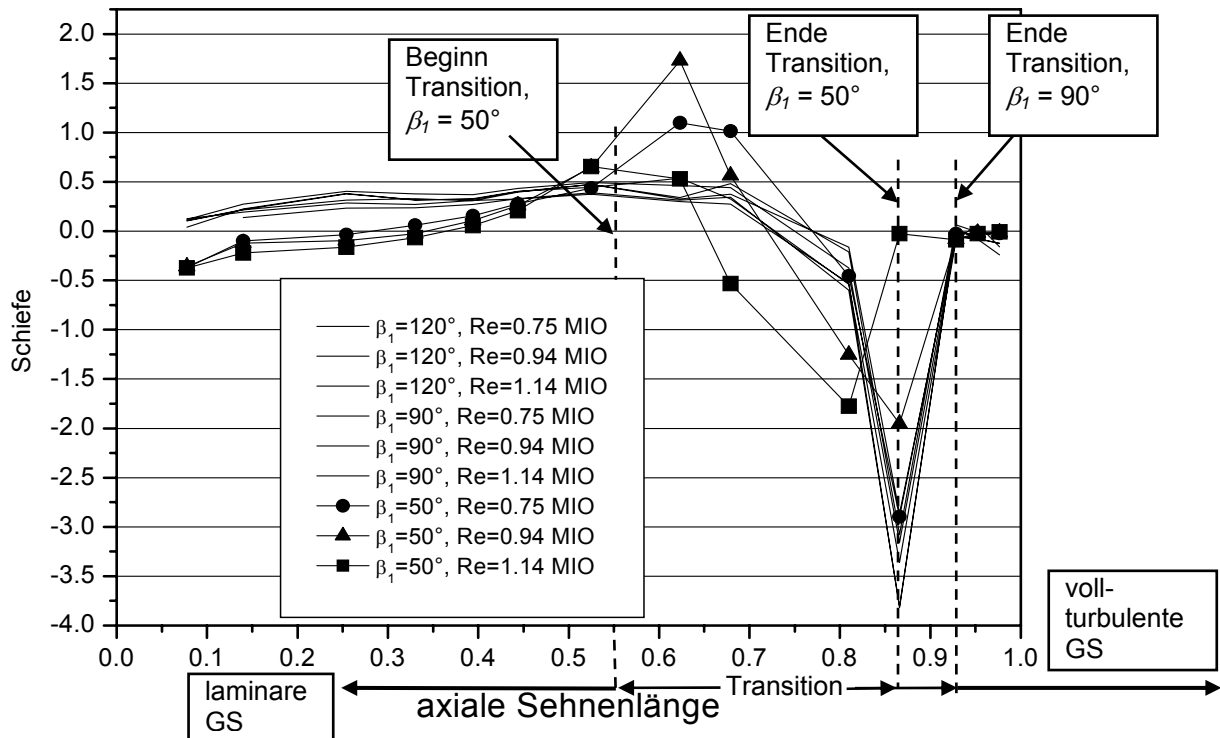


Bild 3-2.15: Schiefeverteilung bei $\beta_1 = 90^\circ$ und $Re = 1.1 \times 10^6$

3.3 Versuchsaufbau Verdichter

Da die im Nachlauf der Schaufel gemessenen Totaldruckdifferenzen zwischen glatter und rauher Schaufeloberfläche sehr klein sind, wird bei der Untersuchung des Einflusses der Fräsrauheit auf den Profilverlust des Verdichtergitters eine andere Messmethodik im Vergleich zu den Turbinenuntersuchungen verwendet. Während bei der Turbinenuntersuchung für jede Schaufel mit ihrer spezifischen Oberflächengüte ein Verlustbeiwert mit Hilfe der Nachlauf-Traversierung ermittelt wird und dann die absoluten Verluste verglichen werden, um so eine relative Verlustdifferenz zu ermitteln, sind die Schaufeln des Verdichtergitters in der Mitte der Schaufelhöhe geteilt. Eine Schaufelhälfte stellt die (hydraulisch) glatte Referenzoberfläche dar, die andere Schaufelhälfte ist die Probe mit der zu untersuchenden Eigenschaft. Im Nachlauf dieses Schaufelpaares ist die Doppelkeilsonde angeordnet, deren Messebenen 40% und 60% der Schaufelhöhe betragen. So ist eine Keilsonde im Nachlauf der glatten, und eine im Nachlauf der rauhen Schaufelhälfte positioniert. Beide Keilsonden sind gemeinsam auf der Schwenkarm-Traverse auf der gleichen Umfangsposition angeordnet und werden analog zu den Turbinengitteruntersuchungen (siehe **Abschn. 3.1**) gleichzeitig in Richtung der Teilung (X-Richtung, siehe **Bild 3-1.1**) durch den Nachlauf traversiert. Der Abströmwinkel α_2 wird über die beiden statischen Druckbohrungen auf den beiden Keilflächen der Sonde analog zu den Turbinenuntersuchungen mit einem Toleranzband der Messgenauigkeit von $\pm 0.08^\circ$ bestimmt.

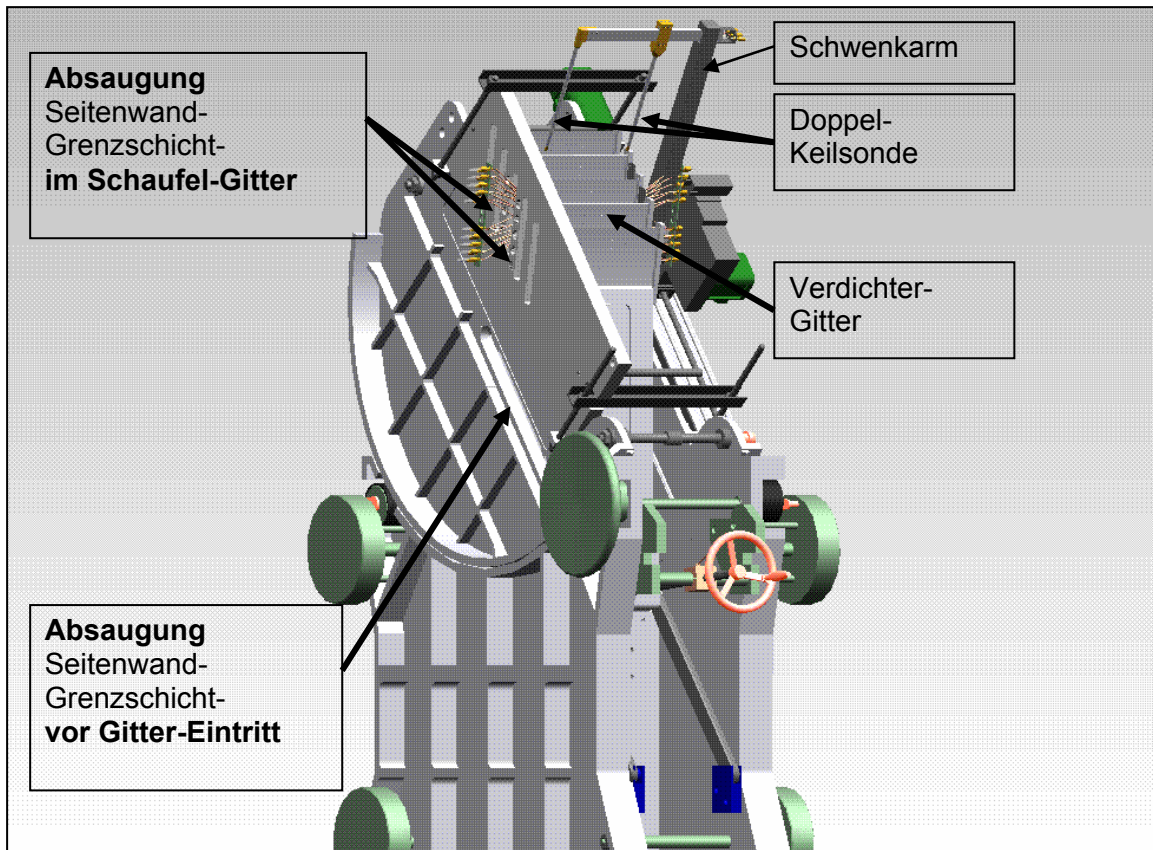


Bild 3-3.1: Aufbau Verdichtergitter und Grenzschichtabsaugung

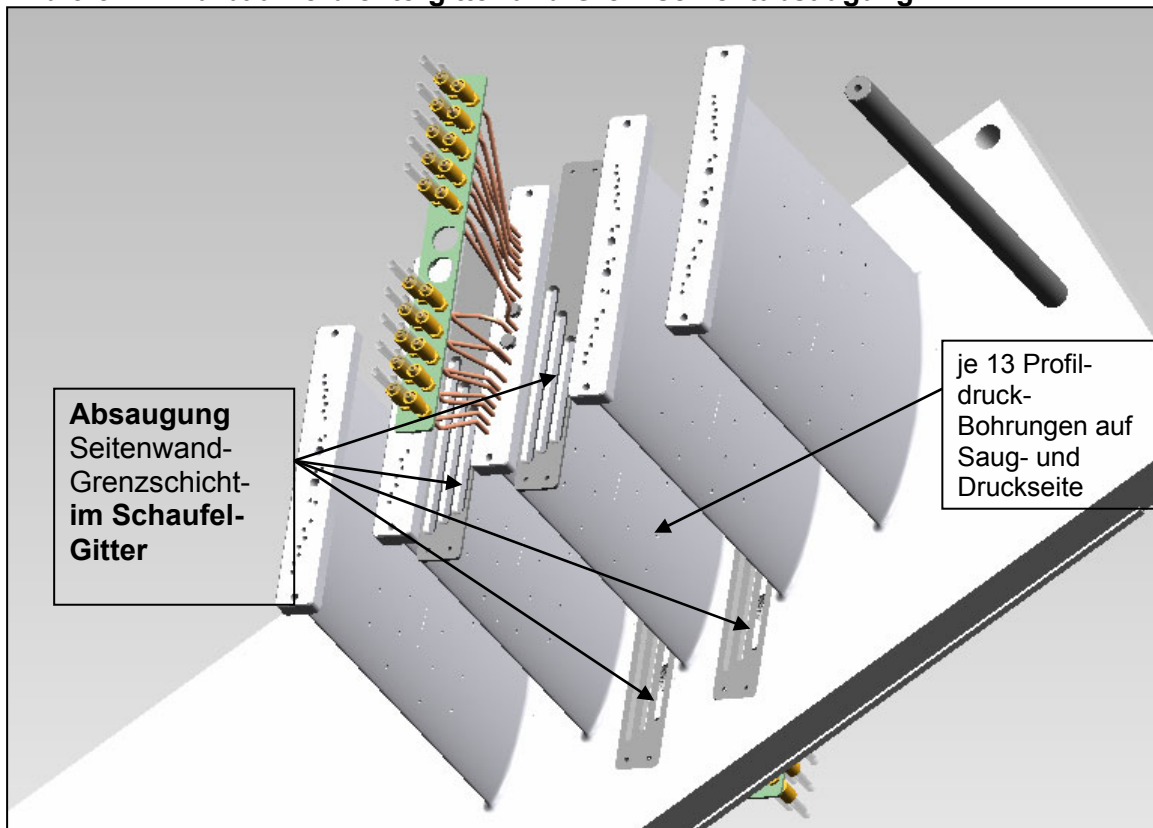


Bild 3-3.2: Verdichtergitter mit Grenzschichtabsaugung und Profildruck-Bohrungen

Tabelle 3-3.1 Messgrößen der Nachlaufmessung

Messgrößen der Nachlaufmessung			
Bezeichnung	Beschreibung	Erfassung	Abweichung
x	Traversierkoordinate parallel zur Gitteraustrittsebene	Digitale Sondensteuerung mit Schrittmotor	$\pm 0.0125 \text{ mm}$
$T_{t,x}$	Totaltemperatur in der Anströmung	Thermoelement	$\pm 0.125^\circ\text{C}$
p_{Umg}	Umgebungsdruck	Quecksilberbarometer	$\pm 7.85 \text{ Pa}$
$(p_{\text{Umg}} - p_{t1})_x$	Totaldruck am Eintritt an der Traversierpos. x	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 350 \text{ mbar}$	$\pm 0.029\%$ von Mb
$(p_{\text{Umg}} - p_{s1})_x$	statischer Druck am Eintritt an der Traversierpos. x	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 350 \text{ mbar}$	$\pm 0.029\%$ von Mb
$(p_{\text{Umg}} - p_{t2,\text{glatt}})_x$	Totaldruck im Nachlauf an der Traversierpos. x	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 350 \text{ mbar}$	$\pm 0.029\%$ von Mb
$(p_{t2,\text{rau}} - p_{t2,\text{glatt}})_x$	Totaldruck-Differenz glatt / rau im Nachlauf	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 70 \text{ mbar}$	$\pm 0.025\%$ von Mb
$(p_{\text{Umg}} - p_{s2,\text{glatt}})_x$	statischer Druck im Nachlauf der glatten Schaufelhälfte an der Traversierpos. x	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 70 \text{ mbar}$	$\pm 0.025\%$ von Mb
$(p_{\text{Umg}} - p_{s2,\text{rau}})_x$	statischer Druck im Nachlauf der rauhen Schaufelhälfte an der Traversierpos. x	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 70 \text{ mbar}$	$\pm 0.025\%$ von Mb
$(\Delta p_{s,\text{glatt}})_x$	statischer Differenzdruck zur Winkelbestimmung der glatten Hälfte	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 37 \text{ mbar}$	$\pm 0.016\%$ von Mb
$(\Delta p_{s,\text{rau}})_x$	statischer Differenzdruck zur Winkelbestimmung der rauhen Hälfte	piezoresistiv, Differenzdruck, Messbereich (Mb) = $\pm 37 \text{ mbar}$	$\pm 0.016\%$ von Mb

Unter Anwendung der Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie werden die Strömungswerte in der homogenen Abströmung nach Amecke, 1967 bestimmt. Aus der homogenen Abströmung werden die integralen Größen Totaldruckverlust-Beiwert und Abströmwinkel der Schaufelgitterströmung bestimmt (siehe auch **Abschn. 3.1.2, 3.2, 3.3.2**).

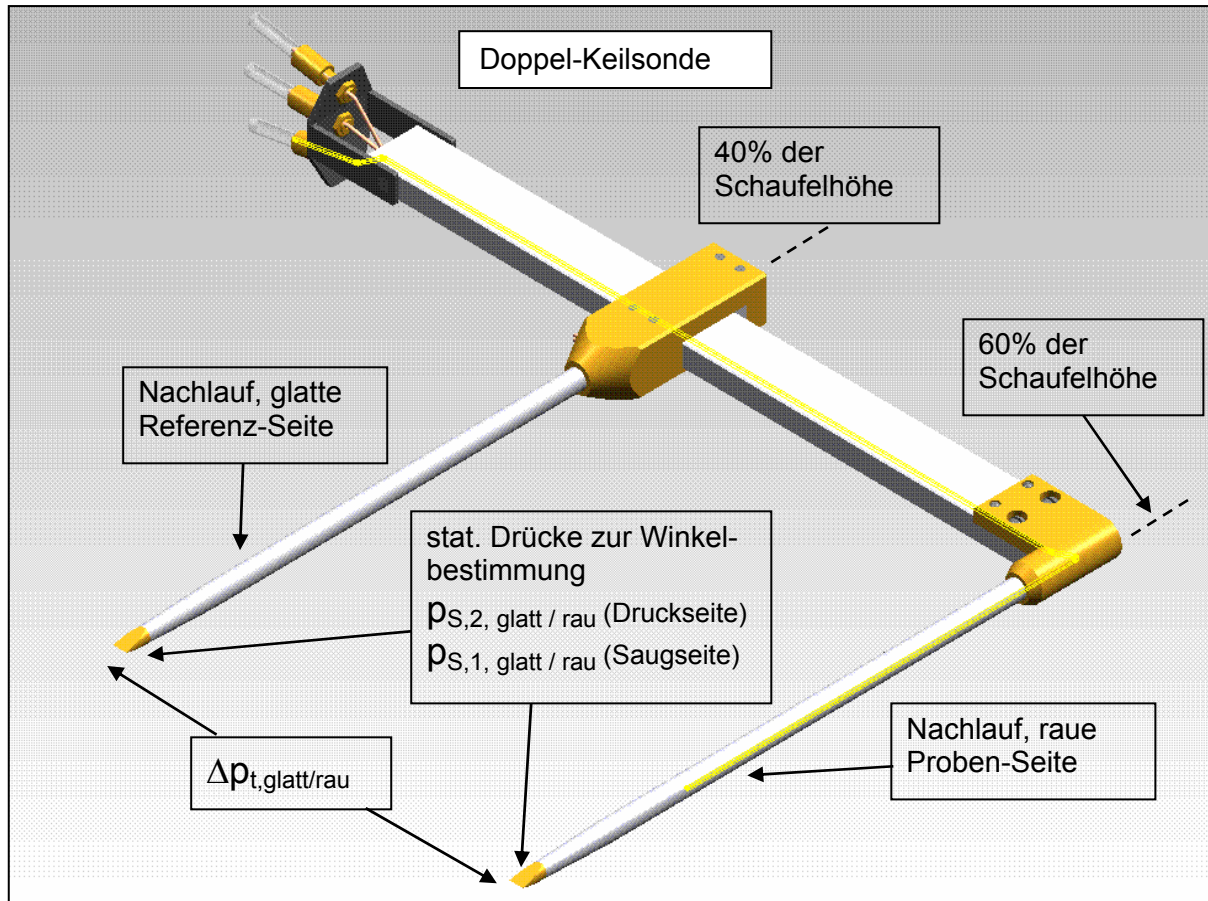


Bild 3-3.3: Doppel-Keilsonde mit je zwei statischen und einer Totaldruckbohrung

Der Totaldruckverlustbeiwert der glatten Schaufelhälfte ω_g :

$$\omega_g = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_{s1}} \quad (9)$$

wird für die glatte Referenzschaufelhälfte aus den integralen Größen der homogenen Abströmung ermittelt. Die Totaldruckverlustdifferenz $\Delta\omega$ zwischen der glatten und der rauhen Schaufelhälfte wird nun über die Totaldruckdifferenz der beiden Keilsonden bestimmt. Dies hat den Vorteil, dass der absolute Wert der gemessenen Druckdifferenz klein ist und ein Druckaufnehmer mit einem dementsprechend kleineren Messbereich und damit höherer Messgenauigkeit verwendet werden kann. Weiterhin wird bei diesem Messkonzept bei jeder Einzelmessung eine neue Referenzmessung der glatten Referenzschaufelhälfte durchgeführt. Beispielhaft sind in **Bild 3-3.4** Totaldruckverläufe von P1 ($R_z = 21 \mu\text{m}$) und P3 ($R_z = 36 \mu\text{m}$) aus VP-1 (**Tabelle 4-2.2** und **Abschn. 6.1**) im Nachlauf mit den dazugehörigen Totaldruckdifferenzen zur hydraulisch glatten Referenz gezeigt. Die Bezeichnung VP-1 steht für „Versuchspaket 1 von 6“, siehe Abschn. 4.2.

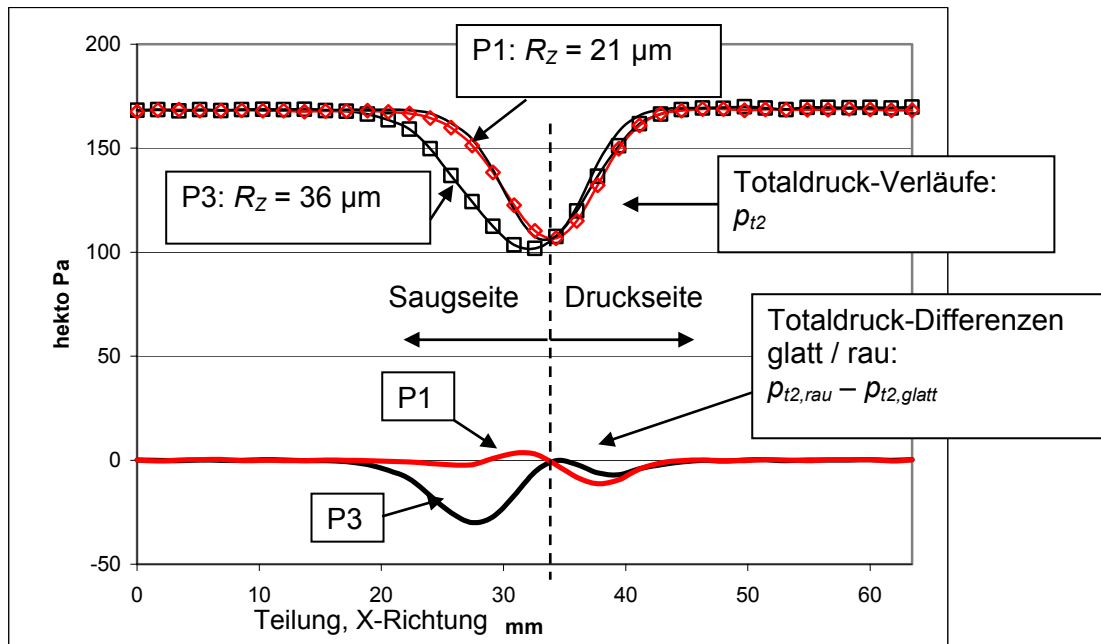


Bild 3-3.4: Totaldruckverläufe im Nachlauf des Verdichtergitters (Schaufeln P1, P3 und Referenz)

Der Verlustanstieg bzw. der Zusatztotaldruckverlustbeiwert $\Delta\omega$ der rauen Schaufelhälfte gegenüber der Referenzschaufelhälfte zur Bestimmung des Rauheitseinflusses ist demnach wie folgt definiert:

$$\Delta\omega = \frac{p_{t2,rau} - p_{t2,glatt}}{p_{t1} - p_{s1}} \quad (10)$$

Aus der Addition des Totaldruckverlustbeiwertes der glatten Schaufelhälfte mit dem Zusatztotaldruckverlustbeiwert $\Delta\omega$ ergibt sich der Totaldruckverlustbeiwert ω_r der rauen Schaufelhälfte:

$$\omega_r = \omega_g + \Delta\omega \quad (11)$$

Da in Schaufelhöhenrichtung auftretende Totaldruckdifferenzen im Nachlauf der Messschaufel die Messergebnisse verfälschen würden, werden für jeden der 9 Betriebspunkte Nachlaufmessungen mit zwei glatten Referenzschaufelhälften durchgeführt. Die so gemessenen Totaldruckdifferenzen zwischen den beiden glatten Referenzschaufelhälften geben die Inhomogenitäten der Totaldruckverteilung wieder, die durch den Kanal erzeugt werden. Um diesen systematischen Fehler zu berücksichtigen, werden die Ergebnisse der Messungen an der rauen Schaufelhälfte für jeden Betriebspunkt um diese Totaldruckdifferenz bereinigt.

3.3.1 Verdichtergitter

Das Verdichtergitter repräsentiert den Mittenschnitt einer hochbelasteten Hochdruckverdichterstufe in Bliskbauweise eines Flugtriebwerks. Das Profil wurde im Bereich der Vorderkante modifiziert, um eine Verminderung der saugseitigen Saugspitze nahe der Vorderkante zu erzielen und so Überschalleffekte im Gitterwindkanal zu mindern. In **Tabelle 3-5.1** sind die Kenngrößen des Verdichtergitters zusammengefasst. **Bild 3-5.1** zeigt das Verdichtergitter in der S1-Ebene mit den Gitterkenngrößen.

Tabelle 3-3.2: Gitter – und Profilkennzahlen des Verdichtergitters

Symbol	Größe	Wert
Ma_1	Machzahl der Anströmung	0.56
Ma_2	Machzahl der Abströmung	0.40
α_1	Anströmwinkel	146°
α_2	Abströmwinkel	119.5
α_U	Umlenkung	26.5°
β_{St}	Staffelungswinkel	126°
C	Sehnenlänge	140 mm
C_{ax}	axiale Sehnenlänge	111.96 mm
t	Teilung	60 mm
L_{profil}	saugseitige Profillänge	143.5 mm

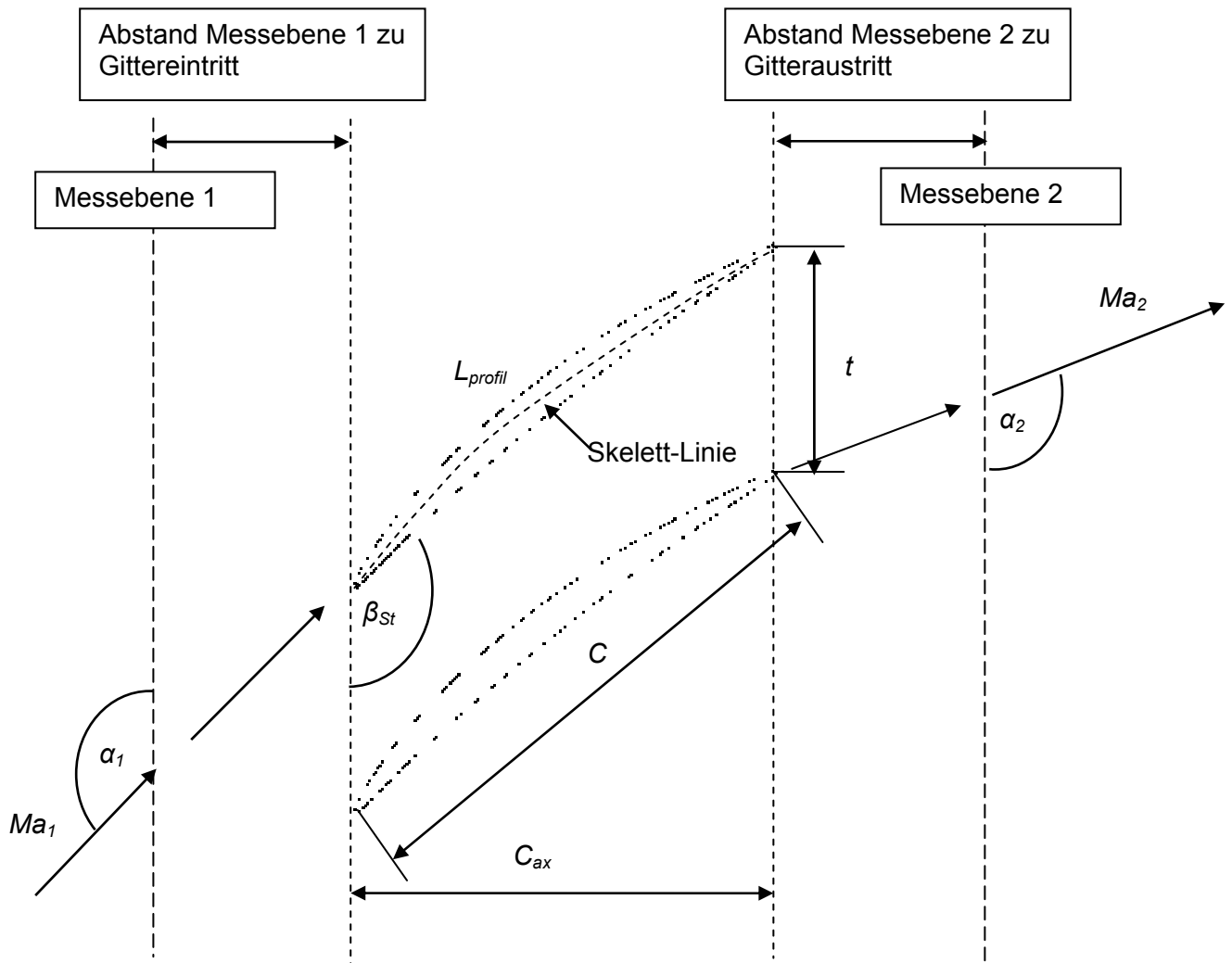


Bild 3-3.5: S1-Ebene des Verdichtergitters: Definition der Gitterkenngrößen

3.3.2 Messgenauigkeit

Analog zur Bestimmung der Messgenauigkeit in **Abschn. 3.2.2** wird der Messfehler der Verlustdifferenzmessung $\Delta\omega$ auf der Grundlage von Wiederholungsmessungen (**Bild 3-3.5**) und der Student-t-Verteilung bestimmt. Dazu wurde an jedem Tag die Referenzschaufelpaarung bei identischen Strömungsbedingungen vermessen. Bei einem Vertrauensintervall von 98% beträgt das Band der Messunsicherheit $\Delta\omega_u = \pm 0.001$.

Bei der angewandten Messmethodik ist die Messschaufel in der Mitte des Gitters in Richtung der Schaufelhöhe als geteilte Schaufel angeordnet. Die zu wechselnde Probe stellt demnach eine Schaufelhälfte dar, während die Referenzschaufelhälfte immer im Kanal verbleibt. In die Verlustbestimmung geht die Totaldruckdifferenz zwischen zu wechselnder Probe und Referenzschaufelhälfte (siehe **Abschn. 3.3**) im Nachlauf ein. Für alle Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wird die Totaldruck-Verlustdifferenz $\Delta\omega$ bezogen auf den Verlust der Referenzschaufelhälfte betrachtet. Die Oberfläche der Referenzschaufelpaarung ist poliert und hydraulisch glatt mit einer Oberflächenrauheit von $Ra = 0.2 \mu\text{m}$.

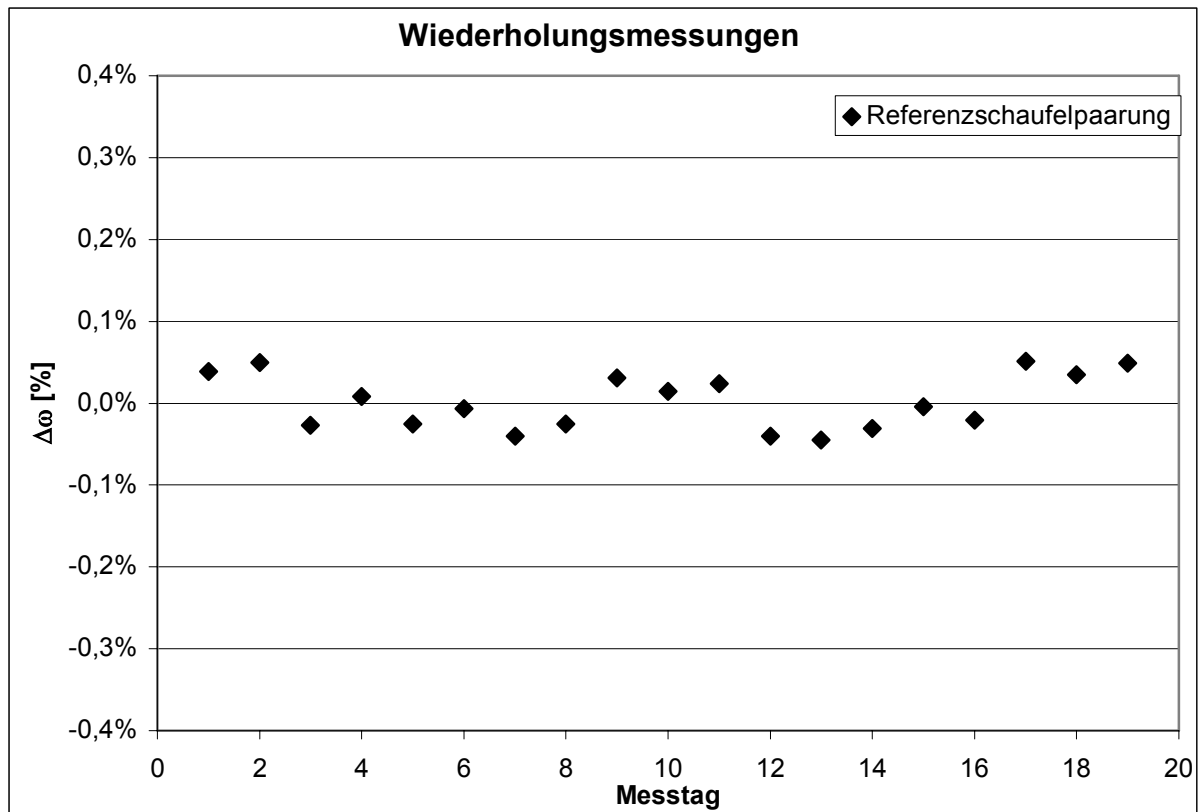


Bild 3-3.6: Wiederholungsmessungen mit der Referenzschaufelpaarung

In **Bild 3-3.7** ist der absolute Verlust ω beider Schaufelhälften und deren Verlustdifferenz $\Delta\omega$ dargestellt. Die beiden Reihen mit gefüllten Symbolen stellen die Absolutwerte des Verlusts für beide Schaufelhälften in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl dar. Die Reihe mit dreieckigen Symbolen repräsentiert die Verlustdifferenz $\Delta\omega$ zwischen Referenz- und Probenseite. Die durch eine Gerade mit der Steigung nahezu null angenäherte Verlustdifferenz verdeutlicht deren systematischen Charakter bezüglich ihrer Reynoldszahl-Abhängigkeit. Subtrahiert man deren Mittelwert, erhält man die Reihe mit Kreuzen, nahe der Nulllinie, was den Erwartungen bezüglich der Verlustdifferenz bei zwei identischen, glatten Schaufelhälften entspricht.

Damit ist die Vorgehensweise für die Versuchspakete VP-1 bis VP-5 skizziert: Bei jedem Betriebspunkt der Versuchsmatrix, bzw. allen Permutationen von Reynolds-Zahl und Anströmwinkel wird die Referenzschaufel-Paarung vermessen und die Ergebnisse um die erhaltene Verlustdifferenz bereinigt.

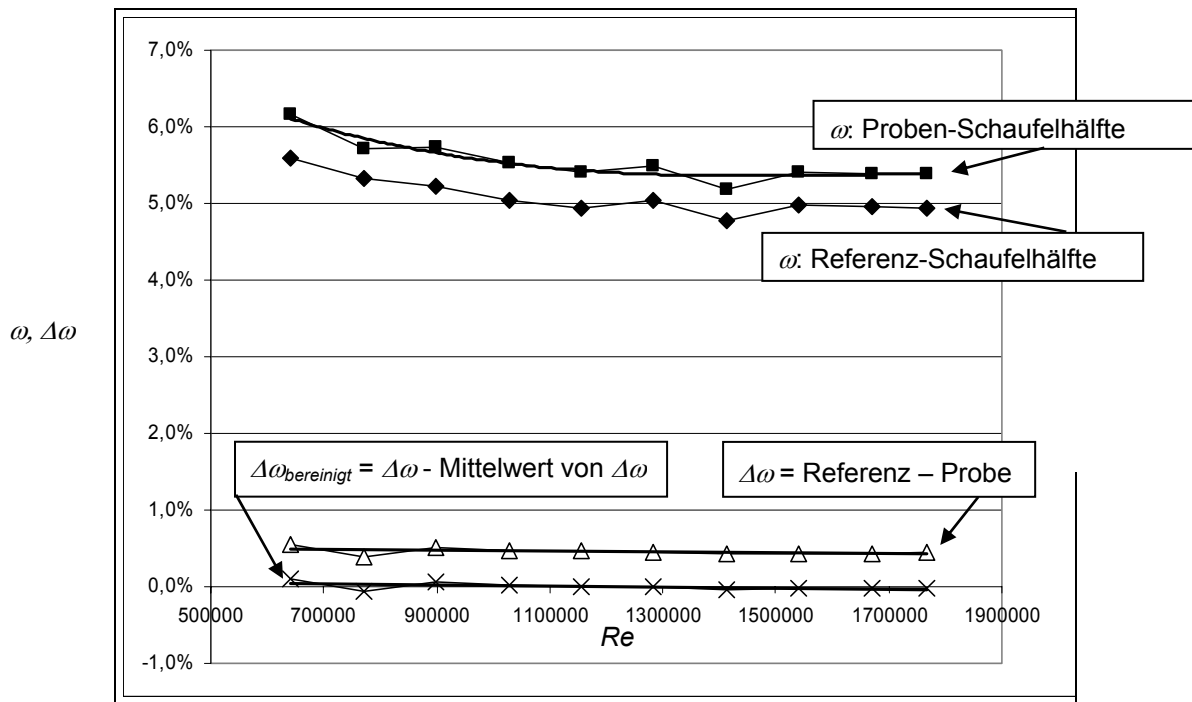


Bild 3-3.7: Verlustverhalten (ω und $\Delta\omega$ über Re) der Referenzschaufelpaarung bei Nennanströmung ($\alpha_1 = 146^\circ$ und $Re = 1.8 \times 10^6$)

Bild 3-3.7 zeigt das Reynolds-Zahlabhängige Verlustverhalten des hydraulisch glatten Verdichterprofils. Der Verlust sinkt mit zunehmender Reynolds-Zahl aufgrund einer dünner werdenden Grenzschicht. Die Verlustdifferenz hingegen ist nach der angewendeten Bereinigung konstant null über dem gesamten Reynoldszahl-Bereich.

3.3.3 Überprüfung und Einstellung der Verdichter-Gitterströmung

Aufgrund des Konzepts der geteilten Messschaufel hat die Versuchsschaufel bei einer Kanalbreite von 240 mm eine Höhe in radialer Richtung von 120 mm. Der radiale Abstand in Schaufelhöhe der beiden Keilsonden beträgt 46 mm, der jeweilige Abstand der Sonden von der Seitenwand beträgt 97 mm. Damit der Stromfaden, der die jeweilige Profilloberfläche (glatt/rau) umströmt auch die jeweilige Sonde anströmt und keine Quer- und damit Überströmungen auf die jeweils benachbarte Schaufelhälfte stattfindet, erfordert die Messmethode eine hinreichend zweidimensional ausgeprägte Profilmströmung ohne Strömungsanteil in Schaufelhöhenrichtung. Die Sicherstellung der Zwei-Dimensionalität ist umso wichtiger, als die Umströmung eines Verdichterprofils im Vergleich zur Turbine, aufgrund des positiven Druckgradienten in axialer Richtung des Schaufelkanals, wesentlich dickere Seitenwandgrenzschicht bzw. stärkere Sekundärströmungen erzeugt, die zu einer Verengung des Strömungsquerschnitts führen mit einer entsprechenden Geschwindigkeitserhöhung. Diese Querschnittsveränderung bewirkt Dichteänderungen und lässt sich mit dem Stromdichteverhältnis AVDR („Axial Velocity Density Ratio“) ausdrücken (siehe **Bild 3-3.10**) und beschreibt die Diffusor-Wirkung des Gitters:

$$AVDR = \frac{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \sin \alpha_2}{\rho_1 \cdot w_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (12)$$

Das Stromdichteverhältnis ändert sich mit der aerodynamischen Belastung und deren Einfluss auf die Grenzschichtentwicklung. Während bei Turbinengittern $AVDR < 1$ aufgrund der beschleunigten Seitenwandgrenzschicht gilt, ist bei Verdichtergittern $AVDR > 1$. Da das Verlustmodell zur Bestimmung von $\Delta\omega$ den Totaldruckabfall im Nachlauf auf den Staudruck in der Zuströmung bezieht (siehe **Abschn. 3.3**), muss $AVDR$ in allen Betriebspunkten gleich sein und nahe eins. Dies wird bei den vorliegenden Messungen durch den Einsatz einer geeigneten Grenzschichtabsaugungsanlage erreicht. Durch Regelung des abgesaugten Luftmassenstroms wird das Stromdichteverhältnis auf den entsprechenden Betriebspunkt eingestellt. Dazu sind in der Seitenwand des Strömungsgitters Schlitze angebracht, die die impulsarme Grenzschicht absaugen. Die Absaugeschlitze befinden sich druck- und saugseitig der mittleren Schaufel (**Bild 3-3.2**). Zusätzlich wird vor dem Gittereintritt die an der Seitenwand in der Einlaufstrecke entstandene Grenzschicht abgesaugt (**Bild 3-3.9**), die in Voruntersuchungen auf eine Dicke von $\delta_{99} = 17 \text{ mm}$ - gemessen ohne Strömungsgitter - bestimmt wurde.

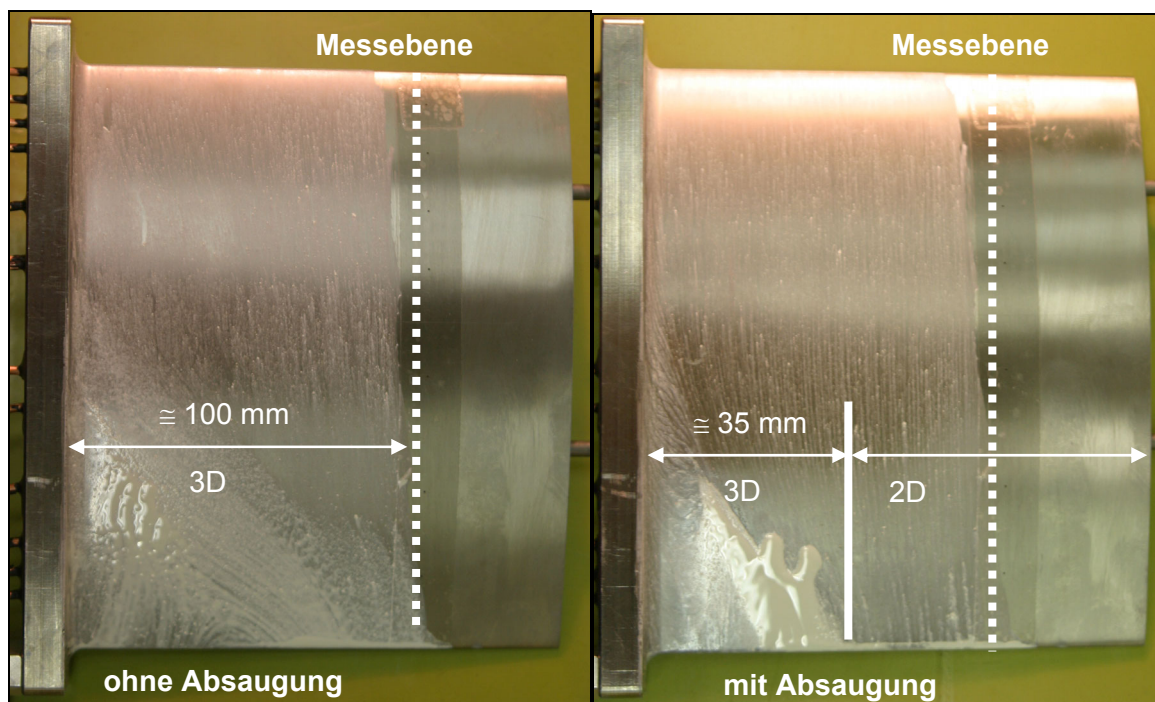


Bild 3-3.8: Verminderung der Sekundärströmungsanteile in Schaufelhöhenrichtung durch die Grenzschichtabsaugung

Bild 3-3.8 zeigen Ölstrichbilder des Verdichtergitters bei Nennanströmung und höchster Reynolds-Zahl von $Re = 1.8 \times 10^6$ ohne und mit Grenzschichtabsaugung. Während der dreidimensionale radiale Strömungsanteil ohne Grenzschichtabsaugung 100 mm beträgt,

sind es mit Grenzschichtabsaugung nur noch 35 mm in Schaufelhöhenrichtung, gemessen von der Seitenwand. Die Sonden befinden sich somit im Nachlauf der vollständig zweidimensionalen Schaufelumströmung.

Während das beschriebene Konzept der Grenzschichtabsaugung die Zwei-Dimensionalität der Verdichtergitterströmung in Schaufelhöhen-Richtung sicherstellt, wird die Periodizität der Gitterströmung in Umfangsrichtung, also von Schaufel zu Schaufel durch so genannte Tailboards eingestellt. Diese befinden sich als Verlängerung der ersten, bzw. letzten Schaufel des Gitters in deren Nachlauf und sind bezüglich ihres Staffelungswinkels einstellbar. Zur Überprüfung der mit den Tailboards eingestellten Periodizität der Strömung in der S1-Ebene druck- und saugseitig der Messschaufel besitzen die drei mittleren Schaufeln des Gitters, also die Messschaufel und deren druck- und saugseitige Nachbarschaufeln Profildruckbohrungen. Die mittlere Messschaufel besitzt Druckbohrungen auf Druck- und Saugseite, die saugseitige Nachbarschaufel solche auf der Druckseite und die druckseitige Nachbarschaufel auf der Saugseite. Die Tailboards werden nun so eingestellt, dass die Profildruckverteilungen der Nachbarschaufeln mit denjenigen der Messschaufel übereinstimmen. So ist sichergestellt, dass die Kanalströmung druck- und saugseitig der Messschaufel gemäß der Theorie des ebenen Gitters vergleichbar ist.

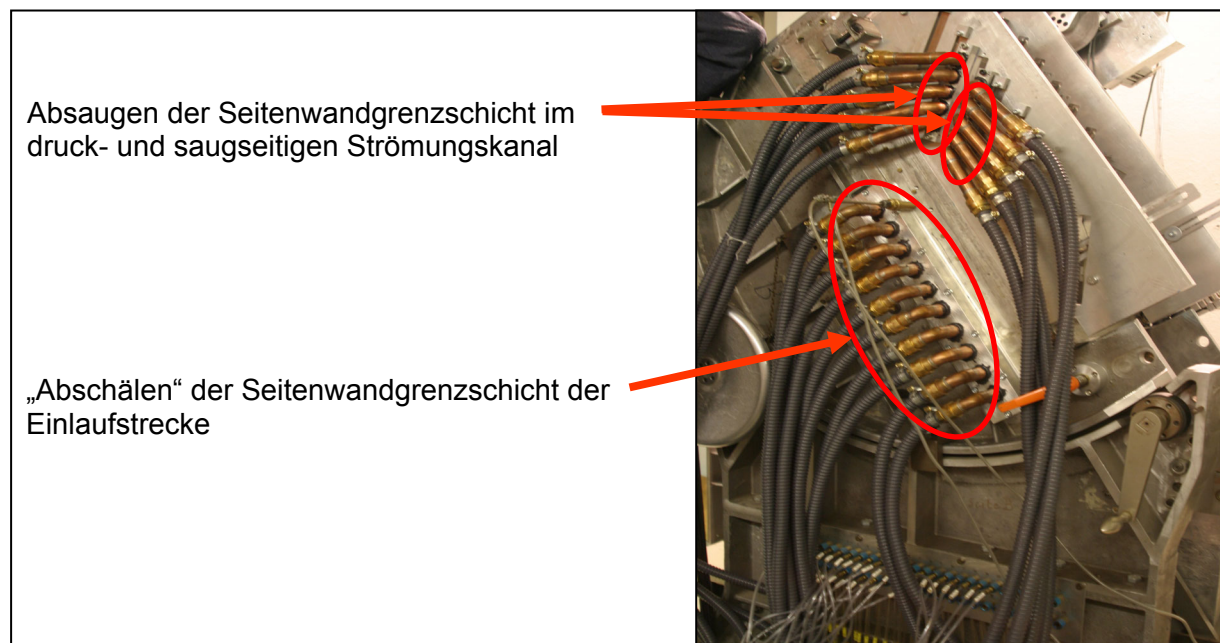


Bild 3-3.9: Installation der Grenzschichtabsaugungen vor und im Strömungsgitter

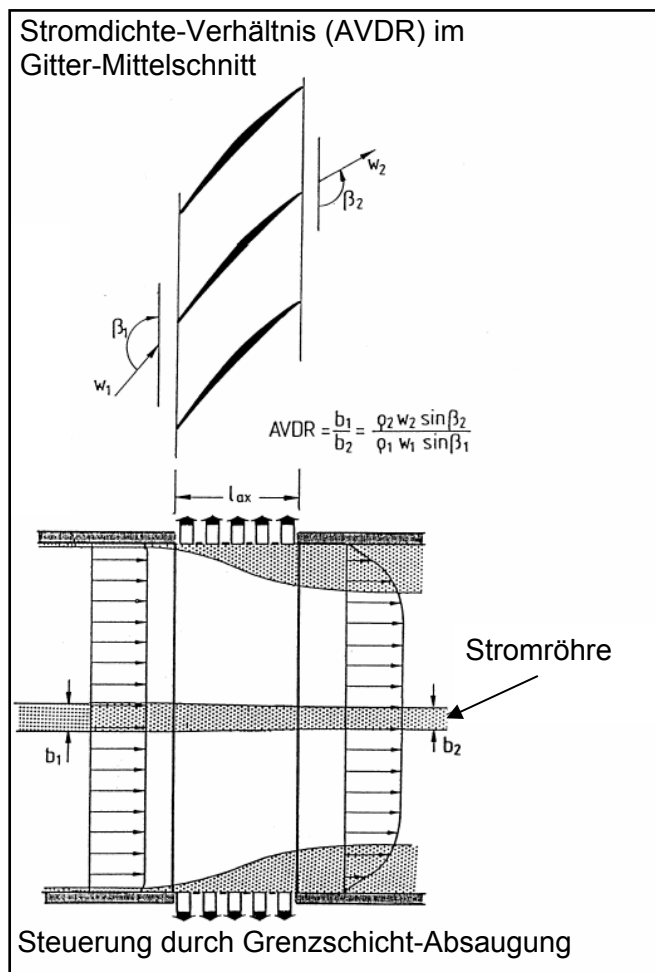


Bild 3-3.10: Verengung des Kanals durch anwachsende Seitenwand-Grenzschichten, aus Schreiber (2003)

3.3.4 Profildruckverteilung des Verdichtergitters

Zur Analyse der Profilmströmung und zur Kalibrierung der numerischen Profil- und Grenzschichtrechnungen (Oehlert (2005)) wird für die Referenzschaufeln die Profildruckverteilung gemessen. Dazu sind auf Saug- und Druckseite und an der Hinterkante 13 statische Profildruckbohrungen angebracht (**Bild 3-3.11**). Aus den Werten der statischen Profildrücke werden die isentrope Machzahl- und der dimensionslose Druckbeiwert c_p

$$c_{P,x} = \frac{p_{s,x} - p_{s,1}}{p_{t,1} - p_{s,1}} \quad (13)$$

bestimmt und über der axialen Sehnenlänge aufgetragen. Dabei wird nach Schlichting (1997) der statische Druck der Strömung am Grenzschichttrand der Grenzschicht selbst aufgeprägt und an den statischen Druckbohrungen auf der Schaufeloberfläche gemessen. Unter der Annahme einer verlustfreien und zweidimensionalen Schaufelumströmung wird

dann mit dem Totaldruck der Anströmung die isentrope Machzahlverteilung der Schaufelumströmung bestimmt.

$$Ma_{is,x} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{t,1}}{p_{s,x}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (14)$$

Folgende Differenzdrücke werden zur Bestimmung der isentropen Machzahl und des dimensionslosen Druckbeiwertes verwendet:

$p_{s,x} - p_{s,1}$ örtliche Differenz der statischen Drücke zwischen Schaufeloberfläche und Anströmung

$p_{t,1} - p_{s,1}$ Staudruck der Anströmung

Bild 3-3.12 zeigt die isentrope Machzahlverteilung des Verdichtergitters, berechnet aus der experimentell bestimmten Profildruckverteilung. Die druckseitige Fehlanströmung mit $\alpha_1 = 149^\circ$ führt zu einer starken Beschleunigung bei einer axialen Position von $x / L_{ax} = 0.01$ mit

$Ma_{is} = 1.1$.

