DIPLOMARBEIT

Verlustkorrelationen für Radialturbinen

ausgeführt am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen der Technischen Universität Wien

unter Anleitung von

o. Univ. Prof. Dipl. Ing. Dr. Hermann Haselbacher

und

Univ. Ass. Dipl. Ing. Reinhard Willinger

durch

Christoph Schönfelder Oeverseestr. 25-29 1150 WIEN

Abstract

Da die Entwicklung von Turbinen und Verdichtern ein aufwendiger iterativer Prozeß ist, benützt man für die Erstellung der ersten Konstruktionsentwürfe und Kennfelder vorwiegend eindimensionale Strömungsberechnungsverfahren.

Die eindimensionalen Verfahren beruhen auf dem Zusammenwirken der Regeln der eindimensionalen Gasdynamik, empirischer oder halbempirischer Strömungsmodelle und experimentell gewonnener Verlustkorrelationen.

In der vorliegenden Arbeit wurden speziell die Verlustkorrelationen für Radialturbinen näher untersucht. Es wurden, soweit möglich, von aus der offenen Literatur bekannten Beziehungen jene weiterverwendet, die auf physikalischen Modellen basieren und relativ zuverlässig allgemein angewandt werden können. Dabei erschien folgende Vorgangsweise sinnvoll. Es wurde die Physik, die hinter den einzelnen Verlusten steckt, erläutert. Dann wurde versucht, geeignete Modelle zur Beschreibung der Verluste anzugeben. Der dritte wesentliche Schritt bestand in der Angabe der Korrelationen, die zahlenmäßig die Verluste ergeben sollen, die anhand der entsprechenden Modellannahmen erwartet werden.

Es konnte anhand zweier von der NASA durchgerechneter und nachgemessener Versuchsturbinen gezeigt werden, daß die dimensionslos gemachten Verlustkorrelationen relativ gute Ergebnisse liefern, obwohl die eindimensionale Betrachtungsweise, gerade im Radialturbinenbau, eine gewisse Unschärfe birgt.

Inhaltsangabe

	Seite
Formelzeichen	V
1. Einleitung	1
1.1 Allgemeines	1
1.2 Die Radialturbine	2
1.3 Anwendungen der Radialturbine	2
1.4 Ausführungsformen	3
1.5 Schaufelgeometrie	4
1.6 Einschränkende Bedingungen für die Radialturbine	6
1.6.1 Beschränkung auf Gasturbinen	6
1.6.2 Betrachtung der rein stationären Strömung	6
1.6.3 Untersuchung der nicht abgedeckten, radial endenden Laufradbeschaufelung	7
1.6.4 Nichtberücksichtigung eines Enddiffusors	7
2. Einteilung der Verluste	8
2.1 Vorgangsweise bei der Verlustaufbereitung	10
2.2 h - s Diagramm des Expansionsverlaufes inkl. Verluste	11
3. Verlustkorrelationen	13
3.1 Allgemeines	13
3.2 Verluste in der Laufradbeschaufelung	13
3.2.1 Profilverlust	13
3.2.1.1 Profilgrundverlust	15
3.2.1.2 Inzidenzverlust	18
3.2.1.3 Hinterkantenverlust .	24
3.2.1.4 Verluste infolge Reynolds -und Machzahleinfluß	26

	3.2.2	Randverlust	27
		3.2.2.1 Randreibungsverlust	27
		3.2.2.2 Sekundärverlust	29
3.3	Spalt	verlust	35
3.4	Zusat	zverluste	40
	3.4.1	Radseitenreibungsverlust	40
3.5	Verlu	ste im Leitrad	45
	3.5.1	Inzidenzverlust	46
4. I	Modifi:	zierung der Verlustkorrelationen	48
4.1	Häufi	g verwendete Verlustmaße	4.8
	4.1.1	Totaldruckverlust	48
	4.1.2	Statische Verlustenthalpie	50
	4.1.3	Entropiezunahme	51
4.2	Festle	egung eines einheitlichen Verlustmaßes	52
4.3		gigkeit der Verlustkorrelationen von igen Auslegungsparametern	53
	4.3.1	Geometrische Kenngrößen	53
	4.3.2	Aerodynamische Kenngrößen	54
	4.3.3	Profilgrundverlust	56
	4.3.4	Inzidenzverlust	58
	4.3.5	Hinterkantenverlust	60
	4.3.6	Randverlust	61
		4.3.6.1 Randreibungsverlust	61
		4.3.6.2 Sekundärverlust	62
	4.3.7	Spaltverlust	66
	4.3.8	Radseitenreibungsverlust	67
5. Ü	berprü erläss	ifung der Korrelationen auf ihre Zu- sigkeit	70
5.1	Versuc	chsmaschine 1	70
	5.1.1	Auslegungsdaten	70

	5.1.2 Geometriedaten	71
5.2	Versuchsmaschine 2	72
	5.2.1 Auslegungsdaten	72
	5.2.2 Geometriedaten	73
5.3	Ergebnisse der Verlustrechnung	74
6. 2	Zusammenfassung	75
Lite	eraturverzeichnis	77
List	ce der Abbildungen	81