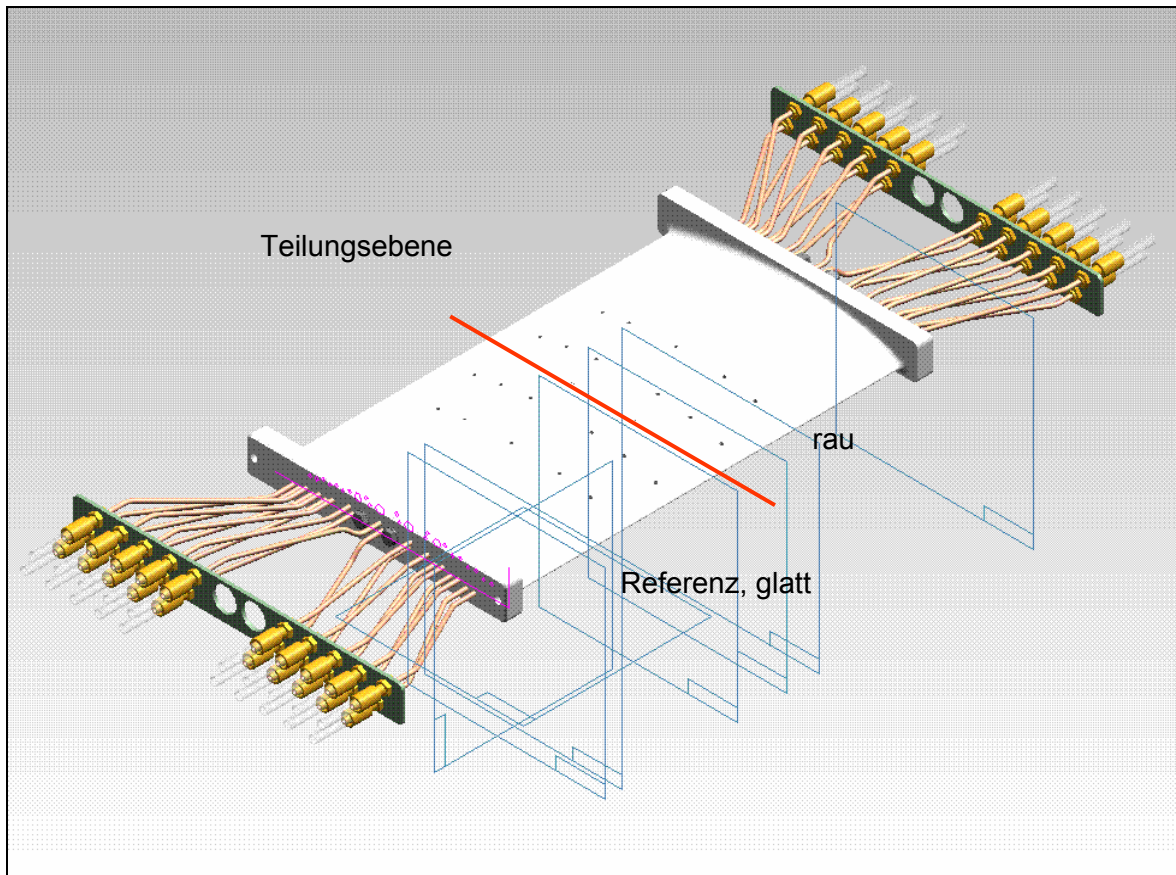


Bild 3-3.11: Geteilte Verdichterschaufel mit 13 Profildruckbohrungen pro Schaufelhälfte

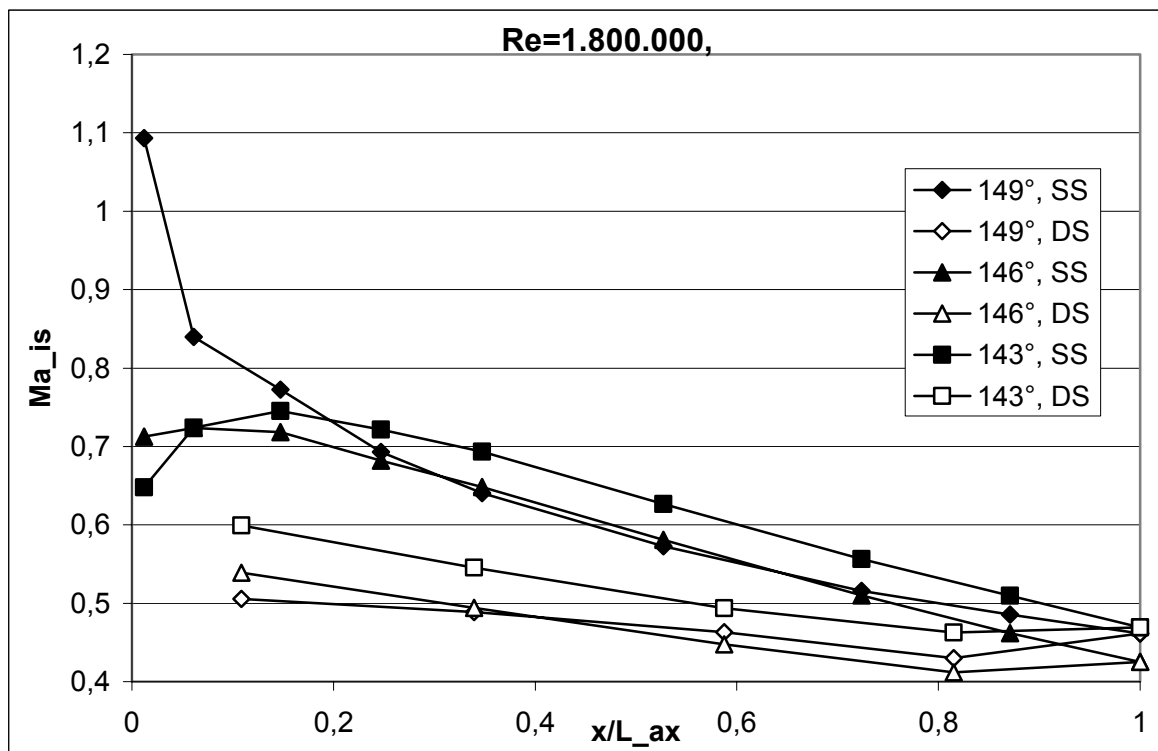


Bild 3-3.12: Machzahlverteilung entlang der geteilten Messschaufel mit Profildruckbohrungen und Doppel-Keilsonde

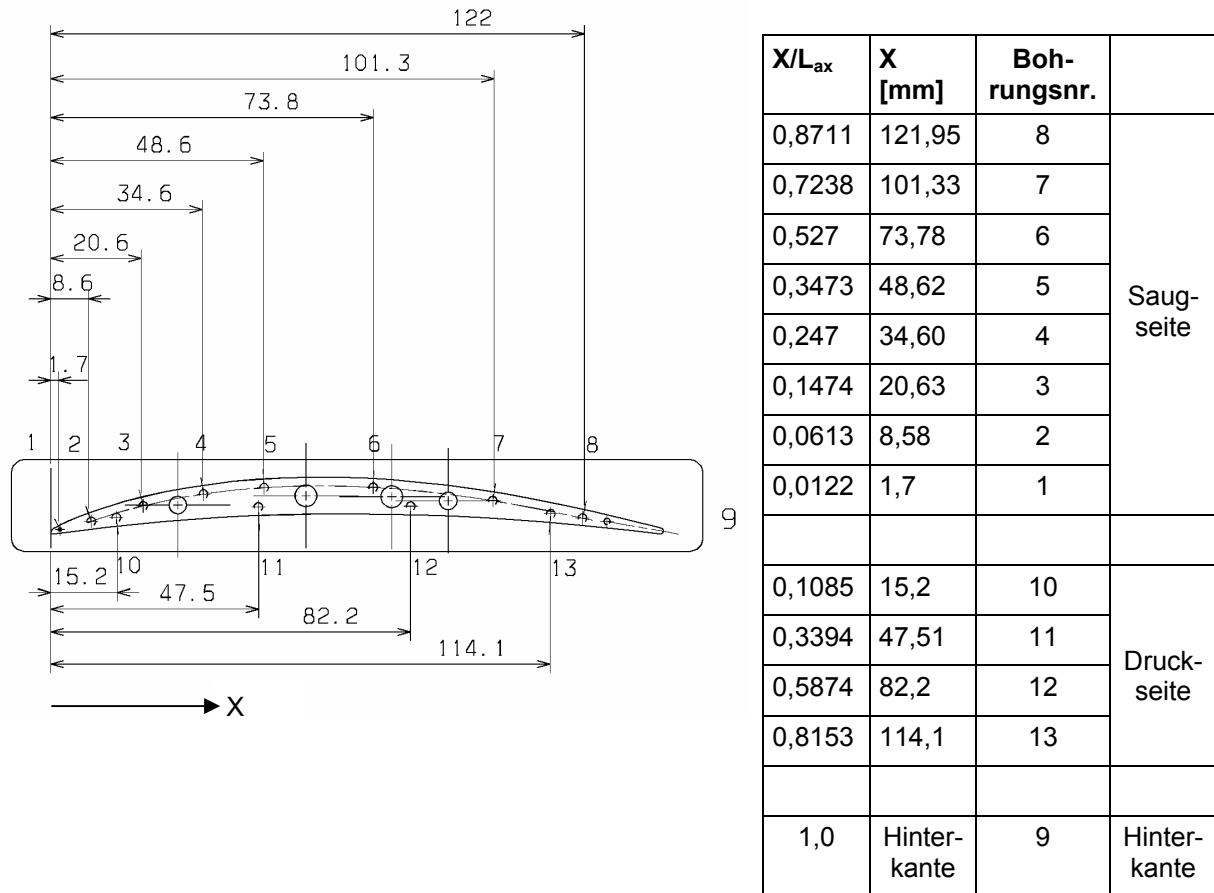


Bild 3-3.13 Anordnung der Profildruck-Bohrungen

3.4 Rauheitsmessungen

Sowohl die Rauheitskenngrößen in Hauptströmungsrichtung als auch die Fräszeilenbreite und -höhe wurden mit Hilfe taktiler Tastschnittmessungen in und quer zur Vorschubrichtung bestimmt. Während die Rauheitskenngrößen aus dem gefilterten Signal nach ISO 4287 ausgewertet werden, dient das ausgerichtete, jedoch ungefilterte Rohsignal zur Bestimmung der Fräszeilenhöhe und -breite. Die Messungen in Zeilenrichtung werden jeweils im Fräszeilentall durchgeführt. Auf Saug- und Druckseite wurden je Schaufel 36 Einzelmessungen an sechs Messstellen zur Mittelwertbildung in und quer zur Vorschubrichtung durchgeführt (siehe Bild 3-4.1).

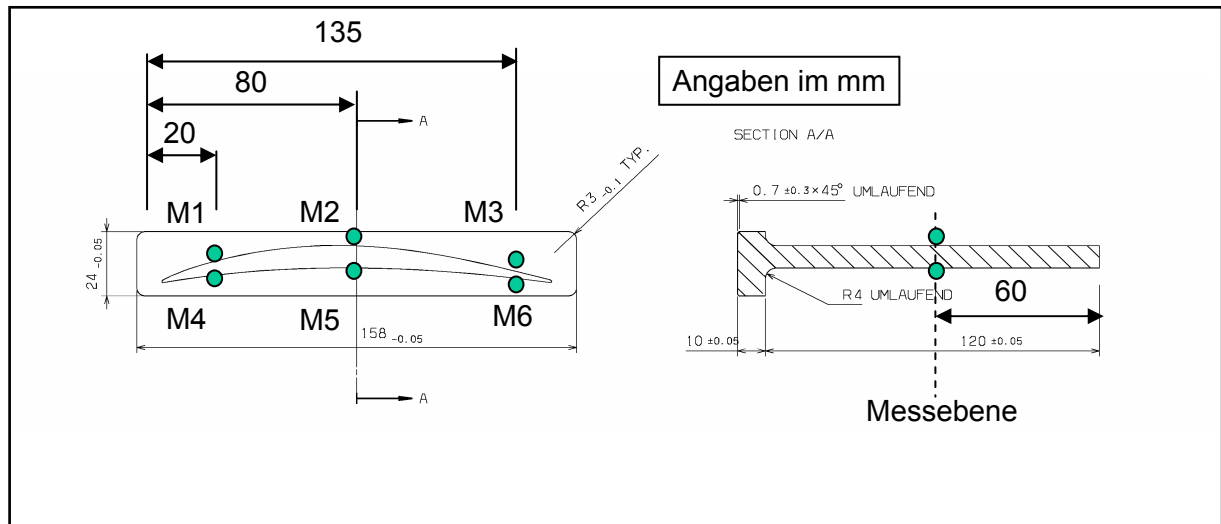


Bild 3-4.1: Messstellen der Rauheit und der Frässtruktur

4 Versuchsprogramm und untersuchte Rauheitsstrukturen

Die vorliegende Arbeit untersucht den Einfluss der Fräsrauheit zweier Turbinengitter und eines Verdichtergitters auf den Verlust. Für die Erzeugung der Turbinenschaufeloberflächen werden die Fräsparameter systematisch mit dem Ziel variiert, Fertigungszeit- und Kosten zu verringern. Beide Turbinengitter bestehen aus je fünf unterschiedlichen Fertigungsqualitäten mit unterschiedlichen Oberflächenrauheiten und Welligkeiten in Bezug auf die Mikro- und Makrostruktur der Schaufeloberfläche. Jede Fräsrauheit wird wiederum durch je fünf, innerhalb der Fertigungstoleranz als identisch zu bezeichnende Einzelschaufeln repräsentiert. Verlustdifferenzen innerhalb einer Fertigungsqualität werden durch Mittelwertbildung der Verluste innerhalb einer Fertigungsqualität bei der Beurteilung des Rauheitseinflusses berücksichtigt. Der Einfluss der Hinterkantendicke wird gesondert untersucht (**Abschn. 3.2.4**).

Das Versuchsprogramm des Verdichtergitters enthält neben der Untersuchung des Einflusses der Fräsparameter auf den Verlust auch die Untersuchung dem Fräsen nach geschalteter Kugelstrahlprozesse und unterschiedlicher Vorderkantengeometrien. Mit dem Ziel eine Korrelation zwischen technischer Fräsrauheit und stochastisch verteilter äquivalenter Sandkornrauheit zu erstellen, wurden Versuche mit verschiedenen Sandpapierrauheiten durchgeführt. Anders als bei dem Turbinengitter bestehen die Fertigungsqualitäten des Verdichtergitters aus jeweils nur einer Schaufel, um in Verbindung mit einer systematischen Versuchsplanung (**Abschn. 4.3.2, 6.3**) den Messaufwand gering zu halten. Beim Verdichtergitter wird zudem eine andere Messmethodik und Auswertemethodik angewandt (**Abschn. 3.3**). Hier ist die Messschaufel geteilt. Eine Referenzschaufelhälfte bleibt immer im Kanal und es wird jeweils die Probenseite gewechselt und mit Hilfe der Doppelkeilsonde die Verlustdifferenz zur Referenzhälfte bestimmt (**Bild 3-3.3**).

Eine detaillierte Beschreibung der Versuchsprogramme und –oberflächen geben die folgenden **Abschn. 4.1** und **4.2**.

4.1 Turbine

Die untersuchten Turbinenprofile wurden aus dem Mittenschnitt einer typischen Dampfturbinenstufe zur Stromerzeugung abgeleitet und werden im mittleren bis unteren Druckbereich eingesetzt. Die wichtigsten Gitter-Kenngrößen der beiden untersuchten Turbinengitter sind in **Tabelle 4-1.1** zusammengefasst. Bei allen zwölf untersuchten Oberflächenvariationen handelt es sich um typische in der Industrie angewendete Fräsverfahren mit variierten Fräsparametern zur Herstellung von Schaufelprofilen im Umlaufverfahren.

Die unterschiedlichen Fräsparameter

- Fräswerkzeug,
- Vorschub in Zeilenrichtung,
- Zustellung senkrecht zur Zeilenrichtung und
- Fräsersturzwinkel

führen zu unterschiedlicher Herstellungsdauer und somit Herstellungskosten. Gleichzeitig resultieren daraus unterschiedliche Oberflächenqualitäten hinsichtlich der Makrostruktur und Rauheit der Oberfläche in und senkrecht zur Strömungsrichtung.

Tabelle 4-1.1: Gitter-Kenngrößen der Turbinengitter

		Gitter S	Gitter A
Anzahl Schaufeln im Gitter	n	7	7
Sehnenlänge	C	73 mm	80 mm
Schaufelhöhe	h	240 mm	240 mm
Axiale Sehnelänge	C_{ax}	57.3 mm	56.6 mm
Teilungsverhältnis	t/C	0.785	0.850
Staffelungswinkel	β_{ST}	49°	51°
Auslegungs-Anströmwinkel	β_1	90°	90°
Umlenkung	β_d	72.5°	71.6°

Gitter S wird durch sieben, Gitter A durch fünf Schaufelsätze unterschiedlicher Oberflächenstruktur repräsentiert, welche aus der Anwendung unterschiedlicher Fräsparameter resultieren. Gitter S1 bis S5 wurden nach der Fräsbearbeitung einem chemisch unterstützten Gleitschleifprozess unterzogen, Gitter S6 und S7 besitzen sandgestrahlte Oberflächen. In **Bild 4-1.1** und **Bild 4-1.2** sind die im Rahmen des Vorhabens untersuchten Turbinenschaufeln mit typischen Oberflächenstrukturen abgebildet. Sämtliche Schaufeloberflächen des Gitters A sind fräsrâu ohne Nachbearbeitung und zeichnen sich aus durch variierte Fräszeilenbreite und Höhe quer zum Vorschub (in Zustellrichtung) entsprechend der angewendeten Fräsparameter. Zusätzlich wurde der Vorschub in Zeilenrichtung variiert, was zu einer Variation der Rauheit in Hauptströmungsrichtung von $R_z = 4 \dots 20 \mu\text{m}$ führt. **Tabelle 4-1.2** fasst die geometrischen Eigenschaften zusammen. Es wird unterschieden zwischen der mikroskopischen Oberflächenrauheit in Hauptströmungs- und Vorschubrichtung des Werkzeugs und der makroskopischen Frässtruktur in Form von Fräszeilen.



Bild 4-1.1: Beispiele typischer Oberflächenstrukturen Gitter AGTII-S



Bild 4-1.2: Beispiele typischer Oberflächenstrukturen Gitter AGTII-A

Tabelle 4-1.2: Geometrische Oberflächeneigenschaften der Turbinenschaufeln

Eigenschaften der Schaufeloberflächen												
	A1	A2	A3	A5	A6	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Herstellung	gefräst	gefräst	gefräst	gefräst	gefräst	gefräst + CU	gefräst + CU	gefräst + CU	gefräst + CU	gefräst + CU	sandgestrahlt	sandgestrahlt
Oberflächenrauheit												
R_z [μm]	4.26	14.82	5.23	9.67	20.29	0.60	0.61	0.70	2.20	0.54	19.70	11.20
R_a [μm]	0.85	2.62	1.07	1.81	4.41	0.07	0.07	0.10	0.33	0.07	2.90	1.63
$y_{RZ}^+ \text{***}$	2	8	3	5	11	<1	<1	<1	2	<1	13	7
R_{da} [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	50	77	50	107	93	10	10	10	50	10	260	120
β_a [$^\circ$]	2.9	4.0	2.9	6.8	5.7	0.6	0.6	0.6	2.9	0.6	14.6	6.8
Fräszeilenstruktur												
Höhe der Fräszeilen H_{FZ} [μm]	20	27	90	26	33	0.6	0.8	6	40	*	**	**
Breite der Fräszeilen B_{FZ} [mm]	1.5	3	3	3	2.5	0.4	0.5	0.8	1.5	*	**	**
Hinterkantendicke δ_{HK} [mm]	0.71	0.63	0.77	0.61	0.42	0.50	0.40	0.49	0.41	0.41	0.41	0.41

*): Aufgrund des nachgeschalteten chemisch unterstützten Gleitschleifprozesses (CU), ist die verbleibende Frässtruktur von S5 vernachlässigbar

**): Die Oberflächen von S6 und S7 sind sandgestrahlt

***): Dimensionslose Rauheitshöhe y^+ , gebildet mit der gemittelten Rautiefe R_z

4.2 Verdichter

Das Versuchsprogramm des Verdichtergitters ist in sechs Versuchspakete VP-1 bis VP-6 eingeteilt. Wie bei der Turbinenuntersuchung werden die Oberflächenvariationen durch eine Variation der Fräsparameter erzeugt. Zusätzlich wird beim Verdichter die Fräsergröße variiert und der Zeilenwinkel. Die variierten Fräsparameter sind:

- Rauheit in Vorschub- und Hauptströmungsrichtung
- Zeilenhöhe
- Fräserdurchmesser
- Zeilenwinkel

Tabelle 4-2.1 gibt einen Überblick über das in sechs Versuchspakete aufgeteilte Versuchsprogramm.

Tabelle 4-2.1: Übersicht Verdichterversuchsprogramm

Versuchspaket	Untersuchung von	Bemerkung	Anzahl Profile
VP-1	Fräsrauheit und Kugelstrahlen	Oberflächen typischer Herstellungsverfahren ohne Nachbehandlung	3
VP-2	Einfluss des Zeilenwinkels von -30° bis 90° zur Hauptströmungsrichtung	Festlegung der zu untersuchenden Zeilenwinkel von VP-3 im Rahmen der statistischen Versuchsplanung und - Auswertung	9
VP-3	Einfluss der Rauheit und der Zeiligkeit	statistische Versuchsplanung und – Auswertung in Form eines 24-factorial designs	19
VP-4	Rauheitseinfluss von Sandkornrauheit	Korrelation der Sandkornrauheit mit der Fräsrauheit	3
VP-5	Einfluss der Fräsrauheit auf die Verlustwirkung nachfolgender weiterer Bearbeitungen	Auswirkung von Ätzen und Kugelstrahlen angewendet auf fräsraue Oberflächen aus VP-3	6
VP-6	Variation der Vorderkantenengeometrie	Stumpfe und abgeflachte Vorderkantenengeometrie	6

4.2.1 Oberflächenrauheit mit Standardfräsparametern (VP-1)

Die Rauheit der Schaufeln P1 ... P3 des VP-1 resultiert aus typischen Herstellungsverfahren von Verdichterschaufeln für den Einsatz in drei verschiedenen Flugtriebwerken ohne die Anwendung der abschließenden Feinbearbeitung. Während für die weiteren Untersuchungen, wie in den nachfolgenden **Abschnitten 4.2.2 ... 4.2.6** beschrieben, die Frässtruktur gezielt für die Untersuchung ihrer Verlustwirkung variiert wurde, dient VP-1 zur Untersuchung der aus dem tatsächlich eingesetzten Herstellungsverfahren resultierenden Rauheit. Diese ist gekennzeichnet durch nachträgliches Kugelstrahlen der Frässtruktur. Das Kugelstrahlen erhöht dabei die Mikrorauheit der Oberfläche um den Faktor 2 ... 3 und führt somit zu einer maximalen Rauheit innerhalb des VP-1 von $R_z = 36 \mu\text{m}$ der Schaufel P3. Die Fräsparameter sind in **Tabelle 4-2.2** zusammengefasst.

Tabelle 4-2.2: Oberflächenparameter VP-1

Versuchspaket 1 (programmspezifisch)				
Vers.- /Zählnummer	Rauheit [μm] nach Fräsen / Endzustand	Zeilenabstand [mm]	Fräserdurchm. F_d [mm]	Zeilenwinkel α_{zw} [$^\circ$]
-P1	$R_z = 12 / 21$	1,2	20	0
-P2	$R_z = 9 - 2 / 19$	1,5	50	0
-P3	$R_z = 9 - 12 / 36$	1,5	50	0

4.2.2 Fräszeilenwinkel (VP-2)

VP-2 untersucht die Wirkung schräg angeströmter Fräszeilen. Die fräsräue Oberfläche zeichnet sich durch eine gerichtete Oberflächenstruktur aus. Es ergibt sich eine makroskopische Zeilenstruktur parallel zur Fräservorschubrichtung. Bei dem angewendeten Umlauffräsverfahren verlaufen die Fräszeilen von Vorder- zu Hinterkante. Dies entspricht bei der zweidimensionalen Schaufelumströmung der Hauptströmungsrichtung. In der realen Turbomaschine hat die Schaufelumströmung jedoch auch Strömungsanteile in Schaufelhöhenrichtung. Außerdem besteht im Randbereich der Schaufel aus frästechnischen Gründen die Notwendigkeit, die Fräszeilen schräg zur Hauptströmungsrichtung anzuordnen. In beiden Fällen werden die Fräszeilen schräg überströmt. Um die Schräganströmung im GWK zu untersuchen, besteht VP-2 aus neun Schaufeln mit sukzessive vergrößertem Zeilenwinkel (siehe **Bild 4-2.1** und **Tabelle 4-2.3**).

Tabelle 4-2.3: VP-2 Variation der Zeilenwinkel

Versuchspaket 2 (Variation der Zeilenwinkel)				
Vers.- /Zählnummer	Ra [μm] nach Fräsen	Zeilenhöhe ZH [mm]	Fräserdurchm. Fd [mm]	Zeilenwinkel α_{zw} [°]
-W1	1,5	0,09	18	0
-W2	1,5	0,09	18	5
-W3	1,5	0,09	18	7
-W4	1,5	0,09	18	10
-W5	1,5	0,09	18	15
-W6	1,5	0,09	18	45
-W7	1,5	0,09	18	90

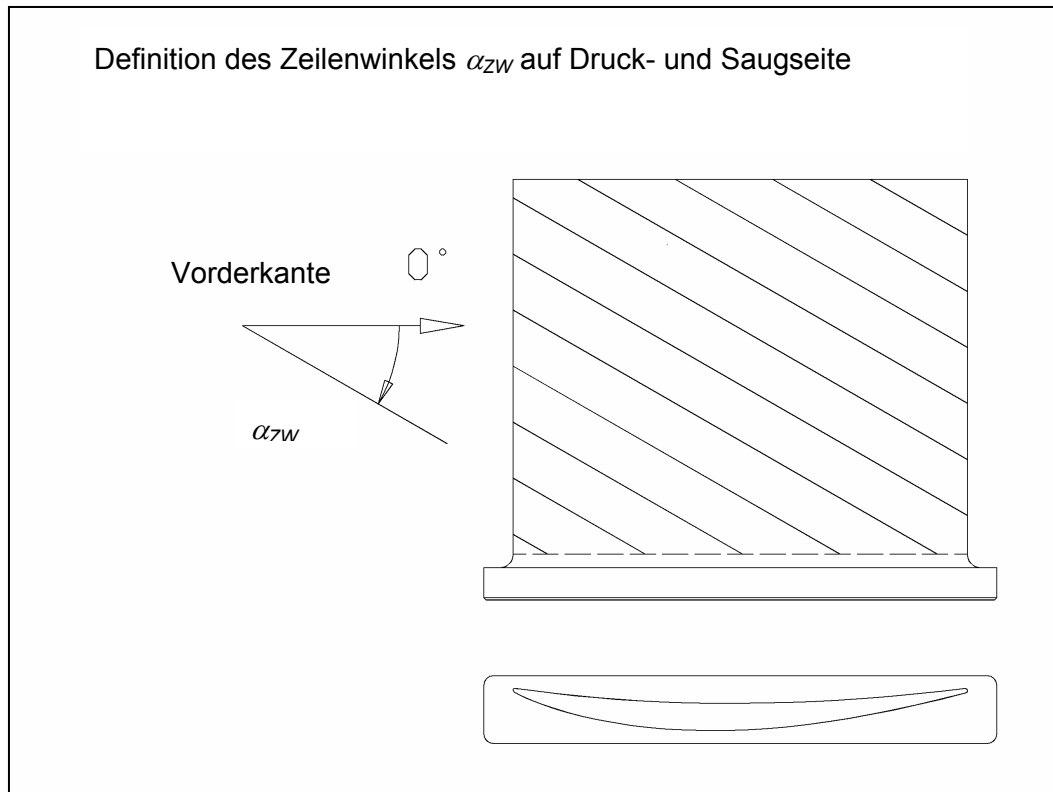


Bild 4-2.1: Definition des Zeilenwinkels

Die übrigen Fertigungsparameter werden bei allen neun Schaufeln des VP-2 konstant gehalten und entsprechen denen der so genannten „Center point“-Schaufeln von VP-3. Während die Parameter

- Rauheit zwischen den Fräszeilen R_a , R_z
- Zeilenhöhe P_v ,
- Fräserdurchmesser Fd ,

die Gegenstand der Untersuchungen von VP-3 sind, schon festgelegt sind, richtet sich die Wahl der innerhalb des VP-3 zu untersuchenden Zeilenwinkel nach den Ergebnissen von VP-2.

4.2.3 Fräsrauhheit und -zeiligkeit durch Variation der Fräsparameter (VP-3)

Die Untersuchung des Rauheits- und Zeilenwinkeleinflusses der Frässtruktur des Verdichtergitters auf den Verlust beruht auf einer statistischen Versuchsplanung und –auswertung. Dabei wird der Einfluss von vier Oberflächeneigenschaften auf den Verlust untersucht (siehe **Tabelle 4-2.3**). Die Variation der Fertigungsparameter erfolgt nach einem „2⁴-factorial design“ nach Box et al. (1978). Vier Parameter werden demnach in Form von Minimal- und Maximalwerten variiert und werden in allen Permutationen auf 2⁴ Schaufeln appliziert (siehe **Tabelle 4-2.3**). Zusammen mit drei identisch bearbeiteten „Center point“-Schaufeln (CP) werden demnach insgesamt 19 Schaufeln für die Parametervariation von VP-3 verwendet. Zusammen mit der Variation der Reynolds-Zahl und des Anströmwinkels in Form einer 3 X

3-Matrix sind zur Untersuchung des Einflusses der vier Fertigungsparameter auf jeweils zwei Niveaus (min. und max.) also $2^4 \times 3 \times 3 = 144$ Versuche für VP-3 notwendig. In dieser relativ geringen Anzahl von Versuchen zur Untersuchung von vier Fertigungsparametern und zwei strömungsmechanischen Parametern, also insgesamt sechs Einflussfaktoren, liegt der Vorteil der angewendeten statistischen Versuchsplanung und -auswertung. Auch wenn auf zwei Ebenen keine vollständige Untersuchung des von den vier Parametern aufgespannten Wertebereichs möglich ist, werden Haupttendenzen bestimmt und können eventuelle weitere Versuche festgelegt werden. Die Eigenschaften der 19 Schaufeln sind in **Tabelle 4-2.4** zusammengefasst.

Tabelle 4-2.4: Variation der Zeiligkeit/Rauheit (VP-3)

Versuchspaket 3 (Variation der Zeiligkeit/Rauheit)				
Vers.-/Zählnummer	Ra [μm] nach Fräsen	Zeilenhöhe ZH [mm]	Fräserdurchm. Fd [mm]	Zeilenwinkel α_{zw} [°]
-2	0,9	0,03	12	0
-4	0,9	0,03	12	15
-14	0,9	0,03	25	0
-6	0,9	0,03	25	15
-17	0,9	0,15	12	0
-7	0,9	0,15	12	15
-8	0,9	0,15	25	0
-13	0,9	0,15	25	15
-19	2,7	0,03	12	0
-5	2,7	0,03	12	15
-3	2,7	0,03	25	0
-12	2,7	0,03	25	15
-11	2,7	0,15	12	0
-9	2,7	0,15	12	15
-18	2,7	0,15	25	0
-1	2,7	0,15	25	15
-10 CP	1,8	0,09	18	7,5
-15 CP	1,8	0,09	18	7,5
-16 CP	1,8	0,09	18	7,5

4.2.4 Sandkornrauheit (VP-4)

VP-4 untersucht den Einfluss der Sandkornrauheit auf den Verlust. Im Gegensatz zur fertigungsbedingten Fräsrauheit sind bei der Sandkornrauheit die Rauheitselemente stochastisch auf der Oberfläche verteilt und die Eigenschaften der Rauheitsstruktur daher isotrop. Viele experimentelle Untersuchungen zur strömungsmechanischen Wirkung rauer Oberflächen wurden mit auf der Oberfläche aufgeklebten Sandkörnern durchgeführt, wobei von einer größtmöglichen Dichte der Sandkornverteilung ausgegangen wird. Damit ist die Rauheit eindeutig mit der Sandkorngröße zu beschreiben. Die Verlustwirkung der Sandkornrauheit wurde unter anderem von Nikuradse (1933) eingehend experimentell untersucht. Da sich die technische Fräsrauheit vor allem durch die geringere Dichte der Rauheitselemente also dem deutlich größeren Abstand der Rauheitselemente und voneinander unterscheidet, führte Schlichting (1997) die so genannte äquivalente Sandkornrauheit ein. Dies ist die Sandkorngröße, die einen der technischen Rauheit entsprechenden Verlust erzeugt. Schlichting verwendet zur Beschreibung der äquivalenten Sandkornrauheit den Parameter k_S als Höhe der Rauheitserhebung, wobei die Nikuradeschen Sandkörner modellhaft durch Halbkugeln ersetzt werden. Die Rauheitsstruktur einer gefrästen Oberfläche ist jedoch nicht wie die Sandkornrauheit mit einem Parameter zu beschreiben. So können fräsräue Oberflächen mit gleicher Größe der Rauheitselemente unterschiedliche Abstände sowie eine unterschiedliche Flankenneigung der Elemente besitzen. Darüber hinaus ergibt sich je nach eingestellten Fräs-/ Fertigungsparametern eine von der Größe der Rauheitselemente unabhängige makroskopische Oberflächenstruktur in Form der Fräszeilenbreite und -höhe. Demnach existiert keine allgemeine Korrelation zwischen der Sandkornrauheit und der äquivalenten Sandkornrauheit nach Schlichting (1997). Vielmehr muss eine Korrelation die spezifischen Fertigungsparameter (siehe **Tabelle 4-2.3**) berücksichtigen. Die so gefundene Korrelation kann bei einer numerischen Verlustrechnung (CFD-Rechnung, „Computational Fluid Dynamics“) als Eingangsgröße in der Form einer Korrekturfunktion des Rauheitsmodells nach Schlichting implementiert werden.

Zur Bestimmung der äquivalenten Sandkornrauheit der in VP-3 auf ihren Strömungsverlust hin untersuchten Fräsrauheiten, werden die Schaufeln des VP-4 mit Sandpapieren unterschiedlicher Körnung bzw. Sandkornrauheiten beklebt (siehe **Bild 4-2.2**).

Die Eigenschaften der drei Schaufeln des VP-4 sind in **Tabelle 4-2.5** zusammengefasst:

Tabelle 4-2.5: Sandkornrauheit (VP-4)

Versuchspaket 4 (Sandkornrauheit)				
Vers.-/Zählnummer	R_z [μm]	Zeilenhöhe ZH [mm]	Fräserdurchm. Fd [mm]	Zeilenwinkel α_{zw} [°]
-T08	10	0	TBD	0
-T10	25	0	TBD	0
-T09	75	0	TBD	0

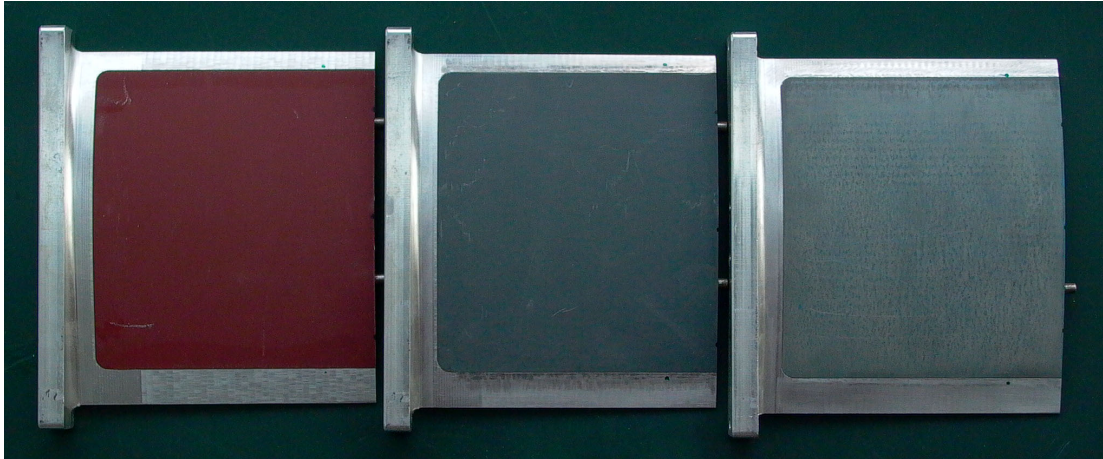


Bild 4-2.2: Sandkorn-raue Schaufeln des VP-2

Dazu wurden Taschen auf Druck- und Saugseite der drei Versuchsschaufeln des VP-4 gefräst und das Sandpapier eingeklebt. Dabei wurde die Dicke des Sandpapiers bestimmt und die Tiefe der Taschen so gewählt, dass 1/3 der Rauheitselemente herausragen. Die trotz allem vorhandene Störung der Grenzschichtströmung liefert dabei einen definierten, von der Rauheit unabhängigen Umschlag. Zur Beschreibung der Rauheitshöhe y wird die gemittelte Rautiefe R_z verwendet. Die Körnung des Sandpapiers wird so gewählt, das die Rauheitselemente in ihrer Größe drei strömungsmechanische Bereiche abdecken. Mit den Schaufeln T08 ($R_z = 10 \mu\text{m}$), T10 ($R_z = 25 \mu\text{m}$) und T09 ($R_z = 75 \mu\text{m}$) ist bei gemessenen Reynolds-Zahlen von $Re = 0.7 \times 10^6 \dots 1.8 \times 10^6$ mit den dimensionslosen Rauheitshöhen von $y^+ \leq 5 \dots y^+ \geq 70$ der gesamte Bereich von hydraulisch glatt bis vollkommen rau abgedeckt. Den Berechnungen von y^+ liegen numerische Berechnungen der Schaufelströmung und der Grenzschichtkenngrößen mit dem Programm MISES und folgende Beziehungen nach Schlichting (1982) zugrunde:

$$y^+ = \frac{y \cdot \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\nu} \quad (15)$$

Die Wandschubspannung τ_w wird mit dem dimensionslosen Reibungsbeiwert c_f gebildet:

$$\tau_w = c_f \cdot 1/2 \cdot \rho \cdot u_1^2 \quad (16)$$

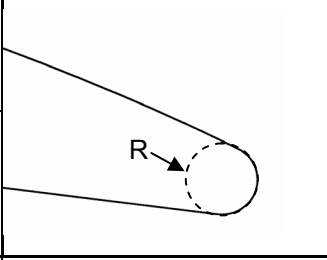
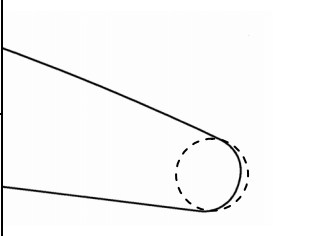
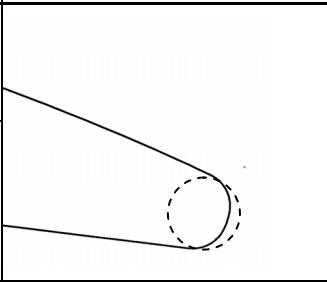
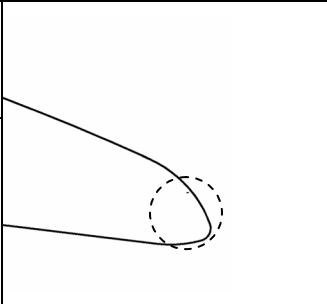
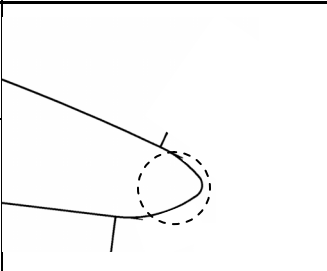
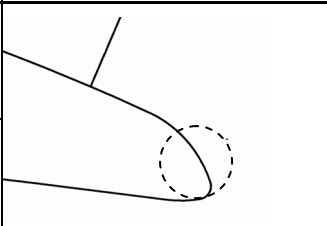
Der dimensionslose Reibungsbeiwert c_f wurde im Rahmen einer Diplomarbeit von Oehlert (2005) für das Verdichtergitter numerisch mit dem Strömungslöser MISES berechnet.

4.2.5 Vorderkantenformen (VP-6)

Da bei Verdichterprofilen an der Vorderkante die größten Geschwindigkeiten herrschen und der Grenzschichtumschlag innerhalb der ersten 10 % axialer Sehnenlänge vollzogen ist, hat die Vorderkantengeometrie großen Einfluss auf den Verlust. Fertigungstoleranzen und daraus resultierende Abweichungen von der Sollgeometrie im Bereich der Vorderkante führen zu stumpfen und /oder abgeflachten Vorderkanten. Insbesondere in Anbetracht der kleinen geometrischen Abmessungen der Vorderkante von 0.9 mm im Radius werden an die Fertigungstoleranzen hohe Anforderungen gestellt, deren Einfluss in Form verschiedener Kantenformen in VP-6 untersucht wird.

Es werden zwei unterschiedlich stumpfe Vorderkanten mit $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{4}$ des Referenzvorderkantenradius untersucht (T02, T03), zwei saugseitig abgeflachte (K04, K07) und eine druckseitig abgeflachte Vorderkante (K05). Die geometrischen Daten sind in **Tabelle 4-2.7** zusammengefasst. Dabei ist T der Referenzvorderkantenradius. Die untersuchten Vorderkantenvariationen werden demnach so ausgeführt, dass sie typische aus Fertigungsungenauigkeiten resultierende Vorderkantengeometrien abbilden. Für VP-6 wird eine neue Referenzschaufelpaarung mit derjenigen Vorderkantenform verwendet, die der in der realen Maschine verbauten Form entspricht, während für alle übrigen Versuchspakete die Vorderkante mit dem Ziel modifiziert wurde, die Saugspitze an der Vorderkante abzumildern, um Überschallgeschwindigkeit und die damit verbundenen Überschalleffekte wie Stöße zu verhindern.

Tabelle 4-2.7: (Vorder-) Kantenformen (VP-6)

K01		Schaufelhälfte rechts, Referenzschaufel
		kreisrund, R = 0.9 mm
K02		Schaufelhälfte rechts, Vorderkantenform B
		stumpf 1/4 T
K03		Schaufelhälfte rechts, Vorderkantenform C
		stumpf 1/3 T
K04		Schaufelhälfte rechts, Vorderkantenform D
		saugseitig abgeflacht 1/8 T
K05		Schaufelhälfte rechts, Vorderkantenform E
		druckseitig abgeflacht 1/8 T
K06	siehe K01	Schaufelhälfte links, Referenzschaufel
		kreisrund, R = 0.9 mm
K07		Schaufelhälfte rechts, Vorderkantenform F
		saugseitig abgeflacht 1/6 T

5 Diskussion der Ergebnisse der Turbinengitter

Mit Hilfe der Nachlaufmessung wird der integrale Profilverlust ermittelt. Er setzt sich zusammen aus dem Reibungsverlust an der Oberfläche und dem Hinterkantenverlust durch Ausmischung der zusammenfließenden Grenzschichten von Druck- und Saugseite. Ziel der Untersuchungen ist die Bestimmung des Rauheitseinflusses der gefrästen Schaufeloberfläche und damit die strömungstechnische Bewertung der Fräsrauheit. Zu diesem Zweck ist es notwendig, die Verlustanteile zu trennen und den Hinterkantenverlust, auf der Grundlage der in **Abschn. 3.2.4** beschriebenen Korrelation zu berücksichtigen. Der Reibungsverlust auf der Schaufeloberfläche entsteht hauptsächlich in der turbulenten Grenzschicht. Mit zunehmender Grenzschichtdicke und -länge nimmt der Reibungsverlust zu. Die Eigenschaften der Grenzschicht wie Dicke, Turbulenzintensität und turbulente Lauflänge geben weiteren Aufschluss über die Rauheitswirkung der überströmten Oberfläche.

5.1 Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Profilverlust

Jede Reihe der Verlustdiagramme in den **Bildern 5-1.1...5-1.14** repräsentiert das Verlustverhalten einer der insgesamt 12 untersuchten Oberflächenstrukturen und jeder Messpunkt wird aus den Mittelwerten von jeweils fünf Einzelschaufeln, gefertigt mit identischen Fertigungsparametern gebildet. Jede Einzelschaufel wurde zudem zweimal hintereinander vermessen, um die statistische Messgenauigkeit zu erhöhen. Zur Untersuchung des Einflusses der Fräsrauheit wurden demnach bei 15 Betriebspunkten (5 Anströmwinkel x 3 Reynolds-Zahlen) 150 Nachlaufmessungen für jede der 12 unterschiedlichen Oberflächenstrukturen durchgeführt. Damit steht eine umfangreiche und statistisch sehr belastbare Datenbasis zur Untersuchung des Rauheitseinflusses technischer Rauheit zur Verfügung, die eine statistische Aussage erlaubt und Einflüssen von Fertigungstoleranzen der Profiltreue und der Hinterkantendicke und -form innerhalb einer Fertigungsgruppe Rechnung trägt. Zudem wird durch die Doppelmessung jeder Schaufel das Toleranzband der versuchsanlagenspezifischen Messunsicherheit um 30% reduziert.

5.1.1 Einfluss der Reynolds-Zahl

Die Werte des Energieverlustgrads ξ (Def. siehe **Abschn. 3.2**) der Nachlaufmessung, im folgenden Verlust genannt, sind in den **Bildern 5-1.1 ... 5-1.5 und 5-1.8 ... 5-1.12** in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl für verschiedene Anströmwinkel dargestellt.

Gleitgeschliffene Schaufel-Oberflächen (Gitter S)

Die sandgestrahlte und gleichzeitig raute Fertigungsgruppe S6 mit einer mittleren Rautiefe von $R_z = 20 \mu\text{m}$ und einer dimensionslosen Rauheitshöhe von $y_{RZ}^+ = 13$ (gebildet mit R_z) zeigt bei allen untersuchten Anströmwinkeln einen deutlichen Reynoldszahl-abhängigen Verlustanstieg gegenüber der hydraulisch glatten S1. Die Verlustkurven von S6 und den übrigen Fertigungsgruppen divergieren stark. Der Profilverlust von S6 ist bei Nennanströmung und höchster Re-Zahl 27% größer als derjenige von S1. S6 gehört zu den beiden sangestrahlten Schaufel-Oberflächen ohne makroskopische Rauheitsstruktur und mit

stochastisch verteilten, sandkornähnlichen Rauheitselementen.

Nach der Grenzschichttheorie von Schlichting (1997) nimmt der Rauheitseinfluss zu, wenn die Rauheitselemente bei zunehmend beschleunigter und respektive abnehmender Grenzschichtdicke aus der laminar / viskosen Unterschicht herausragen. S6 zeigt demnach das typische Verlustverhalten einer Oberfläche im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und rau, verbunden mit einem progressiv ansteigenden Verlust bei zunehmender Re-Zahl. Da die Verlustkurve bis zur höchsten Re-Zahl ansteigt und keine Sättigung mit zunehmender Re-Zahl zu erkennen ist, wirkt die Rauheit von S6 noch nicht vollkommen hydraulisch rau, verschlechtert die aerodynamische Güte jedoch deutlich mit einem Anstieg des Profilverlusts um 27% verglichen mit der hydraulisch glatten S1.

Entsprechend der durchweg sehr geringen Mikrorauheit in Strömungsrichtung zeigen die Schaufelgruppen S1 ... S3 und S5 trotz zunehmend rauer Frässtruktur (siehe **Tab. 4-1.2**) ein einheitliches, hydraulisch glattes Verlustverhalten ohne Reynoldszahl-abhängigen Rauheitseinfluss. Die Verlustdifferenz bezogen auf die Referenzqualität S1 liegt bei allen gemessenen Anströmwinkeln und Reynolds-Zahlen innerhalb des Toleranzbandes der Messunsicherheit von $\xi_U = \pm 0.04\%$. Der Verlust sinkt mit zunehmender Reynolds-Zahl entsprechend der Dickenabnahme der Grenzschicht durch die Beschleunigung der Strömung im Anströmwinkelbereich von $\beta_1 = 65^\circ \dots 120^\circ$ mit sehr ähnlichen und fast konstanten Gradienten gleichermaßen.

Zur Herstellung der Schaufelgruppen S1 ... S4 wurde die Anzahl der Fräszeilen jeweils um 20%, 40% bzw. 70% gegenüber der Referenzgruppe S1 verringert, bei ansonsten unveränderten Fräsparametern in Bezug auf Fräserwinkel und -vorschub. Die Schaufelgruppe S5 wurde unter Verwendung des Zylinderfräsverfahrens hergestellt und weist daher im Gegensatz zu S1 ... S4 kaum eine zeilenartige Frässtruktur auf. Alle fünf Fertigungsgruppen wurden einem Trommelgleitschleifprozess unterzogen. Die resultierende Oberflächenrauheit in Form der mittleren Rautiefe R_z liegt bei S1, S2, S3 und S5 zwischen $R_z = 0.6$ und $0.7 \mu\text{m}$ und ist damit gleich bleibend sehr gering. Die Werte des dimensionslosen Wandabstandes y^+_{RZ} der Rauheitserhebungen zur Beurteilung des Reibungseinflusses betragen für S1 ... S3 und S5 $y^+_{RZ} < 1$. Die genannten Oberflächen sind somit nach der Grenzschichttheorie von Schlichting, 1997 bis zur höchsten gemessenen Reynolds-Zahl vollkommen hydraulisch glatt, was durch die Messergebnisse in allen Betriebspunkten bestätigt wird. Dabei ist zu beachten, dass die Höhe der Fräszeilen quer zur Strömungsrichtung bei S3 bereits mit $H_{FZ} = 6 \mu\text{m}$ einem $y^+_{HZ} = 4$ entspricht. Diese Rauheitseigenschaft quer zur Strömungsrichtung wird jedoch durch die Grenzschichttheorie in Bezug auf die Beschreibung des hydraulischen Verlustverhaltens nicht berücksichtigt und ist daher Gegenstand der vorliegenden Untersuchungen.

Die Ermittlung von y^+ geschieht gemäß folgender Beziehung nach Schlichting (1997):

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} , \quad (17)$$

Dabei wird der Wandabstand y mit R_z gebildet und die Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_τ nach folgender Beziehung:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (18)$$

Die Wandschubspannung τ_w wird aus den Geschwindigkeitsverläufen der hinterkantennahen, turbulenten Profilgrenzschicht berechnet, welche experimentell mittels Hitzdraht-Anemometrie erfasst wurden (siehe **Abschn. 3.2.5** und **5.2**).

Neben der Mikrorauheit in Strömungsrichtung sind die untersuchten Schaufeloberflächen gekennzeichnet durch die überlagerte makroskopische Fräszeilenstruktur, resultierend aus dem reduzierten Fräsaufwand. Während S2 gegenüber S1 eine messtechnisch und auch fühlbar kaum gröbere Fräszeilenstruktur besitzt (siehe auch **Tab. 4-1.2**), ist die Breite der Fräszeilen von S3 schon doppelt so groß und die Höhe 10 mal so groß wie diejenige von S1.

Die Gitterwindkanal-Ergebnisse zeigen jedoch, dass sich S3 trotz ihrer Frässtruktur entsprechend ihrer geringen Mikrorauheit in Strömungsrichtung, repräsentiert durch $R_z = 0.7 \mu\text{m}$, hydraulisch glatt verhält und die Frässtruktur von S3 in keinem Betriebspunkt zu einem Verlustanstieg gegenüber S1 führt. Mit einer Zeilenhöhe in Strömungsrichtung von $y^+ < 5$ wird die Frässtruktur von der laminaren Unterschicht der Grenzschicht überdeckt.

Für die Schaufelgruppe S4 zeigen die Gitterwindkanalergebnisse bei moderater druckseitiger Fehlanströmung von $\beta_1 = 65^\circ$ und höchster Reynolds-Zahl einen Verlustanstieg gegenüber S1, der nahe der Signifikanzgrenze $U_\xi = \pm 0.04\%$, siehe Fehlerbalken in **Abb. 5-1.2** liegt. Bei Nennanströmung (**Abb. 5-1.3**) verstärkt sich die Tendenz einer Reynoldszahl-abhängigen Rauheitswirkung von S4 mit einem signifikanten Verlustanstieg von 10% gegenüber S1 bei höchster Reynolds-Zahl. Der Absolutverlust von S4 sinkt zwar noch mit steigender Re-Zahl, jedoch ist der Gradient weniger negativ als derjenige von S1, was auf eine größere hydraulische Rauheitswirkung hinweist.

Einen Ansatz zur Erklärung des Verlustverhaltens von S4 bietet die Betrachtung ihrer makroskopischen Frässtruktur. Die Schaufelgruppe S4 weist die größte Fräszeilenstruktur innerhalb des Gitters S auf. Im Vergleich zu S1 ist die Zeilenbreite mit 1.5 mm um den Faktor drei, und die Zeilenhöhe mit 40 μm um den Faktor 70 größer. Die Oberflächenrauheit ist mit $R_z = 2.2 \mu\text{m}$ zwar dreimal so groß wie diejenige von S1 mit $R_z = 0.6 \mu\text{m}$, dennoch ist sie mit $y^+_{RZ} = 2$ in Strömungsrichtung weiterhin hydraulisch glatt (siehe **Tab. 4-1.2**). Da jedoch die sandkornraue S7 mit einer Oberflächenrauheit von $R_z = 11 \mu\text{m}$ und $y^+_{RZ} = 7$ bei allen Anströmwinkeln, außer bei größter druckseitiger Fehlanströmung von $\beta_1 = 50^\circ$ und höchster Re-Zahl keinen signifikanten Rauheitseinfluss hat, wird das Verlustverhalten von S4 bei $\beta_1 = 90^\circ$ auf die grobe makroskopische Zeilenstruktur von S4 zurückgeführt, deren Fräszeilenhöhe mit 40 μm bei Nennanströmung 40 % der Verdrängungsdicke δ_1 der turbulenten Grenz-

schicht beträgt und $y^+ = 30$ entspricht.

Die starke druckseitige Fehlanströmung führt gemäß Harbecke (2001) der ein ähnliches Profil untersuchte, zu einer stark veränderten Profildruckverteilung mit einer Saugspitze nahe der saugseitigen Vorderkante und einer anschließenden Verzögerung der Strömung. Dies bewirkt nach Scholz (1965) eine Aufdickung der Grenzschicht gegenüber dem Fall der Nennanströmung mit stetig beschleunigter Grenzschichtströmung.

Die Minderung des Rauheitseinflusses von S4 bei größter aerodynamischer Belastung ist ein Hinweis auf eine beginnende hydraulische Wirkung der Fräszeilen von S4 zwischen $\beta_1 = 65^\circ$ und 90° . Bei einer vergleichsweise dünnen Grenzschicht bei Nennanströmung ragt die Frässtruktur weiter in die Grenzschicht hinein und erzeugt einen Zusatzverlust, während die Frässtruktur bei $\beta_1 = 50^\circ$ von der aufgedickten Grenzschicht überdeckt wird.

Die druckseitige Inzidenz mit dem Anströmwinkel $\beta_1 = 50^\circ$ führt zu einem abweichenden Verlustverhalten aller Rauheiten. In diesem Betriebspunkt steigt im Gegensatz zu allen übrigen Anströmwinkeln der Verlust mit zunehmender Reynolds-Zahl.

Auf die starke aerodynamische Belastung bei $\beta_1 = 50^\circ$ und höchster Reynolds-Zahl reagiert das (hydraulisch glatte) Turbinengitter gemäß **Abschn. 3.2.6** mit einer Reynoldszahl-abhängigen Verschiebung der Transition stromaufwärts. Der Anteil der turbulenten Lauflänge der saugseitigen Grenzschicht vergrößert sich im Bereich von $6.6 \times 10^6 < Re < 1.1 \times 10^6$ von 6 auf 15 % der axialen Sehnenlänge.

Der Verlustanstieg von S6 bei Nennanströmung beträgt gegenüber S1 27%, während der Verlustanstieg von S6 gegenüber S1 bei $\beta_1 = 50^\circ$, trotz des vergrößerten Anteils der turbulenten Lauflänge der Grenzschicht, lediglich 20% beträgt. Dies ist ein Hinweis auf eine Beeinflussung der Transition durch die Rauheit von S6 und bei höchster Re-Zahl auch von S7, da bei gleicher turbulenter Grenzschichtlänge der hydraulisch glatten S1 und der rauen S6, die Rauheitswirkung von S6 zu einem größeren Verlustanstieg gegenüber S1 führen müsste, als bei Nennanströmung mit geringerem turbulenten Grenzschichtlängenanteil beider Fertigungsgruppen.

Bei $\beta_1 = 50^\circ$ dominiert die Mikrorauheit in Strömungsrichtung in Form von R_z die Verlustwirkung und damit auch nach oben gesagtem die Verschiebung der Transition. So zeigen die hydraulisch glatten Fertigungsgruppen S2 ... S5 mit einer dimensionslosen Höhe der Rauheitserhebungen von $y^+_{RZ} = 1 \dots 2$ keinen Zusatzverlust gegenüber S1. Die Fertigungsgruppe S7 mit $y^+_{RZ} = 7$ führt bei höchster Re-Zahl zu einem Verlustanstieg gegenüber S1 und S6 mit $y^+_{RZ} = 13$ im gesamten Bereich der Re-Zahl. Die Fertigungsgruppe S4 mit einer Zeilenhöhe von $40 \mu\text{m}$ der in Strömungsrichtung ausgerichteten Fräszeilen bewirkt zwar bei Nennanströmung und höchster Re-Zahl einen Verlustanstieg gegenüber S1, beeinflusst bei $\beta_1 = 50^\circ$ jedoch weder Transition noch Verlust.

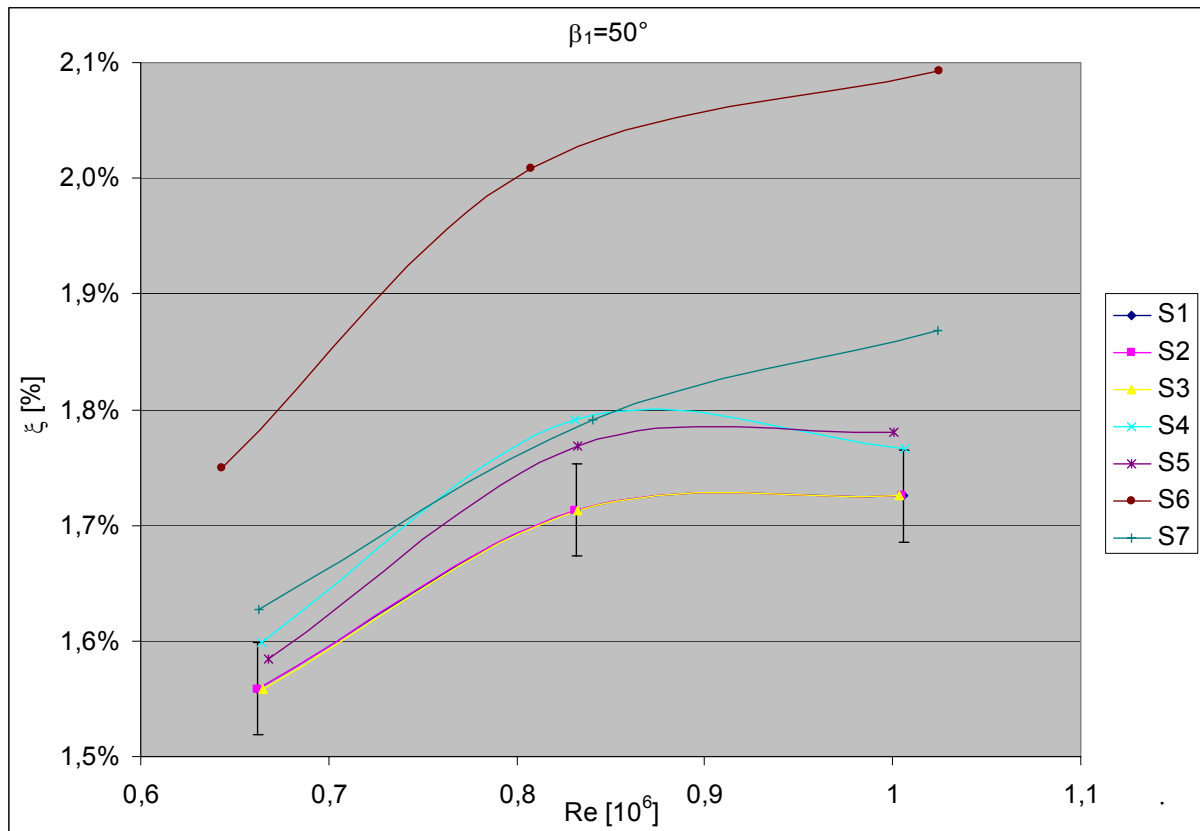


Bild 5-1.1: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re -Zahl des Gitters S bei $\beta_1 = 50^\circ$

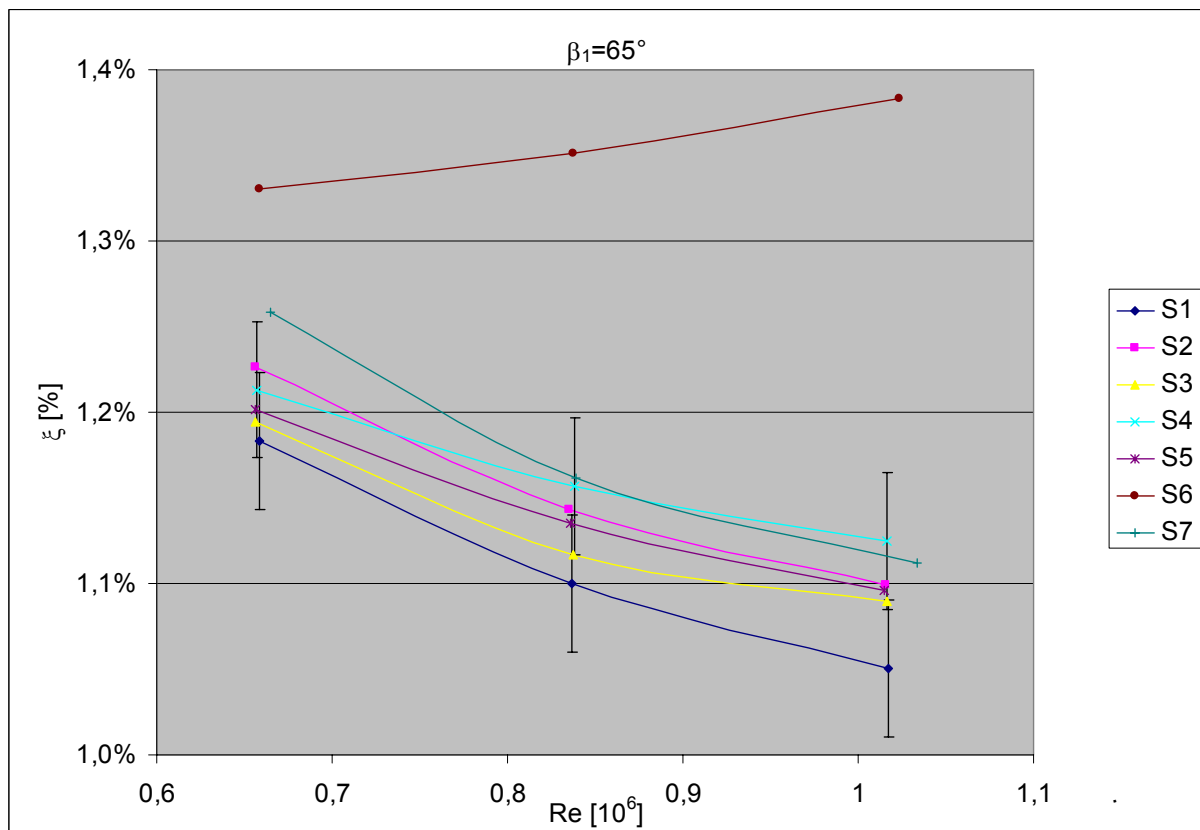


Bild 5-1.2: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re -Zahl des Gitters S bei $\beta_1 = 65^\circ$

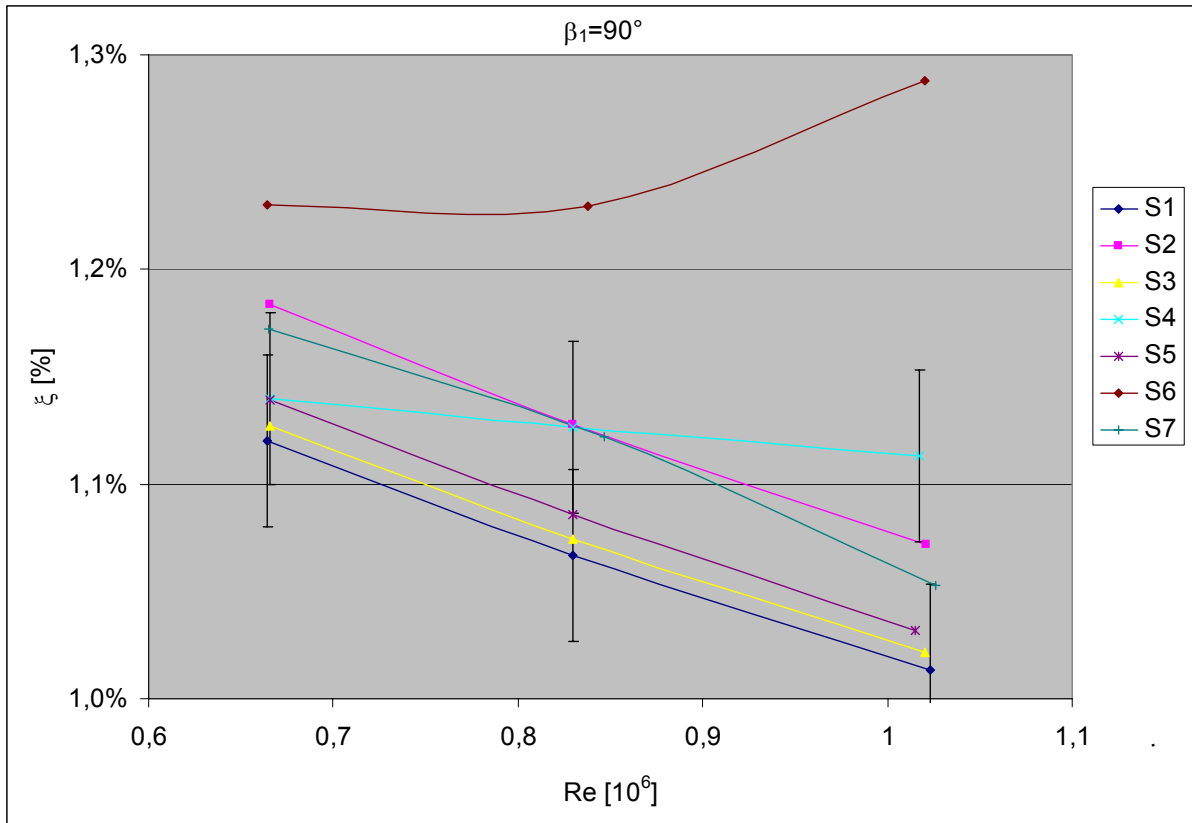


Bild 5-1.3: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der *Re*-Zahl des Gitters S bei $\beta_1 = 90^\circ$

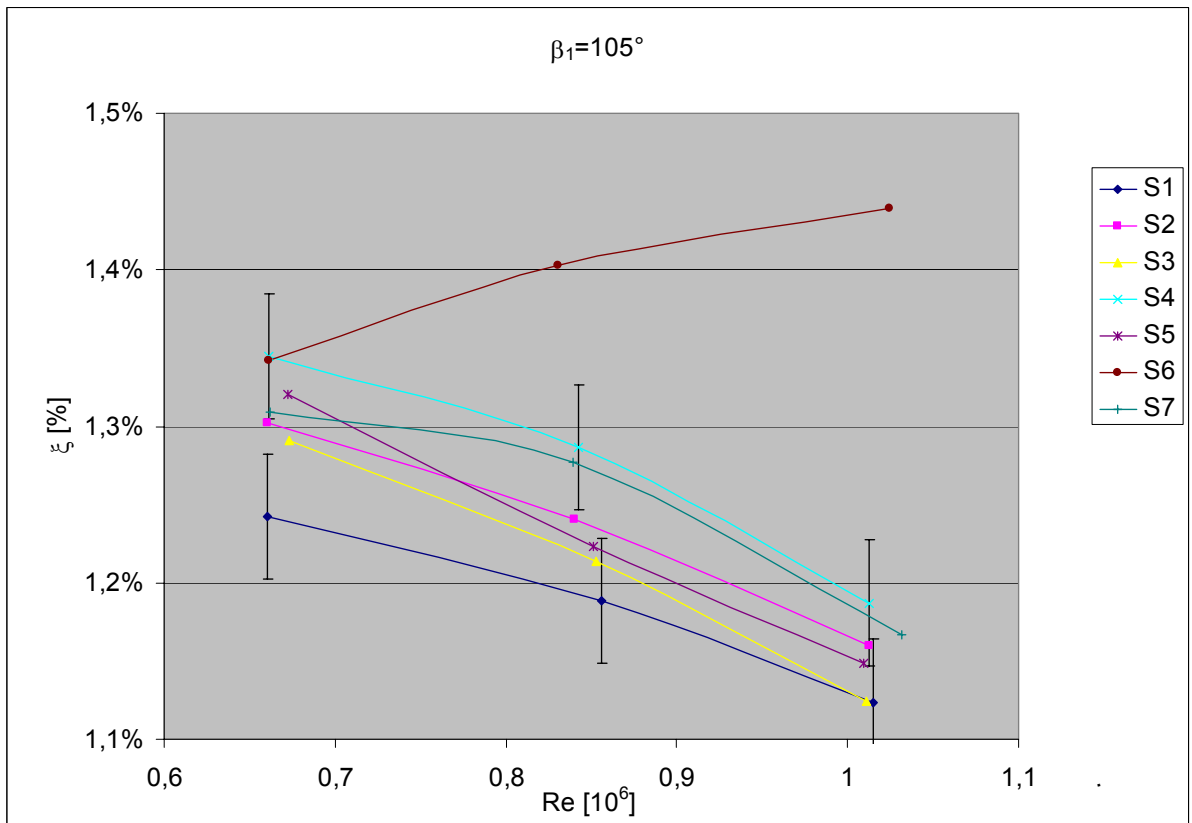


Bild 5-1.4: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der *Re*-Zahl des Gitters S bei $\beta_1 = 105^\circ$

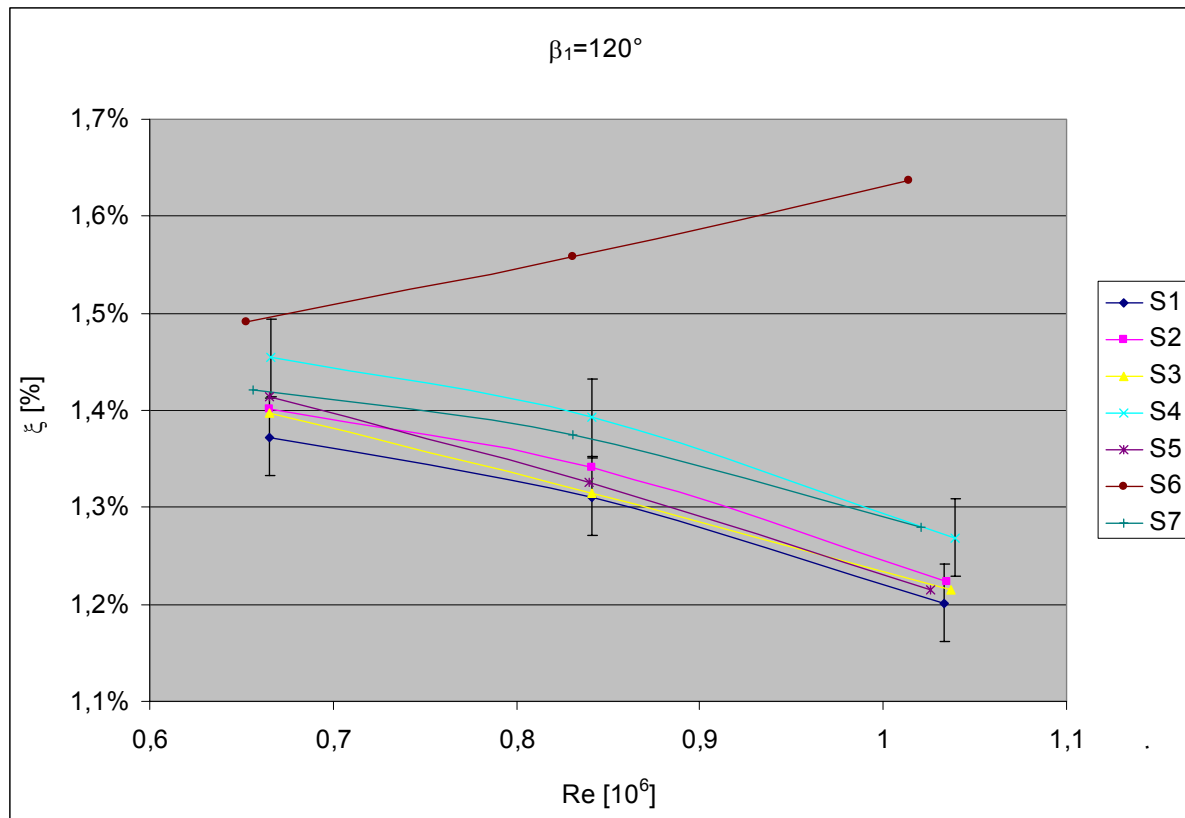


Bild 5-1.5: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re-Zahl des Gitters S bei $\beta_1 = 120^\circ$

Fräsräume Schaufel-Oberflächen (Gitter A)

Die Oberflächen der Schaufelgruppen des Gitters A unterscheiden sich von denen des Gitters S durch Weglassen des nachgeschalteten Trommel-Gleitschleifprozesses. Dies bedingt eine durchweg höhere Mikrorauheit für das Gitter A, ohne den glättenden Effekt des Gleitschleifens. Bei Gitter S liegt R_z der gefrästen Schaufeln S1 ... S5 im Bereich $0.5 \mu\text{m} \leq R_z \leq 2 \mu\text{m}$, bei Gitter A im Bereich $4 \mu\text{m} \leq R_z \leq 20 \mu\text{m}$. Ein weiterer Unterschied liegt in der Wahl der Fräsparemeter. Während beim Gitter S der Fräsaufwand in Bezug auf Vorschub, und Zustellung sukzessive für die Herstellung der Schaufelgruppen S1 ... S4 verringert wurde, findet die Variation der Fräsparemeter wie Vorschub, Zustellung und Fräserwinkel beim Gitter A unabhängig voneinander statt. Dies ermöglicht im Folgenden die getrennte Untersuchung der Einflüsse der Frässtruktur und der Mikrorauheit in Strömungsrichtung auf den Verlust.

Die Fertigungsgruppe A6 mit $R_z = 20 \mu\text{m}$, bzw. $y^+ = 11$ (siehe auch **Tab. 4-1.2**) bewirkt gegenüber A1 ($R_z = 4 \mu\text{m}$, $y^+ = 2$) einen starken Verlustanstieg bei allen untersuchten Strömungsbedingungen. Bei Nennanströmung mit $\beta_1 = 90^\circ$ und höchster Re-Zahl liegt der Verlust von A6 60% über demjenigen von A1 und ist damit doppelt so groß wie der von S6 gegenüber S1 mit 27%.

Im Anströmwinkelbereich $90^\circ \leq \beta_1 \leq 120^\circ$ ist der Verlust von A6 innerhalb des Toleranzbandes der Messunsicherheit von $U_\xi = \pm 0.04\%$ (siehe Fehlerbalken in **Abb. 5-1.10**

... **5-1.12**) unabhängig von der Re -Zahl, während alle übrigen Fertigungsgruppen eine linear mit der Re -Zahl sinkende Verlustkurve zeigen.

Das Reynoldszahl-unabhängige Verlustverhalten ist nach Schlichtig, 1982 ein Hinweis auf eine vollkommen hydraulisch raue Oberfläche von A6. Auch bei größter aerodynamischer Belastung mit $\beta_1 = 50^\circ$ deutet die Sättigung des Verlustanstiegs zur höchsten Re -Zahl hin ein vollkommen hydraulisch raues Verlustverhalten an. Prandtl und Schlichting, 1934 berechneten für gleichmäßig raue Platten unter Benutzung der Nikuradscheschen Ergebnisse an sandrauen Platten den Widerstandsbeiwert c_f in Abhängigkeit der Re -Zahl für verschiedene relative Rauheiten der Form l/k_s , wobei l die Plattenlänge darstellt und k_s die Sandkornrauheit. Wird bei einer gegebenen Platte mit konstantem l/k_s die Geschwindigkeit der Strömung erhöht, so verläuft c_f entlang einer Linie $l/k_s = \text{const.}$.

Wird nun für k_s die mittlere Rautiefe R_z eingesetzt, so liegt A6 (siehe **Abb. 5-1.13**) bei höchster gemessener Re -Zahl $Re = 1.1 \times 10^6$ im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und rau (im Diagramm also links der gestrichelten Kurve, die die Grenze zum hydraulisch vollkommen rauem Bereich angibt).

Die Windkanalmessungen zeigen jedoch ein vollkommen hydraulisch raues Verlustverhalten. Die Fräsrauheit von A6 entspricht allerdings auch nicht dem Diagramm zugrunde liegenden Rauheitsmodell der Sandkornrauheit, charakterisiert durch den Maximalwert der Rauheitsdichte. Die sandgestrahlte Fertigungsgruppe S6 mit dem gleichen Wert für R_z entspricht eher dem Modell der Sandkornrauheit. Sie zeigt in den Messergebnissen des vorangehenden Abschnitts bei allen Strömungsbedingungen ein typisches Verlustverhalten für eine Rauheit im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und rau, verbunden mit einem Reynoldszahl-abhängigen Verlustanstieg.

Auch wenn A6 und S6 aufgrund nicht identischer Profilform und Gitterauslegung nicht direkt vergleichbar sind und das gezeigte Widerstandsdiagramm für ebene Platten gilt, im Turbinengitter dagegen eine beschleunigte Strömung mit laminarem Anlauf vorliegt, so stimmt das qualitative Verlustverhalten der sandrauen S6 mit den Ergebnissen des Widerstandsgesetzes der sandrauen Platte nach Schlichting (1982) in **Abb. 5-1.13** für eine äquivalente Sandkornrauheit $k_s = R_z$ überein.

Für die fräsraue A6 mit ihrem Reynoldszahl-unabhängigen Verlustverhalten liest man eine äquivalente Sandkornrauheit von $k_s = 4 R_z$ ab, indem man bei vorliegender Re -Zahl von $Re = 1.1 \times 10^6$ den Schnittpunkt mit der gestrichelten Linie als Grenze zum vollkommen hydraulischen Bereich zur Berechnung der äquivalenten Sandkornrauheit benutzt.

Wird die Rauheit also mit R_z beschrieben, so ist die Rauheitswirkung der gefrästen Oberfläche größer als die der sandgestrahlten. Gitter S6 (sandgestrahlt) zeigt gegenüber der vollkommen hydraulisch glatten S1 einen Verlustanstieg von 27% (**Abb. 5-1.3**). Das fräsraue Gitter A6 bewirkt bei gleichen Strömungsbedingungen einen Verlustanstieg von 61% gegenüber A1. Dieses Ergebnis stimmt mit den Untersuchungen von Speidel, 1961 recht gut überein, der für eine (in Strömungsrichtung) gefräste Platte $k_s = 2.56 R_z$ fand.

Eine Begründung für das unterschiedliche Verlustverhalten von Sandkorn- und gerichteter,

technischer Rauheit liegt nach Schlichting, 1982 in der Tatsache, dass die Rauheitselemente der Sandkornrauheit dicht aneinander gereiht sind und sich daher teilweise gegenseitig abdecken und so nicht voll zur Wirkung kommen, während diejenigen der gefrästen Oberfläche größere Abstände aufweisen und sich in ihrer ganzen Größe der Strömung entgegenstellen.

Die Eigenschaften der Frässtruktur können im Gegensatz zur Sandkornrauheit jedoch nicht durch einen eindimensionalen Parameter beschrieben werden, sondern bedürfen der Angabe der Fräszeilenbreite- und Höhe. Auch die Mikrorauheit in Strömungsrichtung bedarf bei der gefrästen Oberfläche zusätzlich zur Rauheitshöhe in Form von R_z auch der Beschreibung der Rauheitsdichte. Der Rauheitskennwert R_z erfasst diese nicht. Zur Beschreibung der Rauheitsdichte wird die mittlere arithmetische Profilsteigung R_{da} nach DIN ISO 4287 verwendet.

$$\beta_a = \text{atan} R_{da} = a \tan \frac{1}{L_m} \int_0^{L_m} \left| \frac{dy}{dx} \right| \cdot dx \quad (19)$$

Mit einem Wert von $R_z = 15 \mu\text{m}$ ist A2 nach A6 die Fertigungsgruppe mit der größten Rauheit in Strömungsrichtung. Im Anströmwinkelbereich $90^\circ \leq \beta_1 \leq 120^\circ$ zeigt A2 jedoch ein ähnliches Verlustverhalten wie A1 und A3. Die relative Verlusterhöhung von A2 gegenüber A1 liegt nahe der Signifikanzgrenze von $U_\xi = \pm 0.04\%$ (siehe **Abb. 5-1.10 ... 5-1.12**), während A5 mit einer geringeren Mikrorauheit als A2 von $R_z = 10 \mu\text{m}$ deutlich höhere Verluste erzeugt als A1 und A3. Bei Nennanströmung und höchster Re-Zahl liegt der Verlust von A5 39% über dem von A1.

Da die makroskopischen Eigenschaften der Frässtruktur von A5 und A2 nahezu identisch sind, ist das Verlustverhalten von A5 ein Hinweis auf die Notwendigkeit, nicht nur die Frässtruktur zweidimensional durch Fräszeilenbreite und -höhe zu beschreiben, sondern auch die Eigenschaften der Mikrorauheit bezüglich ihrer Längserstreckung in Strömungsrichtung zu betrachten. Dies geschieht mit der mittleren arithmetischen Profilsteigung R_{da} , die über den mittleren Flankenwinkel β_a der Rauheitselemente ein Maß für die Rauheitsdichte ist.

Die Rauheitsdichte von A5 ist mit $R_{da} = 120 \mu\text{m} / \text{mm}$ nahezu doppelt so groß wie von A2 ($R_{da} = 70 \mu\text{m} / \text{mm}$). Da die makroskopische Frässtruktur bei A2 und A5 konstant gehalten wurde und A5 mit $y^+ = 5$ noch hydraulisch glatt ist, während A2 mit $y^+ = 8$ schon im Übergangsbereich zu hydraulisch rauen Verhältnissen liegt, ist der deutlich höhere Verlust von A5 eindeutig die Folge der Eigenschaften der Mikrorauheit, wie Rauheitselementenform und deren Verteilung in Strömungsrichtung (siehe **Bild 5-1.6** und **5-1.7**).

Dies steht in Widerspruch mit dem zum Verlustverhalten von A6 gesagten, dass dicht aufeinanderfolgende Rauheitselemente (sandraue S6) sich gegenseitig abdecken und weniger zur Wirkung kommen als diejenigen der gefrästen Oberfläche. Dabei ist jedoch zu

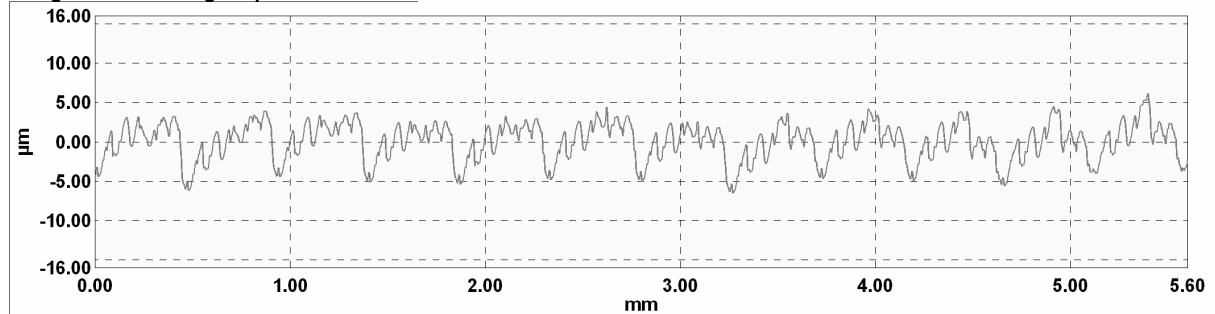
beachten, dass sich die Änderung von R_{da} auf den Flankenwinkel der Rauheitselemente und damit auf deren Form bezieht und nicht auf deren Abstand. Die Oberfläche von A5 besteht aus direkt aneinander gereihten Rauheitselementen, genauso wie A2, mit dem Unterschied einer geringeren Längserstreckung der Rauheitselemente. Die von Schlichting, 1982 untersuchten Rauheitsstrukturen mit variiertem Rauheitsdichte in Strömungsrichtung sind dagegen durch variierte Abstände zwischen den sonst unveränderten Rauheitselementen gekennzeichnet.

Den Einfluss des Flankenwinkels β_a der Rauheitserhebungen auf das Verlustverhalten hat Harbecke (2001) numerisch untersucht. Das Rauheitsmodell bestand aus direkt hintereinandergereihten Prismen quer zur Strömungsrichtung, charakterisiert durch das Verhältnis aus Prismenlänge (in Strömungsrichtung) und Prismenhöhe l/h . Die Variation von l/h entspricht dabei definitionsgemäß der Kenngröße R_{da} , bzw. β_a . In Abbildung 5-1.14 ist der relative Verlustanstieg für Kurven mit konstantem Verhältnis von l/h , bzw. R_{da} in Abhängigkeit der dimensionslosen Prismenhöhe y^+ aufgetragen. Es ist eine Zunahme des Verlustes mit steigendem Flankenwinkel bei konstantem y^+ der Rauheitserhebung ersichtlich. Harbecke (2001) führte außerdem Rechnungen mit realen Tastschnittprofilen durch, um erfolgreich zu zeigen, dass die idealisierte Rauheitsgeometrie, beschrieben durch R_{da} und y^+ , gebildet mit R_z , die Eigenschaften einer realen Fräusrauheit mit vergleichbaren Werten von R_{da} und y^+ wiederzugeben vermag.

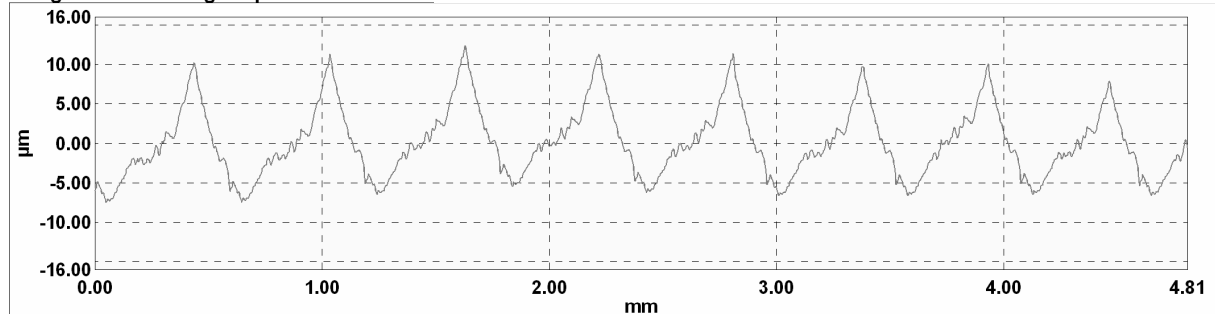
In **Abb. 5-1.14** sind die fräsrauen Fertigungsgruppen des Gitters A nach Harbecke (2001) eingetragen. Dazu wird der aus den taktilen Rauheitsmessungen berechnete Wert für R_{da} in das Verhältnis l/h umgerechnet und in Abhängigkeit von y^+ aufgetragen. Es ist aus **Abb. 5-1.14** ersichtlich, dass A5 bei geringerer geometrischer Rauheitshöhe einen größeren relativen Verlustanstieg als A2 hervorruft. Eine anschauliche Erklärung könnte sein, dass die Strömung bei kleinen Flankenwinkeln der Kontur besser folgen kann, während es bei steileren Flankenwinkeln zu Ablösungen kommt. Dieses Ergebnis zeigt, dass die mittlere arithmetische Profilsteigung R_{da} ein, für die Verlustwirkung gefräster Oberflächen, relevanter Parameter ist.

Allerdings zeigt das Ergebnis auch, dass sich die Verlustwirkung von sandrauen Oberflächen (siehe S6 mit $R_{da} = 260 \mu\text{m} / \text{mm}$) nicht anhand der Parameter R_{da} und y^+ mit der gefrästen Oberfläche korrelieren lassen, denn bei einer stochastisch verteilten Rauheit wie die einer sandgestrahlten Oberfläche ist R_{da} nahezu proportional zu R_z .

Ausgerichtetes Originalprofil –

**Bild 5-1.6: Rauheitsprofil A5 im parallel zur Fräszeile, im Fräszeilental und in Strömungsrichtung**

Ausgerichtetes Originalprofil –

**Bild 5-1.7: Rauheitsprofil A2 parallel zur Fräszeile, im Fräszeilental und in Strömungsrichtung**

Die Fertigungsgruppe A3 zeigt innerhalb des Toleranzbandes der Messunsicherheit von $U_\xi = \pm 0.04\%$ (siehe Fehlerbalken in **Abb. 5-1.8 ... 5-1.10**) im gesamten Anströmwinkelbereich $50^\circ \leq \beta_1 \leq 120^\circ$ keinen Verlustanstieg gegenüber A1. Dies ist ein wichtiges Ergebnis, da A3 und A1 zwar in Bezug auf ihre Mikrorauheit in Strömungsrichtung in Form der mittleren Rautiefe R_z nahezu identisch bei als hydraulisch glatt zu bezeichnenden $R_z = 5$, bzw. $4 \mu\text{m}$ ($y^+ = 3$, bzw. 2) liegen, hingegen die makroskopische Frässtruktur von A3 mit einer dimensionslosen Fräszeilenhöhe in Strömungsrichtung von $y^+ = 50$ deutlich größer ist als die von A1. So ist die Fräszeilenhöhe von A3 mit $90 \mu\text{m}$ um den Faktor 4.5 größer und der Fräszeilenabstand mit 3 mm doppelt so groß wie der von A1. Damit weist A3 die größte Frässtruktur in Bezug auf Breite und Höhe der Fräszeilen auf. Auch die mittlere arithmetische Profilsteigung R_{da} der Oberflächen von A1 und A3 ist mit $R_{da} = 50 \mu\text{m} / \text{mm}$ identisch. Der einzige Unterschied liegt damit in der makroskopischen Frässtruktur. Dies zeigt, dass die Variation der makroskopischen Frässtruktur zwischen A1 und A3 keinen negativen Einfluss auf den Verlust hat.

Die Heissfilmmessungen in **Abschn. 3.2.6** zeigen eine Verschiebung der Transition (der hydraulisch glatten Profile) stromaufwärts bei starker druckseitiger Inzidenz mit zunehmender Re -Zahl (**Abb. 5-1.8**). Das erklärt die mit der Re -Zahl steigenden Verluste alle Fertigungsgruppen. Ähnlich wie bei Gitter S nimmt in diesem Betriebspunkt die relative Verlusterrhöhung von A6 gegenüber A1 von 61% (bei Nennanströmung) auf 48% ab. Dies ist ein Hinweis auf eine Aufdickung der turbulenten Grenzschicht mit der Folge einer Reduzierung des Verhältnisses von Rauheitserhebung zu Grenzschichtdicke und einer damit

verbundenen geringeren hydraulischen Wirkung der Rauheit.

Die Messungen in **Bild 5-1.8** zeigen auch ein streng von der dimensionslosen Rauheitserhebung y^+ abhängiges Verlustverhalten und deuten damit eine Beeinflussung der Grenzschicht durch die Rauheit an, da ein Verlustanstieg aufgrund einer hydraulischen Rauheitswirkung in der turbulenten Grenzschicht zu einem überproportionalen Verlustanstieg von A6 gegenüber A1 aufgrund des größeren turbulenten Grenzschichtanteils im Vergleich zu Nennanströmung führen müsste.

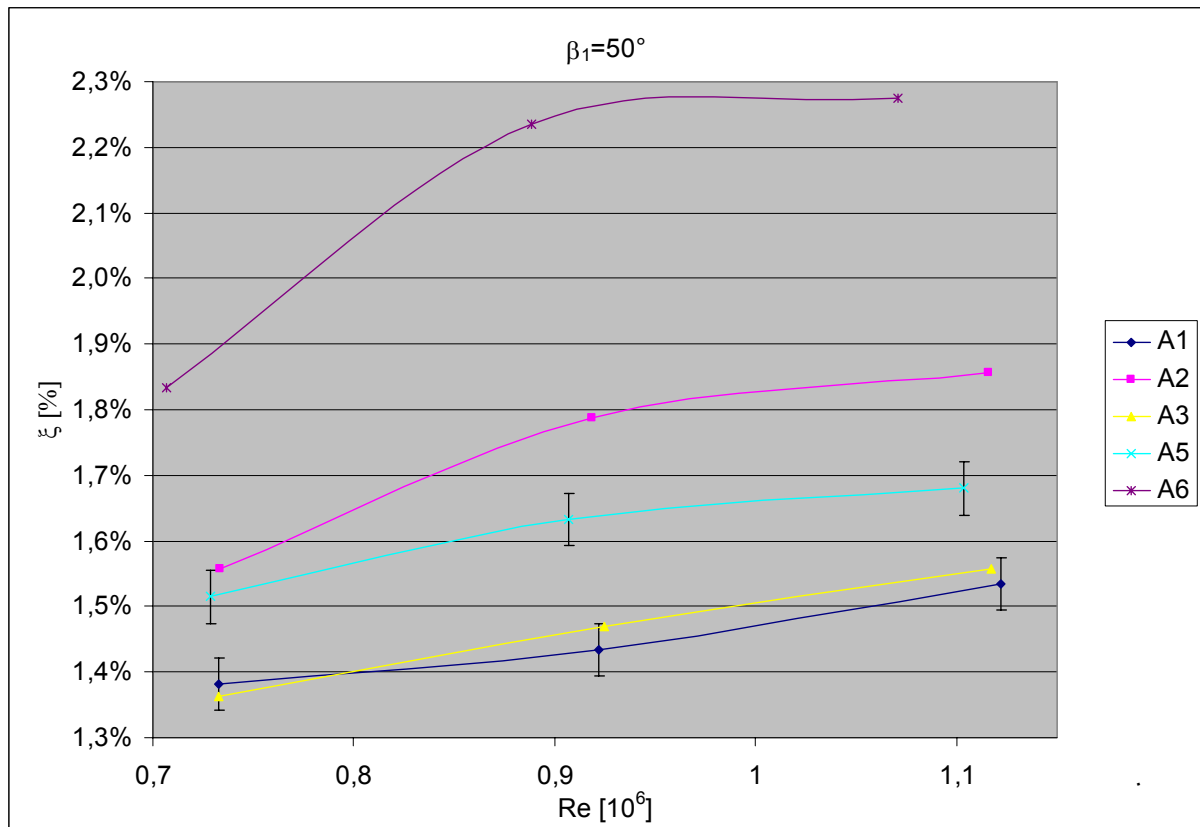


Bild 5-1.8: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re-Zahl des Gitters A bei $\beta_1 = 50^\circ$

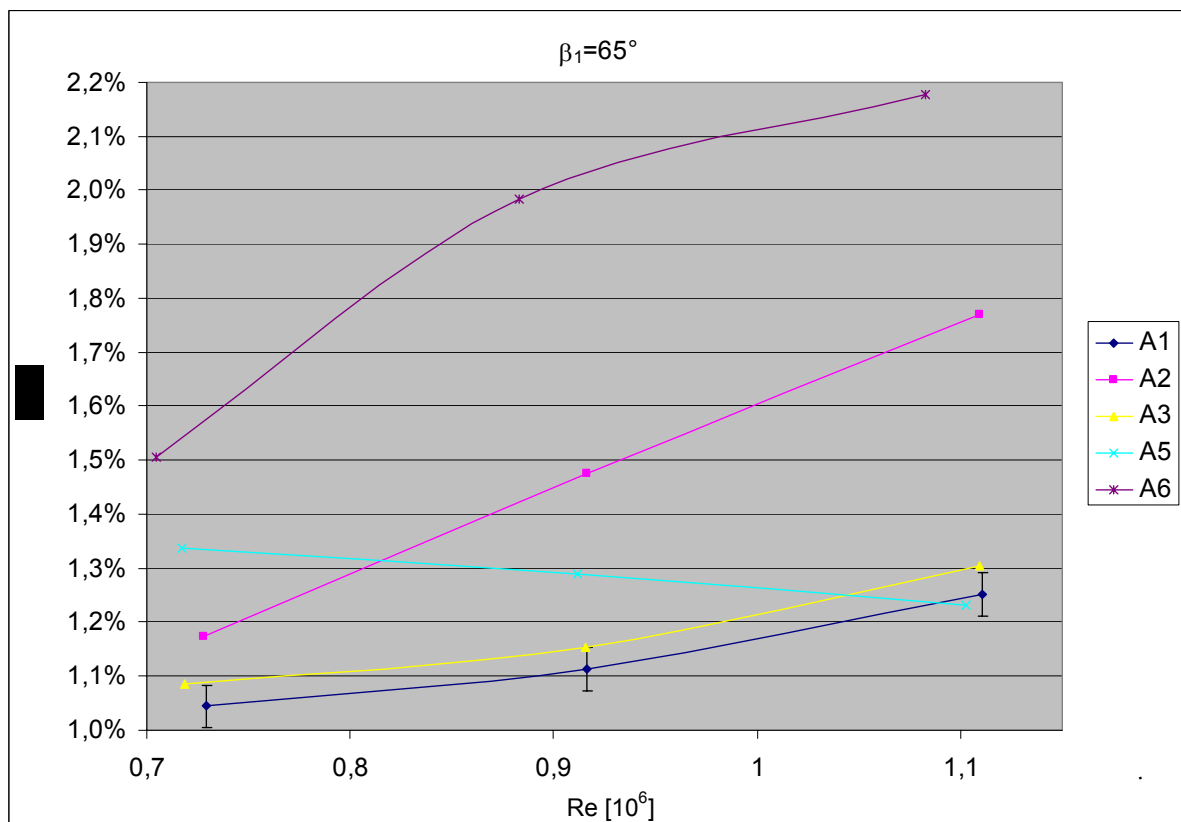


Bild 5-1.9: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re-Zahl des Gitters A bei $\beta_1 = 65^\circ$

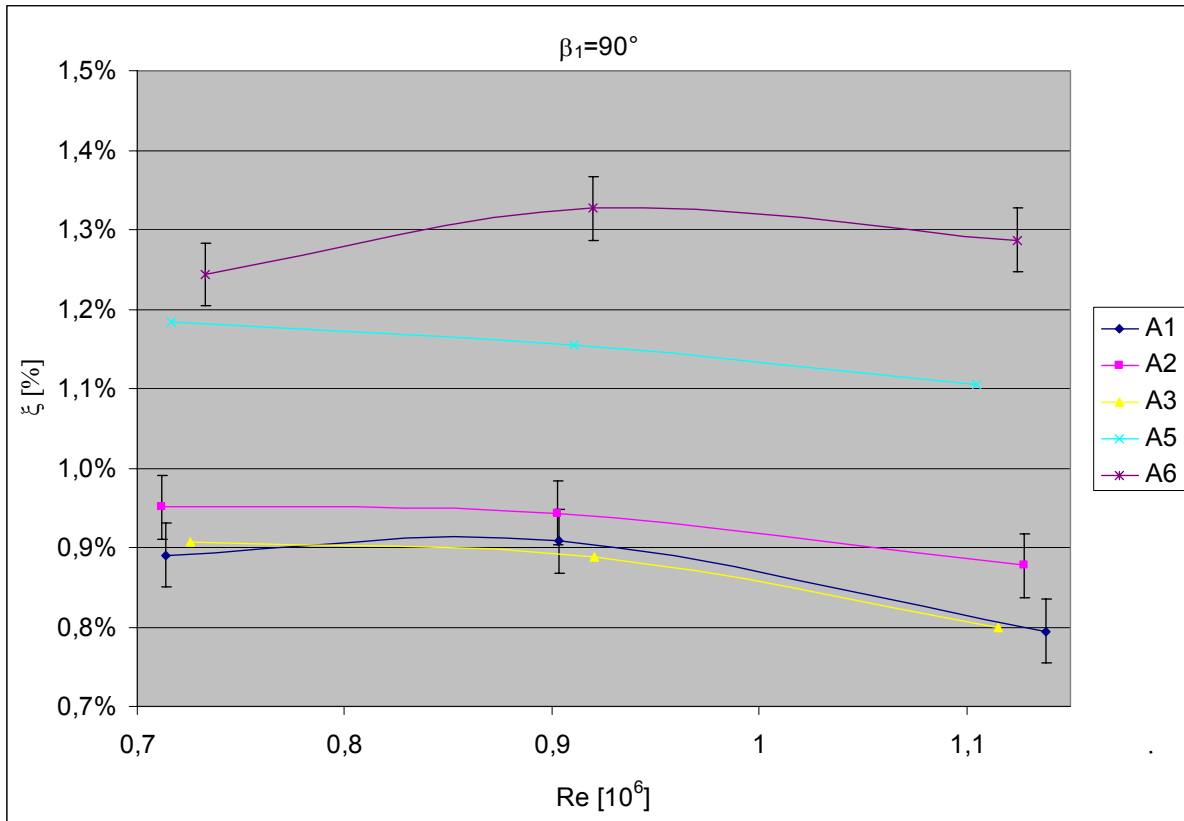


Bild 5-1.10: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re -Zahl des Gitters A bei $\beta_1 = 90^\circ$

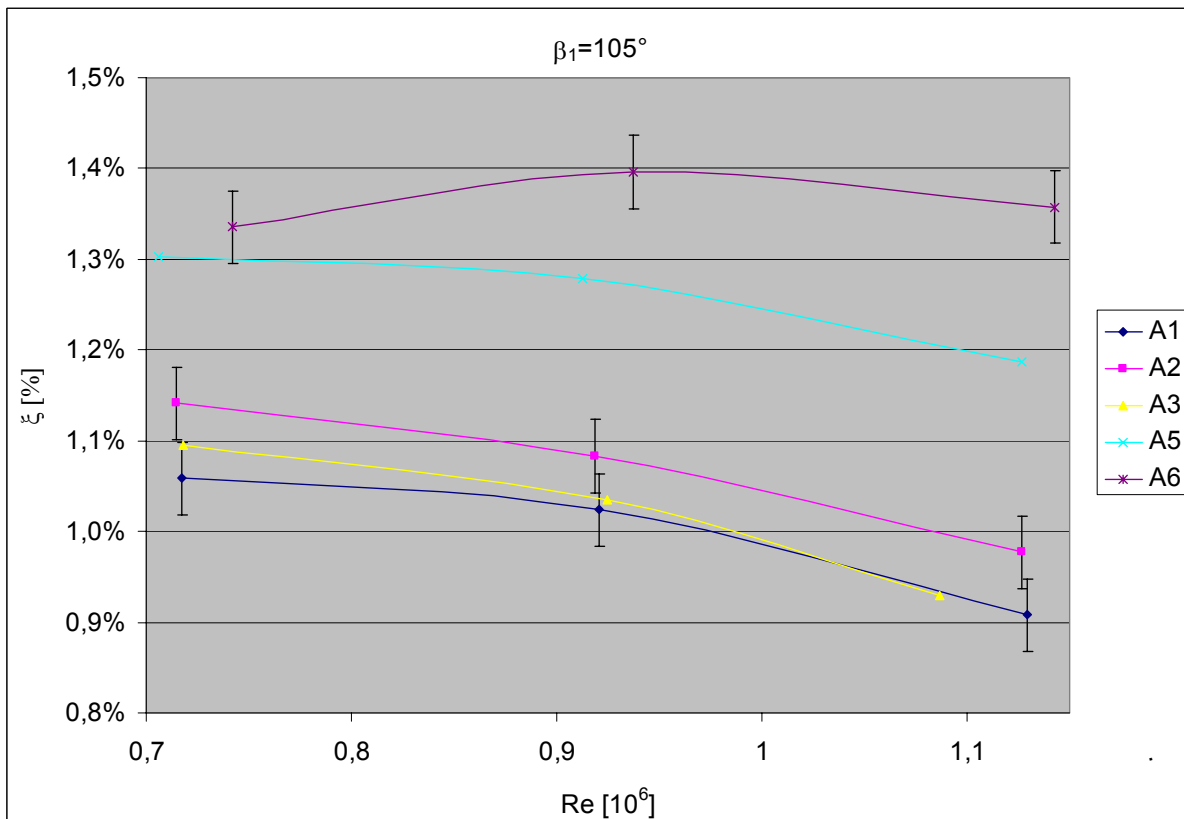


Bild 5-1.11: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re -Zahl des Gitters A bei $\beta_1 = 105^\circ$

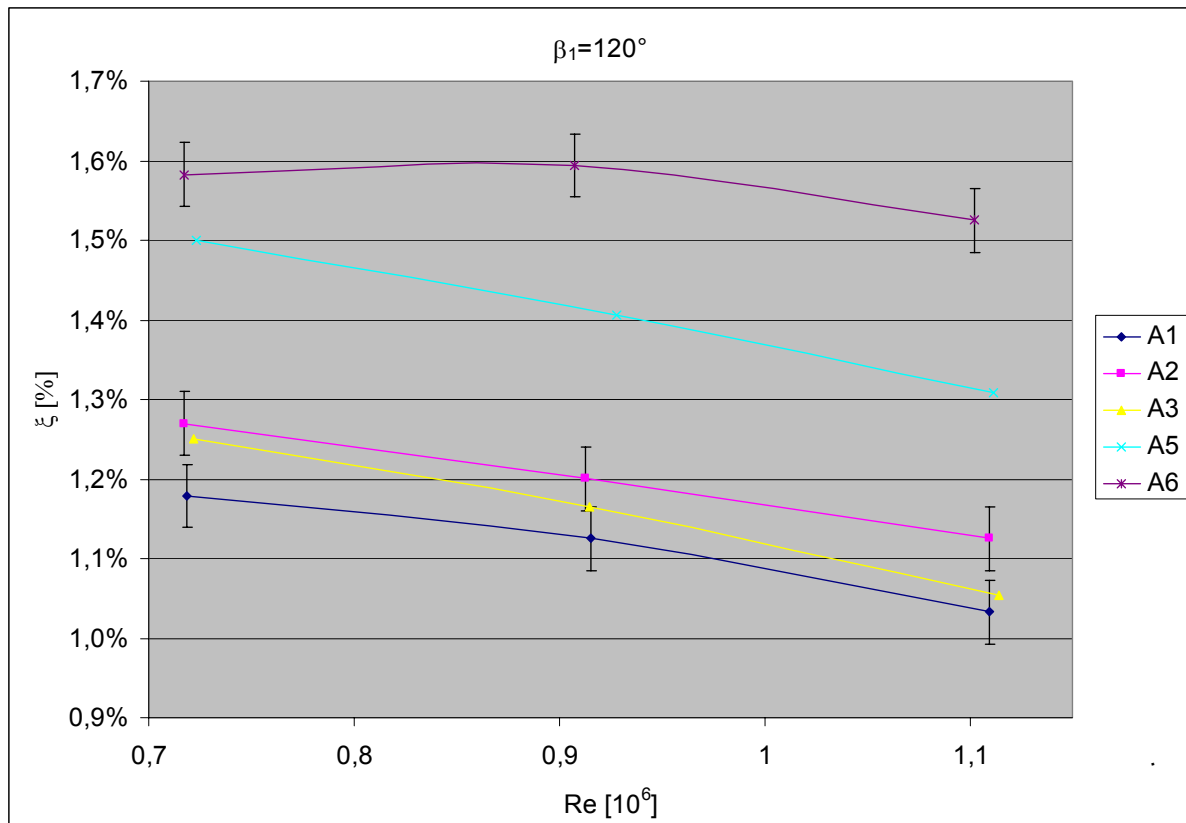


Bild 5-1.12: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit der Re-Zahl des Gitters A bei $\beta_1 = 120^\circ$

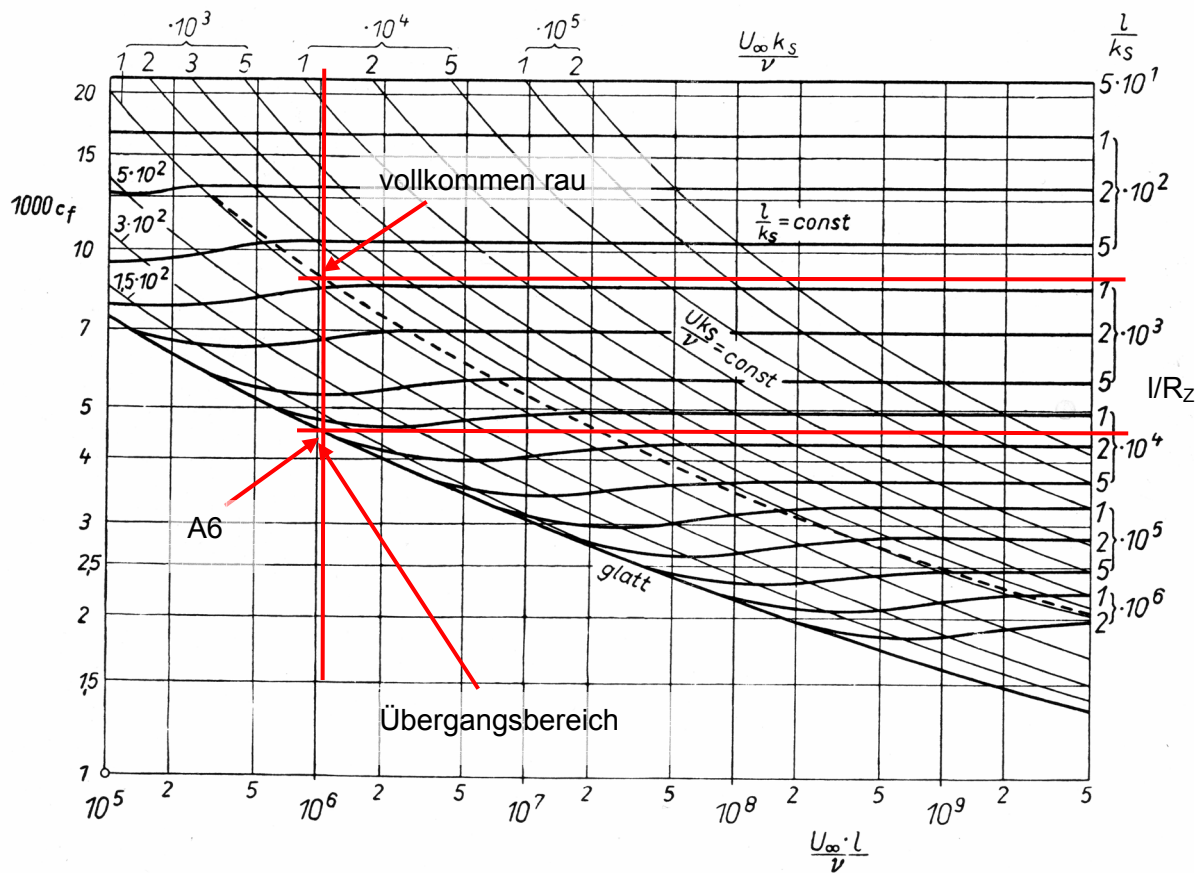


Bild 5-1.13: Widerstandsgesetz der sandrauen Platte, Schlichting (1982)

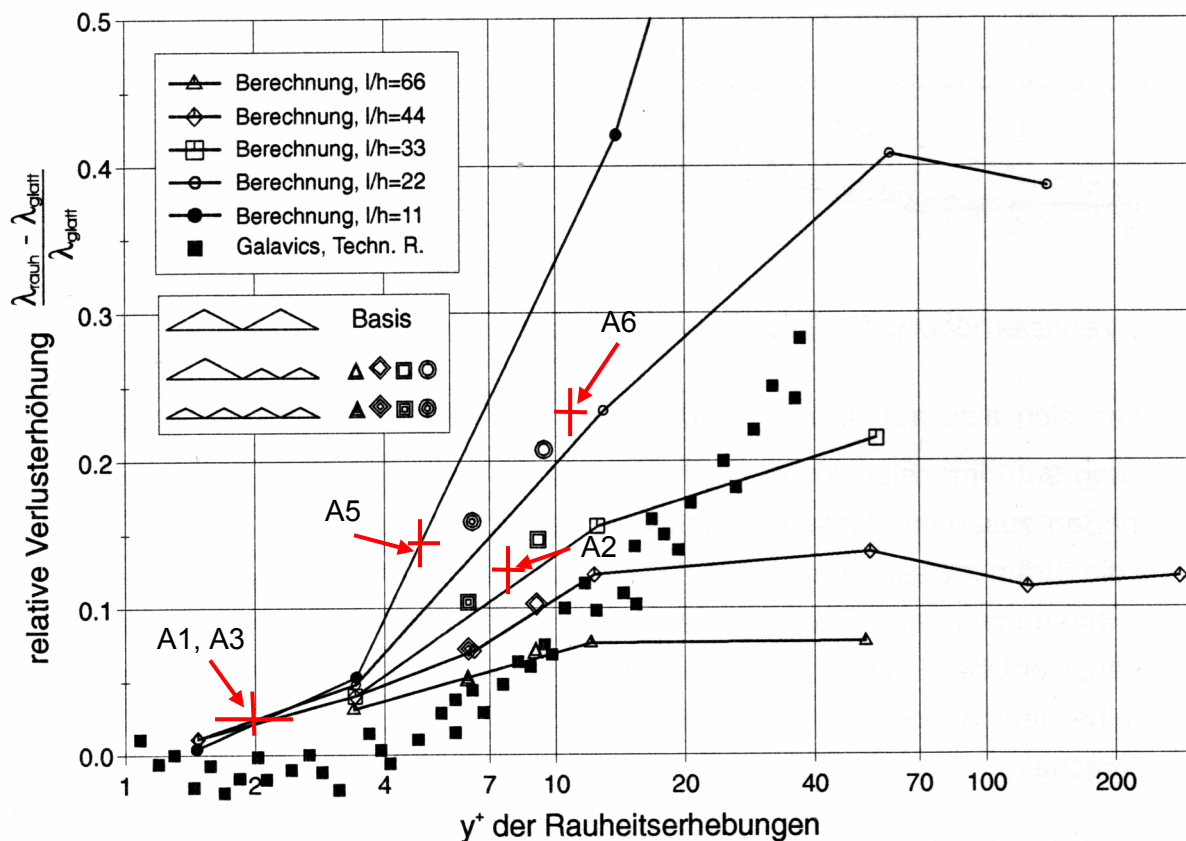


Bild 5-1.14: Berechnete Wirkung idealisierter Rauheiten, Harbecke (2001)

5.1.2 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust

Die **Bilder 5-1.15 ... 5-1.20** zeigen den Verlust der Rauheiten in Abhängigkeit vom Anströmwinkel für verschiedene Reynolds-Zahlen. **Bild 5-1.17** zeigt deutlich das hydraulisch raue Verlustverhalten von S6 bei höchster Reynolds-Zahl und allen Anströmwinkeln. Zwischen $\beta_1 = 90^\circ \dots 120^\circ$ steigt der Verlust von S6 stärker als bei den übrigen Rauheiten. Bei größter druckseitiger Inzidenz $\beta_1 = 50^\circ$ liefert auch S7 mit $R_z = 11 \mu\text{m}$ und $y^+ = 7$ (siehe **Abschn. 4.1.1**) einen Zusatzverlust gegenüber den hydraulisch glatten Schaufelgruppen S1 ... S5.

Auch die Darstellung der Verluste in Abhängigkeit des Anströmwinkels zeigt das sehr einheitliche Verlustverhalten der frärsrauen Schaufeln S1 ... S3 und S5 ohne negativen Einfluss auf die aerodynamische Güte innerhalb der Toleranz der Messgenauigkeit von $\xi_U = \pm 0.04\%$ (siehe Fehlerbalken in **Bild 5-1.17**). Diese Schaufelgruppen sind bezüglich ihrer Mikrorauheit in Strömungsrichtung hydraulisch glatt ($y^+ < 1$).

Die Schaufelgruppe S4 mit einer der Mikrorauheit in Strömungsrichtung überlagerten grobzeiligen Frässtruktur (Zeilenhöhe: $y^+ = 30$) zeigt bei Nennanströmung eine beginnende hydraulisch rau wirkende Oberfläche, mit einer an der Signifikanzgrenze ($U_\xi = \pm 0.04\%$) liegenden relativen Verlustserhöhung gegenüber der hydraulisch glatten S1.

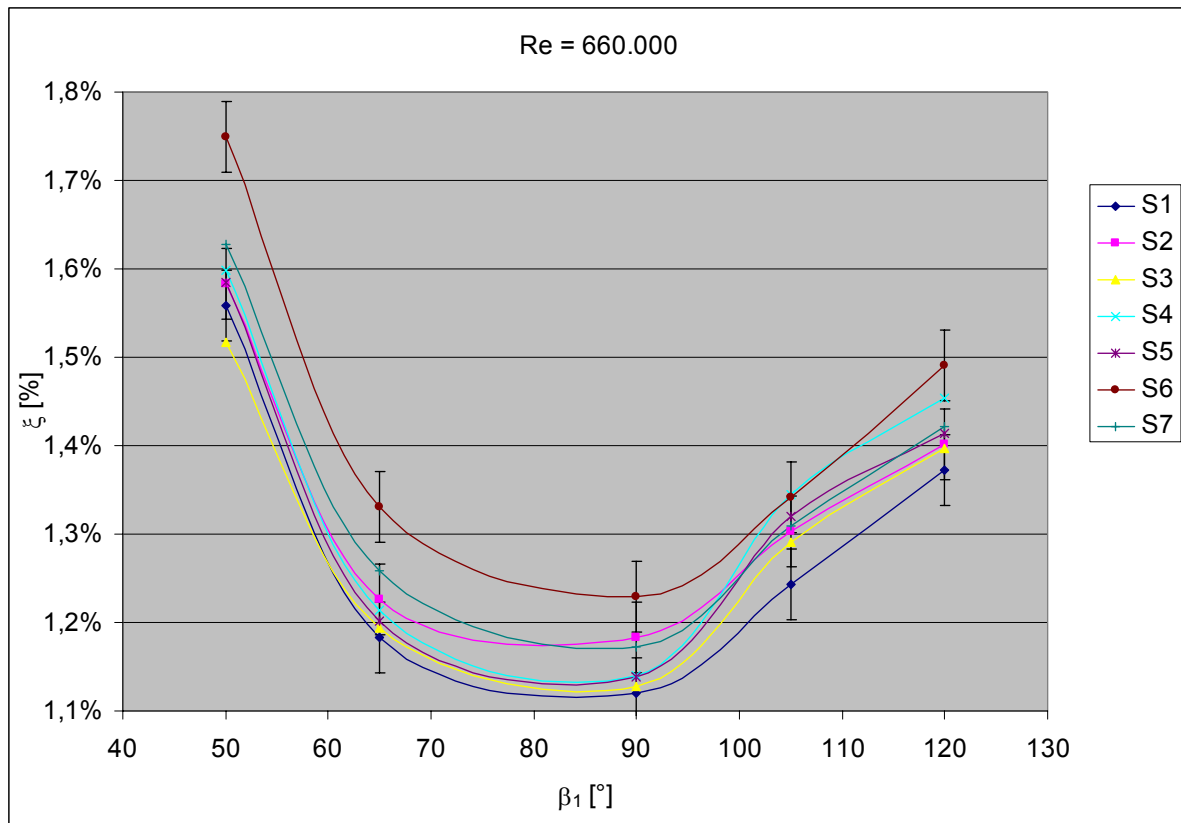


Bild 5-1.15: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anström-winkels des Gitters S bei $Re = 0.66 \times 10^6$

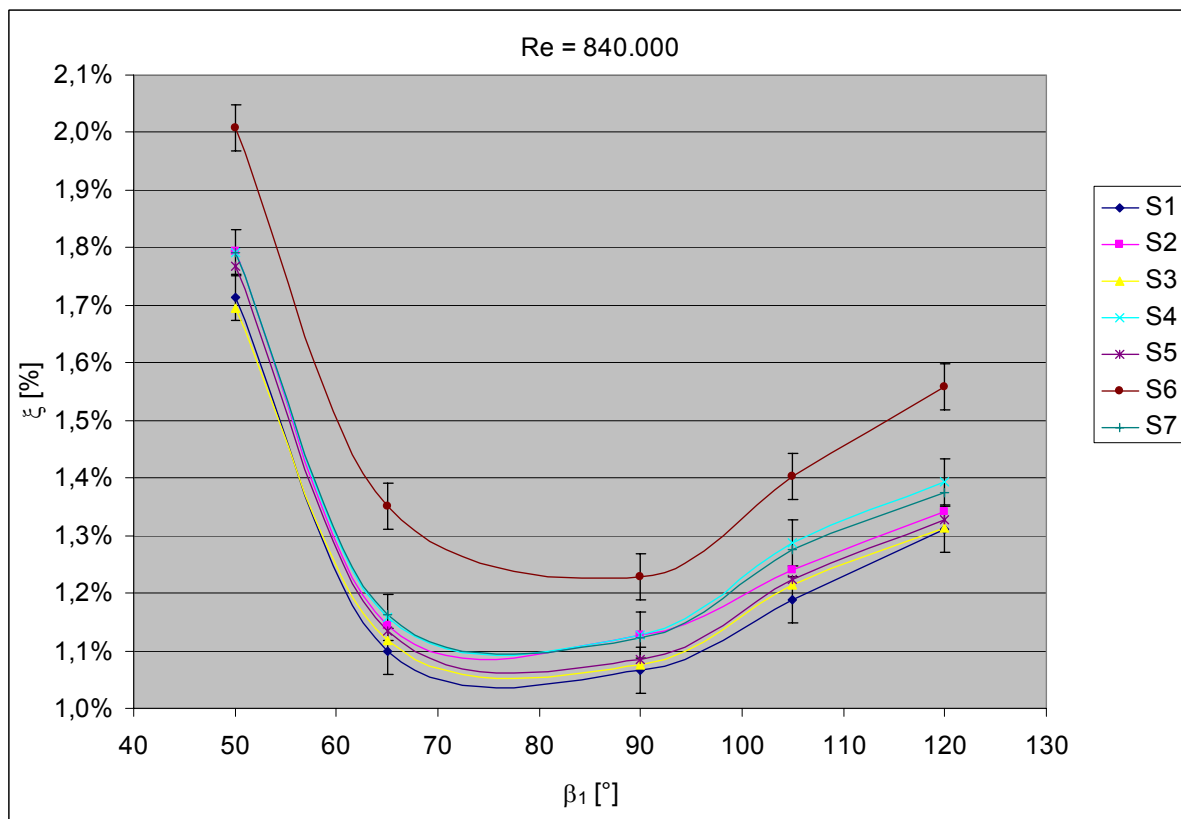


Bild 5-1.16: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anström-winkels des Gitters S bei $Re = 0.84 \times 10^6$

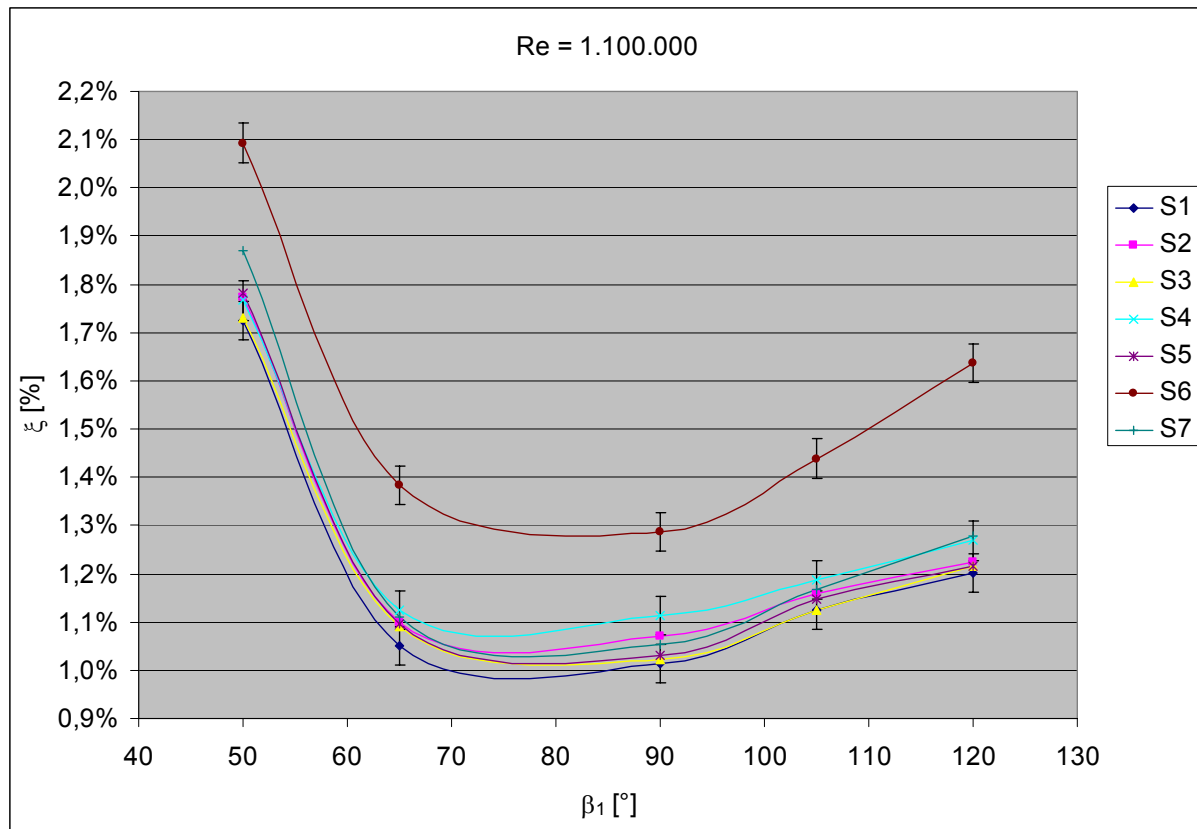


Bild 5-1.17: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anström- winkels des Gitters S bei $Re = 1.1 \times 10^6$

Die Qualitätsgruppen A1, A2, A3, A5 und A6 von **Gitter AGTII-A** sind fräsrauh ohne Nachbehandlung. Die **Bilder 5-1.18 ... 5-1.20** zeigen das Verlustverhalten in Abhängigkeit des Anströmwinkels aller fünf Qualitätsgruppen des Gitters A bei verschiedenen Re -Zahlen. Die fräsrueste Fertigungsgruppe A6 mit $R_z = 20 \mu\text{m}$ ($y^+ = 11$) erzeugt bei allen untersuchten Anströmwinkeln und Re -Zahlen eine große relative Verlusterrhöhung gegenüber der hydraulisch glatten A1, von maximal

$$\Delta \xi_{rel} = \frac{\xi_{A6} - \xi_{A1}}{\xi_{A1}} = 61\% \quad (20)$$

bei Nennanströmung und höchster Re -Zahl. Im Auslegungsfall bei Nennanströmung ist die Aufdickung der Grenzschicht in Abhängigkeit der turbulenten Grenzschichtlänge am geringsten, so dass der Quotient aus der Höhe der Rauheitselemente zur Grenzschichtdicke hier am größten ist und so zum größten rauheitsbedingten Verlustanstieg führt. Die Fertigungsgruppe A3, gekennzeichnet durch ihre deutlich gröbere makroskopische Frässtruktur mit einer 4.5-fachen Fräszeilenhöhe ($H_{FZ} = 90 \mu\text{m}$ / $y^+ = 50$, siehe **Tab. 4-1.2**) gegenüber A1, zeigt keinen Verlustanstieg im gesamten untersuchten Anströmwinkel- und Re -Zahlenbereich gegenüber A1 bei nahezu identischer Mikrorauheit in Strömungsrichtung von $R_z = 5 \mu\text{m}$, bzw. $4 \mu\text{m}$ ($y^+ = 3$, bzw. 2). Im hier variierten Bereich hat die gröbere Frässtruktur,

mit in Strömungsrichtung ausgerichteten Zeilen, keinerlei negativen Einfluss auf den Verlust.

Das Verlustverhalten von A2 und A5 zeigt eine starke Abhängigkeit von der aerodynamischen Belastung. Die Fertigungsgruppe A2, mit der nach A6 größten Mikrorauheit in Strömungsrichtung von $R_z = 20 \mu\text{m}$ ($y^+ = 11$), verursacht im Bereich $90^\circ \leq \beta_1 \leq 120^\circ$ und allen Re -Zahlen lediglich eine an der Signifikanzgrenze ($U_\xi = \pm 0.04 \%$, siehe Fehlerbalken in den **Bilder 5-1.18 ... 5-1.20**) liegende relative Verlusterhöhung gegenüber A1. Bei den Anströmwinkeln $\beta_1 = 65^\circ$ und $\beta_1 = 50^\circ$ steigt die Verlusterhöhung von A2 auf 42%, bzw. 21%.

Das ist ein Hinweis darauf, dass bei großer positiver Inzidenz die Rauheit von A2 zu einer Beeinflussung des laminar-turbulenten Umschlags der Grenzschicht führt. Diese Vermutung wird durch die Ergebnisse aus **Abschn. 3.2.6** unterstützt, die dem hydraulisch glatten Gitter bei großer druckseitiger Inzidenz eine Verschiebung der Transition stromauf bescheinigen.

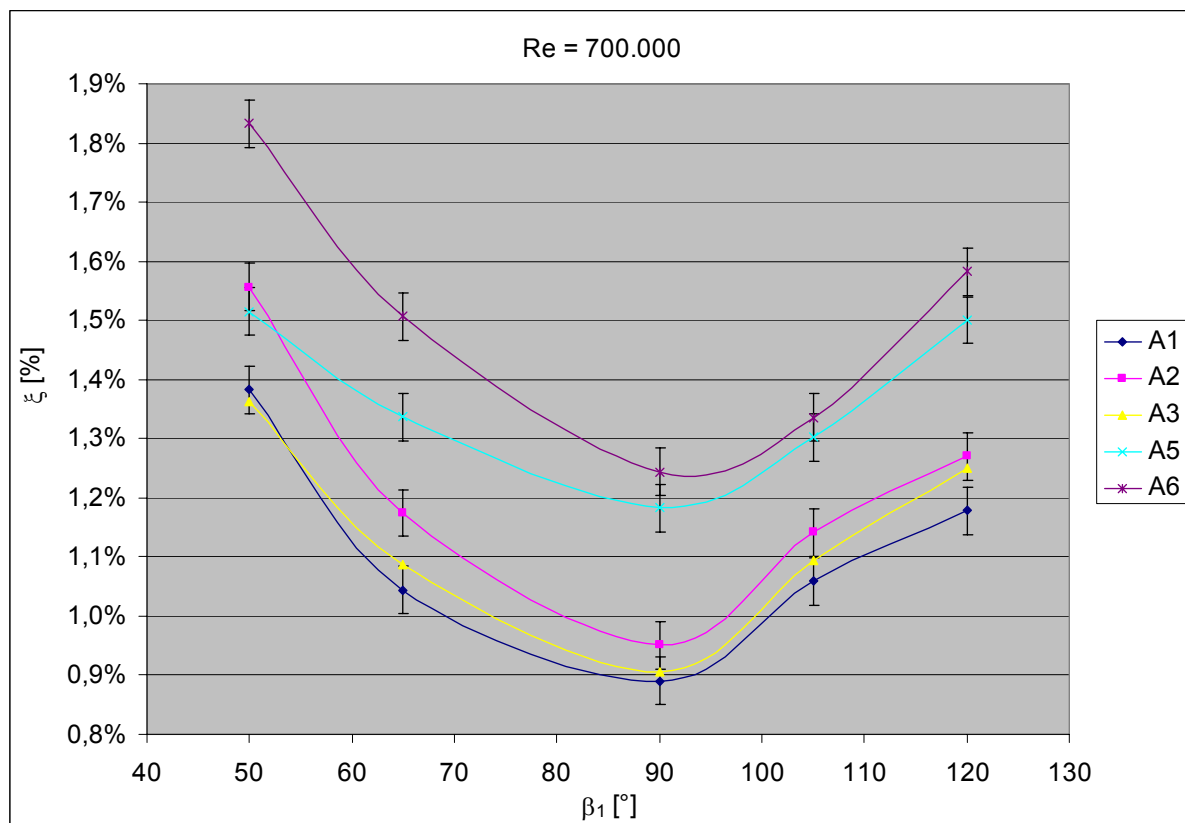


Bild 5-1.18: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anströmwinkels des Gitters A bei $Re = 0.7 \times 10^6$

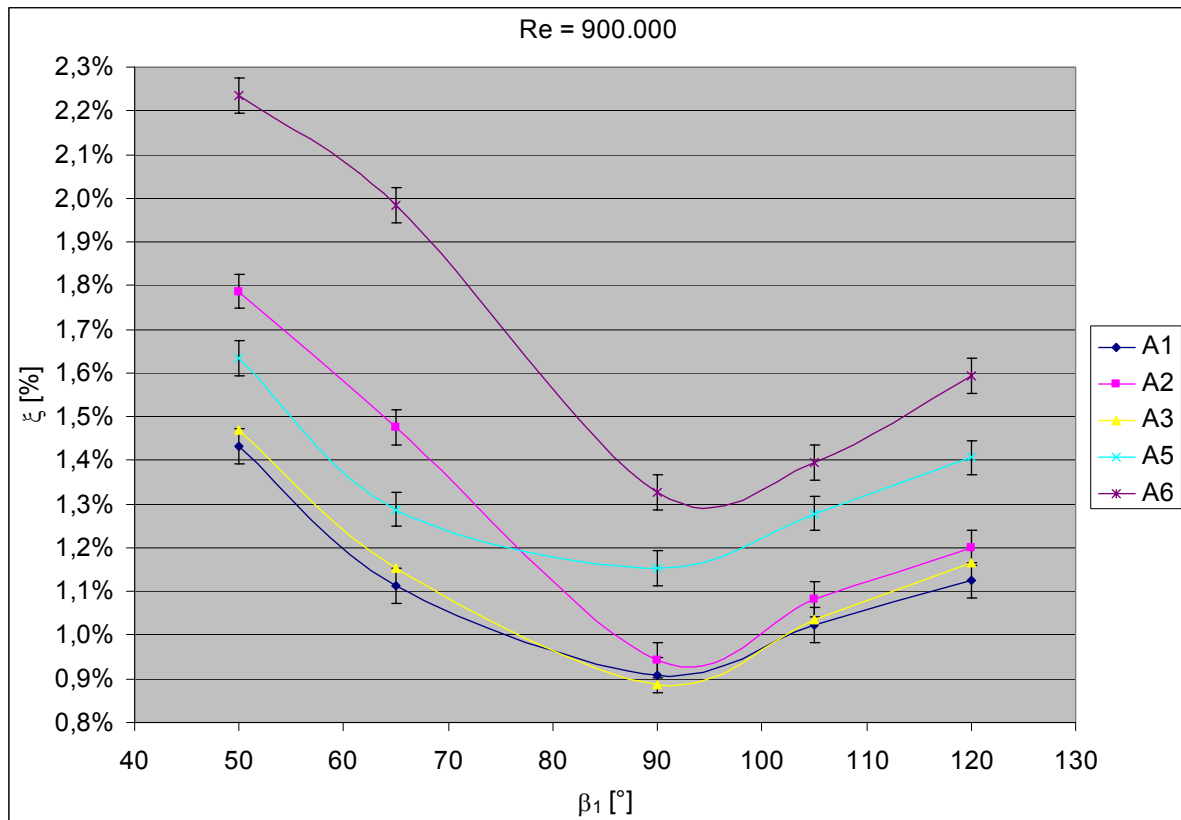


Bild 5-1.19: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anström-winkels des Gitters A bei $Re = 0.9 \times 10^6$

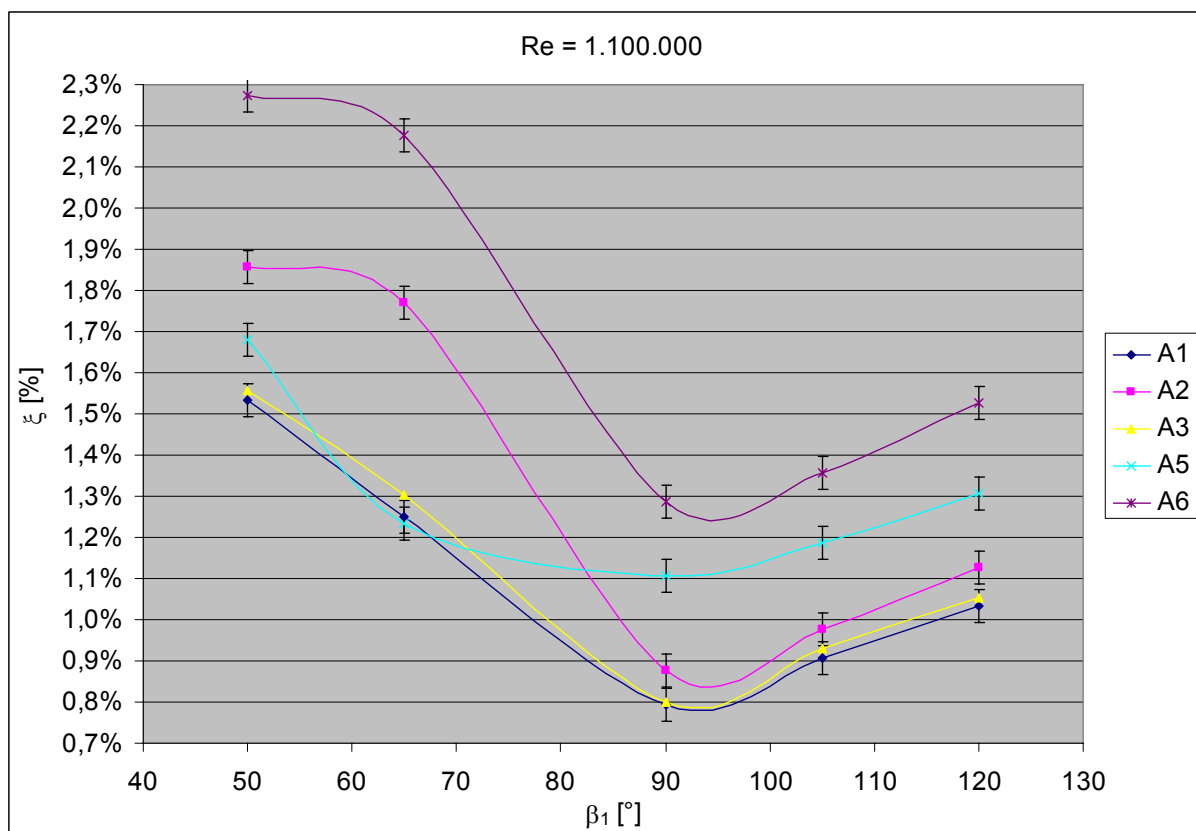


Bild 5-1.20: Profilverlust aus Nachlaufmessungen in Abhängigkeit des Anström-winkels des Gitters A bei $Re = 1.1 \times 10^6$

5.2 Einfluss der Oberflächenrauheit auf die turbulente Grenzschicht

Die Messung der Geschwindigkeitsverteilung in der Grenzschicht dient neben der pneumatischen Verlustbestimmung in **Kap. 5** der Untersuchung des Einflusses der verschiedenen Rauheitsstrukturen auf die den Verlust dominierende turbulente Grenzschicht. Da der größte Anteil des Profilverlustes in der turbulenten Grenzschicht auf der Saugseite entsteht, soll der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung der Grenzschichtströmung und deren Kennwerte, wie die Impulsverlustdicke der verschiedenen Oberflächenrauheiten, Hinweise auf deren Verlustwirkung geben.

In **Bild 5-2.1 und 5-2.2** sind die gemessenen Geschwindigkeitsprofile der saugseitigen turbulenten Grenzschicht nahe der Hinterkante der Qualitäten des Gitters A und des Gitters S dargestellt (siehe auch **Abschn. 3.2.5**). Die Geschwindigkeit in der Grenzschicht ist mit der Geschwindigkeit am Grenzschichttrand normiert. Die Fehlerbalken zeigen die Messunsicherheit bei der Wandabstandbestimmung. Sie beträgt 50 ... 140 μm und ist einerseits durch die Methode der Nullpunktseinstellung durch Verringerung des Wandabstands y in Schritten von 50 μm bis zum elektrischen Kontakt des Hitzdrahtes mit der geerdeten Schaufeloberfläche und andererseits durch das jeweilige Rauheitsprofil in Strömungsrichtung gegeben

In der Grenzschicht der Schaufelgruppe A6 ($R_z = 20 \mu\text{m}$) in **Bild 5-2.1** ist der Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Wand größer als bei allen übrigen Qualitäten. Dies bedeutet nach der Grenzschichttheorie einen stärkeren Impulsaustausch mit der Außenströmung und damit einen größeren Verlust. So erzeugt denn auch die Oberflächenrauheit der Schaufelgruppe A6 bei allen aerodynamischen Belastungen den größten Verlust (**Bild 5-1.20**). Die Kurve "A2 Repro" repräsentiert eine Wiederholungsmessung von A2 ($R_z = 15 \mu\text{m}$) an unterschiedlichen Messtagen und bestätigt die Reproduzierbarkeit der Messungen. Die Grenzschicht der Rauheit A2, mit $R_z = 15 \mu\text{m}$ die zweittraueste Oberfläche des Gitters A, zeigt ebenfalls ein Geschwindigkeitsdefizit das auf eine Rauheitswirkung zurückzuführen ist, allerdings an der Grenze der Signifikanz (siehe Fehlerbalken). So zeigen die Nachlaufmessungen in **Abschn. 5.1** ebenfalls einen Verlustanstieg der Fertigungsgruppe A2 bei Nennanströmung ($\beta_1 = 90^\circ$) und höchster Re-Zahl, der an der Signifikanzgrenze liegt (**Bild 5-1.10**). Der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilungen der Grenzschichten A6 und A2 und der aus ihnen berechneten Grenzschichtparameter zeigt eine gute Korrelation zwischen dem Geschwindigkeitsdefizit der turbulenten Grenzschicht aufgrund der Rauheit und der mittels Nachlaufmessungen bestimmten Verluste. Die deutliche Rauheitswirkung der Fertigungsgruppe A5 im Anströmwinkelbereich von $90^\circ \leq \beta_1 \leq 120^\circ$ (**Bild 5-1.20**) wird dagegen durch die Grenzschichtmessung nicht adäquat wiedergegeben. Hier scheint ein Vergleich der Geschwindigkeitsprofile in Abhängigkeit der Lauflänge der turbulenten Grenzschicht notwendig zu sein.

Qualität A6 erzeugt als einzige fräsraue Schaufel eine um 37% erhöhte normierte Impulsverlustdicke (**Tab. 5-2.1**) gegenüber dem Mittel der übrigen Qualitäten des Gitters A. Die höheren Werte von δ_2 für A6 und A2 bestätigen die Ergebnisse der Nachlaufmessungen. In **Bild 5-2.2** zeigen alle Grenzschichtprofile außer dem der sandgestrahlten Qualität S6 ($R_z = 20$

µm) keine signifikanten Unterschiede. Alle Grenzschichten der fräsrauen Oberflächen des Gitters S erzeugen eine vergleichbare Impulsverlustdicke und zeigen somit wie auch bei den Nachlaufmessungen keinen Rauheitseinfluss.

Tabelle 5-2.1: Kenngrößen der Grenzschicht

	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	A1	A2	A3	A5	A6
normierte Impulsverlust- dicke $\delta_2/(t \cdot \sin\beta_2)^*$	4.64	4.06	4.06	4.64	4.64	6.38	5.80	5.68	6.63	5.68	6.15	8.52
Formparameter H_{12}	1.32	1.32	1.33	1.31	1.32	1.33	1.34	1.41	1.44	1.41	1.39	1.50

*) : engster Querschnitt: $q=t \cdot \sin\beta_2$, gebildet aus Produkt von Teilung und Sinus des Abströmwinkels

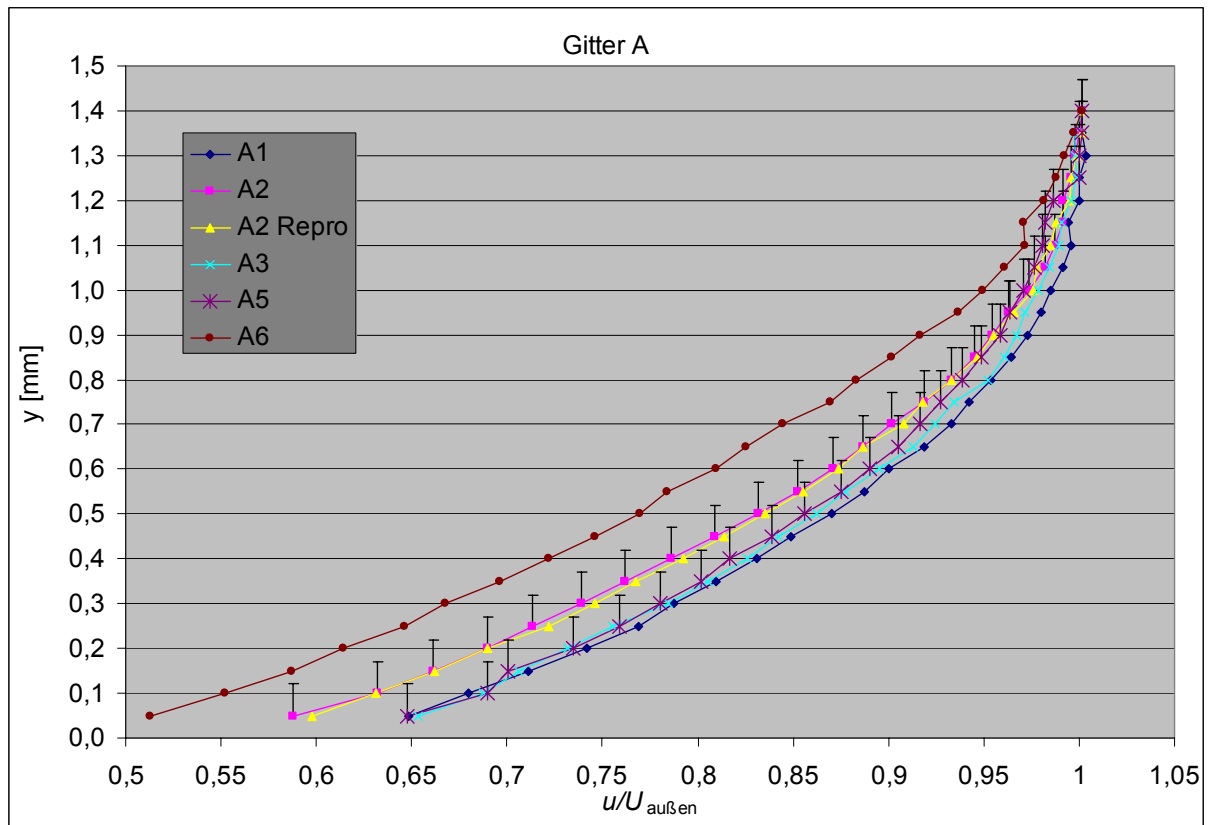


Bild 5-2.1: Grenzschichtprofile des Gitters A bei $Re = 1.14 \times 10^6$ und $\beta_1 = 90^\circ$

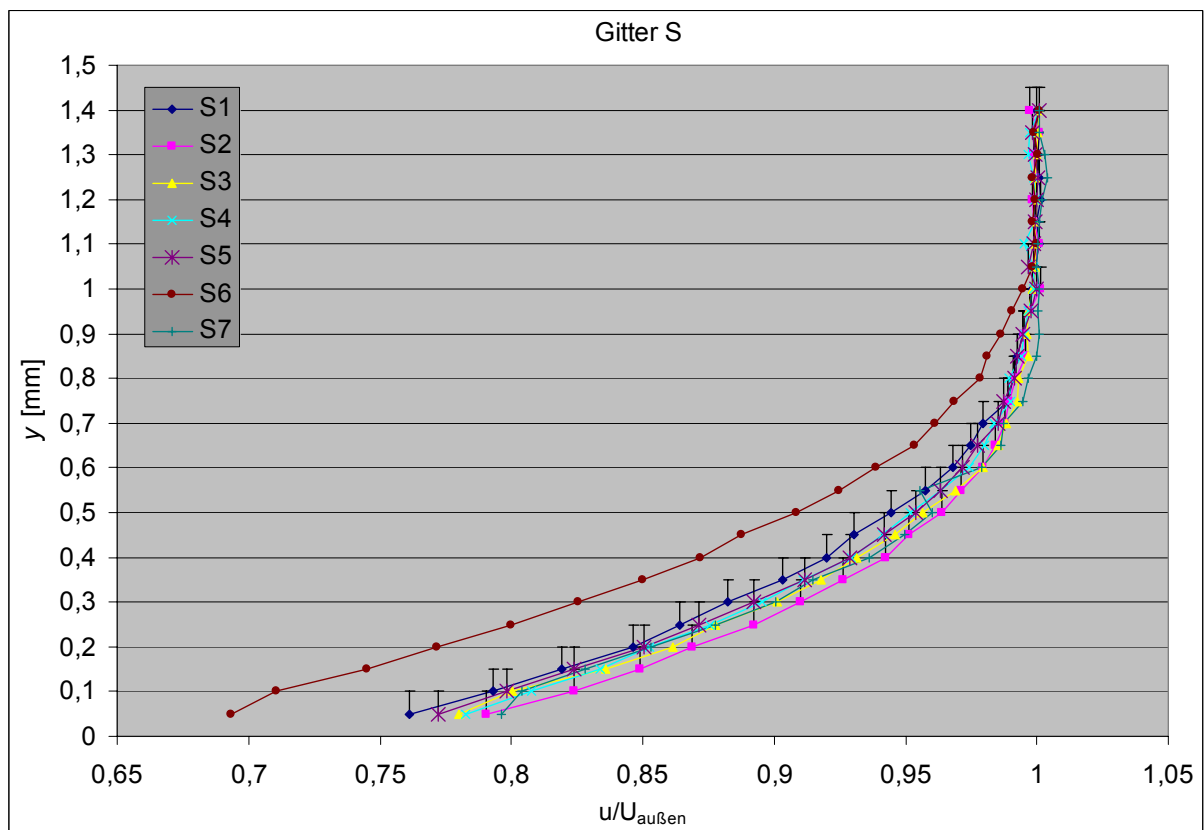


Bild 5-2.2: Grenzschichtprofile des Gitters S bei $Re = 1.14 \times 10^6$ und $\alpha_1 = 90^\circ$

5.3 Vergleich der Rauheitsstrukturen der Turbinenprofile

Die untersuchten Turbinenschaufeln (Bild 5-3.1 bis 5-3.3) lassen sich hinsichtlich ihrer Oberflächenrauheit in drei technologische Gruppen gliedern:

1. Fräsrau ohne Nachbehandlung
2. Fräsrau (siehe Tab. 4-1.2), nachträglich in der Schleppscheifmaschine gleitgeschliffen
3. Sandgestrahlt

In den Bildern 5-3.1 bis 5-3.3 ist der Zusatz-Profilverlust der drei Gruppen in Abhängigkeit der dimensionslosen mittleren Rautiefe y^*_{RZ} bei unterschiedlichen Anströmwinkeln dargestellt. Das Verlustverhalten der fräsrauen Schaufeln ist bei Nennanströmung (Bild 5-3.1) nicht mit der mittleren Rautiefe R_Z korreliert. Bei den sandkornrauen Schaufeln ist der Verlust mit R_Z korreliert, die nachträglich gleitgeschliffenen Schaufeln weisen aufgrund ihrer (in Strömungsrichtung) hydraulisch glatten Oberfläche keinerlei rauheitsbedingten Zusatzverlust auf, trotz ihrer signifikanten makroskopischen Fräszeilenstruktur.

Das zu R_Z gegenläufige Verlustverhalten der fräsrauen Schaufeln kann anhand der Betrachtung des mehrdimensionalen Formparameters R_{da} , als Maß für den Abstand der Rauheitselemente, erklärt werden. Gegenüber der Sandkornrauheit besitzt die Fräsrauheit die Form des Rauheitsprofils als zusätzliche variable Oberflächeneigenschaft zu R_Z . Während die Sandkornrauheit durch das Modell der dichtesten Kugelpackung charakterisiert ist, muss bei der Fräsrauheit der typischer Weise sehr viel größere Abstand der Rauheitselemente berücksichtigt werden. Dies bedeutet einen zur Sandkornrauheit unterschiedlichen Verlustmechanismus. Verwendet man den weiter unten entwickelten modifizierten R_{da} -Wert, erhält man eine gute Korrelation zum Verlustverhalten. Die Verlustwirkung der fräsrauen Schaufeln wird durch $R_{da, mod}$ gut beschrieben, diejenige der sandrauen Schaufeln durch R_Z , bei gegenläufiger Tendenz. Festzuhalten bleibt, dass Erkenntnisse aus der Untersuchung stochastischer Rauheitsstrukturen nicht ohne weiteres auf zwei- und dreidimensionale Rauheitsstrukturen übertragen werden können.

Bei großer druckseitiger Fehlanströmung und großer aerodynamischer Belastung ist die Verlustwirkung wieder mit R_Z korreliert. Demnach ist die Grenzschichtenwicklung bei vorliegenden Strömungsverhältnissen maßgeblich für das Verlustverhalten der gerichteten, technischen Rauheit.

Aus der Definition der ein- und zweidimensionalen Parameter R_Z und R_a wird sofort ersichtlich, dass sie die Form des Rauheitsprofils nicht beschreiben können und, wie die Experimente zeigen, auch nicht die Verlustwirkung. Der große Wert für R_{da} von A5 in Verbindung mit einem relativ geringen R_Z -Wert macht deutlich, dass die große Anzahl der Rauheitselemente in Strömungsrichtung einen signifikanten Einfluss auf die Verlustwirkung hat, der den der absoluten Rauheitshöhe in Form von R_Z (bei Nennanströmung, siehe Abschn. 5.1) übersteigt. Für A5 ist R_{da}/R_Z maximal und zeigt somit, dass bei gleicher absoluter Rauheitsgröße die größte Verteilungsdichte der Rauheitselemente die größte Verlustwirkung verursacht. Für die Abschätzung des absoluten, durch Rauheit induzierten Zusatzverlustes ist es also notwendig, auch die Form des Rauheitsprofils und deren Einfluss auf die strömungsmechanische Wirksamkeit zu betrachten. Die Schlussfolgerung lautet, dass das Verlustverhal-

ten von Schaufeln mit gerichteter, technischer Rauheit entscheidend von der Form des Rauheitsprofils beeinflusst wird.

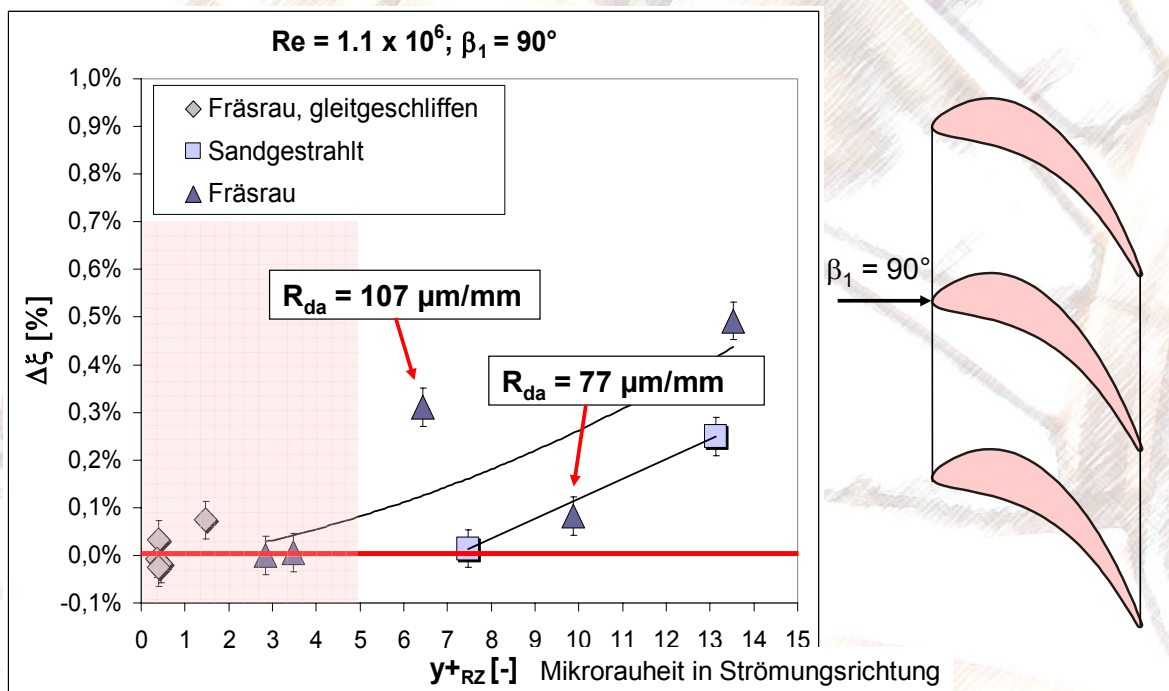


Bild 5-3.1: Rauheitsbedingter Zusatzverlust in Abhängigkeit der dimensionslosen mittleren Rautiefe bei $\beta_1 = 90^\circ$

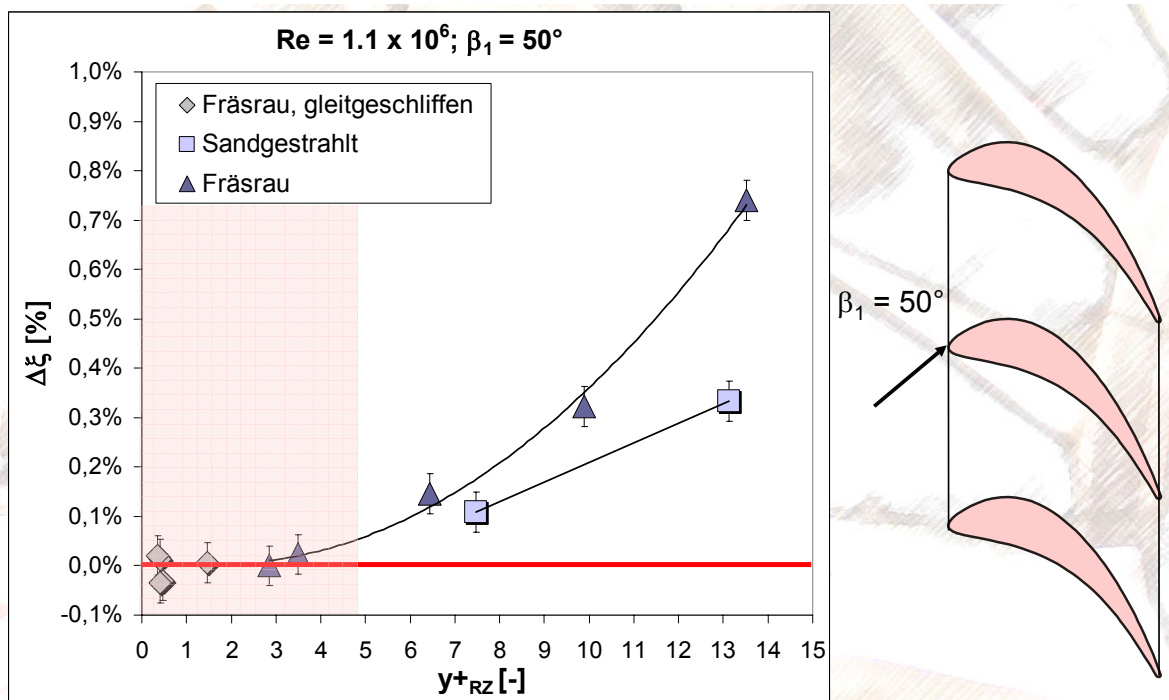


Bild 5-3.2: Rauheitsbedingter Zusatzverlust in Abhängigkeit der dimensionslosen mittleren Rautiefe bei $\beta_1 = 50^\circ$

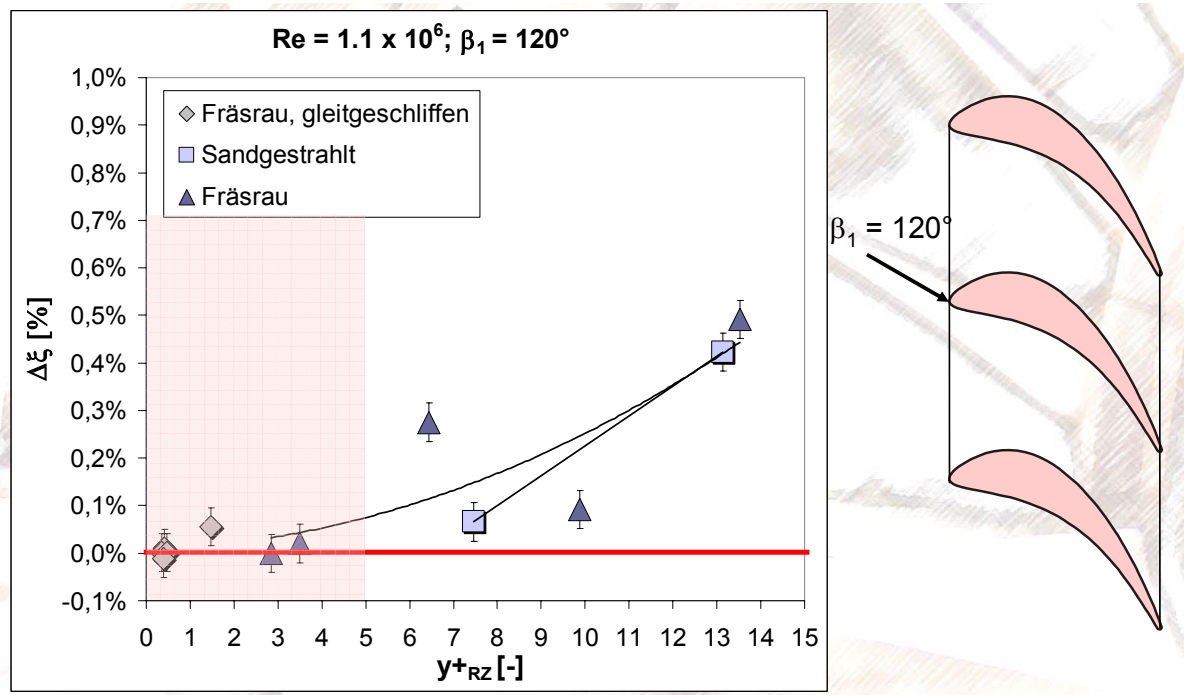


Bild 5-3.3: Rauheitsbedingter Zusatzverlust in Abhängigkeit der dimensionslosen mittleren Rautiefe bei $\beta_1 = 120^\circ$

Insbesondere die Form des Rauheitsprofils gemessen als y^+ in Wandkoordinaten ist für eine Vorhersage des Verlustverhaltens wichtig, weil der Fußbereich des Rauheitsprofils immer zu einem Anteil verlustunwirksam ist, solange er in der viskosen Unterschicht liegt. Die Rauheitsprofile mit zugehöriger Abbott-Kurve, dargestellt in Bild 5-3.4, zeigen deutliche Unterschiede in den geometrischen Eigenschaften der Oberflächen von A5 gegenüber A2 und A6. Die Rauheitsstrukturen 3. Ordnung mit regelmäßigen, gerichteten Strukturen A2 und A6, zeichnen sich durch ein zerklüftetes und spitzbergiges Rauheitsprofil aus, gekennzeichnet durch eine steile Abbott-Kurve. Solche Rauheitsprofile entstehen typischerweise bei der zerspannenden Fertigung durch Fräsen. Das Rauheitsprofil der Schaufelgruppe A5 dagegen hat eine eher plateauartige Form, was sich in einer geringeren Steigung der Abbott-Kurve ausdrückt. Solche Rauheitsprofile werden z.B. gezielt durch Honen erzeugt. Die Abbott-Kurve gibt den Materialanteil des Rauheitsprofils in Abhängigkeit der Schnitt-, bzw. Profiltiefe an. In Bezug auf die strömungsmechanische Rauheitswirkung beschreibt die Abbott-Kurve also die Verteilung der R_{da} -Anteile über der Höhe des Rauheitsprofils. Aus Bild 5-3.4 wird sofort anschaulich ersichtlich, dass bei A2 und A6 die größten Anteile von R_{da} in der unteren Profilhälfte lokalisiert sind, während dies bei A5 umgekehrt ist. Unter Berücksichtigung der verlustunwirksamen viskosen Unterschicht der Grenzschicht nach Schlichting (1982) und des hohen durch die Oberfläche von A5 erzeugten Verlustes bei moderater mittlerer Rautiefe R_Z , kann vermutet werden, dass dieser Sachverhalt eine für Reibungsvorgänge von Rauheiten in der Größenordnung des zwei bis dreifachen der viskosen Unterschicht eine signifikante Rolle spielt.

Ziel der folgenden Betrachtung ist die Definition einer systematischen Vorgehensweise zur

Beschreibung der Verlustwirkung einer vorliegenden Fräsrauheit anhand ihres Rauheitsprofils und unter Berücksichtigung des Grenzschichtzustands. Aus den Messungen der Geschwindigkeitsprofile der saugseitigen, turbulenten Profilgrenzschicht (Abschn. 3.2.5 und 5.2) wird die Wandschubspannung berechnet, als Eingangsgröße zur Bestimmung der dimensionsbehafteten Dicke der viskosen Unterschicht bei $y^+ = 5$ (in Schlichting (1982) auch laminaire Unterschicht genannt). Der Wandabstand $y^+ = 5$ bildet die Grenze zwischen dem hydraulisch glatten Bereich der Grenzschicht ohne Reibungseinflüsse und dem Übergangsbereich mit beginnenden Reibungseinflüssen bei $y^+ > 5$.

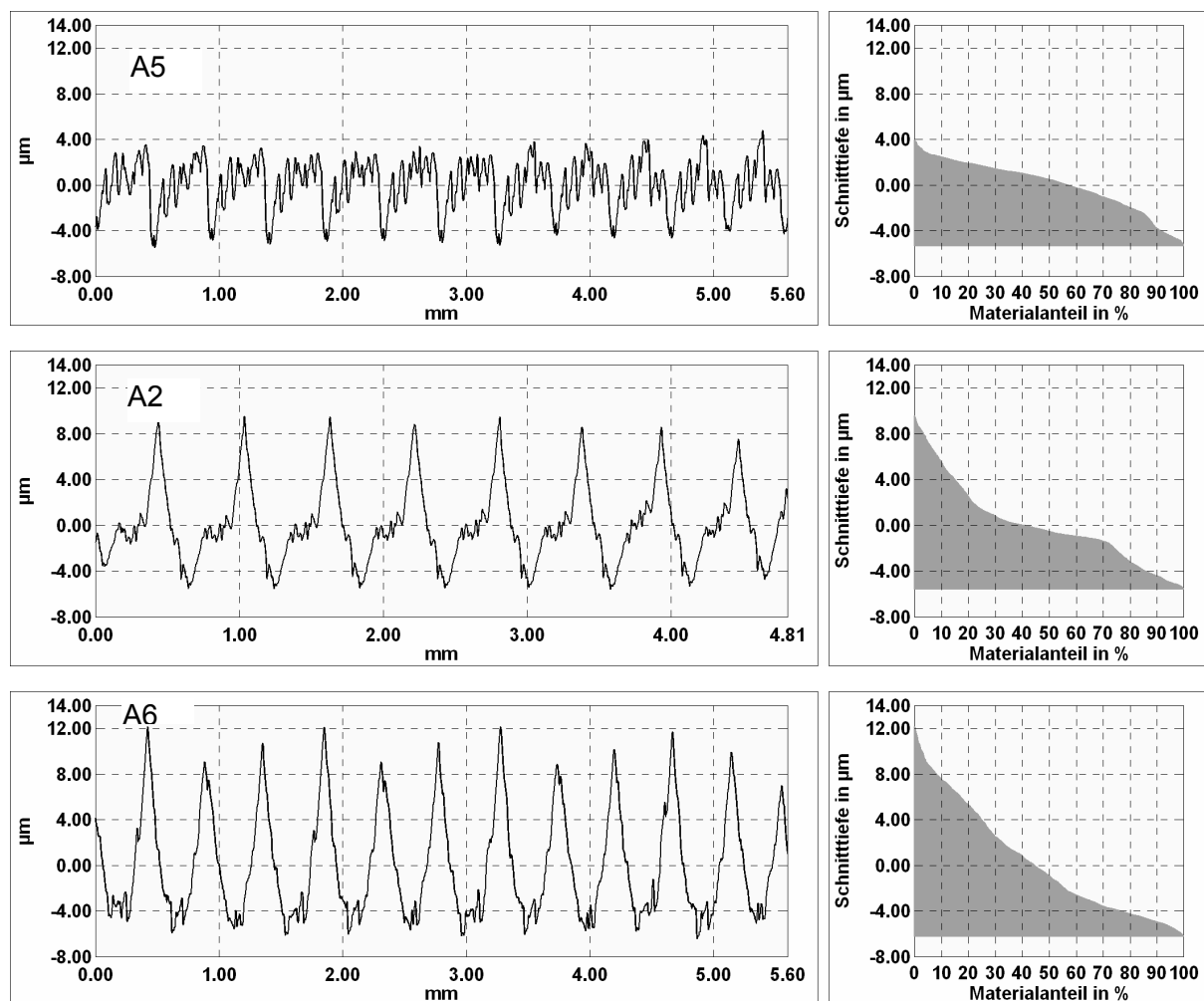


Bild 5-3.4: Rauheitsprofile (A5, A2, A6) fräsrauer Schaufeln mit Abbott-Kurve und unterschiedlichen Material-Traganteilen in Abhängigkeit der Profilhöhe

Die Berechnung von $R_{da, mod}$ berücksichtigt die reibungsarme, viskose Unterschicht der Grenzschicht. Es wird der Fuß- / Sockelbereich des Rauheitsprofils in der Größenordnung der viskosen Unterschicht von $y^+ = 4$ entfernt (siehe Bild 5-3.5). Dann entsteht ein Rauheitsprofil, dessen Grundlinie ungefähr die obere Grenze der viskosen Unterschicht bildet. Der Bereich der Rauheit, der unterhalb der Grenze des hydraulisch glatten Bereiches liegt, wird abgeschnitten, so dass lediglich der nach der Grenzschichttheorie reibungswirksame Bereich des Rauheitsprofils betrachtet wird. Aus dem modifizierten Rauheitsprofil werden dann

erneut die Rauheitskennwerte berechnet, die analog zu Bild 5.3.6 in Bild 5.3.7 dargestellt sind.

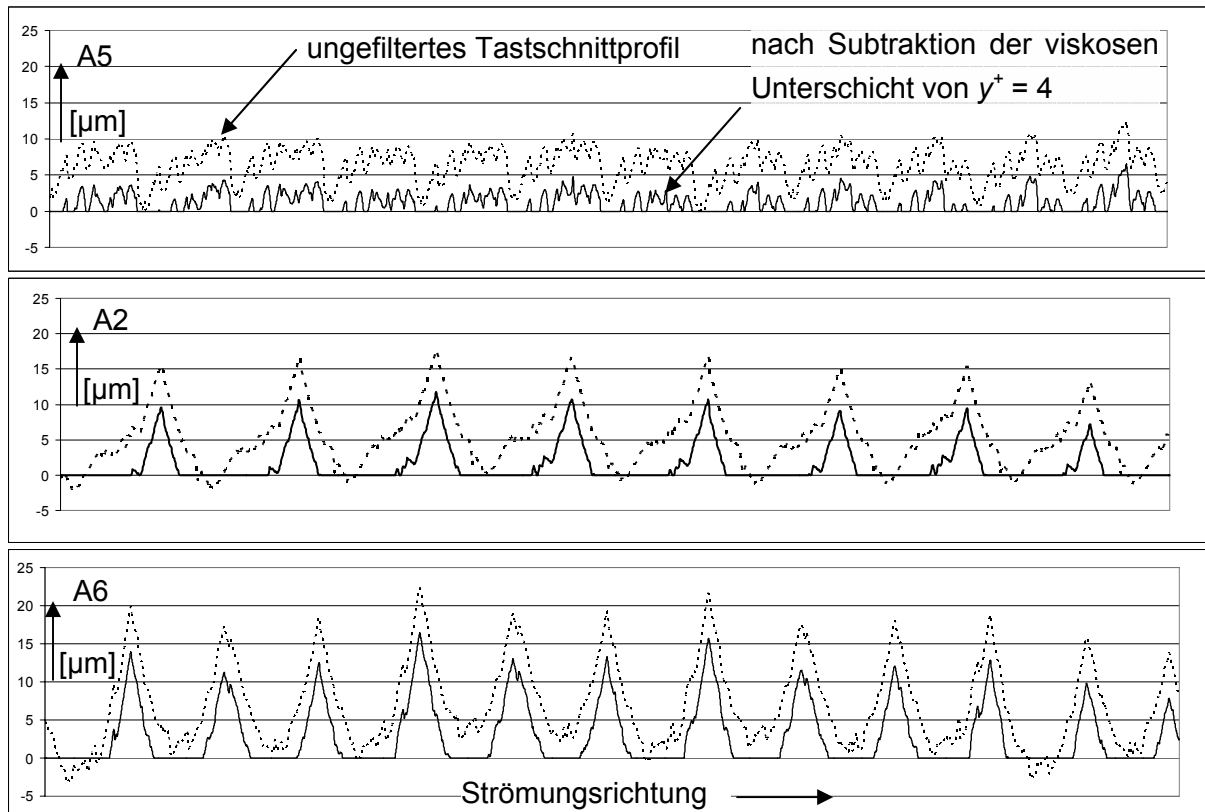


Bild 5-3.5: Ungefilterte Tastschnittprofile mit / ohne Berücksichtigung der viskosen Unterschicht

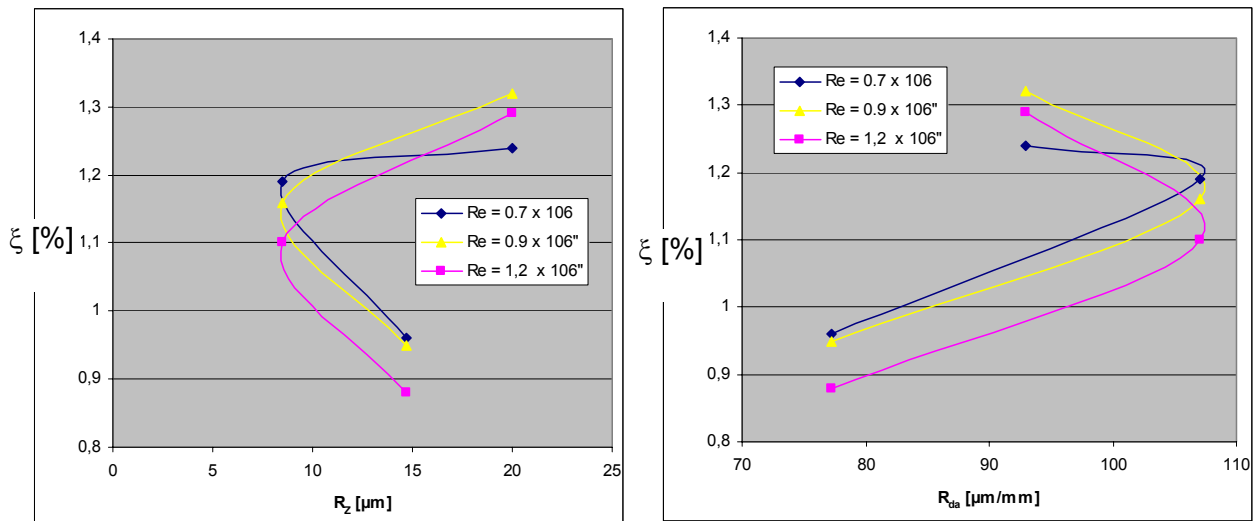


Bild 5-3.6: Verlust in Abhängigkeit der Rauheitskennwerte R_z und R_{da} des originalen Rauheitsprofils

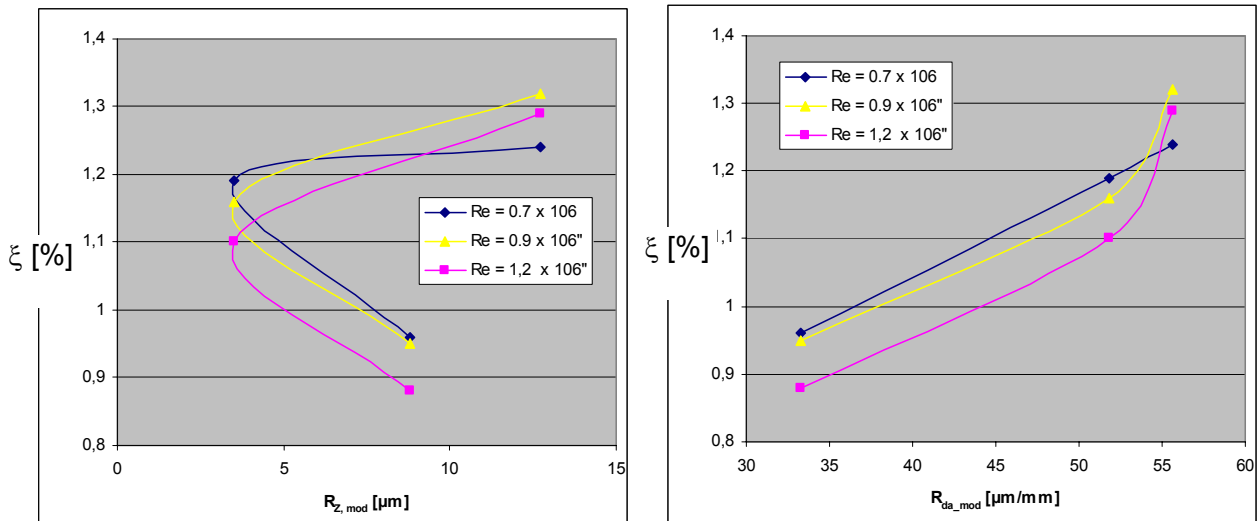


Bild 5-3.7: Verlust in Abhängigkeit der Rauheitskennwerte $R_{Z, mod}$ und $R_{da, mod}$ des modifizierten Rauheitsprofils, bei Nennanströmung ($\beta = 90^\circ$)

Die Abhängigkeit des Verlustes (von A2, A5 und A6) von dem modifizierten $R_{Z, mod}$ in Bild 5-3.7 ist qualitativ derjenigen vom originalen R_Z (Bild 5-3.6) sehr ähnlich. Lediglich die absolute Größe von $R_{Z, mod}$ nimmt durch die Subtraktion der viskosen Unterschicht ab. Erwartungsgemäß anders verhält sich die mittlere Profilsteigung $R_{da, mod}$ (Bilder 5-3.6 und 5-3.7, rechts). Die Berücksichtigung der viskosen Unterschicht bei der Auswertung und Berechnung der Rauheitskennwerte, also die Berechnung der Kennwerte aus einem Rauheitsprofil, das von dem Grenzschichtbereich $y^+ < 4$ überströmt wird, führt zu einer guten Korrelation des Verlustes mit $R_{da, mod}$. Für die niedrige Reynolds-Zahl existiert ein linearer Zusammenhang, die mittlere und höchste Reynolds-Zahl führt ab $R_{da, mod} = 52$ zu einem starken Anstieg des Verlustes aufgrund der mit steigender Re-Zahl dünner werdenden Grenzschicht und damit auch der laminaren Unterschicht.

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse des Turbinengitters

Die Verlustdifferenzen zwischen hydraulisch glatten und fräsrauen Schaufeloberflächen sind mit maximal 1.5 %-Punkten sehr klein. Bei Auslegungsbedingungen des Strömungsgitters beträgt der Einfluss der Fräsrauhheit $\Delta\xi \leq 0.4\%$ -Punkte ($u(\xi) = \pm 0.04\%$). Der Einfluss der Fertigungstoleranz auf den Verlust liegt in gleicher Größenordnung. Das Behandeln der fräsrauen Schaufeln in einem Gleitschleifbad mit einer resultierenden Rauheit in Strömungsrichtung von $y_{RZ}^+ < 1$ eliminiert die Rauheitswirkung vollständig.

Die Verlustwirkung der groben makroskopischen Frässtruktur ist vernachlässigbar gegenüber der Mikrorauhheit im Fräszeilental in Strömungsrichtung. Eine Zeilenhöhe von $y^+ = 30$ in Verbindung mit einer hydraulisch glatten Mikrorauhheit im Fräszeilental führt gegenüber einer vollkommen glatten Schaufeloberfläche zu einer beginnenden, moderaten Verlustwirkung (Abschn. 5.1.1). Eine nochmalige Vergrößerung der Fräszeilenhöhe auf $y^+ = 50$ führt zu keinem weiteren Verlustanstieg. Ein Einfluss der Fräszeilenbreite auf den Profilverlust der Turbinengitter wurde nicht festgestellt.

Die Ergebnisse bei starker druckseitiger Inzidenz führen zu der Erkenntnis, dass sowohl bei

fräsrauen als auch bei sandkornrauen Schaufeln die absolute Größe der dimensionslosen Rauheitserhebung in Strömungsrichtung die Rauheitswirkung durch Beeinflussung der Grenzschicht dominiert, unabhängig von den übrigen geometrischen Eigenschaften der Frässtruktur. Bei hoher aerodynamischer Belastung gilt also: Je größer R_z , desto früher geschieht der laminar-turbulente Umschlag und desto größer ist der relative Verlustanstieg gegenüber der hydraulisch glatten Schaufel. Bei Gitter S beginnt die Beeinflussung der Grenzschicht durch die Mikrorauheit in Strömungsrichtung bei einer dimensionslosen Rauheitselementenhöhe von $y^+ = 7$ (sandgestrahlt). Die Rauheitswirkung des fräsrauen Gitters A beginnt mit einer Beeinflussung der Transition bei $y^+ = 5$ etwas früher.

Bei Nennanströmung bis hin zu saugseitiger Inzidenz dagegen kann die beginnende Rauheitswirkung von S4 bei höchster Re-Zahl eindeutig der makroskopischen Frässtruktur mit einer Höhe der Fräszeilen in Strömungsrichtung von $y^+ = 30$ zugeschrieben werden, weil die Mikrorauheit der gefrästen Fertigungsgruppen S1 ... 3 und S5 durch den Trommel-Gleitschleifprozess weitestgehend eliminiert wurde ($y^+ < 1$) und daher die Eigenschaften einer gerichteten, regelmäßigen Fräsrauheit nicht mehr vorliegen und die Oberflächen als vollkommen hydraulisch glatt angesehen werden können.

Ein Einfluss der makroskopischen Frässtruktur kann bei Gitter A nicht festgestellt werden. Gitter A, mit einer durchweg unbehandelten fräsrauen Oberfläche, zeigt dagegen eindeutig, dass der Einfluss der Größe der mittleren arithmetischen Profilsteigung R_{da} die Rauheitswirkung der mittleren Rautiefe R_z , bei großen Werten von R_{da} übersteigen kann. Bei Nennanströmung sind demnach die Eigenschaften der Mikrorauheit in Strömungsrichtung, wie die Form der Rauheitselemente und deren Verteilung in Strömungsrichtung für die Verlustwirkung mit ausschlaggebend. Dabei ergibt sich die Variation der Rauheitsdichteverteilung aus der unterschiedlichen Flankensteigung (R_{da}) direkt hintereinander angeordneter Rauheitselemente und nicht aus deren Abstand. Die Rauheitselemente mit steileren Flanken können wie bei A5 gegenüber A2, ausgedrückt durch nahezu verdoppelte Werte von R_{da} , zu einem relativen Verlustanstieg von 40% gegenüber der hydraulisch glatten A1 führen, bei einer um 50% kleineren mittleren Rautiefe und identischer makroskopischer Fräszeilenstruktur. Die Oberfläche von A5 mit überwiegend kleinen und spitzwinkligen Rauheitselementen führt also zu einem deutlich höheren Verlust als die Oberfläche von A2 mit großen Rauheitselementen, jedoch kleinem Flankenwinkel, bzw. großem Abstand.

Ein vergleichbarer Einfluss von R_{da} auf Verlust der sandgestrahlten Schaufeln (S5 und S6) ist dagegen nicht feststellbar, wenn die relative Verlusterhöhung von S6 (sandgestrahlt) gegenüber S1 mit derjenigen von A6 gegenüber A1 betrachtet wird. S6 mit $R_{da} = 260 \mu\text{m} / \text{mm}$ erhöht den Verlust gegenüber S1 nur halb so viel wie A6 ($R_{da} = 93 \mu\text{m} / \text{mm}$) gegenüber A1, weil die sandgestrahlte Oberfläche keine gerichtete Rauheitsstruktur aufweist und somit R_{da} keine von R_z unabhängige Aussage liefert. Die Vergleichsschaufeln S1 und A1 sind mit $y^+_{RZ} < 2$ beide hydraulisch glatt.

Daraus kann gefolgert werden, dass R_{da} ein geeigneter Parameter ist, um die Wirkung fräsrauer, also gerichteter und regelmäßiger Rauheitsstrukturen vor allem bei aerodynamischen Auslegungsbedingungen zu beschreiben, nicht jedoch diejenige

stochastisch verteilter Rauheit. Die mittlere arithmetische Profilsteigung R_{da} gibt bei einer Rauheitsstruktur mit äquidistanten Abständen der Elemente über den Flankenwinkel die Form der Rauheitselemente (in Strömungsrichtung) wieder, bei stochastischer Rauheitsstruktur ist R_{da} jedoch nahezu linear von R_z abhängig und lässt daher keine Aussage über die Form zu.

6 Diskussion der Ergebnisse der Verdichtergitter

Eine typische Frässtruktur, wie sie sich beim Umlauffräsen des Schaufelprofils ergibt, ist neben der Rauheit in Strömungsrichtung, gemessen im Fräszeilental, gekennzeichnet durch die Fräszeilenhöhe, gemessen von Berg zu Tal, und den Abstand der Fräszeilen, gemessen von Berg zu Berg. Darüber hinaus ist die Ausrichtung der Frässtruktur zur Strömungsrichtung variabel. Im Fuß- und Spitzenbereich der Schaufel hat die Strömung radiale Anteile aufgrund von Wandreibung, Spaltströmung und in Abhängigkeit des Strömungszustands und führt so zu einer schrägen Überströmung. Zudem erfordert die moderne Blisk-Bearbeitung im Nabenbereich aufgrund eingeschränkter Zugänglichkeit die Fräsrichtung als variable Größe.

6.1 Einfluss der Fräsrauheit auf den Verlust (VP-1)

VP-1 repräsentiert drei Schaufeln mit fräsrauer Oberfläche, welche zusätzlich durch Kugelstrahlen zur Oberflächenverfestigung nachbehandelt wurden. Die Frässtruktur resultiert dabei aus typischen Fräsparametern für die industrielle Fertigung. Die Oberflächenrauheiten des VP-1 sind in **Tabelle 6-1.1** als Mittelwerte der jeweils sechs auf Saug- und Druckseite angeordneten Messstellen zusammengefasst (siehe **Abschn. 3.4**).

Tabelle 6-1.1: Geometrie der Oberflächen des VP-1

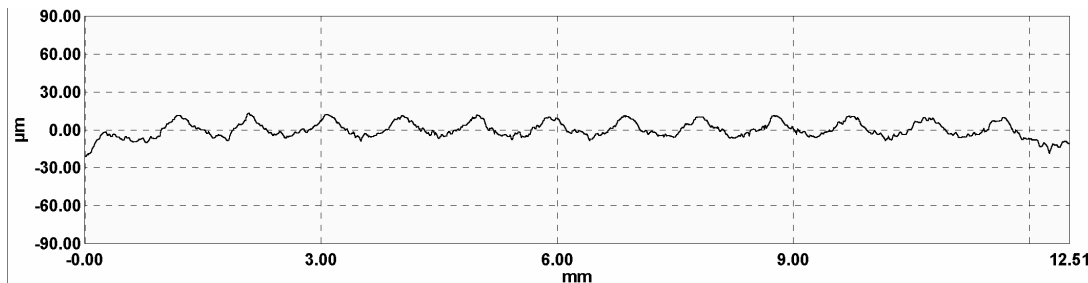
	Gesamtmittel					
	parallel zur Hauptströmungsrichtung			guer zur Hauptströmungsrichtung		
Schaufel	R _a [µm]	R _z [µm]	P _z [µm]	R _a [µm]	R _z [µm]	P _z [µm]
P1	4,57	20,91	-	4,35	17,97	21,42
P2	3,72	19,35	-	2,59	16,00	26,79
P3	5,96	36,33	-	5,96	33,44	52,55

6.1.1 Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Verlust

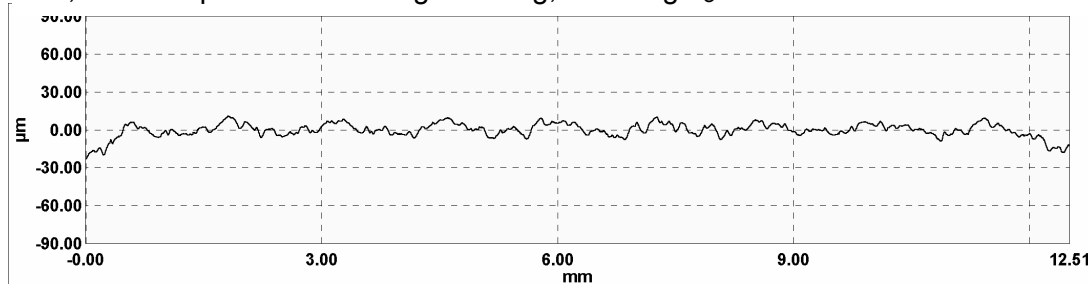
Die **Bilder 6-1.2** bis **6-1.4** zeigen den Reynolds-Zahl-abhängigen Verlustanstieg $\Delta\omega$ (Re) für Nennanströmwinkel $\alpha_1 = 146^\circ$ und druck- und saugseitige Inzidenz ($\alpha_1 = 149^\circ / \alpha_1 = 143^\circ$) als Zusatzverlust gegenüber der hydraulisch glatten Referenzschaufelhälfte. Die Schaufeln P1 und P2 haben eine vergleichbare Rauheit $R_z = 20 \mu\text{m}$. Schaufel P2 zeigt in **Bild 6-1.2** keinen Zusatzverlust gegenüber der hydraulisch glatten Referenz. Schaufel P1 dagegen erzeugt im Rahmen der Messgenauigkeit von $U_{\Delta\omega} = \pm 0.1\%$ einen über der Reynolds-Zahl nahezu konstanten Zusatzverlust von $\Delta\omega = 0.2 \dots 0.35\%$.

Bild 6-1.1 zeigt die Rauheitsprofile der Schaufeln P1 und P2 parallel und quer zur Hauptströmungsrichtung als gefiltertes Profil, zur Berechnung der Rauheitskenngrößen R_z und R_a und als ungefiltertes, um die Schaufelprofilkontur bereinigtes Originalprofil.

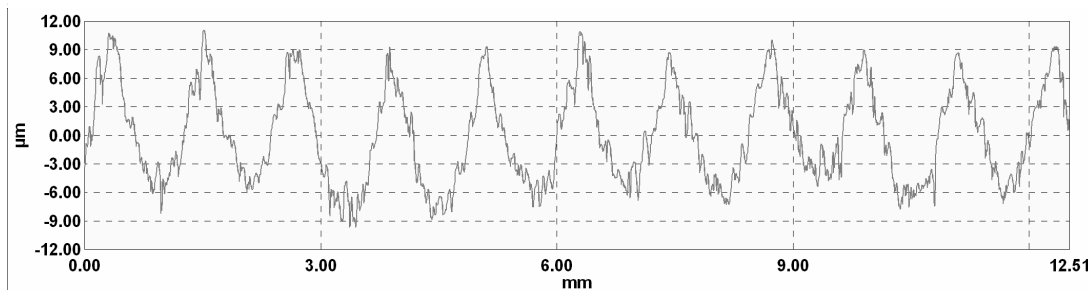
P1, Rauheitsprofil in Strömungsrichtung, Filterung: $l_c = 2.5$ mm



P2, Rauheitsprofil in Strömungsrichtung, Filterung: $l_c = 2.5$ mm



P1, Rauheitsprofil quer zur Strömungsrichtung, ungefiltert



P2, Rauheitsprofil quer zur Strömungsrichtung, ungefiltert

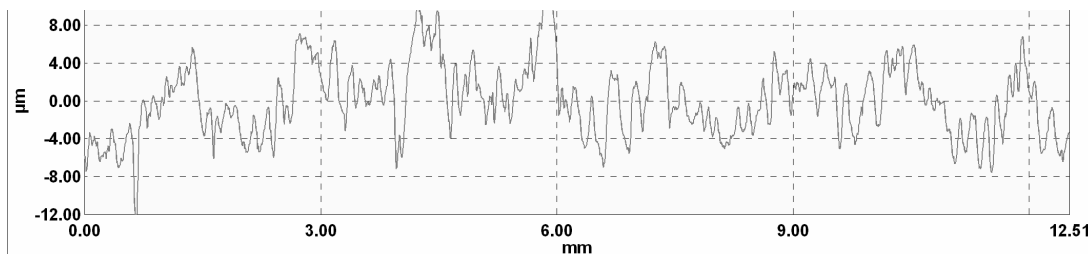


Bild 6-1.1: Rauheitsprofile der Schaufeln P1 und P2 längs und quer zur Hauptströmungsrichtung

Es fällt sofort auf, dass die Rauheitsstruktur von P1 einer typischen Fräsrauhheit entspricht mit einer gerichteten Rauheit und geringerer Dichte der Rauheitselemente in Strömungsrichtung (**Bild 6-1.1**, oben) als bei Schaufel P2, deren Rauheitsprofil eher stochastischer Natur ist. Abschnitt 6.7 zeigt, dass die Rauheit mit weit auseinander liegenden, periodisch ange-

ordneten Rauheitselementen bei vergleichbaren Rauheitskennwerten den höheren Verlust erzeugt. Der Zusatzverlust der Schaufel P3 mit $R_z = 36 \mu\text{m}$ gegenüber glatt, liegt bei niedriger Reynolds-Zahl von $Re = 0.7 \times 10^6$ auf dem Niveau von P1 und steigt mit zunehmender Reynolds-Zahl nahezu linear und deutlich an. Der progressive Verlustanstieg von P3 gegenüber der Referenz ist hier eindeutig der zunehmenden Rauheitswirkung von P3 zuzuordnen. Mit steigender Reynolds-Zahl nimmt die Grenzschichtdicke ab und die Rauheitselemente ragen weiter aus der laminaren Unterschicht heraus und erzeugen so höheren Verlust.

Die Verlustkurve der Nachmessung von Schaufel P3 mit einer größeren Anzahl von Stützstellen zeigt bei Reynolds-Zahlen bis etwa $Re = 1.0 \times 10^6$ eine geringe Steigung, die ab $Re \geq 1.0 \times 10^6$ deutlich zunimmt. Bis hin zur höchsten Reynolds-Zahl von $Re = 1.8 \times 10^6$ bleibt die Steigung nahezu konstant. Dies deutet darauf hin, dass die Oberfläche von P3 nicht vollkommen hydraulisch rau ist - also ein y^+_{RZ} von 70 nicht überschreitet - da für diesen Fall der Rauheitseinfluss gemäß dem rein quadratischen Widerstandsgesetz gemäß Schlichting (1982) unabhängig von der Reynolds-Zahl wird und nur noch von der Größe der Rauheitserhebung abhängt. Diese Schlussfolgerung wird auch durch die numerische Berechnung des Widerstandsbeiwertes c_f unterstützt und in **Abschn. 6.1.2** diskutiert.

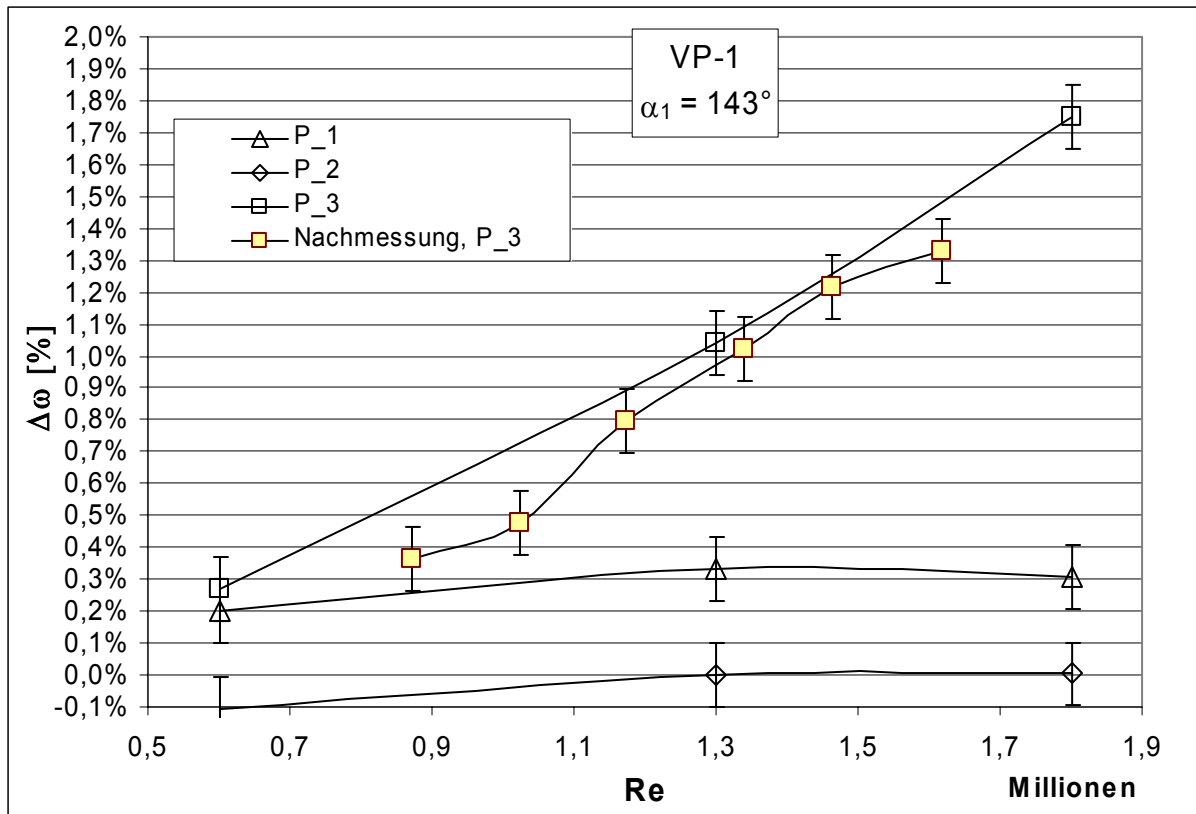


Bild 6-1.2: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynolds-Zahl bei saugseitiger Inzidenz

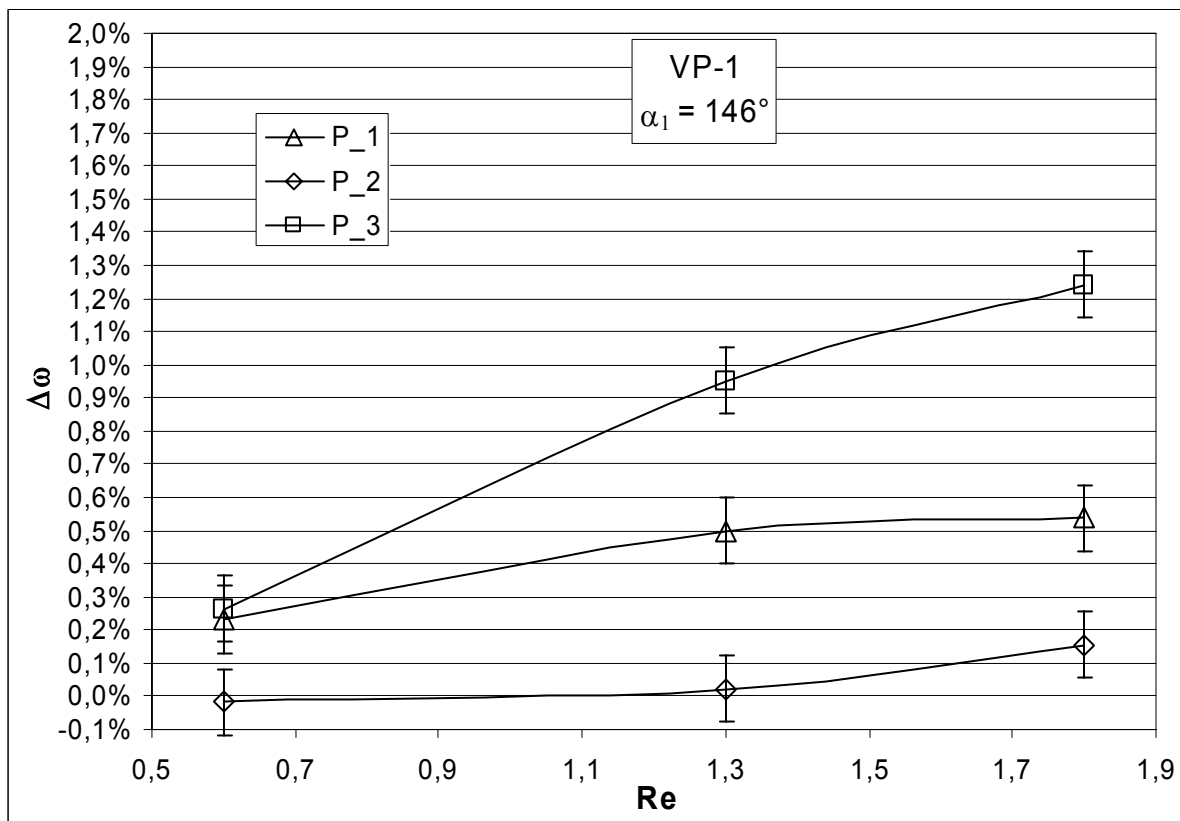


Bild 6-1.3: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynolds-Zahl bei Nennanströmwinkel

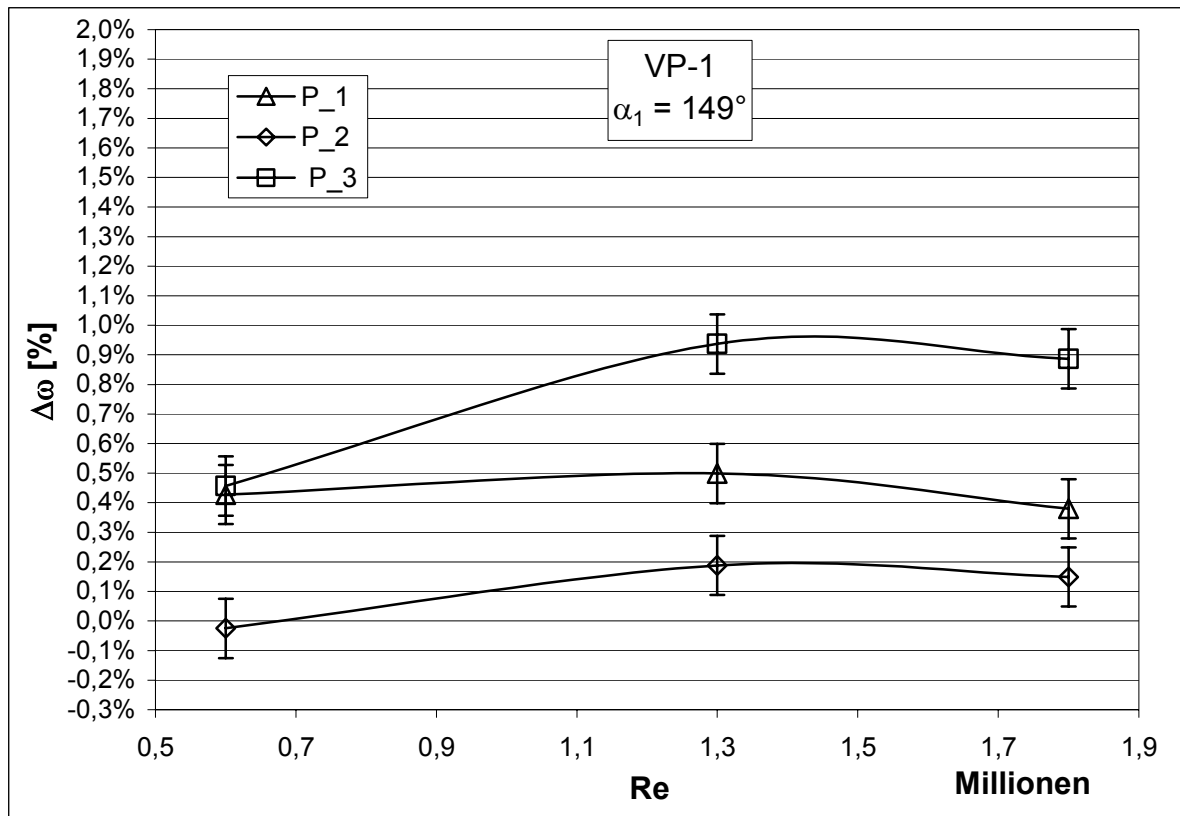


Bild 6-1.4: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynolds-Zahl bei druckseitiger Inzidenz

Bild 6.1.3 zeigt die Verlustkurven für den Nennanströmwinkel von $\alpha_1 = 146^\circ$. Die Zusatzverluste bei niedrigster Re-Zahl von $Re = 0,7 \times 10^6$ entsprechen denen bei saugseitiger Inzidenz mit $\alpha_1 = 143^\circ$. Die Verlustdifferenz zwischen P1 und P3 gegenüber P2 bleibt mit $\Delta\omega = 0,3\%$ ebenfalls gleich der bei $\alpha_1 = 143^\circ$. Der Reynoldszahl-abhängige Anstieg der Zusatzverluste von P3 verläuft bei Nennanströmung flacher und die Verlustdifferenz zu P2 bei höchster Re-Zahl ist mit $\Delta\omega = 1,1\%$ um 35% kleiner als bei saugseitiger Inzidenz von $\alpha_1 = 143^\circ$. Bei Nennanströmung und höchster Reynolds-Zahl $1,8 \times 10^6$ in **Bild 6-1.3** ist demnach der Rauheitseinfluss der Schaufel P3 geringer als bei $\alpha_1 = 143^\circ$ und gleicher Re-Zahl. Die Zunahme der Rauheitswirkung der rauesten Schaufel P3 bei saugseitiger Inzidenz ist ein Hinweis auf die Beeinflussung der Transition der Grenzschicht durch die Rauheit, verbunden mit einer zunehmenden turbulenten Grenzschichtlänge. So ist dieser Effekt ausschließlich bei der rauen P3 zu verzeichnen, nicht jedoch bei den um den Faktor zwei geringeren Rauheiten der Schaufeln P1 und P2.

Die Schaufel P2 zeigt im Auslegungsanströmwinkel ($\alpha_1 = 146^\circ$) das typische Verlustverhalten einer Oberflächenrauheit im Übergangsbereich zwischen hydraulisch glatt und rau. Dies äußert sich in einem Anstieg des Verlusts gegenüber der hydraulisch glatten Referenz erst bei Überschreiten einer kritischen Re-Zahl zwischen $1,3 \times 10^6 \dots 1,8 \times 10^6$.

Bei druckseitiger Inzidenz mit $\alpha_1 = 149^\circ$ und höchster Re-Zahl in **Bild 6-1.4** ist der Rauheitseinfluss von P3 mit $\Delta\omega = 0,9\%$ gegenüber der glatten Referenz am geringsten, verglichen mit den übrigen Anströmwinkeln. Dies ist ein Hinweis auf eine Grenzschichtentwicklung mit

großem Dickenzuwachs infolge der großen aerodynamischen Belastung und der Folge einer Überdeckung der Rauheit durch die laminare Unterschicht in folgender Form:

$$\frac{\text{Höhe der Rauheitselemente}}{\text{Dicke der lam. Unterschicht}} < 1 \quad (21)$$

6.1.2 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust

Mit der Variation des Anströmwinkels werden verschiedene aerodynamische Belastungszustände des Strömungsgitters simuliert. Diese Belastungszustände wirken sich auf die Grenzschichtentwicklung und damit auf den Verlust aus. Mit zunehmender druckseitiger Anströmung wächst der Druckgradient in Strömungsrichtung und damit die Dicke der turbulenten Grenzschicht mit der Profillänge stärker an und erzeugt höhere Verluste. Der Einfluss der Rauheit dagegen nimmt mit zunehmender Grenzschichtdicke ab. Dies zeigt sich in der Abnahme des Quotienten aus Höhe der Rauheitselemente und Grenzschichtdicke. Die angewendete Messmethode erfasst direkt den Zusatzverlust der rauen Schaufel gegenüber der hydraulisch glatten Schaufel und erfasst somit nur den zweiten vorgenannten Effekt. Die starke Reynoldszahl-Aabhängigkeit des Rauheitseinflusses aus **Bild 6-1.2** wird auch in den **Bildern 6-1.5 ... 6-1.7** deutlich. Während der größte Zusatzverlust von P3 bei $Re = 0.7 \times 10^6$ 0.5% beträgt (**Bild 6-1.5**) liegt er bei höchster Reynolds-Zahl $Re = 1.8 \times 10^6$ bei 1.8% (**Bild 6-1.7**). Ähnlich signifikant ist der Einfluss des Anströmwinkels auf die Rauheitswirkung lediglich bei höchster Reynolds-Zahl und saugseitiger Inzidenz. Der Zusatzverlust von 1.8% bei $\alpha_1 = 143^\circ$ in **Bild 6-1.7** verkleinert sich bei $\alpha_1 = 149^\circ$ auf 0.9%. Bei kleiner ($Re = 0.7 \times 10^6$) und mittlerer Reynolds-Zahl ($Re = 1.3 \times 10^6$) dagegen ist der Einfluss des Anströmwinkels auf den Zusatzverlust gering (**Bilder 6-1.5 und 6-1.6**).

Ein Indikator für die Größe der Rauheitswirkung ist die dimensionslose Rauheitshöhe y_{RZ}^+ . Sie ist eine Funktion des Grenzschichtzustands, insbesondere der dimensionslosen Wand Schubspannungsgeschwindigkeit u^+ und berücksichtigt somit in allgemeingültiger Form den Strömungszustand und den daraus resultierenden Grenzschichtzustand, der maßgeblich den Verlust bedingt.

$$y_{RZ}^+ = \frac{R_z \cdot \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\nu} \quad (22)$$

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} \quad (23)$$

$$\tau_W = c_f \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2 \quad (24)$$

Für die Berechnung der Wandschubspannungsverteilung τ_W nach obiger Beziehung wurde die Verteilung des dimensionslosen Widerstandsbeiwertes c_f in Abhängigkeit der axialen Sehnelänge x/l numerisch mit den Strömungslöser MISES von Oehlert (2005) berechnet. Das von Drela und Youngren (1986) entwickelte Programmpaket MISES ermöglicht die Berechnung stationärer Strömungsfelder in ebenen Gittern. Für die Berechnung wird die Strömung auf in der S1-Ebene in zwei Bereiche unterteilt:

- die reibungsfreie Hauptströmung (Potentialströmung)
- die reibungsbehaftete Grenzschicht

Die Berechnung der Hauptströmung geschieht mittels der stationären 2D-Eulergleichungen, die Strömung in der Profilkrenzschicht wird mit einem gekoppelten Grenzschichtverfahren nach Drela und Youngren (1986) berechnet.

In **Bild 6-1.8** ist die dimensionslose Größe der Rauheitselemente - berechnet aus der c_f -Verteilung - in Anhängigkeit der Profillaufänge x/L_{ax} für die höchste Reynolds-Zahl $Re = 1.8 \times 10^6$ dargestellt. Die y_{RZ}^+ -Verteilungen lassen sich grob in drei Kategorien einteilen. Die Kurvenschar der hydraulisch glatten Referenzschaufel liegt unabhängig des Anströmwinkels bei $y_{RZ}^+ < 1$ und fällt zur Hinterkante hin leicht ab, was der mit der Lauflänge zunehmenden Grenzschichtdicke zuzuschreiben ist. Die mit Abstand größten lokalen Werte von y_{RZ}^+ weist die Kurvenschar der Schaufel P3 mit der rauesten Oberfläche auf. Sie liegen im Bereich der turbulenten Grenzschicht bis $x/L_{ax} = 0.1$ zwischen $y_{RZ}^+ = 20 \dots 25$ und bis $x/L_{ax} = 0.3$ zwischen $y_{RZ}^+ = 15 \dots 20$ und damit im hydraulisch rauen Übergangsbereich ($5 < y^+ < 70$). Deutlich ist zu erkennen, dass für $\alpha_1 = 149^\circ$ die Absolutwerte von y_{RZ}^+ kleiner sind als für den Auslegungsanströmwinkel und die saugseitige Inzidenz und insbesondere bis zu einer Lauflänge von $x/L_{ax} = 0.2$ ebenfalls der Betrag des negativen Gradienten größer ist. Dieser Effekt ist auch bei den Kurven der Schaufeln P1 und P2 zu erkennen, jedoch in weniger ausgeprägter Form. Insgesamt liegen die lokalen Rauheitshöhen y_{RZ}^+ der Schaufeln P1 und P2 recht dicht beieinander, die kaum rauere, jedoch diejenige Rauheit mit größeren Abständen der Rauheitselemente und verlustreichere Schaufel P1 nimmt folgerichtig größere Werte an als die Schaufel P2, die im Experiment keinen signifikanten Zusatzverlust erzeugt.

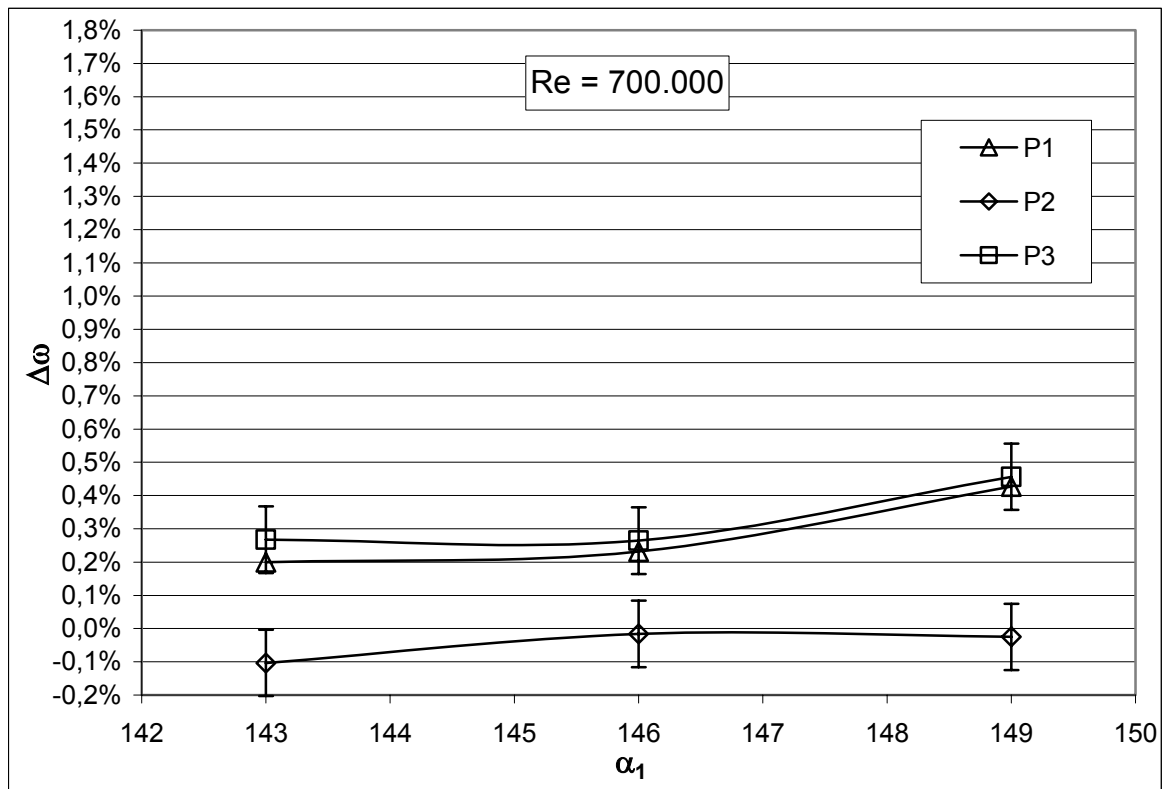


Bild 6-1.5: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei kleinster Reynolds-Zahl

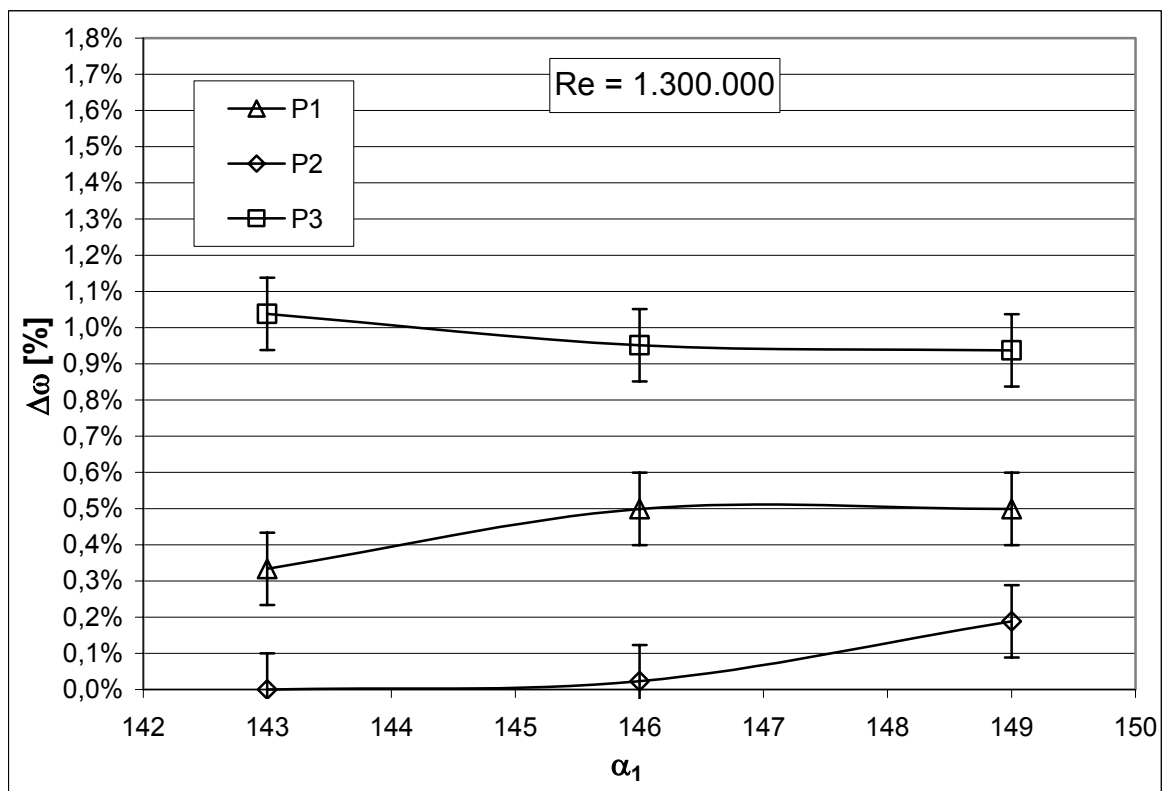


Bild 6-1.6: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei mittlerer Reynolds-Zahl

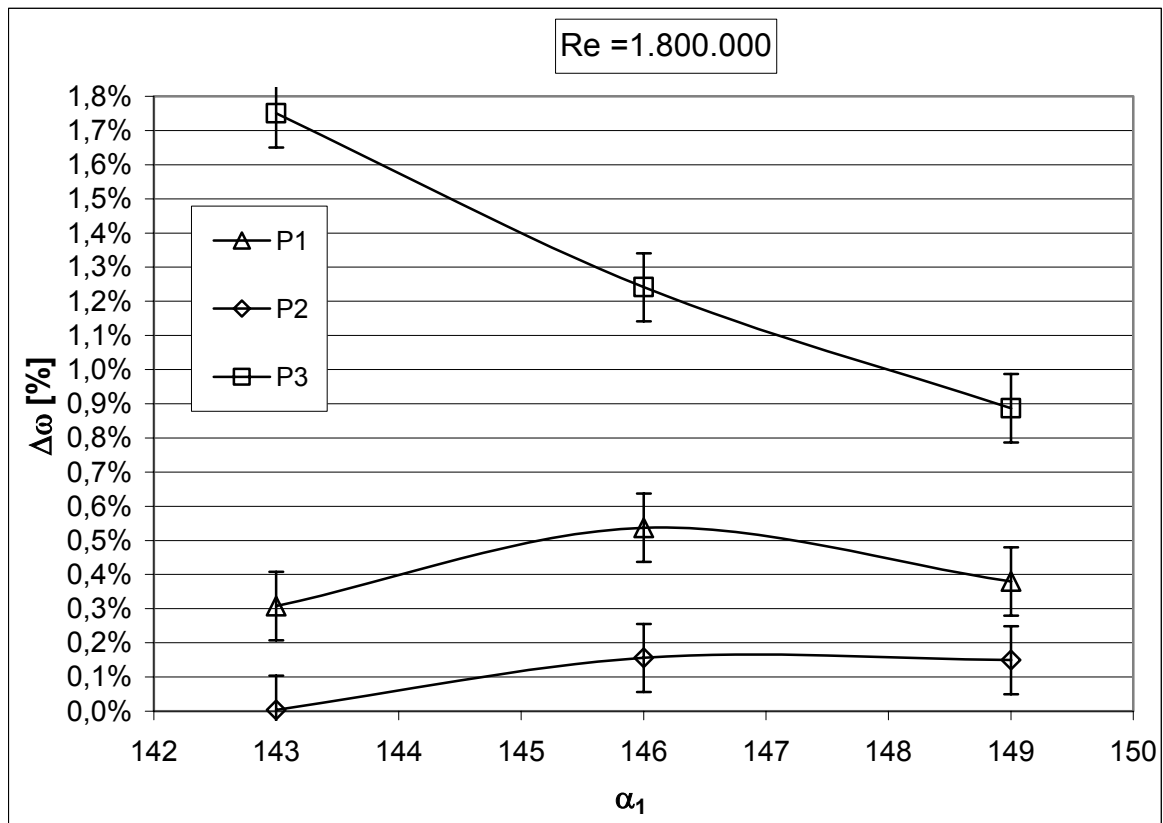


Bild 6-1.7: Totaldruck-Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei höchster Reynolds-Zahl

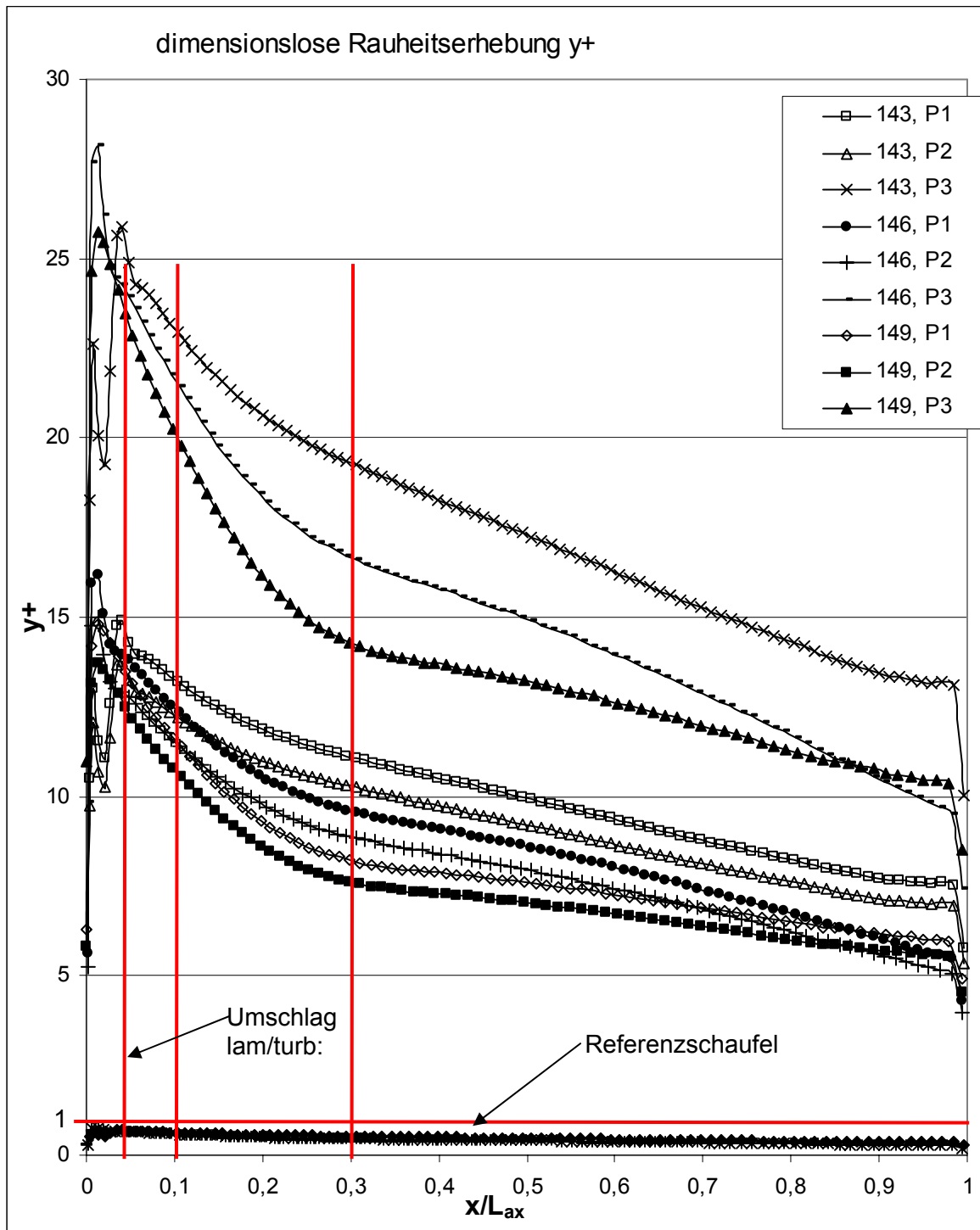


Bild 6-1.8: Dimensionslose Rauheitsgröße von P1 ... P3 über der axialen Sehnenlänge für verschiedene Anströmwinkel

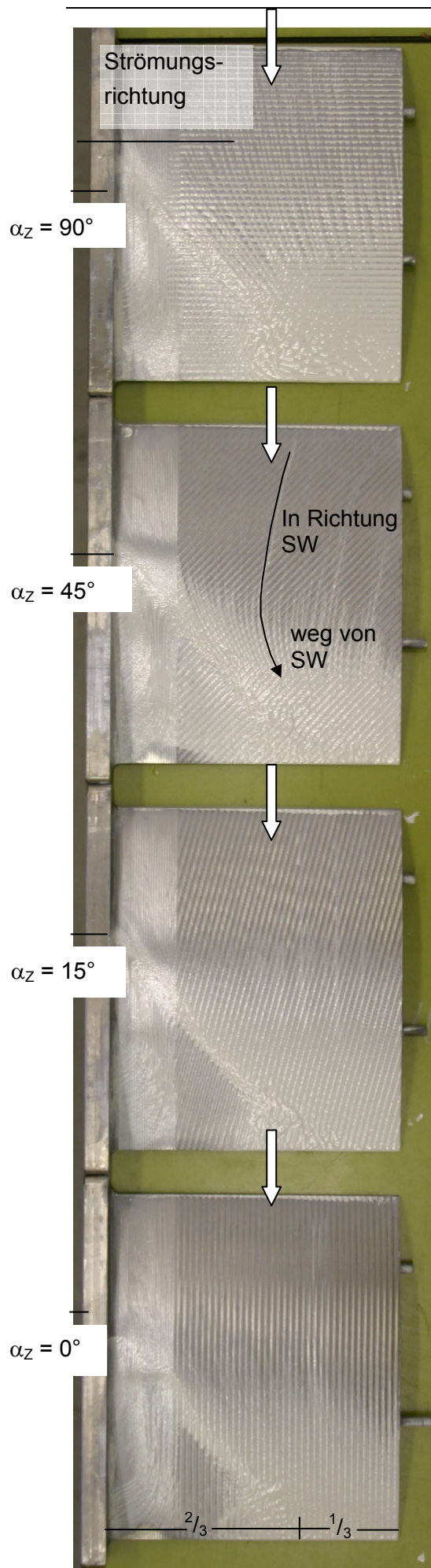
6.2 Einfluss des Zeilenwinkels auf den Verlust (VP-2)

Die Ausrichtung der sich bei der spanenden Fertigung der Schaufelprofile ergebende Zeilenstruktur zur Strömungsrichtung und deren Einfluss auf den Verlust ist ein wichtiger Faktor bei der aerodynamischen Beurteilung fräsrauer Schaufelprofile. Dazu wird innerhalb dieses Kapitels zunächst der Einfluss des Zeilenwinkels auf den Verlust getrennt von den übrigen geometrischen Eigenschaften der Schaufeloberfläche wie der Rauheit und der makroskopischen Zeilenstruktur untersucht. Ziel der Untersuchung zu VP-2 (siehe auch **Abschn. 4.2.2**) ist damit die Festlegung eines maximal zulässigen Zeilenwinkels, bei dem sich der Zusatzverlust gegenüber der Schaufel mit einem Zeilenwinkel von 0° , d.h. die Fräszeilen verlaufen in Strömungsrichtung, nicht signifikant verschlechtert. Dieser, innerhalb des VP-2 identifizierte Zeilenwinkel ist Bestandteil der Versuchsmatrix des VP-3 (siehe **Tab. 6-3.1**), in dessen Rahmen die Wechselwirkung mit den übrigen geometrischen Eigenschaften untersucht wird (siehe **Abschn. 6.3**).

Die pneumatische Messmethode ermittelt den integralen Verlust in der Kontrollebene einer ganzen Teilung stromabwärts des Gitters und an einer feststehenden radialen Position. Dieses Vorgehen setzt voraus, dass das ebene Gitter im Gitterwindkanal eine zweidimensionale Gitterabströmung erzeugt. Sekundärströmungen im Seitenwandbereich des Kanals werden im Rahmen von Voruntersuchungen (siehe **Abschn. 3.3.3**) qualitativ und quantitativ erfasst und demnach die radiale Position gewählt an der keine Strömungsanteile in radialer Richtung existieren. Dazu wird der Massenstrom der Grenzschichtabsaugung auf jeden Betriebspunkt der Messmatrix optimiert.

Die in diesem Abschnitt beschriebenen Untersuchungen über den Einfluss des Zeilenwinkels zeigen allerdings, dass gerade auf Grund des Zeilenwinkels radiale Strömungsanteile erzeugt werden, die nicht bis zum gewählten axialen Ort der Messsonde ausgemischt sind und so die Aussagekraft der Messung beeinflussen können. Zur Beurteilung der Zweidimensionalität am Messort wird neben den visuellen Ölanstrichbildern in **Bild 6-2.1** auch das Stromdichteverhältnis AVDR („Axial Velocity Density Ratio“, siehe **Abschn. 3.3.3**) betrachtet. Die Zeilenwinkel $\alpha_z = 45$ und 90° (siehe **Bild 6-2.1**) führen zu einer Aufstauung des Öls bis zur Kanalmitte hinein (und erfassen damit auch den Messort in z-Richtung, siehe **Abb. 3.1.1**). Dabei ist auf der Basis der Ölanstrichbilder nicht eindeutig bestimmbar, ob es sich um einen stark vergrößerten Eckenwirbel mit einer einhergehenden Kanalversperrung handelt, oder um eine zweidimensional abgelöste Profilhrenzschicht als Folge der im Grenzfall des Zeilenwinkels von 90° zur Welligkeit übergehenden Zeiligkeit.

Die Betrachtung des Stromdichteverhältnisses AVDR bei $\alpha_z = 45$ und 90° liefert eine Einschnürung der effektiven austrittsseitigen Kanalhöhe von konstanten 37% gegenüber 32% bei $\alpha_z = 0^\circ$. Die Versperrung des Kanals durch Strömungsgebiete mit auf nahezu Null verminderter Geschwindigkeit durch Seitenwandgrenzschicht und Sekundärströmungs-Wirbel reicht demnach bis zu einer Schaufelhöhe von ca. 90 mm, betrachtet von der Kanalbegrenzung aus. Somit ist eine zweidimensionale Gitterabströmung an der radialen Position der Sonde von 40% (96 mm) gegeben. Im Rahmen der Voruntersuchungen zur Grenzschichtabsaugung in **Abschn. 3.3.3** wurde die Unabhängigkeit der Verlustgröße $\Delta\omega$ im Bereich des



AVDR bis 1.4 nachgewiesen. Die starke Öl-Akkumulation bei $\alpha_z = 45$ und 90° in **Bild 6-2.1** scheint sich demnach auf die Profilmgrenzschicht zu beschränken, und nicht zu einer Kanalversperrung durch Sekundärwirbel zu führen.

Aus dieser Betrachtung kann gefolgert werden, dass die Öl-Akkumulation eine Folge verminderter Wand Schubspannung durch Grenzschichtablösung aufgrund der Zeiligkeit ist.

Ölstrichbilder:

Der Ursprung der Strömungsbeeinflussung durch den Zeilenwinkel ist die Grenzschichtströmung. Ihre Beeinflussung und Zustand ist maßgeblich für den Verlust. Für eine belastbare Bewertung des Einflusses des Zeilenwinkels ist daher die Kenntnis des Grenzschichtzustands hilfreich. Ein probates Mittel dazu ist die Strömungsvisualisierung mit Hilfe von Ölstrichbildern. Diese quantitative Methode der Strömungsuntersuchung bietet den Vorteil einer flächigen Messung und damit eine Ergänzung der pneumatischen Nachlaufmessung. Bei visuell erkennbaren abgelösten Strömungsgebieten (Öl-Akkumulation) muss zwischen dreidimensionalen – mit den Messmethode nicht der Nachlaufmessung nicht erfassbaren - Seitenwandeinflüssen und den Einflüssen der zweidimensionalen Profilmgrenzschicht unterschieden werden.

Bei $\alpha_z = 0^\circ$ und 15° sind diese Regionen etwa gleich breit (siehe **Bild 6-2.1**). An der Hinterkante reicht die dreidimensionale Strömung von der Seitenwand bis zu einer radialen Höhe der Schaufelhälfte von $2/3$ (ca. 78 mm). Weiter zur Kanalmitte hin, dies beinhaltet die radiale Messposition, ist die Schubspannung reduziert (zu erkennen an einem verlangsamten Transport und einer leichten Aufstauung des Öls), eine vollständige Ablösung mit Rückströmgebiet, das durch eine starke Öllakkumulation (kein Transport) gekennzeichnet wäre, liegt jedoch nicht vor. Im Bereich der vollturbulenten, anliegenden Grenzschicht verlaufen die Stromlinien parallel zur Kanalwand.

Bild 6-2.1: Visualisierung des 3-D-Anteils der Profilmströmung bei verschiedenen Zeilenwinkeln

Das Ölanstrichbild für $\alpha_z = 45^\circ$ (siehe **Bild 6-2.1**) zeigt ein deutlich größeres Ablösegebiet, das bis zur Kanalmitte hin reicht und in Strömungsrichtung wesentlich breiter ist. Auch ein Wiederanlegen der Grenzschicht stromabwärts des Ablösegebietes im Wandbereich wie bei $\alpha_z = 0^\circ$ und $\alpha_z = 15^\circ$ ist nicht erkennbar. Die Strömlinien verlaufen zudem bei $\alpha_z = 45^\circ$ in Richtung Seitenwand entsprechend des Zeilenverlaufs trotz der Versperrung des Kanals durch die Sekundärströmungswirbel.

Bei $\alpha_z = 90^\circ$ ist die Beeinflussung der Grenzschicht durch die vollständig quer angeströmten Fräszeilen noch gravierender. Die Stromlinien werden durch die Versperrung aufgrund des Eckenwirbels zur Kanalmitte hin abgelenkt- eine Beeinflussung der Strömungsrichtung durch die Fräszeilen liegt erwartungsgemäß nicht vor. Das Ablösegebiet erstreckt sich deutlich weiter stromaufwärts und schon in der ersten Hälfte der axialen Lauflänge ist die Schubspannung reduziert, was zu einem verlangsamten Transport und einer damit verbundenen leichten Aufstauung des Öls führt. Der Zeilenwinkel von $\alpha_z = 90^\circ$ stellt eine Queranströmung der welligen Oberflächenstruktur dar. Die Höhe der Fräszeilen beträgt $90\ \mu\text{m}$ und liegt damit beim Beginn des hydraulisch vollkommen rauen Bereichs ($y^+ = 60$). Die Ölaufstauung im nahezu gesamten Bereich der zweiten Hälfte der Profillaufänge zur Hinterkante hin, ist ein Hinweis auf eine Ablösung der Profilgrenzschicht aufgrund der stark welligen Oberflächenstruktur.

In den **Bildern 6-2.2 bis 6-2.4** ist der Zusatzverlust gegenüber einer hydraulisch glatten Schaufel in Abhängigkeit des Zeilenwinkels für verschiedene Anströmwinkel aufgetragen (zur Definition des Zeilenwinkels siehe **Abschn. 4.2.2**). Für alle Betriebszustände lässt sich ein starker Anstieg des Verlustes bei einem Zeilenwinkel von 45° und 90° feststellen, wobei 90° einer Queranströmung der Fräszeilen entspricht. Dieser Effekt ist für die höchste Reynolds-Zahl von 1.8×10^6 am größten. Der Zusatzverlust bei einer Queranströmung der Fräszeilen von 90° und höchster Reynolds-Zahl beträgt bei druck- und saugseitiger Fehlansströmung des Strömungsgitters von 3° (**Bilder 6-2.2 und 6-2.4**) ungefähr 2%, bei Nennansströmung von $\alpha_1 = 146^\circ$ ungefähr 1.6%.

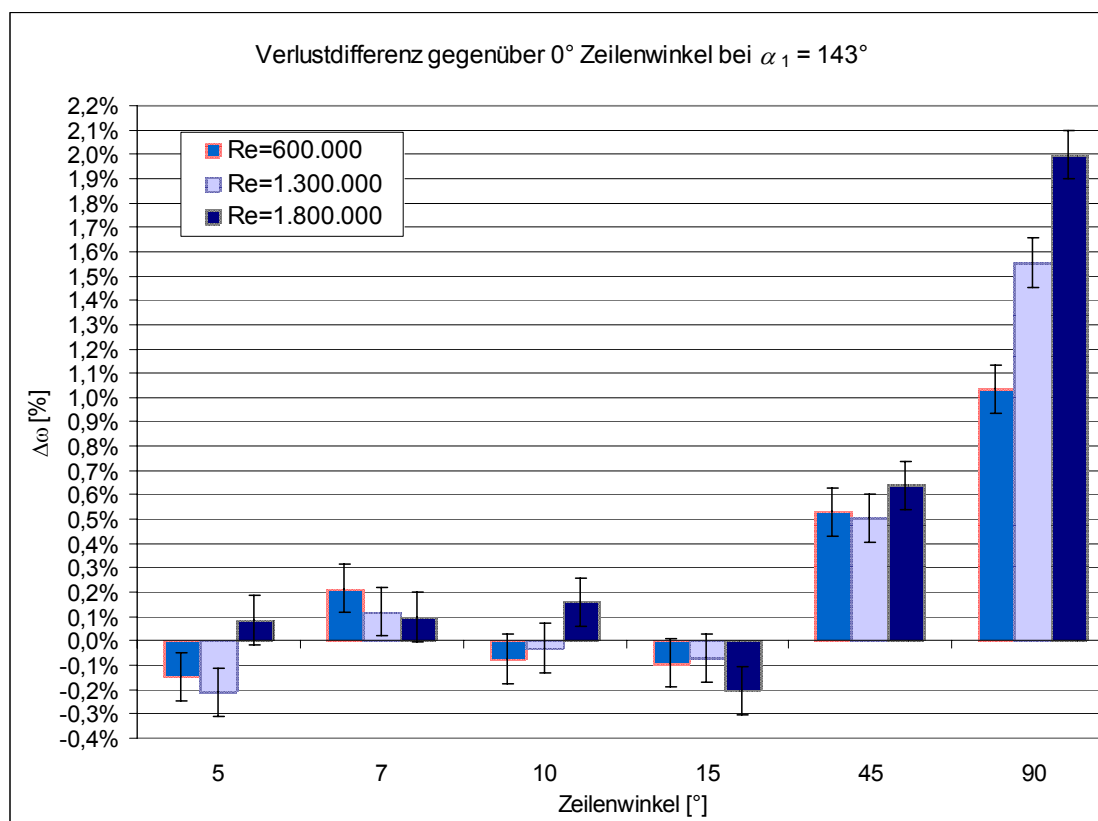


Bild 6-2.2: Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel in Abhängigkeit des Fräszeilenwinkels bei $\alpha_1 = 143^\circ$

Bei einem Zeilenwinkel von 5° ist der Zusatzverlust geringfügig negativ und liegt mit $-0,21\%$ leicht außerhalb der Messunsicherheit von $\pm 0,1\%$ -Punkten. Dies gilt bei saugseitiger Inzidenz in **Bild 6-2.2** für die Reynolds-Zahlen $0,6 \times 10^6$ und $1,3 \times 10^6$, ebenso wie bei Nennanströmung in **Bild 6-2.3** für alle Reynolds-Zahlen. Bei hoher aerodynamischer Belastung des Gitters, repräsentiert durch die druckseitige Fehlanströmung dargestellt in **Bild 6-2.4**, verursacht der Zeilenwinkel von 5° nur bei niedriger Reynolds-Zahl eine Verlustreduktion, während bei mittlerer und hoher Reynolds-Zahl eine geringfügige Steigerung des Verlusts zu verzeichnen ist. Ein Zeilenwinkel von 7° verursacht in allen Betriebspunkten geringe Zusatzverluste in vergleichbarer Größenordnung, bis auf eine deutliche Verluststeigerung bei druckseitiger Fehlanströmung und mittlerer und höchster Reynolds-Zahl (**Bild 6-2.4**). Eine Schrägüberströmung der Fräszeilen mit 10° und 15° erzeugt einen Reynoldszahl-abhängigen Zusatzverlust, der ebenfalls gering ist. Zeilenwinkel $>15^\circ$ verursachen signifikant höhere Verluste als in Strömungsrichtung ausgerichtete. Hier wird ein proportionaler Zusammenhang zwischen Zeilenwinkel und Zusatzverlust festgestellt. Zeilenwinkel größer 0° bis einschließlich 15° führen dagegen zu einem geringen Verlustanstieg, der leicht außerhalb der Messunsicherheit von $U_\xi = \pm 0,1\%$ liegt.

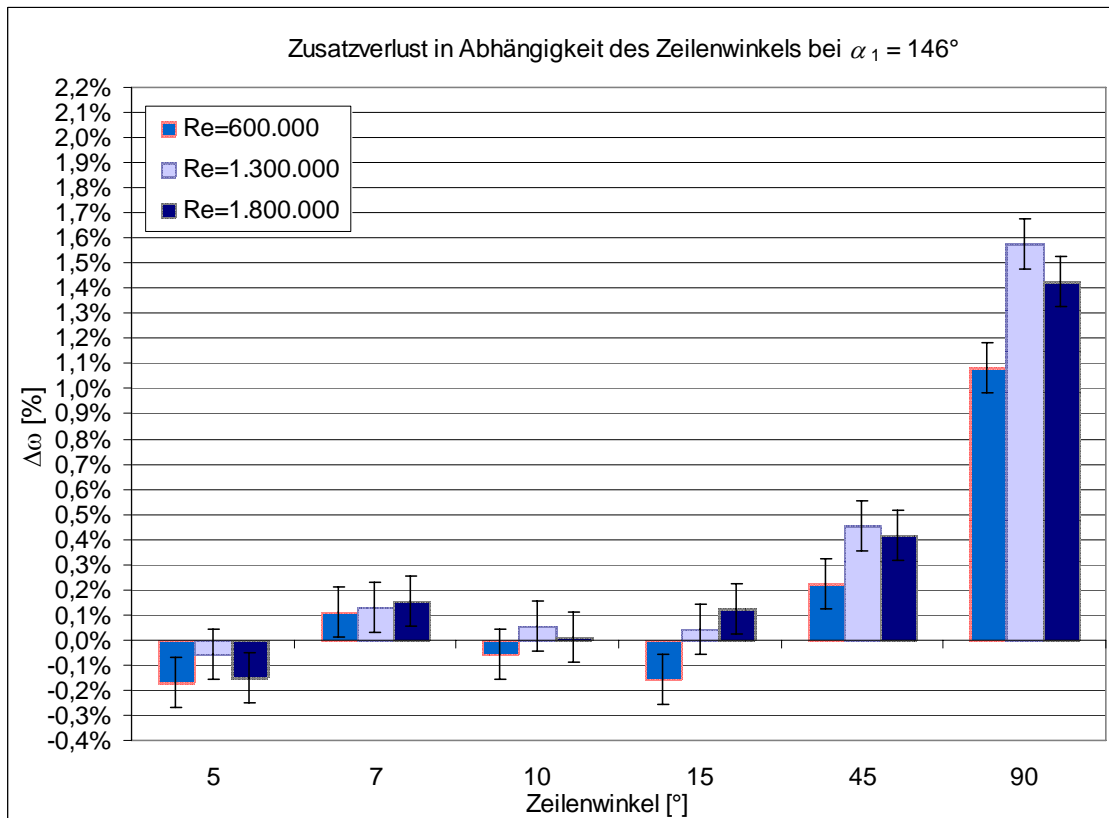


Bild 6-2.3: Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel in Abhängigkeit des Fräseilenwinkels bei $\alpha_1 = 146^\circ$

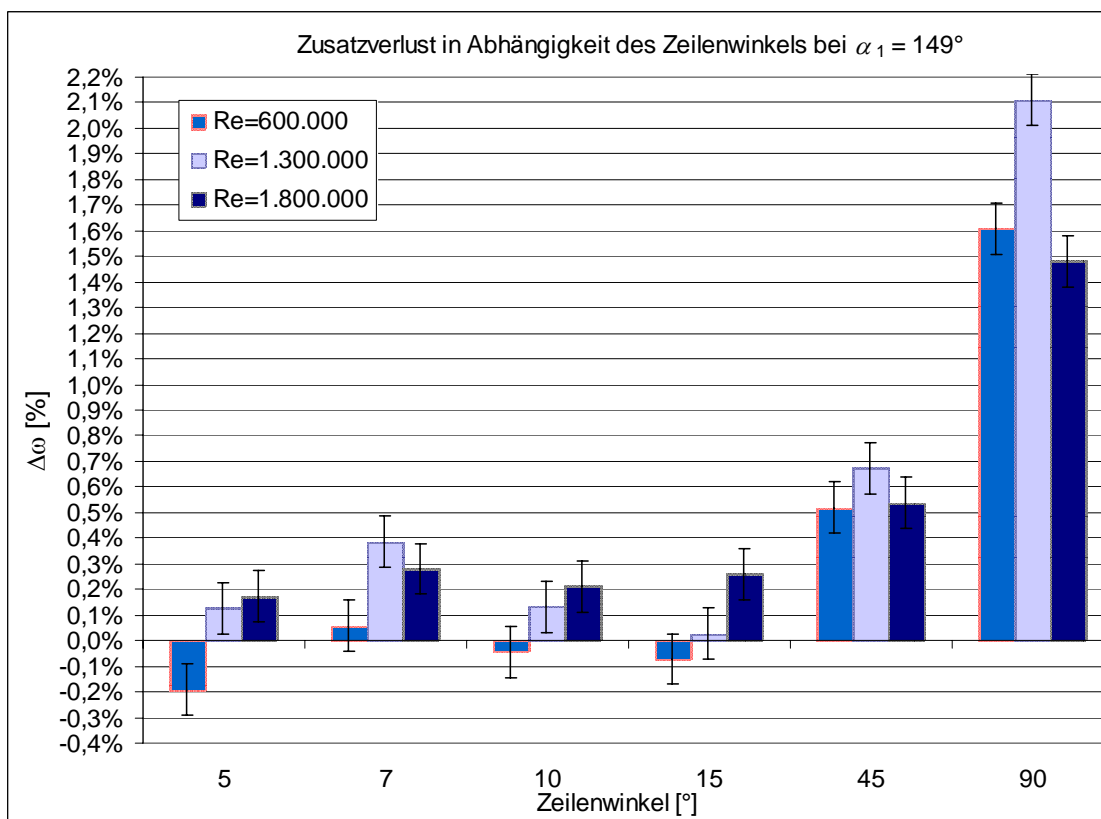


Bild 6-2.4: Zusatzverluste gegenüber der glatten Schaufel in Abhängigkeit des Fräseilenwinkels bei $\alpha_1 = 149^\circ$

6.3 Einfluss der Fräsparameter auf den Verlust (VP-3)

Die geometrischen Variablen einer typischen gefrästen Profilloberfläche sind die Mikrorauheit in Strömungsrichtung, die durch den Eingriff der Zahnflanken des Fräasers in Verbindung mit der Vorschubgeschwindigkeit zu einer gerichteten periodischen Rauheitsstruktur führt. Die Zustellung des Fräasers in Schaufelhöhenrichtung wiederum, erzeugt den Fräszeilenabstand und in Abhängigkeit des Sturzwinkels des Fräasers die Fräszeilenhöhe. Ein weiterer Parameter beim Fräsvorgang ist die Fräsrichtung, vorzugsweise in Strömungsrichtung, erfordert die moderne Blisk-Bearbeitung, vor allem im Nabenbereich, von der Hauptströmungsrichtung abweichende Fräsrichtungen, deren aerodynamische Verlust-Wirkung ebenfalls Bestandteil der Untersuchungen ist.

Die Bewertung der fräsrauen Verdichterbeschaufelung erfordert also die Berücksichtigung von mindestens 4 geometrischen und 2 strömungsmechanischen Variablen (Reynolds-Zahl und Anströmwinkel). Dabei interessiert sowohl deren Haupteffekt auf den Verlust als auch deren Wechselwirkung untereinander. Dazu wird ein Versuchsprogramm erstellt (siehe **Abschn. 4.2.3**) mit zwei Werteneiveaus und sechs Variablen und statistisch mit Hilfe des Yates's Algorithmus ausgewertet (Box et al., 1978). Diese systematische Vorgehensweise führt zu einer relativ geringen Anzahl von notwendigen Versuchen.

Tabelle 6-3.1: Versuchsmatrix des VP-3

Yates' algorithm		2 ⁴ two-level factorial design	
Nr.	Variable	min.	max.
1	<i>Ra</i> , mittlere Rautiefe	0,9 µm	2,7 µm
2	<i>ZH</i> , Zeilenhöhe	0,03 mm	0,15 mm
3	<i>FD</i> , Fräserdurchmesser	12 mm	25 mm
4	<i>ZW</i> , Zeilenwinkel	0°	15°
5	<i>Re</i>	0,7 MIO	1,8 MIO
6	α_1	143°	149°

Die zu untersuchenden geometrischen Variablen werden als Maximum- und Minimum-Werte nach **Tabelle 6-3.1** auf den Schaufeln appliziert. Auf diese Weise wird der Einfluss der Variablen innerhalb ihres applizierten Wertebereiches zwar nicht detailliert untersucht, es werden jedoch Haupttrends erkannt und eine gezielte weiterführende Untersuchung ermöglicht. Die Auswertung der 144 Einzelmessungen nach Yates's liefert mit den Haupteffekten der sechs Variablen und deren Wechselwirkungen auf den Verlust insgesamt 64 Werte für die Untersuchung des Einflusses der Fräsrauhigkeit auf den Verlust. Die Messunsicherheit (siehe auch **Abschn. 3.3.2**) für die Auswertung nach Yates's wird nach Box et al., 1978 aus den drei- und vierfachen Wechselwirkungen der Variablen gebildet und beträgt $U_{\Delta\omega}(VP-3) = \pm 0,5\%$. Diese Wechselwirkungen werden als vernachlässigbar betrachtet aufgrund der Ähn-

lichkeit der Antwortfunktionen und der statistischen Messunsicherheit. Die klassische Methode der Messfehlerbestimmung auf der Basis von systematischen Wiederholungsmessungen wird aufgrund des großen Messumfangs und der großen Anzahl zu untersuchender Variablen innerhalb des VP-3 nicht angewendet.

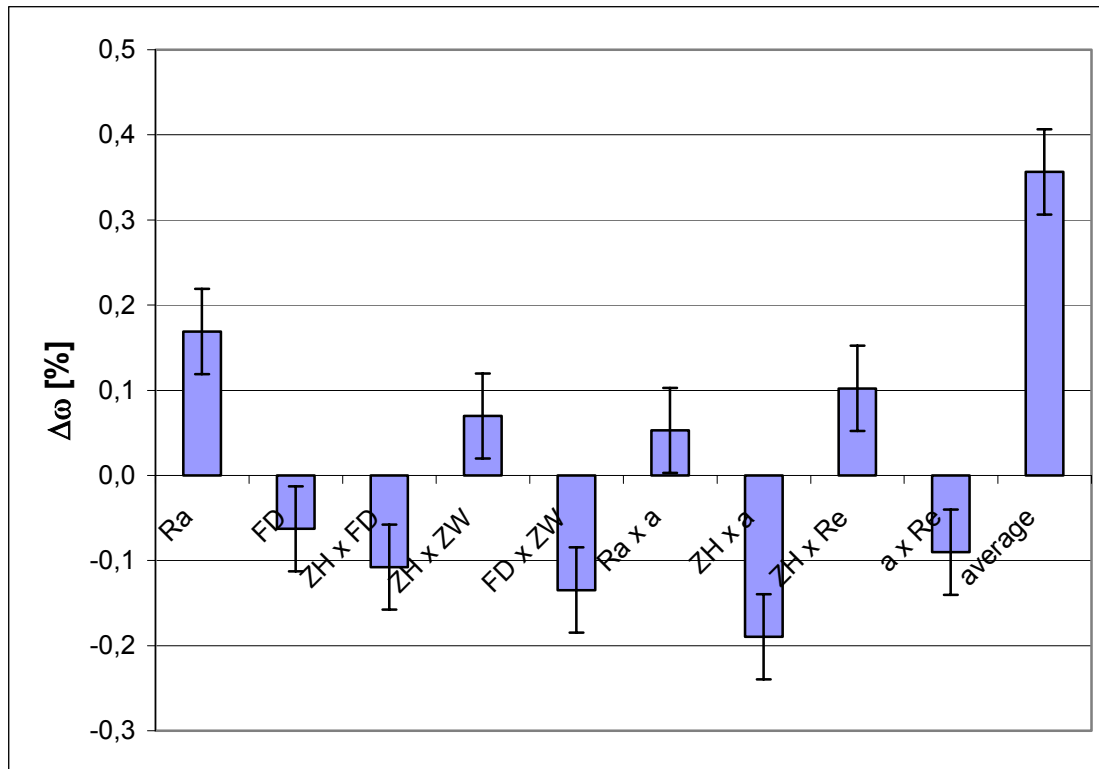


Bild 6-3.1: Einfluss und Wechselwirkungen der Rauheits- und Strömungsparameter auf den Totaldruck-Zusatzverlust

<i>Ra</i> :	mittlere arithmetische Rautiefe	<i>ZW</i> :	Fräszeilenwinkel
<i>FD</i> :	Fräserdurchmesser	<i>a</i> :	Anströmwinkel, α_1
<i>ZH</i> :	Fräszeilenhöhe	<i>Re</i> :	Reynolds-Zahl

Bild 6-3.1 zeigt die Haupteinflüsse und Wechselwirkungen unter Berücksichtigung der Messunsicherheit von $U_{\Delta\omega} = \pm 0,05\%$. Effekte der Variablen und deren Wechselwirkungen auf den Verlust kleiner als $\pm 0,05\%$ werden nicht betrachtet. Der durchschnittliche Einfluss aller Variablen auf den Verlust innerhalb der in **Tabelle 6-3.1** angegebenen Wertebereiche beträgt $\Delta\omega = 0,35\%$ und ist damit kleiner als der Rauheitseinfluss der gestrahlten Oberfläche der Schaufel P1 aus VP-1 (siehe **Abschn. 6.1**) mit einer isotropen Rauheit von $Ra = 4,6 \mu\text{m}$. Die Fräsr Rauheit Ra ist die einzige Variable, die sich als Haupteinflussgröße, d.h. ohne singuläre Wechselwirkung mit einer anderen Variablen, deutlich signifikant und Verlust steigernd auswirkt. Der in **Bild 6-3.1** für Ra angegebene Zusatzverlust von $\Delta\omega = 0,17\%$ ist der durchschnittliche Verlustanstieg bei einer Erhöhung des arithmetischen Mittenrauwertes Ra von $Ra = 0,9 \mu\text{m}$ auf $2,7 \mu\text{m}$ (gemessen im Fräszeilental, siehe **Abschn. 3.3**), ermittelt aus dem durchschnittlichen Einfluss von Ra auf den Verlust über alle Bedingungen der übrigen Variablen. Eine relativ schwache, in ihrer Größe nahe der Signifikanzgrenze liegende Wechsel-

wirkung erfährt Ra mit dem Anströmwinkel α . Eine Vergrößerung des Anströmwinkels hin zu druckseitiger Inzidenz führt zu einem geringer werdenden Einfluss von Ra auf den Verlust.

Einen weiteren generellen, jedoch Verlust senkenden Einfluss hat der verwendete Fräserdurchmesser FD . Auch für FD liegt die über alle Versuchsbedingungen gemittelte Größe des Einflusses auf den Verlust mit $\Delta\omega = -0.06\%$ nahe der Signifikanzgrenze von $\Delta\omega = \pm 0.05\%$. Weitere Informationen über den Einfluss von FD liefert die signifikantere Wechselwirkung mit dem Zeilenwinkel. Die Anwendung eines großen Fräserdurchmessers und den daraus resultierenden großen Fräszeilenabständen führt bei Variation des Zeilenwinkels im Mittel über allen übrigen Bedingungen der Variablen zu einer Verlustsenkung gegenüber den Frässtrukturen mit kleinen Fräszeilenabständen von $\Delta\omega = -0.11\%$ ($FD \times ZW$).

Der Einfluss der Zeilenhöhe auf den Verlust steht in Wechselwirkung mit vier von insgesamt sechs variierten Variablen, während die Zeilenhöhe als Haupteinflussgröße nicht signifikant ist. Die folgenden Wechselwirkungen lassen sich in **Bild 6-3.1** ablesen:

- $ZH \times FD$ (-),
- $ZH \times ZW$ (+),
- $ZH \times \alpha$ (-) und
- $ZH \times Re$ (+)

Das Vorzeichen in der Klammer gibt jeweils an, ob sich der Einfluss der Variablen in einem Anstieg (+) oder einer Reduzierung (-) des Verlusts gegenüber der hydraulisch glatten Referenzschaufelhälfte auswirkt. Die Wechselwirkung $ZH \times FD$ mit negativem Vorzeichen bescheinigt zunächst, dass die Zeilenhöhe einen Verlust senkenden Einfluss hat. Der Einfluss der Zeilenhöhe ZH wiederum ist abhängig von der Wirkung einer Vergrößerung des Fräserdurchmessers bzw. der Fräszeilenbreite und führt im Mittel zu einer signifikanten Senkung des Verlusts um 0.11%-Punkte. Dieser Wert ist der arithmetische Mittelwert aus dem Einfluss der Zeilenhöhe mit kleinem Fräserdurchmesser einerseits und großem Fräserdurchmesser andererseits. Eine weitere Wechselwirkung wird zwischen ZH und ZW beobachtet. Eine Änderung des Zeilenwinkels ZW bedingt eine Änderung des Einflusses der Zeilenhöhe auf den Verlust in etwas geringerer Größenordnung als bei der zuvor betrachteten Wechselwirkung mit dem Fräserdurchmesser. Das positive Vorzeichen zeigt an, dass mit wachsendem Zeilenwinkel der verluststeigernde Einfluss einer Erhöhung der Zeilenhöhe im Mittel 0.07% beträgt und damit ähnlich dem Haupteinfluss des Fräserdurchmessers schwach signifikant ist. Einen deutlich größeren, jedoch Verlust senkenden Einfluss hat die Wechselwirkung der Zeilenhöhe mit dem Anströmwinkel $ZH \times \alpha$. Hier führt die Variation des Anströmwinkels vom Minimal- zum Maximalwert zu einem mit $\Delta\omega = -0.19\%$ deutlich signifikanten mittleren Einfluss der Zeilenhöhe ZH auf den Verlust. Den letzten Beitrag zum Einfluss der Zeilenhöhe liefert die Wechselwirkung mit der Reynolds-Zahl. Eine zunehmende Zeilenhöhe verursacht in Wechselwirkung mit der Reynolds-Zahl im Mittel eine Verluststeigerung von 0.1%. Wie Anfangs schon erwähnt, existiert kein genereller Einfluss der Zeilenhöhe auf

den Verlust, sondern ausschließlich in Wechselwirkung mit den vier beschriebenen Variablen. Die Wechselwirkungen $ZH \times ZW$ und $ZH \times Re$ führen im Mittel zu einem Verlustanstieg aufgrund der Erhöhung der Zeilenhöhe, $ZH \times FD$ und $ZH \times \alpha$ dagegen zu einer Verlustsenkung. Einen weiteren und letzten Verlust senkenden Einfluss von $\Delta\omega = -0.09\%$ hat die Wechselwirkung zwischen Anströmwinkel und Reynolds-Zahl ($\alpha \times Re$). Es sei daran erinnert, dass alle angegebenen Verlustdifferenzen $\Delta\omega$ den Zusatzverlust gegenüber einer hydraulisch glatten Schaufelhälfte bezeichnen, bzw. den mittleren Einfluss der untersuchten Variablen und deren Wechselwirkungen. Die Wechselwirkung von $\alpha \times Ra$ bedeutet demnach, dass mit zunehmendem Anströmwinkel und steigender Reynolds-Zahl, der Einfluss aller auf den Schaufeln applizierten geometrischen Eigenschaften (Ra , ZH , FD , ZW) auf den Verlust abnimmt. In **Tabelle 6-3.2** sind die partiellen Ableitungen der Effekte und Wechselwirkungen zusammengefasst:

Tabelle 6-3.2: Sensitivitäten und Wechselwirkungen

	$\partial\Delta\omega$ [%]	$\partial^2\Delta\omega$ [%]
∂Ra	0.17	-
∂ZH	-0.02	-
∂FD	-0.06	-
∂ZW	0.03	-
$\partial \alpha_1$	0.04	-
∂Re	0.03	-
$\partial Ra \partial ZH$	-	0.04
$\partial Ra \partial FD$	-	-0.02
$\partial Ra \partial ZW$	-	-0.02
$\partial Ra \partial \alpha_1$	-	0.05
$\partial Ra \partial Re$	-	0.04

	$\partial\Delta\omega$ [%]	$\partial^2\Delta\omega$ [%]
$\partial ZH \partial FD$		-0.11
$\partial ZH \partial ZW$	-	0.07
$\partial ZH \partial \alpha_1$	-	-0.19
$\partial ZH \partial Re$	-	0.10
$\partial FD \partial ZW$	-	-0.13
$\partial FD \partial \alpha_1$		-0.03
$\partial FD \partial Re$		0.02
$\partial ZW \partial \alpha_1$		-0.01
$\partial ZW \partial Re$		-0.02
$\partial \alpha_1 \partial Re$		-0.09

6.4 Einfluss der Sandkornrauheit auf den Verlust (VP-4)

Es ist bis heute üblich, den Einfluss der Rauheit auf den Verlust von Oberflächen umströmter Körper mit dem Modell der äquivalenten Sandkornrauheit (siehe **Abschn. 4.2.4**) nach Nikuradse (1933) und Schlichting (1982) zu bewerten. Die Sandrauheit nach Nikuradse ist in großen Bereichen von Re der und Rauheitselementhöhe k_S , insbesondere der sandrauer Rohre und längsangeströmter Platten, untersucht worden. Die Sandrauhigkeit nach Nikuradse ist dadurch charakterisiert, dass die Rauheitsdichte ihren Maximalwert hat, d.h. die Rauheitselemente ohne Zwischenräume dicht an dicht gepackt sind. Sie eignet sich sehr gut als Normal-Rauheitsskala für die Einordnung anderer, technischer Rauheiten mit mehr als einer Oberflächeneigenschaft.

Dabei wird der betrachteten technischen Fräsrauheit eine äquivalente Sandkornrauheit k_S zugeordnet, die derjenigen Sandkorngröße nach Nikuradse entspricht, die den gleichen Verlust erzeugt wie die betrachtete Rauheit. Die Korrelation zwischen dem Rauheitseinfluss der Fräsrauheit und der Sandkornrauheit bietet dann die Möglichkeit, in Rechenmodellen vorhandene allgemeine Modellierungen der Rauheit durch den spezifischen Rauheitseinfluss der technischen Rauheit zu erweitern (siehe Christoph und Pletcher (1982)).

6.4.1 Herstellung der sandrauen Schaufeloberfläche

Die Schaufeln des VP-4 sind mit Sandpapier beklebt, dessen Rauheit so gewählt wurde, dass die drei strömungstechnisch besonders relevanten Bereiche hydraulisch glatt, hydraulisch rau und deren Übergangsbereich in der turbulenten Grenzschicht der Saugseite abgedeckt sind und somit eine Korrelation mit der Fräsrauheit möglich ist.

Die Applikation des Sandpapiers auf den Schaufeln stellt höchste Ansprüche an die Genauigkeit der handwerklichen Arbeit. Die Dicke der Korinthkörnung sowie der Trägerschicht wird dazu taktil gemessen, so dass die Tiefe der eingefrästen Taschen für die Aufnahme des Sandpapiers genau an die jeweilige Körnung angepasst ist. Als Position des Übergangs in Bezug auf die axiale Sehnenlänge wird der numerisch bestimmte Umschlagpunkt bei $x/l_{ax} = 4.5\%$ gewählt. Die axiale Position des Umschlags wird bei Nennanströmung und mit der glatten Referenzschaufelhälfte durch Ölanstrichbilder visualisiert und bestätigt. Dies soll einen definierten, erzwungenen Umschlag sicherstellen, der nicht von der Rauheitswirkung der sandrauen Oberfläche abhängig ist, da der Verlustanstieg aufgrund der Rauheit von Interesse ist und nicht derjenige aufgrund einer Beeinflussung der Transition durch die Rauheit. Darüber hinaus wird zur Sicherstellung einer definierten und konstanten Umschlagposition die Vorderkante einer fräsrauen Schaufel bis zu dieser Position ($x/l_{ax} = 4.5\%$) glatt geschliffen und der Verlust mit demjenigen der rauen Vorderkante verglichen. Der Verlust ist in beiden Fällen identisch, was ein Hinweis auf eine verlustarme, laminare Grenzschicht im beschliffenen Bereich ist und somit auf eine korrekt bestimmte Umschlagposition bei $x/l_{ax} = 4.5\%$.

Der Übergang zwischen Vorderkante und Beginn der Vertiefung für das Sandpapier stellt

eine Störung der Grenzschichtströmung dar und liefert so einen Verlustbeitrag gegenüber der hydraulisch glatten Referenz-Schaufelhälfte mit stetiger Profilkontur ohne Vertiefung. Da die Ergebnisse der Verlustwirkung der sandrauen Schaufeln des VP-4 mit denjenigen der fräsrauen Schaufeln korreliert werden, wird die sandraue Schaufel T08 auf ein $R_z = 1 \mu\text{m}$ glatt geschliffen (gleiche Rauheit wie Referenz), um so die reine Verlustdifferenz zur Referenzschaufel aufgrund der Unstetigkeit in der Profilkontur für die Aufnahme des Sandpapiers und der daraus resultierenden Grenzschichtstörung zu bestimmen. Somit unterscheiden sich die Referenzschaufelhälfte und die Versuchsschaufelhälfte ausschließlich durch den Übergang der Kontur zur Vertiefung für die Aufnahme des Sandpapiers, der exakt am Ort des Umschlags der Referenzschaufelhälfte positioniert ist. Um diese Verlustdifferenz werden alle Ergebnisse der sandrauen Schaufeln bereinigt.

Als geometrische Größe für die Beschreibung der Rauheit wird die gemittelte Rautiefe R_z nach ISO 4288 gewählt wie auch für die Schaufeln P1 ... P3 des VP-1 in **Abschn. 6.1**. Für die Korrelation der Rauheitswirkung des VP-4 und der Fräsrauheit des VP-3 werden die Werte von R_z in die dimensionslose Größe y_{Rz}^+ umgerechnet auf der Grundlage der in **Abschn. 6.1.2** beschriebenen numerischen Berechnung des untersuchten Gitters. **Bild 6-4.1** zeigt beispielhafte Rauheitsprofile der mit Sandpapier beklebten Schaufeln. Man beachte die andere Skalierung der Z-Achse bei der rauesten Schaufel. Der schraffierte Bereich ist die Visualisierung der mittleren Rautiefe, gefiltert nach ISO 4288 mit der Grenzwellenlänge $l_s = 0.8 \text{ mm}$ für die Schaufel T08, 2.5 mm für T10 und 8 mm für die raueste Schaufel T09. Beim Vergleich der sandrauen Profile in **Bild 6-4.1** mit dem Profil der fräsrauen Oberfläche der Schaufel P1 in **Bild 6-1.1** wird der Unterschied der Rauheitsstruktur deutlich. Die fräsraue Struktur besitzt eine gerichtete Rauheit mit geringerer Rauheitsdichte als bei der sandrauen Struktur.

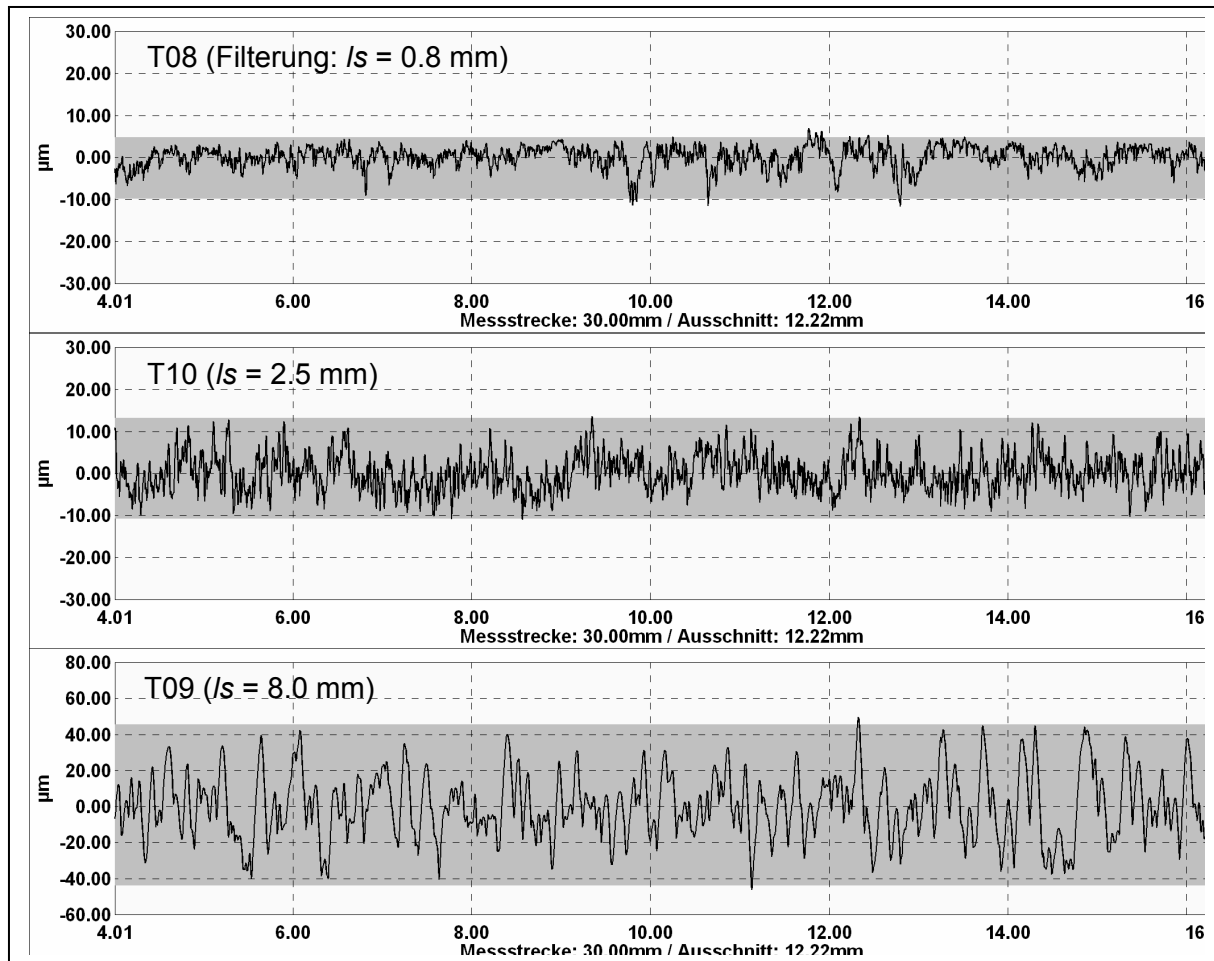


Bild 6-4.1: Rauheitsprofile der Schaufeln T08 ($/s = 0.8 \text{ mm}$), T10 ($/s = 2.5 \text{ mm}$) und T09 ($/s = 8.0 \text{ mm}$)

6.4.2 Einfluss der Reynolds-Zahl auf den Verlust

Bilder 6-4.2 ... 6-4.4 zeigen den Zusatzverlust der mit Sandpapier beklebten Schaufeln in Abhängigkeit der Reynoldszahl für den Nennanströmwinkel, sowie druck- und saugseitige Inzidenz. Die raueste Schaufel T09 verursacht in **Bild 6-4.2** bei $\alpha_1 = 143^\circ$ einen beträchtlichen – verglichen mit einer Unsicherheit von $\Delta\omega = \pm 0.1\%$ - Verlustanstieg von $\Delta\omega = 3.5\%$ gegenüber der Referenzschaufel (T08, geschliffen, $R_z = 5 \mu\text{m}$) bei höchster Reynolds-Zahl. Die Verlustdifferenz von T09 steigt mit zunehmender Reynolds-Zahl, das bestätigt den Rauheitseinfluss für die größte Rauheit. Mit zunehmender Reynolds-Zahl wird die Grenzschicht dünner und die relative Rauheit, bezogen auf die Grenzschichtdicke, bzw. auf die laminare Unterschicht größer und damit auch der Rauheitseinfluss. Das Abflachen der Verlustkurve zu höchster Reynolds-Zahl hin deutet auf ein vollturbulentes Verlustverhalten hin mit Rauigkeiten die allesamt aus der laminaren Unterschicht herausragen. Nach Schlichting (1982) ist der Verlust im vollturbulenten Bereich nicht mehr von der Reynolds-

Zahl abhängig sondern nur noch von der Größe der Rauheitselemente. Durch die Differenzverlustbetrachtung zur hydraulisch glatten Referenzschaufel drückt sich der Übergang zum vollturbulenten Verlustverhalten bei höchster Reynolds-Zahl durch eine geringer werdende Verlustdifferenz zur hydraulisch glatten Referenzschaufel aus. Die Kurven der Schaufeln T08 und T10 zeigen einen deutlich geringeren Zusatzverlust. Er liegt im Bereich $\Delta\omega = 0.4\%$ bei kleinster Reynolds-Zahl und bleibt für die Schaufel T08 mit der geringsten Sandrauheit über der Reynolds-Zahl konstant und wächst für T10 zur höchsten Reynoldszahl hin leicht an. Das deutet darauf hin, dass die Rauheit von T10 im Übergangsbereich zur hydraulisch rauen Oberfläche ist, da sie zunächst bis zur mittleren Reynolds-Zahl keine Rauheitswirkung zeigt. Auch Schaufel T08 zeigt einen Zusatzverlust gegenüber der hydraulisch glatten Referenz, allerdings wird keinerlei Reynoldszahlabhängigkeit festgestellt, ein Hinweis darauf, dass die geringere Rauheit weitestgehend von der laminaren Unterschicht überdeckt wird.

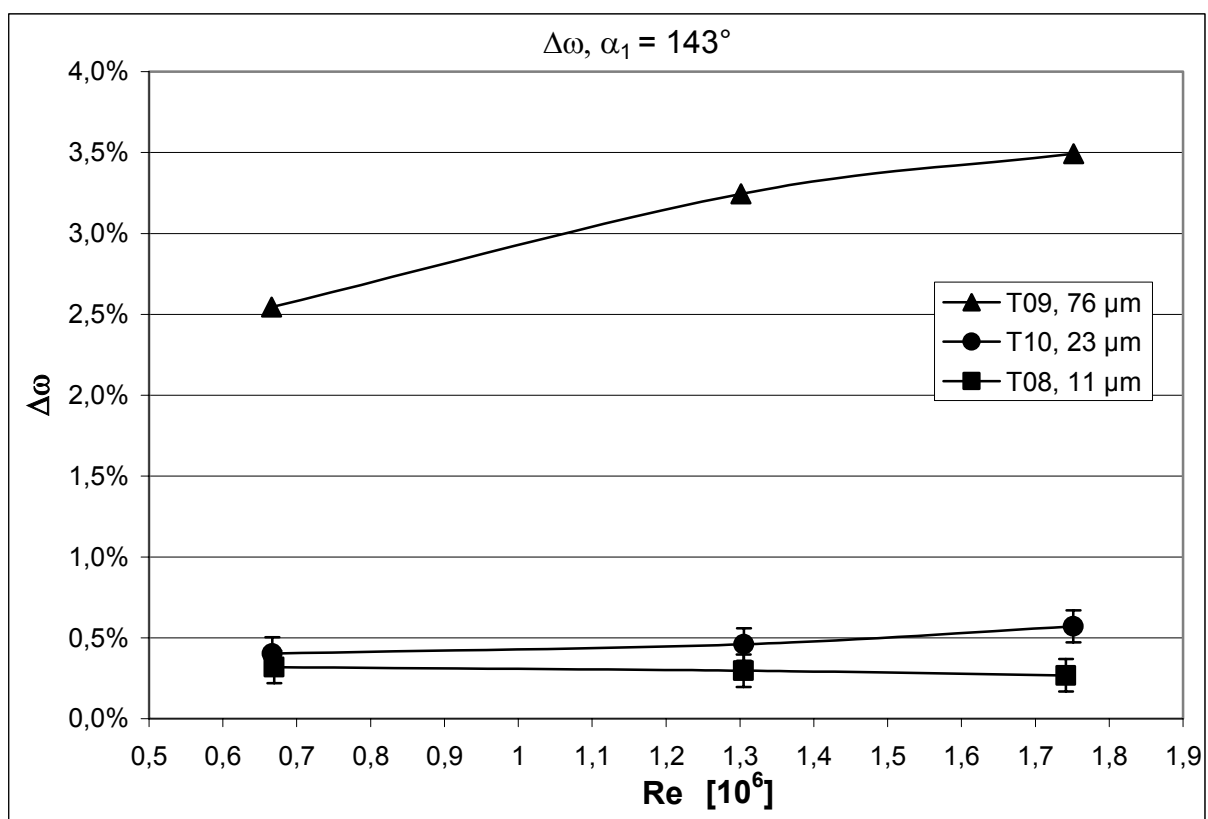


Bild 6-4.2: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynolds-Zahl für saugseitige Inzidenz

Bei Nennanströmwinkel $\alpha_1 = 146^\circ$ in **Bild 6-4.3** zeigt sich ein qualitativ ähnliches Verlustverhalten wie bei saugseitiger Inzidenz verbunden mit einer geringeren Höhe der Zusatzverluste. Der größte Zusatzverlust von T09 liegt mit $\Delta\omega = 3.0\%$ 0.5 Prozentpunkte unter dem bei saugseitiger Inzidenz gemessenen, bei T08 und T10 ist die Differenz zu $\alpha_1 = 143^\circ$ etwas geringer, die Kurven liegen dennoch deutlich unter denen bei $\alpha_1 = 143^\circ$ und damit nahe der

Nachweisgrenze von $\Delta\omega = \pm 0.1\%$. Weder der Unterschied zwischen den Schaufeln T10 und T08, noch die Reynoldszahl-abhängigkeit des Zusatzverlustes ist bei $\alpha_1 = 146^\circ$ signifikant. Insgesamt ist für alle Rauheiten und Reynolds-Zahlen beim Auslegungsanströmwinkel der Rauheitseinfluss auf den Verlust geringer als bei saugseitiger Inzidenz. Eine Erklärung für dieses Verlustverhalten könnte nach der Grenzschichttheorie die Tatsache sein, dass bei der saugseitigen Inzidenz mit einem Anströmwinkel von $\alpha_1 = 143^\circ$ die Lauflänge der wieder angelegten, turbulenten Grenzschicht am größten ist bei gleichzeitig geringerer Verdrängungsdicke der Grenzschicht im Vergleich zu druckseitiger Inzidenz ($\alpha_1 = 149^\circ$) und geringerer Aufdickung mit der Lauflänge an. Bei diesem Grenzschichtzustand ist die Verlustwirkung der rauen Oberfläche am größten, weil das Verhältnis von Rauheitshöhe zu Grenzschichtdicke groß ist.

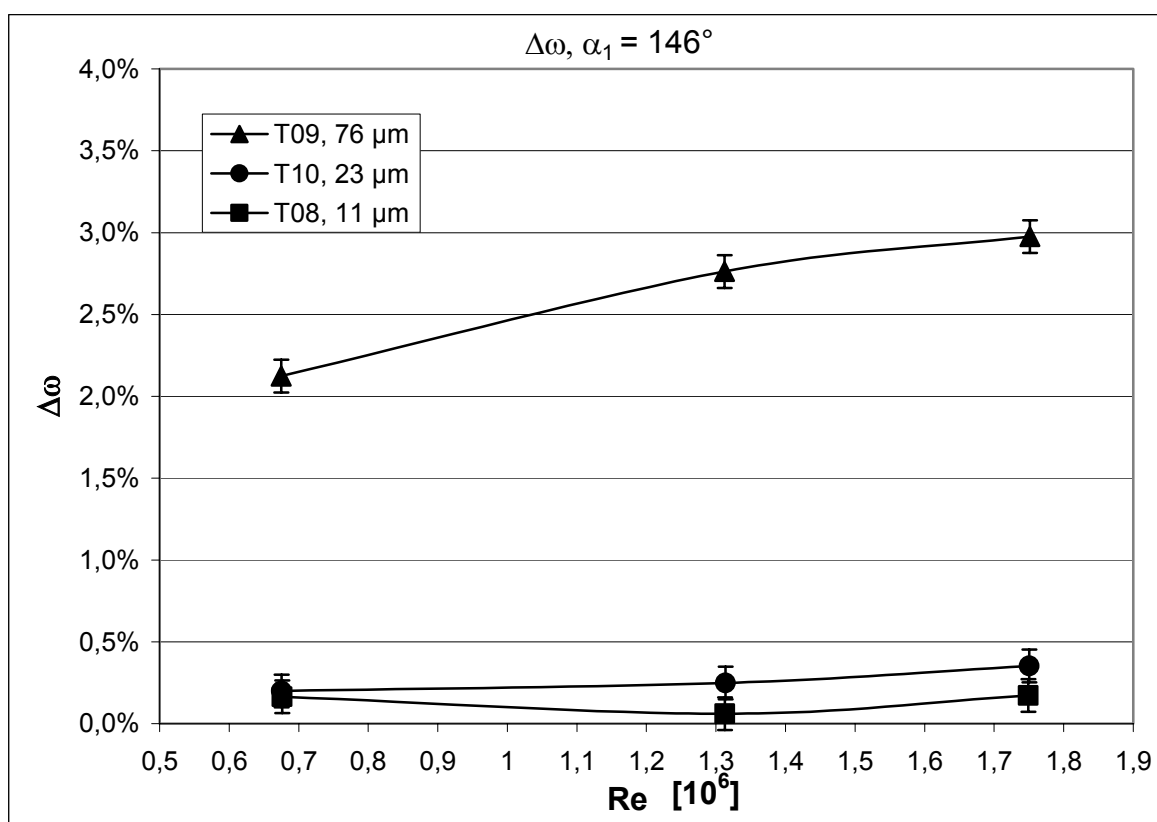


Bild 6-4.3: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynolds-Zahl für Nennanströmwinkel

Die Verlustkurven für die druckseitige Inzidenz mit dem Anströmwinkel $\alpha_1 = 149^\circ$ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl sind in **Bild 6-4.4** dargestellt. Gemäß dem weiter oben gesagten zur Grenzschichtentwicklung bei großer aerodynamischer Belastung, sinkt der Zusatzverlust der sandrauen Schaufeln im Vergleich zu den Anströmwinkeln $\alpha_1 = 143^\circ$ und $\alpha_1 = 146^\circ$ weiter. Den größten Zusatzverlust aufgrund der Rauheit liefert wieder T09 bei höchster und mittlerer Reynolds-Zahl gleichermaßen. Mit $\Delta\omega = 2.5\%$ erzeugt T09 bei höchster Reynolds-

Zahl 1.0%-Punkte weniger Zusatzverlust als bei $\alpha_1 = 143^\circ$. Im Bereich zwischen mittlerer und höchster Reynolds-Zahl ist der Anstieg des Zusatzverlustes von T09 im Rahmen der Messunsicherheit nahe Null. Der Zusatzverlust der Schaufeln T08 und T10 liegt bei mittlerer und höchster Reynolds-Zahl auf gleichem Niveau wie beim Nennanströmwinkel. Für T10 ist ein leichter Anstieg der Verluste mit zunehmender Reynolds-Zahl zu beobachten, für T08 beginnt der Rauheitseinfluss hingegen erst bei der höchsten Reynolds-Zahl. Bei geringster Reynolds-Zahl und druckseitiger Fehlanströmung werden durch beide Rauheiten T08 und T10 keine Zusatzverluste generiert, so dass bei diesem Strömungszustand von hydraulisch glatten Verhältnissen ausgegangen wird.

Zusammenfassend zeigt die raueste Schaufel T09 den mit Abstand größten absoluten Zusatzverlust und einen deutlich Reynoldszahl-abhängigen Verlustanstieg aufgrund der Rauheitswirkung. Das Abflachen der Verlustkurve bei höchster Reynolds-Zahl und allen Anströmwinkeln lässt vermuten, dass vollkommen hydraulisch raue Zustände vorliegen. Die Reynoldszahlabhängigkeit der Schaufel T10 ist deutlich weniger ausgeprägt und beschränkt sich bei allen gemessenen Anströmwinkeln auf den Reynoldszahl-Bereich größer 1.3×10^6 . Die Schaufel T08 zeigt lediglich bei saugseitiger Fehlanströmung mit $\alpha_1 = 143^\circ$ signifikante Zusatzverluste gegenüber der hydraulisch glatten Referenzschaufel, eine Reynoldszahl-Abhängigkeit wird nicht beobachtet.

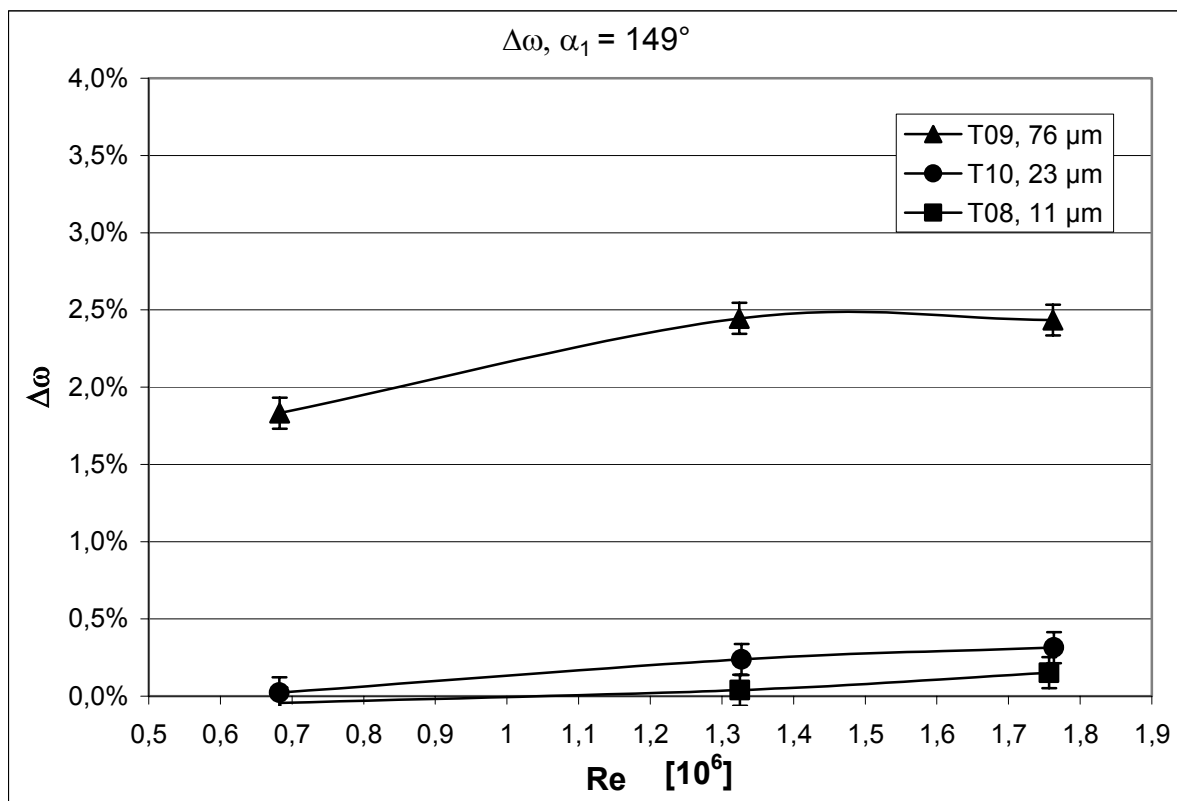


Bild 6-4.4: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über der Zuström-Reynoldszahl für druckseitige Inzidenz

6.4.3 Einfluss des Anströmwinkels auf den Verlust

Die **Bilder 6-4.5 bis 6-4.7** zeigen das Verlustverhalten der sandrauen Schaufeln in Abhängigkeit des Anströmwinkels. Für die raueste T09 sinkt der Zusatzverlust mit zunehmendem Anströmwinkel bei allen Reynolds-Zahlen und nimmt den jeweils geringsten Wert bei größter druckseitiger Inzidenz ($\alpha_1 = 149^\circ$) an. Dieses Verlustverhalten bestätigt den weiter oben beschriebenen Einfluss der mit zunehmender aerodynamischer Belastung dicker werdenden Grenzschicht auf die Verlustwirkung in Form einer geringeren relativen Rauheit bezogen auf die Grenzschichtdicke. Für Schaufel T10 sinkt der Zusatzverlust bei geringster Reynolds-Zahl mit gleicher negativer Steigung bei deutlich geringerem Verlustniveau. Bei $\alpha_1 = 149^\circ$ wirkt die Rauheit von T10 hydraulisch glatt. Das gleiche gilt für die Schaufel T08, wobei deren Zusatzverlust, der geringeren Rauheit entsprechend bei $\alpha_1 = 143^\circ$ unter dem von T10 liegt.

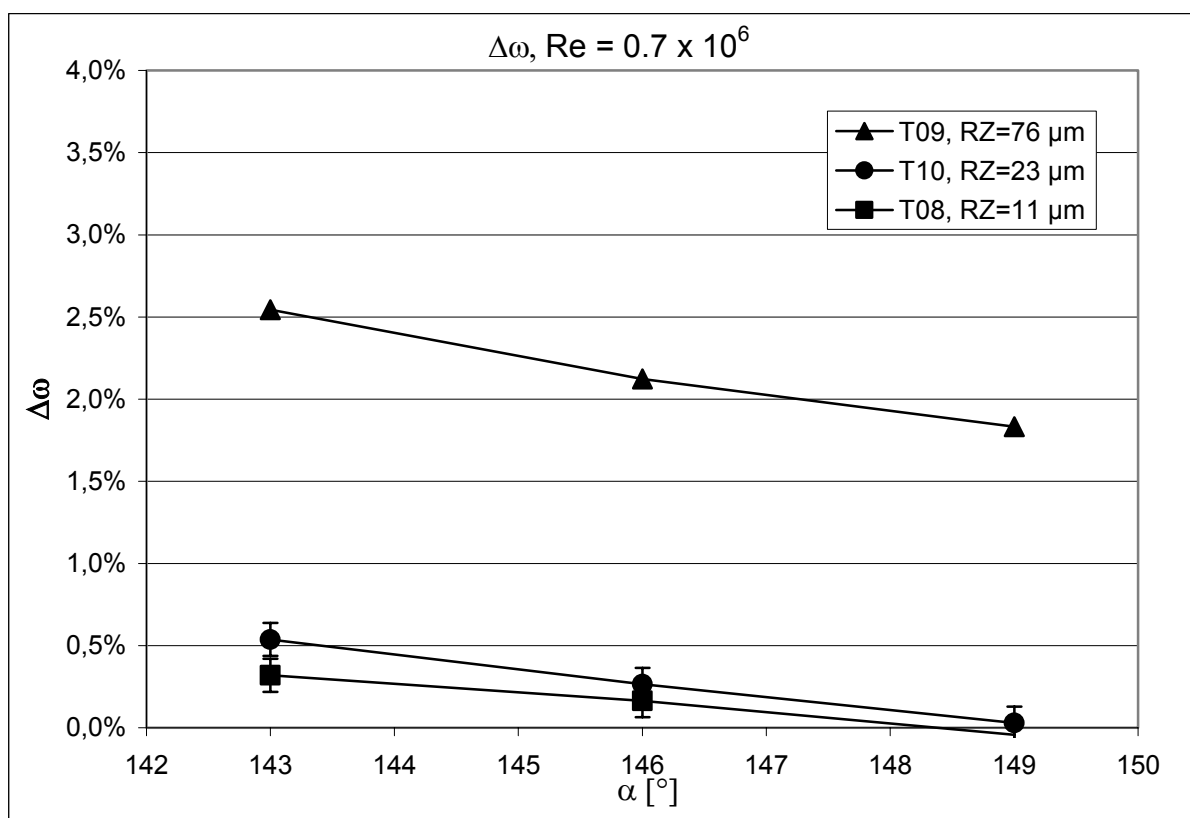


Bild 6-4.5: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei kleinster Reynolds-Zahl

Bei mittlerer Reynolds-Zahl in **Bild 6-4.6** sinkt der Zusatzverlust von T10 und T08 gleichermaßen bei Erhöhung des Anströmwinkels von $\alpha_1 = 143^\circ$ auf $\alpha_1 = 146^\circ$. Zwischen $\alpha_1 = 146^\circ$ und $\alpha_1 = 149^\circ$ bleibt der Zusatzverlust beider Schaufeln konstant, wobei sich Schaufel T08 hydraulisch glatt verhält innerhalb des Toleranzbandes der Messunsicherheit von $\Delta\omega = \pm 0.1\%$. Bei höchster gemessener Reynolds-Zahl (**Bild 6-4.7**) wird der Einfluss des Anström-

winkels für die Schaufel T08 geringer, da die Grenzschicht insgesamt dünner ist und so auch bei $\alpha_1 = 146^\circ$ und $\alpha_1 = 149^\circ$ einen Zusatzverlust erzeugt. Die im gesamten Reynoldszahlen-Bereich große Abhängigkeit des Zusatzverlustes der rauesten Schaufel T09 vom Anström-winkel weist auf ein vollkommen hydraulisch raueres Verlustverhalten hin, bei welchem die Rauheitselemente vollkommen aus der laminaren Unterschicht herausragen und somit die relative Rauheit, die mit dem Anströmwinkel aufgrund der Änderung der Grenzschichtdicke variiert, in direktem Zusammenhang mit dem Verlust steht. Für T08 und T10 ist dieser Zusammenhang weniger ausgeprägt und hängt stärker von der Reynolds-Zahl ab. Dies ist ein Hinweis darauf, dass diese Rauheiten im hier variierten Bereich des Strömungszustandes im Übergangsbereich zur hydraulisch glatten Strömung liegen und insbesondere T08 zum Teil ($Re = 0.7 \times 10^6$, $\alpha_1 = 149^\circ$) hydraulisch glatt ist. Analog zu **Abschn. 6.1** werden die örtlichen Werte der dimensionslosen Rauheit y_{RZ}^+ der Schaufeln aus der numerisch berechneten Verteilung des Widerstandsbeiwertes c_f berechnet (siehe **Abschn. 6.1.2**) und in **Bild 6-4.8** für drei Anströmwinkel und die höchste Reynolds-Zahl $Re = 1.8 \times 10^6$ dargestellt.

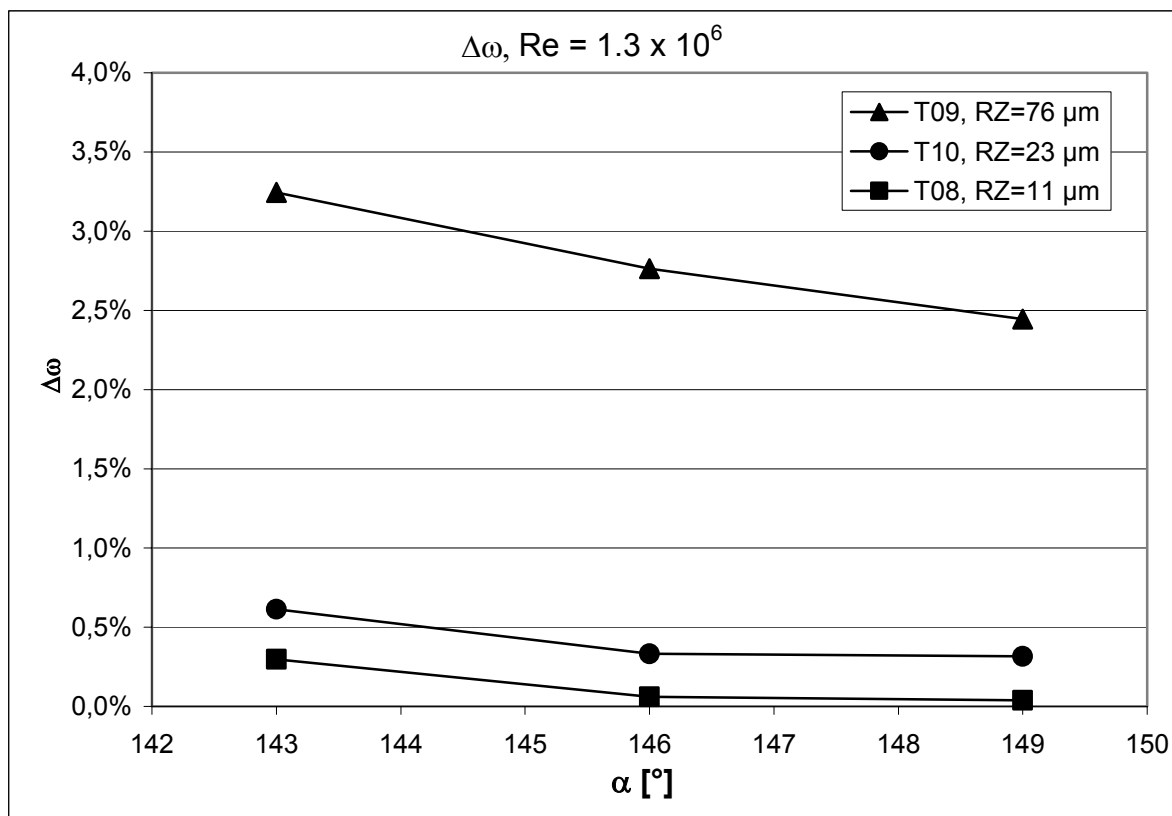


Bild 6-4.6: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei mittlerer Reynolds-Zahl

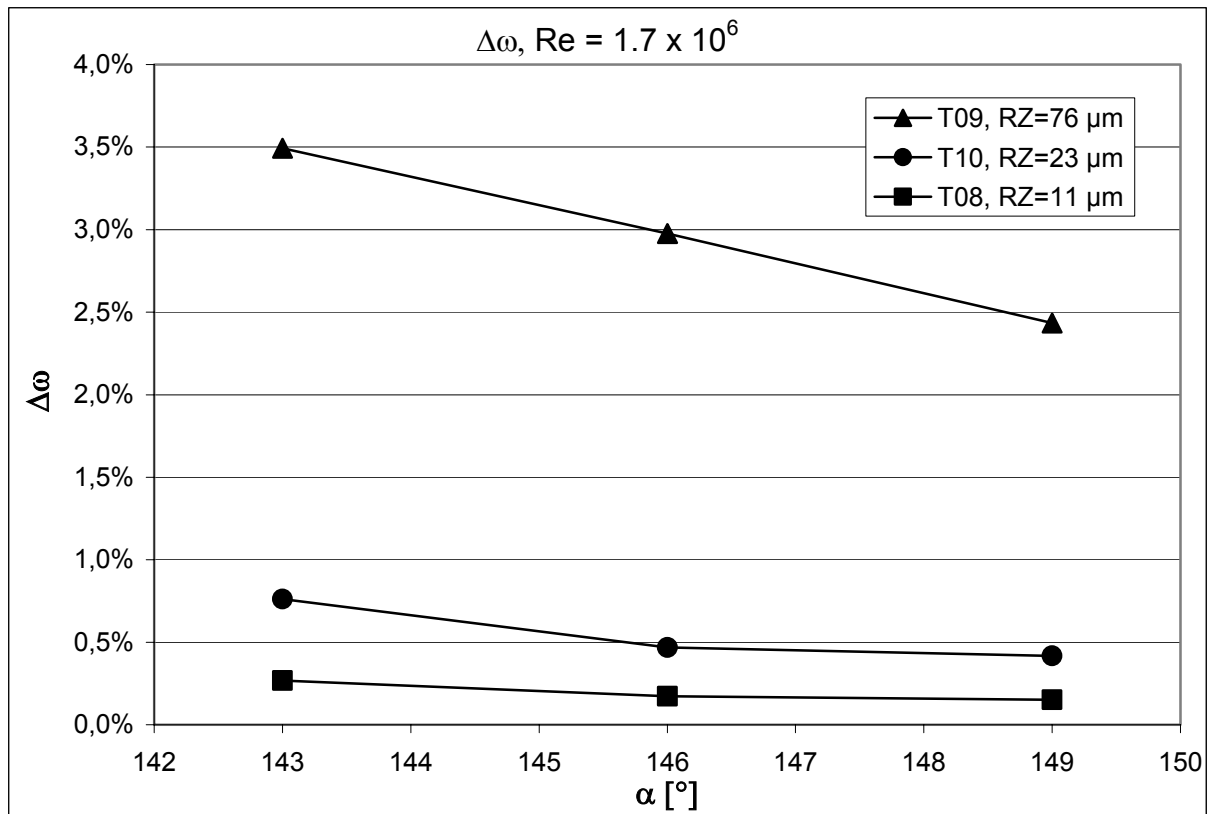


Bild 6-4.7: Totaldruck-Zusatzverluste der sandrauen Schaufeln gegenüber der glatten Schaufel über dem Anströmwinkel bei höchster Reynolds-Zahl

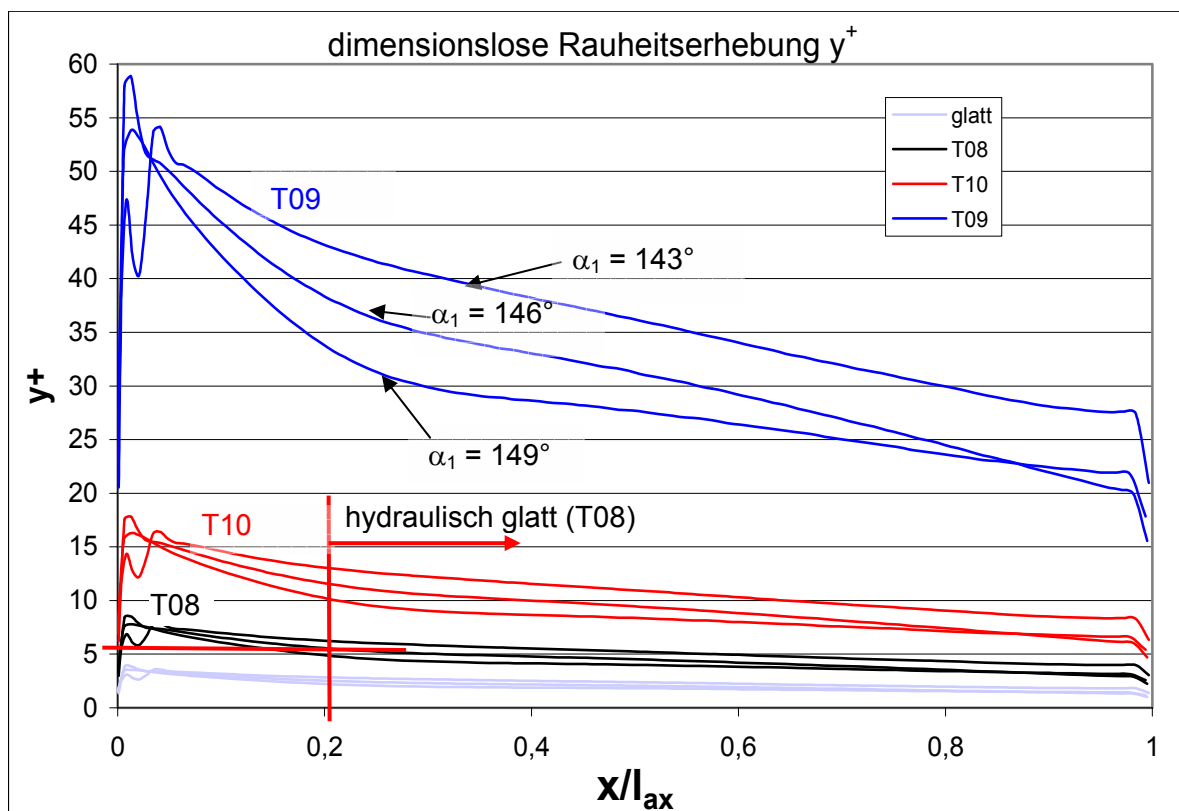


Bild 6-4.8: Numerisch berechnete dimensionslose Rauheitsgröße der sandrauen Schaufeln über der axialen Sehnenlänge für verschiedene Anströmwinkel

Wie schon innerhalb der Behandlung des VP-3 festgestellt wurde, nimmt die dimensionslose Rauheitselementenhöhe y_{RZ}^+ , als charakteristische Größe für die Rauheitswirkung, mit zunehmender Belastung des Gitters durch druckseitige Inzidenz ab. Dies ist durch eine mit der Lauflänge stärker anwachsende Grenzschichtdicke bei hoher Gitterbelastung zu erklären. Die Kurve der höchsten Werte für y_{RZ}^+ ist diejenige der Schaufel mit den höchsten Werten von R_Z bei saugseitiger Inzidenz ($\alpha_1 = 143^\circ$). Die numerische Berechnung der Gitterströmung bestätigt das experimentell gefundene Verlustverhalten in Abhängigkeit des Anströmwinkels. Die Verläufe von y_{RZ}^+ der Schaufeln T08 und T10 in **Bild 6-4.8** für verschiedene Anströmwinkel liegen näher beieinander als die der rauesten Schaufel T09. Dies erklärt die geringere Abhängigkeit von der Anströmwinkelvariation der Schaufeln T08 und T10. Für die kleineren Rauheiten der Schaufeln T10 und T08 ist der Einfluss des Anströmwinkels auf die dimensionslose Rauheit insgesamt geringer. Dies bestätigt die Beobachtungen zu den **Bildern 6-4.5 bis 6-4.7**. Insbesondere Schaufel T08 mit der geringsten Rauheit liegt nach **Bild 6-4.8** ab einer axialen Sehnenlänge $x/L = 0.2$ im hydraulisch glatten Bereich von $y^+ < 5$. Da die innerhalb des VP-4 untersuchten Rauheiten alle für den Rauheitseinfluss relevanten Strömungszustände, hydraulisch glatt, hydraulisch rau und vollkommen rau abdecken, eignen sich die Ergebnisse gut für den Vergleich mit der Fräsrauheit, der in **Abschn. 6.7** gezogen wird.

6.5 Einfluss der Vorderkanten geometrie auf den Verlust (VP-6)

Bei der Umströmung der Vorderkante des Verdichterprofils erfährt die Strömung zunächst eine starke Beschleunigung („Saugspitze“) bevor sie mit zunehmender Lauflänge verzögert wird und einen Druckanstieg erzeugt. Bei der Referenzschaufel K01 des VP-6 führt die Saugspitze an der der Vorderkante am nächsten gelegenen Druckbohrung ($x/l_{ax} = 1.5\%$) der Saugseite zu einer isentropen Machzahl von $Ma_{is} = 0.75$ bei einer Anströmmachzahl von $Ma_1 = 0.55$. Aufgrund der hohen Geschwindigkeit zwischen Staupunkt und Saugspitze in hat die Profilkontur in diesem Bereich einen großen Einfluss auf die Grenzschichtströmung und damit auf den Verlust. Gleichzeitig stellt die große Krümmung der Kontur der Vorderkante hohe Anforderungen an die Fertigung. Es kommt daher in der Praxis der Schaufelherstellung zu Formabweichungen von der Sollkontur deren Auswirkungen auf den Verlust in diesem Kapitel untersucht werden. Dazu werden fünf aus Fertigungssicht relevante Formabweichungen gezielt hergestellt und auf ihren Zusatzverlust gegenüber der (kreisrunden) Sollvorderkantenform hin untersucht. Im Auslegungsfall besteht die Vorderkante der untersuchten Verdichterstufe aus einem Kreissegment, definiert durch den Radius. Zur Simulation möglicher Formabweichungen werden zwei Schaufeln mit „stumpfer“ Vorderkante und $1/3$ (K03), bzw. $1/4$ (K02) des Auslegungsradius hergestellt. Eine weitere, in der Praxis oft auftretende Formabweichung ist die einseitige (saug- oder druckseitige) Abflachung der Vorderkantenkontur (K07, K04), bzw. (K05). Die Vorderkantenformabweichungen sind in **Tabelle 4-2.7**

graphisch dargestellt (**Abschn. 4.2.6**).

Die **Bilder 6-6.1 bis 6-6.3** zeigen den Zusatzverlust aufgrund der Vorderkantenformabweichungen gegenüber der Sollform in Abhängigkeit des Anströmwinkels bei verschiedenen Reynolds-Zahlen. Die stumpfen Vorderkanten K02 und K03 verursachen bei allen Anströmwinkeln einen Zusatzverlust gegenüber der Sollkontur. Mit zunehmendem Anströmwinkel und zunehmender Reynolds-Zahl steigt der Zusatzverlust und erreicht bei höchster gemessener aerodynamischer Belastung ($\alpha_1 = 149^\circ$) und Reynolds-Zahl ($Re = 1.8 \times 10^6$) 0.6%-Punkte. Die stumpfere Vorderkante mit dem kleineren Radius liefert dabei den größeren Zusatzverlust. Die drei einseitig abgeflachten Vorderkanten erzeugen dagegen in allen Betriebspunkten einen geringeren Verlust als die Sollvorderkante mit der Kreissegmentkontur. Dabei fällt auf, dass die Vorderkante K05 mit druckseitiger Abflachung einen vom Anströmwinkel und auch von der Reynolds-Zahl relativ unabhängigen Minderverlust von 0.5% erzeugt. Der Minderverlust der saugseitig abgeflachten Vorderkanten K07 und K04 ist dagegen stark von α_1 abhängig. Während der Minderverlust für K04 und K07 bei saugseitiger Inzidenz ($\alpha_1 = 143^\circ$) kleiner ist als derjenige der Vorderkante von K05, ist er für druckseitige Inzidenz ($\alpha_1 = 149^\circ$) deutlich größer und beträgt bei mittlerer Reynolds-Zahl für die stark abgeflachte K04 1.5%. Bei Nennanströmwinkel $\alpha_1 = 146^\circ$ liegen alle abgeflachten Vorderkanten hinsichtlich ihres Verlustes auf ähnlichem Niveau 0.5%-Punkte unter dem der gegenwärtigen Sollkontur.

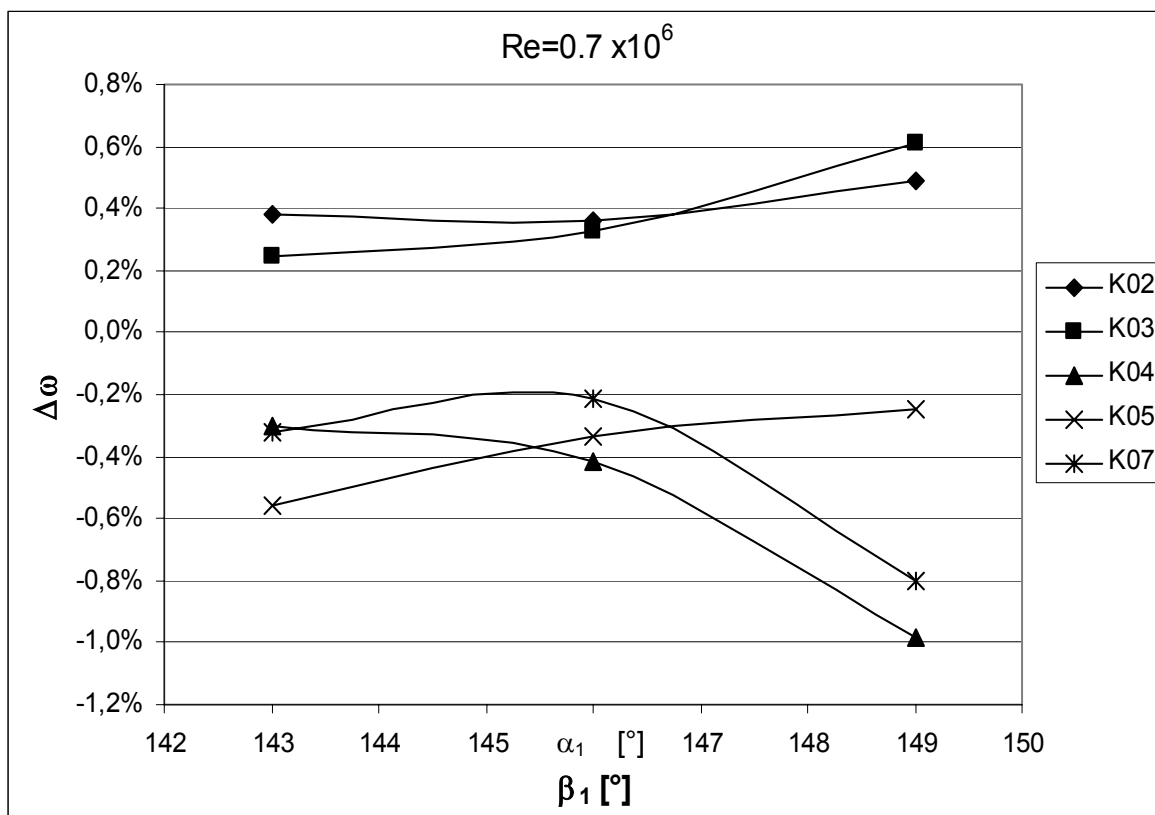


Bild 6-6.1: Zusatzverluste durch Formabweichungen der Vorderkante bei $Re = 0.7 \times 10^6$

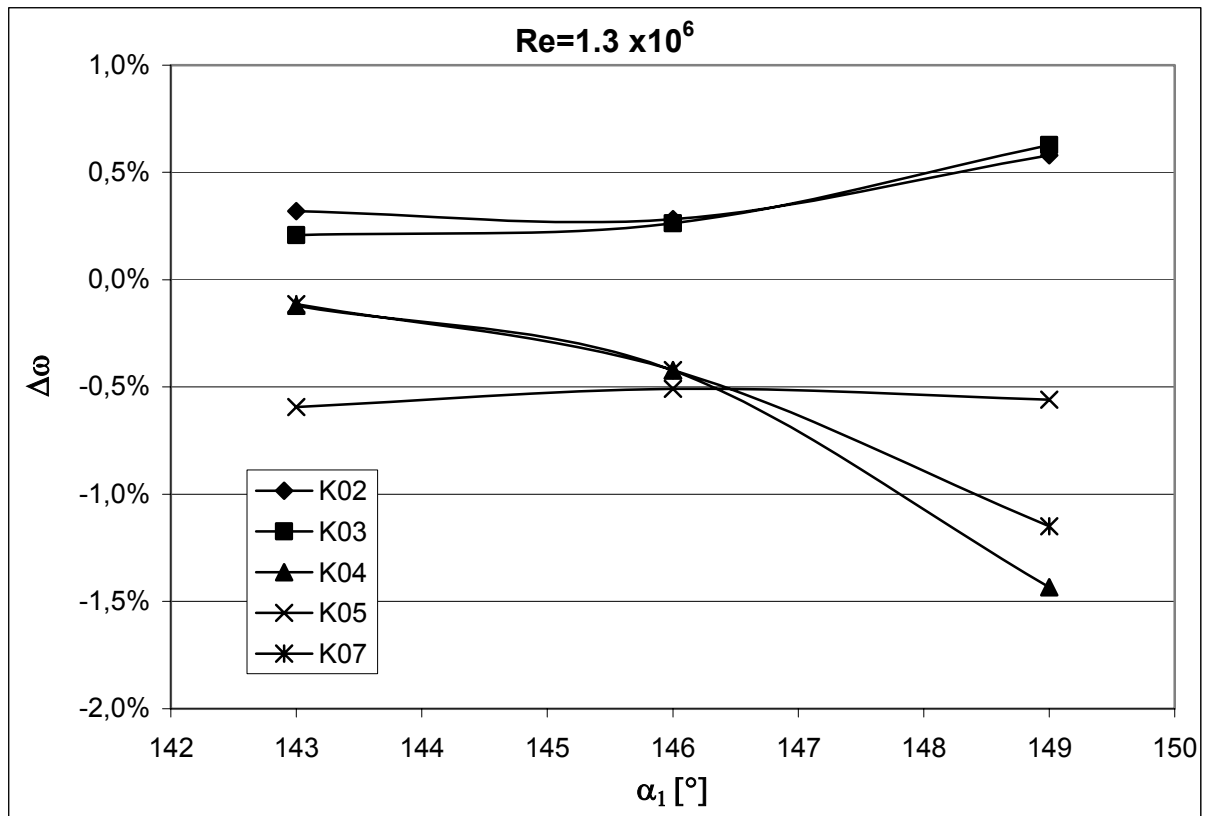


Bild 6-6.2: Zusatzverluste durch Formabweichungen der Vorderkante bei Re = 1.3 x 10⁶

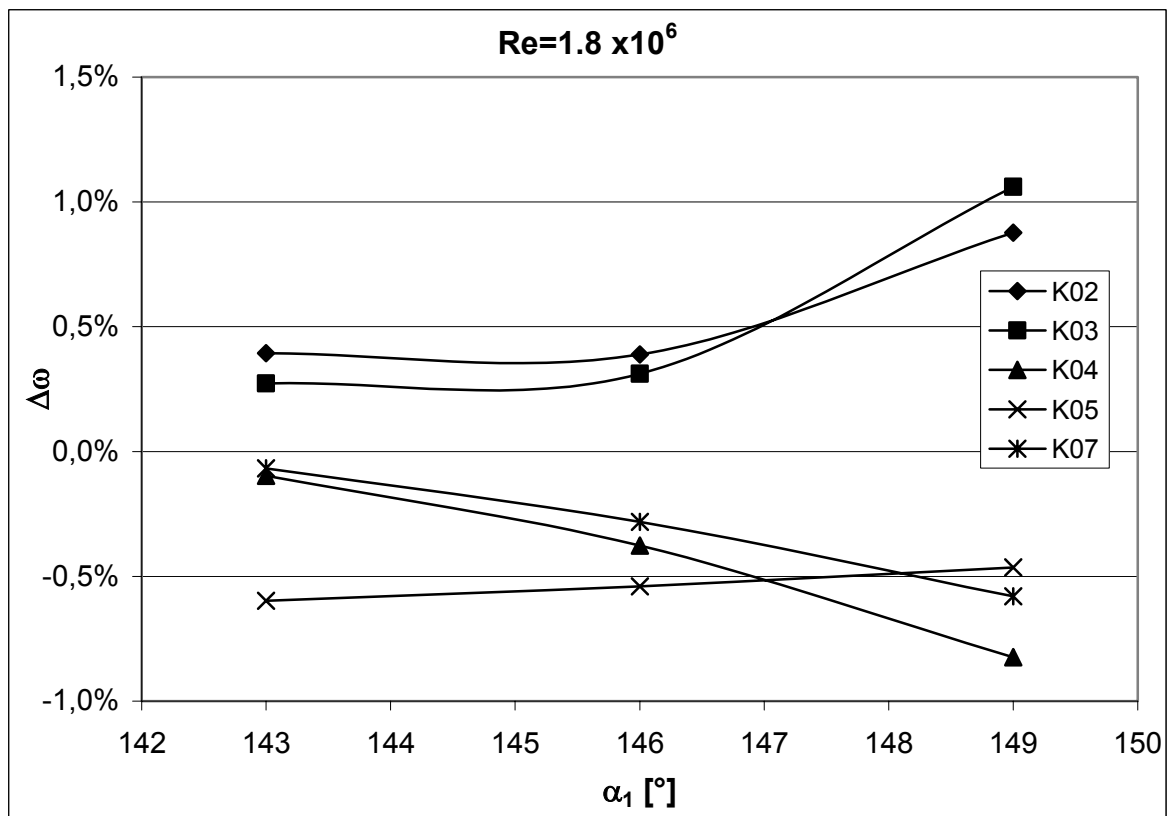


Bild 6-6.3: Zusatzverluste durch Formabweichungen der Vorderkante bei Re = 1.8 x 10⁶

Die Ergebnisse der Vorderkantenformvariation belegen den großen Einfluss von Vorderkantenformabweichungen der Profile auf das Verlustverhalten des Strömungsgitters. Ähnlich den Ergebnissen zu Formabweichungen der Hinterkanten in Bezug auf die Hinterkantendicke der Turbinenprofile (siehe **Abschn. 3.2.2** und **5.2**), überdecken die Zusatzverluste durch die untersuchten Formabweichungen diejenigen der Fräsrauheit. Bei druckseitiger Inzidenz und höchster Reynolds-Zahl in **Bild 6-6.3** beträgt die Zusatzverlustdifferenz aufgrund der - zwischen stumpfer (K03 und K02) und druckseitig abgeflachter Vorderkante (K04) - variierten Vorderkantenabweichung $\Delta\omega = 1.5\%$ und liegt damit in gleicher Größenordnung wie die maximal gemessenen Zusatzverluste der kombinierten fräs- und Sandkornrauheit der Schaufel P3 des VP-1 mit einer mittleren Rautiefe von $R_z = 36 \mu\text{m}$ gegenüber der hydraulisch glatten Referenzschaufel (siehe **Abschn. 6.1, 6.6**). Ein weiteres wichtiges Ergebnis ist, dass die einseitig abgeflachten Vorderkanten in allen Betriebspunkten eine Verlustminderung gegenüber der kreisrunden Referenzvorderkante (K01) bewirken, die stumpfen hingegen generell einen Verlustanstieg.

6.6 Vergleich der Rauheitsstrukturen der Verdichterprofile

Zum Vergleich der Rauheitswirkung aller untersuchten Rauheitsarten, der Fräsrauheit (VP-3, siehe **Tabelle 4-2.4**), der Sandkornrauheit (VP-4, siehe **Tabelle 4-2.5**) und der kombinierten Rauheit (VP-1, **Tabelle 4-2.2** und VP-5, **Tabelle 4-2.6**) werden die Zusatzverluste in einem gemeinsamen Diagramm (**Bild 6-7.1**) in Abhängigkeit der mit der Rauheit R_z gebildeten Reynolds-Zahl Re_{Rz} dargestellt (siehe **Abschn. 5.1.2**). Zusätzlich sind die von der Rauheit unabhängig untersuchten Ergebnisse der Vorderkantenvariation eingetragen (siehe **Abschn. 4.2.6, 6.6** und **Tabelle 4-2.7**). Der Betriebspunkt bezüglich der Reynolds-Zahl und des Anströmwinkels entspricht dabei dem Auslegungsfall. Die Rauheit der fräsrauen Schaufeln ist gemäß **Abschn. 6.3** durch vier Parameter charakterisiert (Ra / R_z ; Zeilenhöhe, Fräserdurchmesser und Zeilenwinkel), während die Auftragung der Zusatzverluste in **Bild 6-6.1** lediglich die für die Verlustwirkung als dominant gefundene Mikrorauheit in Form der mittleren Rautiefe R_z berücksichtigt. Die Rauheit der kombinierten fräsrauen und nachträglich gestrahlten Schaufeln entsteht durch den typischen industriellen Fertigungsprozess und repräsentiert damit diejenige Oberflächenrauheit, die aus dem Wegfall der aufwändigen Nachbearbeitung des Schleifens und Polierens resultiert. Diese Rauheit stellt eine Mischform zwischen Sandkorn- und Fräsrauheit dar, bei der die stochastische und isotrope Sandkornrauheit mit einer mehr oder weniger groben und langwelligen Fräszeilenstruktur überlagert ist.

Die Ergebnisse in **Bild 6-6.1** belegen unter Berücksichtigung der Messtoleranz von $\Delta\omega = \pm 0.1\%$ eine etwas früher einsetzende Rauheitswirkung der Fräsrauheit gegenüber der Sandkornrauheit. Die fräsrauen und nachträglich gestrahlten Rauheiten dagegen entsprechen gut dem Verlustverhalten der Sandkornrauheit. Vergleicht man die Ergebnisse der Rauheiten P1 und P2 aus **Abschn. 6.1**, so wird deutlich, dass bei gleicher mittlerer Rautiefe R_z , diejenige Rauheit den größeren Zusatzverlust erzeugt, deren Rauheitselemente eine geringere Dichte in Strömungsrichtung aufweisen (siehe **Bild 6-1.4** und **6-1.1**). Dabei ist die geringere Dichte

der Rauheitselemente eine Eigenschaft der Fräsrauheit gegenüber der Sandkornrauheit und der gestrahlten Oberfläche. Die Ergebnisse in **Bild 6-6.1** in Verbindung mit dem Verlustverhalten von P1 und P2 unter Berücksichtigung der Rauheitsunterschiede in **Bild 6-1.1** geben den Hinweis, dass die langwellige makroskopische Frässtruktur der kombinierten fräsrauen und nachträglich gestrahlten Schaufeln keinen negativen Einfluss auf den Verlust hat. In Konsequenz ist es die mikroskopische Rauheit durch den Werkzeugeingriff in Hauptströmungsrichtung, die den Zusatzverlust von P2 gegenüber P1 erzeugt, nicht die grobe Zeilenstruktur der Oberfläche. Die stumpfen und einseitig abgeflachten Vorderkanten des VP-6 (siehe **Abschn. 4.2.6, 6.6**) sind in **Bild 6-6.1** mit einem $Re_{RZ} = 12$ eingetragen und zeigen die Verlustwirkung von Vorderkantengeometrieabweichungen im Vergleich zur Verlustwirkung aufgrund von Oberflächenrauheit. Der geringe Wert von Re_{RZ} resultiert aus der Tatsache, dass innerhalb des VP-6 die Versuchsschaufeln die gleiche Rauheit und Oberflächenstruktur wie die Referenzschaufel des VP-6 besitzen. Das heißt, dass das Verlustverhalten des VP-6 ausschließlich durch die Variation der Vorderkantengeometrie im Vergleich zur Referenzvorderkante der Referenzschaufel bedingt ist. Aus **Bild 6-6.1** ist auch ersichtlich, dass der Einfluss von Fertigungstoleranzen auf die Vorderkantengeometrie und damit auf den Zusatzverlust, ausgedrückt durch $\Delta\omega$, in gleicher Größenordnung liegt, wie derjenige der untersuchten Oberflächenrauheit durch fräsräue Oberflächenstruktur. Darüber hinaus wird deutlich, dass die abgeflachte Vorderkante gegenüber der kreisrunden Referenzvorderkante einen Vorteil in Bezug auf den integralen Profilverlust aufweist.

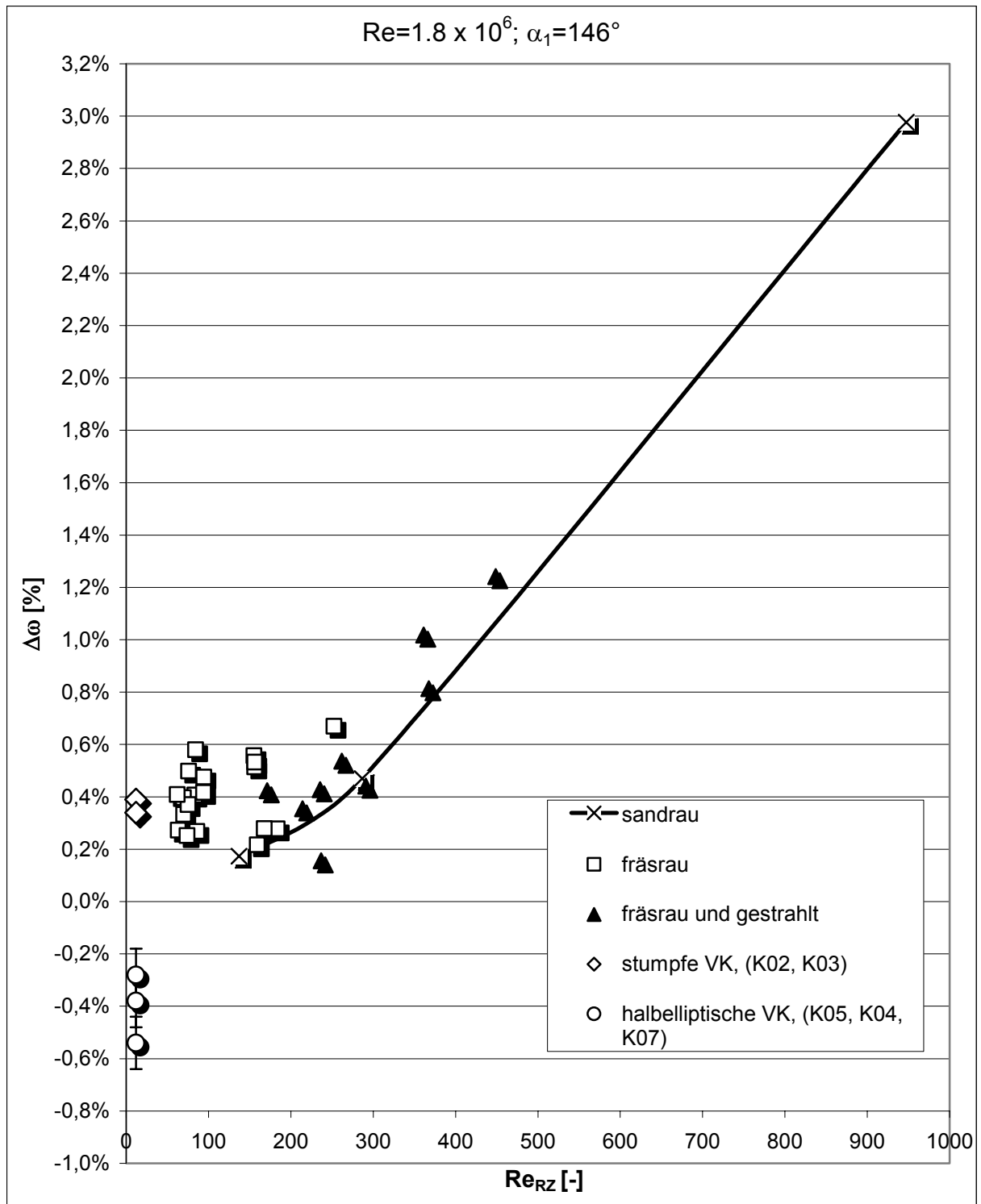


Bild 6-6.1: Vergleich der Zusatzverluste verschiedener Rauheitsstrukturen

6.7 Zusammenfassung der Ergebnisse des Verdichtergitters

Zur Bewertung des Einflusses der Fräsrauheit von Verdichterprofilen auf den Verlust wurden vier geometrische Eigenschaften der Oberflächenrauheit systematisch variiert (Rauheit in Strömungsrichtung, Zeilenhöhe, Fräszeilenbreite und Zeilenwinkel). Zusätzlich wurden fräsraue Schaufeln untersucht, die nachträglich kugelgestrahlt wurden. Zum Vergleich der Verlustwirkung der Fräsrauheit mit der Sandkornrauheit wurden mit Sandpapier beklebte Schaufeln untersucht.

Die makroskopische Frässtruktur, gekennzeichnet durch die grobe Fräszeilenstruktur weist keinen negativen Einfluss auf den Verlust auf. So wurde gar eine signifikante Verlustsenkung gegenüber der hydraulisch glatten Schaufel mit zunehmender Fräszeilenbreite festgestellt, insbesondere bei großer aerodynamischer Belastung (siehe **Abschn. 6.2, 6.3**). Ein signifikanter Einfluss der Zeilenhöhe auf den Verlust wurde nicht gefunden. Eine Schräganströmung der Fräszeilen bis zu einem Winkel von 15° gegenüber der Hauptströmungsrichtung beeinträchtigt ebenfalls nicht die aerodynamische Güte des Verdichtergitters (siehe **Abschn. 6.2**)

Analog zu den Ergebnissen der Turbinengitter dominiert der Einfluss der Mikrorauheit, gemessen in Strömungsrichtung, gegenüber dem der groben makroskopischen Frässtruktur. Die Wirkung der Mikrorauheit fräsrauer Turbinen- und Verdichtergitter zeigt eine größere Sensitivität gegenüber der Form des Rauheitsprofils in Strömungsrichtung als gegenüber der absoluten – durch y^+_{RZ} ausgedrückten – Rauheitshöhe (vergleiche **Abschn. 5.1.1, 6.1, 6.6**). Jedoch zeigen die Windkanalmessungen, dass - im Gegensatz zu den Ergebnissen des Turbinengitters - mit zunehmendem Abstand der Rauheitselemente, die Rauheitswirkung der Mikrorauheit bei vergleichbaren Werten von y^+_{RZ} ansteigt (**Abschn. 6.1**). Eine dimensionslose mittlere Rautiefe von $y^+_{RZ} = 10$ führt im Falle einer stochastisch verteilten Rauheit mit kleinen Rauheitsabständen zu einem geringen Verlustanstieg von 0.15%-Punkten gegenüber der hydraulisch glatten Referenz. Sind die Abstände der Rauheitselemente in Strömungsrichtung größer, führt die gleiche mittlere Rautiefe y^+_{RZ} zu einem maximalen Verlustanstieg von 0.45%-Punkten (siehe **Abschn. 6.1, 6.6**). Wird die dimensionslose mittlere Rautiefe der fräsrauen Schaufeln von $y^+_{RZ} = 2$ auf $y^+_{RZ} = 7$ erhöht, so steigt der Verlust bei gleichem Rauheitsabstand lediglich um 0.17%-Punkte (siehe **Abschn. 6.3, 6.6**).

7 Schlussfolgerungen

7.1 Ergebnisse

Die Rauheitswirkung der fräsrauen Schaufeloberfläche auf den Verlust ist sehr klein und liegt in gleicher Größenordnung wie diejenige, die durch Fertigungsungenauigkeiten erzeugt wird. Den größten Einfluss hat in diesem Zusammenhang die zufällige Variation der Hinterkantendicke (Turbine) bzw. Vorderkante (Verdichter). Erst die systematische, experimentelle Bestimmung des Hinterkantenverlusts und dessen Berücksichtigung bei der Auswertung der Ergebnisse ermöglichte die Untersuchung des Einflusses der Fräsrauheit. Die Windkanalmessungen der fräsrauen Schaufeln zeigen, dass die Unterteilung der Oberflächeneigenschaften in Mikrorauheit in Strömungsrichtung und makroskopische Frässtruktur zur Beschreibung der hydraulischen Eigenschaften der Oberflächen sinnvoll und notwendig ist. Keine der untersuchten groben Frässtrukturen, gekennzeichnet durch die grobe Fräszeilenstruktur, zeigt einen negativen Einfluss auf den Verlust. Die Mikrorauheit in Strömungsrichtung ist dagegen die vorherrschende Ursache für einen Verlustanstieg gegenüber einer glatten Schaufel. Der Rauheitseinfluss der untersuchten fräsrauen Schaufeln beginnt bei $y^*_{RZ} > 5$. Ein Rauheitseinfluss der sandkornrauen Schaufeln wird für eine dimensionslose Rauheitselementenhöhe von $y^*_{RZ} > 7$ festgestellt.

Die Ergebnisse der Windkanaluntersuchungen der fräsrauen Schaufeln bestätigen den Befund von Harbecke (2001), dass zur Beschreibung des Verlustverhaltens der gerichteten, technischen Rauheit neben der Vertikaleigenschaften der Rauheit zusätzlich die Längseigenschaften berücksichtigt werden müssen. So legen die experimentellen Ergebnisse der vorliegenden Arbeit den Schluss nahe, dass die Verteilungsdichte der Rauheitselemente in Strömungsrichtung, ausgedrückt durch die mittlere arithmetische Profilsteigung R_{da} , die Rauheitswirkung in Abhängigkeit der aerodynamischen Belastung maßgeblich beeinflussen.

Neuartig ist die Erkenntnis, dass bei Nennanströmung der Einfluss von R_{da} denjenigen von R_Z deutlich übersteigen kann (Abschn. 5.3). Während für die sandrauen Schaufeln eine gute Korrelation zwischen ansteigendem R_Z -Wert und Verlustanstieg existiert, ist diese bei gerichteter, technischer Rauheit, wie sie bei den gefrästen Schaufeln vorliegt, nicht gegeben (Abschn. 5.3 und 5.4). Für fräsraue Schaufeln existiert dagegen bei Nennanströmung eine gute Korrelation zwischen Verlustanstieg und R_{da} -Wert, die gegenläufig ist zum Einfluß der mittleren Rauhtiefe R_Z . Eine aufgrund der Mehrdimensionalität der Rauheitsstruktur logische Erklärung dafür ist der Einfluß des Abstands der Rauheitselemente bei technischer Rauheit in Form von R_{da} auf den Verlust. Der Kennwert R_{da} liefert bei gerichteter, technischer Rauheit eine Aussage über den Zusatzverlust. Bei einer stochastisch verteilten Sandkornrauheit dagegen ist R_{da} mit R_Z korreliert und liefert keine von ihm unabhängige Aussage. Festzuhalten bleibt, dass Erkenntnisse aus der Untersuchung stochastischer Rauheitsstrukturen wie der Sandkornrauheit nicht ohne weiteres auf zwei- und dreidimensionale Rauheitsstrukturen wie der Fräsrauheit übertragen werden können.

Bei großer aerodynamischer Belastung, respektive dickeren Grenzschichten (druckseitige

Fehlanströmung) dagegen hat die Form des Rauheitsprofils in Strömungsrichtung keinen Einfluss auf den Verlust. In diesem Betriebspunkt ist die Verlustwirkung mit der absoluten Rauheitselementenhöhe in der Form y^+_{RZ} korreliert, unabhängig davon, ob es sich dabei um Fräsrauheiten mit gerichteter Rauheitsstruktur und unterschiedlicher Verteilungsdichte R_{da} der Rauheitselemente handelt oder um stochastisch verteilte Sandkorn-Rauheiten aus einem Kugelstrahlprozess (Abschn. 5.1.1, 5.1.2, 5.4). Die Untersuchungen zur Grenzschichtentwicklung am glatten Profil (Abschn. 3.2.6) zeigen in diesem Betriebspunkt zwar eine Vergrößerung des turbulenten Grenzschichtanteils. Allerdings legt der überproportionale Verlustanstieg aufgrund der Fräsrauheit den Schluss nahe, dass bei großer aerodynamischer Belastung (positive Inzidenz) eine rauheitsbedingte Verschiebung des laminar-turbulenten Umschlags stromaufwärts stattfindet, streng abhängig von der mittleren Rautiefe R_Z und nicht von der Form des Rauheitsprofils.

Auch die Ergebnisse der untersuchten Verdichtergitter belegen, dass die makroskopische Frässtruktur einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Profilverlust hat (Abschn. 6.3, 6.6). Die Untersuchung schräg überströmter Zeilenstrukturen lässt den Schluss zu, dass ein Zeilenwinkel bis 15° zur Hauptströmungsrichtung keinen negativen Einfluss auf den Verlust hat. Die Aussagefähigkeit der mit größeren Zeilenwinkeln durchgeführten Untersuchungen ist jedoch aufgrund überlagerter Sekundärströmungen stark eingeschränkt. Die begrenzte Kapazität der Seitenwand-Grenzschichtabsaugung konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht mit vertretbarem Aufwand erhöht werden. Um die Aussagekraft dieser Messungen zu vergrößern, müssten sie mit stärkerer Grenzschichtabsaugung wiederholt werden. Wie auch bei den Turbinengittern stellt die mikroskopische Rauheit im Fräszeilental, die durch den Werkzeugeingriff in Vorschubrichtung entsteht, die dominante Verlustwirkung dar.

Ein wichtiges Ergebnis dieser Arbeit ist, dass bei den Verdichtergittern, im Gegensatz zu den Ergebnissen der Turbinengitter, eine Vergrößerung der Abstände zwischen den Rauheitselementen bei gegebener absoluter Rauheitshöhe in Form von y^+_{RZ} zu einem Verlustanstieg führt (Abschn. 6.1, 6.6). Folgerichtig führt die gerichtete technische Rauheit in Form fräsrauer Oberflächen mit größeren Abständen zwischen den Rauheitselementen gegenüber der stochastisch verteilten Sandkornrauheit zu einer bei niedrigeren y^+_{RZ} -Werten einsetzenden Verlustwirkung (Abschn. 6.6, 6.1, 6.3).

7.2 Ausblick

Die Untersuchungen zeigen, dass die mittlere arithmetischen Profilsteigung R_{da} bei Nennanströmung eine funktionale Beschreibung der für den Profilverlust maßgeblichen Form des Rauheitsprofils in Strömungsrichtung liefert, wenn die als strömungsmechanisch als verlustunwirksam angenommene viskose Unterschicht der Grenzschicht bei der Berechnung von R_{da} unberücksichtigt bleibt (Abschn. 5.3). Mit der mittleren Rautiefe R_Z und der arithmetischen (Rauheitselementen-) Profilsteigung R_{da} stehen damit zwei Parameter zur Bewertung des Rauheitseinflusses einer technischen Frässtruktur auf den Verlust des Strömungsgitters in Abhängigkeit des Anströmwinkels zur Verfügung.

Die Ergebnisse der Experimente und deren Auswertungen lassen allerdings keine Erklärung der strömungsmechanischen Wirkungsweise der bei bestimmten Grenzschichtzuständen als

verlustwirksam gefundenen geometrischen Eigenschaften der Schaufeloberfläche zu. Dazu wäre die detaillierte Kenntnis der gesamten saugseitigen Grenzschichtentwicklung und der Grenzschichteigenschaften in Abhängigkeit von saugseitiger Lauflänge, Anströmwinkel und Reynolds-Zahl hilfreich. Weitere detaillierte Grenzschichtmessungen an ausgewählten Schaufelprofilen würden hier weitere Erkenntnisse liefern. Diese müssten in Abhängigkeit der gesamten Lauflänge, insbesondere in den Bereichen von Transition und Turbulenz und in allen relevanten Betriebspunkten des Strömungsgitters hinsichtlich der aerodynamischen Belastung – und damit hinsichtlich der für die rauheitsbedingte Verlustwirkung relevanten Grenzschichtzustände – durchgeführt werden. Dazu wäre es wünschenswert, ein Messprinzip zu entwickeln, das mit geringerem zeitlichen Aufwand im Gegensatz zur Punktmessung eine Feldmessung der gesamten Profilgrenzschicht ermöglicht und Informationen über die wandabstandsabhängigen Geschwindigkeitsverteilungen und Schwankungsgrößen liefert.

Dieses Messprinzip wäre günstigerweise ein berührungsfreies optisches, so dass auch die Rauheitseinflüsse auf die Grenzschicht erfasst werden könnten, was durch das Aufkleben von Heißfilmen auf die raue Oberfläche nicht möglich ist. Ein dazu grundsätzlich geeignetes optisches Messprinzip ist das in der Entwicklung und Erprobung befindliche **Particle Image Velocimetry (PIV)**. Ein zu lösendes Problem wäre hier die optische Zugänglichkeit der dünnen Grenzschicht. Vielleicht könnte eine Licht leitende Folie verwendet werden, die auf die Schaufeloberfläche aufgeklebt würde und deren Messbereich in orthogonaler Richtung zur Schaufeloberfläche durch die Foliendicke und die optische Auflösung (PIV) definiert wäre.

8 Anhang

Fehlerrechnung nach den Gesetzen der Fehlerfortpflanzung

Für das Messprinzip der Profilverlustbestimmung werden die Strömungsbedingungen im Gittereintritt und die Umgebungsbedingungen erfasst. Die Fehler dieser Ausgangsgrößen sind zeitlich unabhängig und daher als zufällige Fehler zu betrachten. Der Umgebungsdruck wird mit Hilfe eines Quecksilberthermometers erfasst und in die SI-Einheit Pascal umgerechnet. Dabei wird die Kapillardepression unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur berücksichtigt:

$$p_U = 133.3 \cdot \left(p_{U,mmHg} - \frac{t_U}{8} \right) \quad (1)$$

Die kleinsten abzulesenden Einheiten für den Umgebungsdruck und die Temperatur betragen:

$$\Delta p_U = \pm 0.05 \text{ mmHg}, t_U = \pm 0.025^\circ \text{C} \quad (2)$$

Daraus resultiert mit:

$$\Delta p_U = \sqrt{(133.3 \cdot \Delta p_{U,mmHg})^2 + (16.6 \cdot \Delta t_U)^2} \quad (3)$$

ein zufälliger Fehler von $\Delta p_U = \pm 7.85 \text{ Pa}$.

Der Fehler der Winkeleinstellung der Keilsonde (siehe **Abschn. 3.1.2**) beträgt mit einer Auflösung von 0.05° und einem Spiel des Keilrippenriemens von 0.02° $U_{\beta_2} = \pm 0.07^\circ$.

Die Totaltemperaturmessung der Gitteranströmung wird mit einem Thermoelement bestimmt und folgt der linearen Beziehung zwischen gemessener Spannung und Temperatur:

$$t = 23.20 \cdot U + 3.09 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4)$$

Der Fehler der Temperaturmessung beträt damit bei einem Messbereich von 25mV und einem messwertbezogenen Messfehler von $\pm 0.5\%$:

(5)

$$\Delta t_i = 23.20 \cdot \Delta U = \pm 0.125^\circ C$$

Die Abströmgrößen Totaldruck, statischer Druck, Abströmwinkel und Mach-Zahl werden in der Messebene 2y (**Bild 3-2.1**) mit der Keilsonde (**Bild 3-1.2**) gemessen und mit Hilfe der Kalibrierkoeffizienten korrigiert. Dabei ist ΔDZQ der Richtungskoeffizient mit dem aus der statischen Druckdifferenz der Keilsonde der Abströmwinkel bestimmt wird, C_{TP} der Kalibrierkoeffizient für die Berechnung des Totaldruckes und C_{SP} der Kalibrierkoeffizient für die Berechnung des statischen Druckes in der Messebene. Die Fehler der Kalibriergrößen werden nach den Gesetzen der Fehlerfortpflanzung nach Profos (1984) durch Bildung der partiellen Ableitungen bestimmt:

Die Mach-Zahl ist definiert als:

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_{t,1}}{p_{s,1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \quad (6)$$

Daraus ergibt sich der Fehler der Mach-Zahl zu:

$$\Delta Ma = \sqrt{\left(\frac{\partial Ma}{\partial p_{s,1}} + \frac{\partial Ma}{\partial p_{t,1}} \right)^2 \cdot \Delta p_U^2 + \left(\frac{\partial Ma}{\partial p_{s,1}} \right)^2 \cdot \Delta p_{t,1}^2 + \left(\frac{\partial Ma}{\partial p_{t,1}} \right)^2 \cdot \Delta p_{t,1}^2} \quad (7)$$

Der Richtungskoeffizient der Keilsonde ist definiert als:

$$\Delta DZQ = \frac{p_{\beta,1} - p_{\beta,2}}{p_{t,2,mes} - p_{s,2,mes}} \quad (8)$$

Die statische Druckdifferenz $p_{\beta,1} - p_{\beta,2}$ zwischen der oberen und unteren statischen Druckmessbohrung der Keilsonde wird als Differenzdruck mit einem Druckmessumformer gemessen und kann somit bei der partiellen Ableitung als eine Größe betrachtet werden. Die Indizes „mes“ kennzeichnen die direkt an den Druckbohrungen gemessenen Größen. Der Fehler des Richtungskoeffizienten ergibt sich damit zu:

$$\Delta DZQ = \sqrt{\left(\frac{\partial DZQ}{\partial (p_{\beta,1} - p_{\beta,2})} \cdot \Delta(p_{\beta,1} - p_{\beta,2})\right)^2 + \left(\frac{\partial DZQ}{\partial p_{s,2,mes}} \cdot \Delta p_{s,2,mes}\right)^2 + \left(\frac{\partial DZQ}{\partial p_{t,2,mes}} \cdot \Delta p_{t,2,mes}\right)^2} \quad (9)$$

Der Totaldruckkoeffizient ist definiert als:

$$C_{TP} = \frac{p_{t,1,mes} - p_{t,2,mes}}{p_{t,2,mes} - p_{s,2,mes}} \quad (10)$$

Damit ergibt sich der Fehler des Totaldruckkoeffizienten zu:

$$\Delta C_{TP} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_{TP}}{\partial p_{t,1,mes}} \cdot \Delta p_{t,1,mes}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{TP}}{\partial p_{s,2,mes}} \cdot \Delta p_{s,2,mes}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{TP}}{\partial p_{t,2,mes}} \cdot \Delta p_{t,2,mes}\right)^2} \quad (11)$$

Als letzter Kalibrierkoeffizient wird der statische Druckkoeffizient zur Berechnung des statischen Austrittsdruckes definiert:

$$C_{SP} = \frac{p_{s,1,mes} - p_{s,2,mes}}{p_{t,2,mes} - p_{s,2,mes}} \quad (12)$$

Der Fehler des statischen Druckkoeffizienten ergibt sich demnach zu:

$$\Delta C_{SP} = \sqrt{\left(\frac{\partial C_{SP}}{\partial p_{s,1,mes}} \cdot \Delta p_{s,1,mes}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{SP}}{\partial p_{s,2,mes}} \cdot \Delta p_{s,2,mes}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_{SP}}{\partial p_{t,2,mes}} \cdot \Delta p_{t,2,mes}\right)^2} \quad (13)$$

Die Berechnung des statischen und des Totaldrucks in der Messebene geschieht mit Hilfe der Mach-Zahl, der statischen Druckdifferenz der beiden statischen Drücke der Keilsonde und den Druckkoeffizienten C_{TP} und C_{SP} . Da alle diese Größen abhängig voneinander sind, ist zur Berechnung des statischen und des Totaldrucks ein iteratives Vorgehen notwendig. Dazu wird die Mach-Zahl in erster Näherung mit den direkt gemessenen Größen von statischem und Totaldruck mit den Indizes „mes“ berechnet. Entsprechend der Kalibrierfunktion für den Richtungskoeffizienten DZQ wird in Abhängigkeit der Mach-Zahl eine Interpolation durchgeführt und so der zugehörige Abströmwinkel β_2 bestimmt. Eine weitere Interpolation in Abhängigkeit der Mach-Zahl bei Vorgabe des zuvor bestimmten Winkels führt entsprechend

der Kalibrierfunktionen für C_{TP} und C_{SP} zu Größen des korrigierten statischen und Totaldrucks. Mit den so korrigierten Drücken wird eine korrigierte Mach-Zahl berechnet und ein korrigierter Winkel. Diese Iteration wird bis zu einem Abbruchkriterium wiederholt.

Da insbesondere der Anfangswert $p_{s,2y}$ in der Messebene nicht mit dem tatsächlichen Wert übereinstimmt, werden die Gesetze der Fehlerfortpflanzung auf die Iterationsvorschrift zur Bestimmung der wahren Drücke in der Messebene 2y nicht angewendet. Vielmehr werden die Fehler der Messdruckumformer und die der Kalibrierung der Sonde gemäß der oben beschriebenen Gesetzen der Fehlerfortpflanzung bestimmt und die Iteration zur Bestimmung der wahren Drücke an der Sonde dreimal durchlaufen. Beim ersten Durchlauf werden die Größen Ma_{2y} , $p_{t,2y}$, $p_{s,2y}$ und β_2 berechnet. Beim zweiten Durchlauf werden die Fehler der Messdruckumformer und die der Kalibrierung zu den Anfangswerten hinzuaddiert. Die so berechneten Differenzen von Ma_{2y} , $p_{t,2y}$, $p_{s,2y}$ und β_2 zwischen dem Ergebnis des ersten und zweiten Berechnung sind dabei die vorläufigen Fehler von Ma_{2y} , $p_{t,2y}$, $p_{s,2y}$. Beim dritten Durchlauf der Programmschleife werden die Fehler der Messdruckumformer und die der Kalibrierung von den Anfangswerten subtrahiert und wiederum die Differenzen gebildet. Die betragsmäßig größten Differenzen der Werte von Ma_{2y} , $p_{t,2y}$, $p_{s,2y}$ sind die endgültigen Fehler von Ma_{2y} , $p_{t,2y}$, $p_{s,2y}$. Sie werden nun zur Berechnung des Fehlers von β_2 verwendet. Dazu werden wiederum die Anfangswerte als Minimal- und Maximal-Werte in zwei Berechnungsschleifen variiert und die betragsmäßig größte Winkelabweichung stellt den Fehler dar.

Nachdem die Fehler der lokalen Strömungswerte in der Ebene 2y bekannt sind, werden sie verwendet zur Bestimmung des Fehlers des Energieverlustgrads und des Abströmwinkels bei der Umrechnung nach Amecke (1970) in die homogene Abströmebene (siehe **Abschn. 3.2**). Dazu werden erneut die partiellen Ableitungen nach den Gesetzen der Fehlerfortpflanzung gebildet. Die für die Bestimmung des Fehlers relevanten Größen sind der endgültige statische und Totaldruck und der Abströmwinkel:

Der Fehler des statischen Drucks in der homogenen Abströmebene lautet:

$$\Delta p_{s,2} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_{s,2}}{\partial p_{t,1}} \cdot \Delta p_{t,1}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{s,2}}{\partial p_{s,2y}} \cdot \Delta p_{s,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{s,2}}{\partial p_{t,2y}} \cdot \Delta p_{t,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{s,2}}{\partial \beta_{2y}} \cdot \Delta \beta_{2y}\right)^2} \quad (14)$$

Zu beachten ist, dass der Totaldruck $p_{t,1}$, gemessen in der Anströmung, die Summe aus dem Totaldruck der Prandtl-Sonde und dem Umgebungsdruck p_U ist und formal einzeln abgeleitet werden muss. Die Differenz der Ergebnisse beider Methoden ist jedoch vernachlässigbar, so dass hier auf die gesonderte Ableitung der Einzeldrücke verzichtet wird.

Der Fehler des Totaldrucks in der homogenen Abströmebene ist:

$$\Delta p_{t,2} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_{t,2}}{\partial p_{t,1}} \cdot \Delta p_{t,1}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{t,2}}{\partial p_{s,2y}} \cdot \Delta p_{s,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{t,2}}{\partial p_{t,2y}} \cdot \Delta p_{t,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_{t,2}}{\partial \beta_{2y}} \cdot \Delta \beta_{2y}\right)^2} \quad (15)$$

Der Fehler des Abströmwinkels in der homogenen Abströmebene lautet:

$$\Delta \beta_2 = \sqrt{\left(\frac{\partial \beta_2}{\partial p_{t,1}} \cdot \Delta p_{t,1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta_2}{\partial p_{s,2y}} \cdot \Delta p_{s,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta_2}{\partial p_{t,2y}} \cdot \Delta p_{t,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \beta_2}{\partial \beta_{2y}} \cdot \Delta \beta_{2y}\right)^2} \quad (16)$$

Der Fehler des Energieverlustgrads in der homogenen Abströmebene lautet:

$$\Delta \xi = \sqrt{\left(\frac{\partial \xi}{\partial p_{t,1}} \cdot \Delta p_{t,1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial p_{s,2y}} \cdot \Delta p_{s,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial p_{t,2y}} \cdot \Delta p_{t,2y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \xi}{\partial \beta_{2y}} \cdot \Delta \beta_{2y}\right)^2} \quad (17)$$

9 Literaturverzeichnis

- Abuaf, N., Bunker, R.S., Lee, C.P., 1997: Effects of Surface Roughness on Heat Transfer and Aerodynamic Performance of Turbine Airfoils. ASME. 97-GT-10, Orlando, Florida, USA.
- Acharya, M., Bornstein, J., Escudier, M.P., 1986: Turbulent Boundary Layers on rough surfaces. Experiments in Fluids 4, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag.
- Amecke, J., 1967: Auswertung von Nachlaufmessungen an Ebenen Schaufelgittern. Bericht 67 A49, AVA Göttingen, Deutschland.
- Ammecke, J., 1970: Anwendung der transsonischen Ähnlichkeitsregel auf die Strömung durch ein ebenes Schaufelgitter, VDI-Forschungsheft Nr. 540, S16 ... 28, Düsseldorf, Deutschland.
- Bammert, K, Sandstede, H., 1972: Measurements Concerning the Influence of Surface Roughness and Profile Changes on the Performance of Gas Turbines. ASME. Journal of Engineering for Power. Vol. 94. pp. 207-213.
- Bammert, K, Sandstede, H., 1975: Influences of manufacturing Tolerances and Surface roughness of Blades on the Performance of Turbines. ASME-Turbo Expo GT-35.
- Blair, M.F., 1994: Experimental Study of Heat Transfer in a large-scale Turbine Rotor Passage. ASME. 92-GT-195.
- Bons, J. P, 2002: St and c_f Augmentation for real Turbine Roughness with Elevated Freestream Turbulence, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 124.
- Bons, J. P., McClain, S. T., 2004: The Effect of Real Turbine Roughness with Pressure Gradient on Heat Transfer, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126.
- Bons, J. P., McClain, S. T., Taylor, R. P., Rivir, R. B., 2001: The Many Faces of Turbine Surface Roughness, ASME Turbo Expo, GT-0163, New Orleans, Louisiana, USA.
- Box, G. E. P., Hunter, W. G., Hunter, J. S., 1978: Statistics for experimenters, Library of Congress Cataloging in Publication Data, John Wiley & Sons, Inc., USA
- Boyle, R. J., Senyitko, R. G., 2003: Measurements and Predictions of Surface Roughness Effects on Turbine Vane Aerodynamic, ASME Turbo Expo, GT-38580, Atlanta, Georgia, USA.
- Boyle, R.J., 1993: Prediction of Surface Roughness and Incidence Effects on Turbine Performance. ASME. 93-GT-280
- Canepa, E., Cattanei, A., Pittaluga, F., Ubaldi, M., Zunino, P., Transitional Boundary Layer on the Suction Side of a Turbine Blade at Different Reynolds Numbers,
- Christoph, G.H., Pletcher, R.H., 1982: Prediction of Rough-Wall Skin Friction and Heat Transfer, AIAA, 20th Aerospace Sciences Meeting, Orlando, USA
- Coleman, H.W., Hodge, B.K., Taylor, R.P., 1984: A Re-Evaluation of Schlichting's Surface Roughness Experiment. ASME. J. of. Engineering for Power. Vol. 106. pp. 60 - 65

- David, O., 1974: Einfluss der Hinterkantenform einer Turbinenschaufel auf die Verluste, Mitteilung Nr. 74-06, RWTH Aachen, Deutschland
- Denton, J. D., 1993: Loss Mechanisms in Turbomachines, ASME Journal of Turbomachinery, VOL. 115, No. 4, pp 621 – 656.
- Denton, J. D., Xu, L., 1989: The Trailing Edge Loss of Transonic Turbine Blades, ASME, GT-278, Toronto, Ontario, Canada.
- Drela, M., 1986: Two-Dimensional Transonic Aerodynamic Design and Analysis using the Euler Equations. GTL Report No. 187, MIT, USA.
- Drela, M., Yougren, H., 1996: A User's Guide to MISES 2.4, MIT, USA.
- Finson, M.L., Clarke, A.S., 1980: The Effect of Surface Roughness Character on Turbulent Re-entry Heating, AIAA Paper 80-1459
- Forster, V.T., 1967: Performance Loss of Modern Steam Turbine Plant due to Surface Roughness. Proc. Instn Mech Engrs 1966-67. Vol. 181. Pt. 1. pp. 391-405.
- Gabadebo, S. A., Hynes, T. P., Cumpsty, N. A., 2004: Influence of Surface Roughness on Three-Dimensional Separation in Axial Compressors, ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 126.
- Gahnipour, A., Gieß, P.A., Tiedemann, M., 2004: Experimentelle Bestimmung der Grenzschichtparameter von spanabhebend gefertigten Oberflächen und numerische Modellierung, Abschlussbericht, Vorhaben 2.3.1.F., DLR, Göttingen.
- Guo, S.M., Jones, T.V., Lock, G.D., Dancer, S.N., 1996: Computational Prediction of heat Transfer to Gas Turbine Nozzle Guide Vanes with Roughened Surfaces. 96-GT-388. IGTI Congress Birmingham. UK.
- Harbecke, U., 2001a: Aerodynamische Wirkung fertigungsbedingter technischer Rauheiten und Geometriefehler an gefrästen Turbinenschaufeln. VDI. Reihe 7. Nr. 419, Dissertation, 2001, Universität Hannover, Deutschland.
- Harbecke, U., Riess, W., Seume, J.R., 2002: The Effect of Milling Process Induced Coarse Surface Texture on Aerodynamic Turbine Profile Losses. ASME. GT-3033, Amsterdam, Netherlands
- Harbecke, U.; Riess, W., 2001b: Experimental and Numerical Investigation of a Technically Rough Turbine Blade Cascade. 4th European Conference on Turbomachinery, Firenze, Italy
- Hummel, F., Lötzerich, M., Cardamone, P., Fottner, L., 2004: Surface Roughness Effect on Turbine Blade Aerodynamics, ASME Turbo Expo, GT-53314, Vienna, Austria
- Jetter, C. G., 1996: Strömungstechnische Qualitätskriterien von spanabhebend gefertigten Turbinenschaufelprofilen, Dissertation, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7, Nr. 314, VDI-Verlag, Düsseldorf, Deutschland
- Kang, Y. S., Yoo, J. C., Kang, S. H., 2004: Numerical Study of Roughness Effects on a Turbine Stage Performance, ASME Turbo Expo, GT-53750, Vienna, Austria.

- Kind, R. J., Serjak, P.J., Abbott, M.W.P., 1996: Measurements and Prediction of the Effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade. ASME, International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition, 96-GT-203, Birmingham, UK
- Koch, C.C, Smith L.H., 1976: Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressors. ASME. J. of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 411-424
- Leipold, R., 2000: Einfluss der durch moderne Herstellungsverfahren erzeugten Oberflächenrauigkeiten auf das Strömungsverhalten von Verdichtergittern, VDI. Reihe 7. Nr. 382, Dissertation, Universität der Bundeswehr, München, Deutschland
- Leipold, R., Boese, M., Fottner, L, 2000: The Influence of Technical Surface Roughness Caused by Precision Forging on the Flow Around a Highly Loaded Compressor Cascade, ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 122.
- Nikuradse, J., 1933: Strömungsgesetze in rauen Rohren, Forschungsheft 361, Beilage zu „Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens“, Ausgabe B Band 4.
- North, J.D., 1966: Determination of Air Flow Characteristics across Hexcel Sections. California State Polytechnic College, San Luis Obispo, California, USA
- O'Donnell, F. K., Davies, M. R. D., 2000: Turbine Blade Entropy Generation Rate, Part I&II, ASME Turboexpo, GT-265/266, Munich, Germany.
- Oehlert, K., 2005: Numerische Berechnung einer Verdichter-Strömung und Vergleich mit experimentellen Ergebnissen, Diplomarbeit, Universität Hannover, Deutschland.
- Profos, P., Pfeifer, T., 1994: Handbuch der industriellen Messtechnik, R. Oldenburg Verlag, München, Deutschland.
- Prandtl, L., Schlichting, H., 1934. Das Widerstandsgesetz rauer Platten, Werft, Reederei, Hafen 1 ... 4.
- Rotta, J, 1950: Das in Wandnähe gültige Geschwindigkeitsgesetz turbulenter Strömungen, Ing.-Arch. 18, 277 – 280.
- Schlichting, H, Gersten, K, 1997: Grenzschichttheorie, 9. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Deutschland
- Schlichting, H., 1936: Experimentelle Untersuchungen zum Rauigkeitsproblem, Ingenieur-Archiv, 7. Band, 1. Heft, Proc. Soc. Mech. Eng. USA.
- Schlichting, H., 1982: Grenzschicht Theorie.: Verlag G. Braun. 8. ed. Karlsruhe, Deutschland.
- Scholz, N., 1965: Aerodynamik der Schaufelgitter. Band 1. Verlag G. Braun. Karlsruhe, Deutschland.
- Schreiber, H. A., 2003: Vortrag: Transsonischer Gitterwindkanal DLR Köln, Institut für Antriebstechnik, DLR, Köln, Deutschland
- Schreyer, B., Seume, J., 2004: Fräskostenminderung bei Turbomaschinenschaufeln nach

- strömungsmechanischen Kriterien, IfW-Seminar, Neue Fertigungstechnologien in der Luft- und Raumfahrt, Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen. Universität Hannover, Deutschland.
- Schreyer, B., Seume, J., 2005: The Loss Behaviour of Milled Turbine Blades, 6th European Conference on Turbomachinery, Lille, France.
- Shabbir, A., Turner, M. G., 2004: A Wall Function for Calculating the Skin Friction with Surface Roughness, ASME Turbo Expo, GT-53908, Vienna, Austria.
- Sigal, A., Danberg, J.E., 1990: New Correlation of Roughness Density Effect on the Turbulent Boundary Layer. AIAA, Journal. Vol. 28, pp. 554 - 556
- Stripf, M., Schulz, A., Wittig, S., 2004: Surface Roughness Effects on External Heat Transfer of a HP Turbine Vane, ASME Turbo Expo, GT-53114, Vienna, Austria.
- Speidel, L., 1961: Einfluss der Oberflächengüte auf den Wirkungsgrad von Dampfturbinen, Siemens Zeitschrift, Heft 8, Deutschland.
- Taylor, R.P., 1989: Surface Roughness Measurements on Gas Turbine Blades, ASME, GT-285, Toronto, Ontario, Canada.
- Traupel, W. (1977): Thermische Turbomaschinen. Vol. 1. 3. ed. Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York.
- Yun, Y. II, Park, II. Y., Song, S. J., 2005: Performance Degradation due to Blade Surface Roughness in a Single-Stage Axial Turbine, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 127.

Lebenslauf

Bastian Schreyer, geb. am 26. Mai 1971 in Laupheim

Studium

1992 – 2001 Maschinenbau an der Universität Hannover
2001 Abschluss als Diplom – Ingenieur

Praktika

1992 Mercedes-Benz AG
1994 Daimler-Benz AG
1997 Volkswagen AG

Berufstätigkeit

2001 – 2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungsmaschinen
der Universität Hannover
seit 2005 Mitarbeiter der E.ON Kraftwerke GmbH

Veröffentlichungen

Schreyer, B., Seume, J., 2004: Verlustverhalten fräsrauer Turbinenschaufeln
Abschlussbericht, AG TURBO II, Verbundprojekt für ein CO₂-armes Kraftwerk "500MW
auf einer Welle", Univ., Inst. für Strömungsmaschinen (IfS), Hannover, Deutschland.
Schreyer, B., Seume, J., 2005: The Loss Behaviour of Milled Turbine Blades, 6th European
Conference on Turbomachinery, Lille, France.