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	[m²]	Querschnittsfläche
a	[m/s ²]	örtl. Schallgeschwindigkeit
a _c	[m/s ²]	Coriolisbeschleunigung
$a_{\mathtt{i}}$	[kJ/kg]	spezif. innere Arbeit
$\Delta a_{_{\mathrm{Sp}}}$	[kJ/kg]	spezif. Spaltverlustarbeit
$a_{\mathtt{U}}$	[kJ/kg]	spezif. Umfangsarbeit
b	[m]	Schaufelbreite/-höhe
C _f '	[-]	lokaler Reibungsbeiwert
C_{f}	[-]	globaler Reibungsbeiwert
C_{D}	[-]	Durchflußbeiwert
C _M	[-]	Momentenbeiwert
C	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
C _m	[m/s]	Meridiankomponente von c
C _U	[m/s]	Umfangskomponente von c
D _H	[m]	hydraulischer Durchmesser
d	[m]	Hinterkantendicke
d	[m]	Durchmesser
$ extsf{d}_{ extsf{s}}$	[m]	Schaufelspitzendurchmesser
F	[N]	Reibungskraft
h	[kJ/kg]	spezif. statische Enthalpie
h _t	[kJ/kg]	spezif. Totalenthalpie
Δh	[kJ/kg]	spezif. Enthalpiedifferenz
i	[-]	Laufradinzidenzwinkel
K _w ; K _c	[-]	Geschwindigkeitsverhältnis
k	[m]	technische Rauhigkeit
$k_{\rm s}$	[m]	Sandrauhigkeit
L _H	[m]	hydraulische Länge
M _w ;M _c	[-]	Machzahl
$ m M_{f}$	[Nm]	Reibungsmoment
ṁ	[kg/s]	Nennmassenstrom

Δm̂	[kg/s]	Spaltmassenstrom
P	[kW]	Leistung
ΔΡ	[kW]	Verlustleistung
q	[bar]	statischer Druck
Δp	[bar]	statische Druckdifferenz
p _t	[bar]	Totaldruck
Δp_{t}	[bar]	Totaldruckdifferenz
r	[m]	Schaufelradius
r	[m]	Laufradkanalkrümmungsradius
Re	[-]	Reynoldszahl
R _k	[-]	kinematischer Reaktionsgrad
S	[kJ/kgK]	spezif. Entropie
Δs	[kJ/kgK]	spezif. Entropiedifferenz
S	[m]	Sehnenlänge
t	[m]	Schaufelteilung
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
W	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
Z	[-]	Schaufelzahl

Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	[-]	absoluter Strömungswinkel
β	[-]	relativer Strömungswinkel
ε	[m]	Spaltweite Laufrad/Gehäuse
ε	[-]	Unterdruckbeiwert
ζ	[-]	Totaldruckverlustbeiwert
η	[-]	Gitterwirkungsgrad
$\eta_{\scriptscriptstyle 0}$	[-]	Umfangswirkungsgrad
η_{i}	[-]	innerer Wirkungsgrad
K	[-]	Isentropenkoeffizient
λ	[-]	Arbeitszahl

μ	[Pas]	dynamische Zähigkeit
ν	[m²/s]	kinematische Zähigkeit
ξ	[-]	Verlustenthalpiebeiwert
ρ	[kg/m³]	Dichte des Fluids
τ _w	[N/mm²]	Wandschubspannung
τ	[m]	Spaltweite Schaufel/Gehäuse
$\phi_{\sf cm}$	[-]	mittlerer Leitradwinkel
Φ	[-]	Durchflußzahl
ψ	[-]	Druckzahl
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

1	Leitrad
1 1	Laufrad
0	Leitradeintritt
1	Leitradaustritt/Laufradeintritt
2	Laufradaustritt
f	friction (Reibung)
h	hub (Nabe)
i	Inzidenz
id	Ideal
М	Metall
Р	Profil
R	Radrückseite
S	isentrop
Sp	Spalt
t	tip (Schaufelspitze)
t	total
t-s	total zu statisch
V	Verlust
W	Welle

1. EINLEITUNG

1.1 Allgemeines

Bei der Auslegung einer thermischen Turbomaschine wird man immer zuerst eine eindimensionale Strömungsrechnung durchführen. Im Zuge einer solchen Berechnung können mit verhältnismäßig geringem Aufwand wichtige Parameter, wie z.B. die Dimensionen der Maschine, Eintritts- und Austrittswinkel, oder die Geschwindigkeitsverhältnisse aus der geforderten Leistung festgelegt werden.

Für eine genauere Analyse bzw. Festlegung der kompletten Schaufelgeometrie kommen im Anschluß daran zwei- oder dreidimensionale numerische Berechnungsverfahren zur Anwendung, die aber mit einem erheblichen Rechen- und damit Kostenaufwand verbunden ist.

Es ist schon bei der Auslegung einer Turbomaschine notwendig, den Gesamtwirkungsgrad bestmöglich abzuschätzen.

Diese Aufgabe stellt den Konstrukteur vor die erste schwierige Aufgabe, nämlich sämtliche Verlustmechanismen, die zum Tragen kommen, zu erfassen und sie in einem Wirkungsgrad zusammenzufassen, der möglichst genau mit dem der künftig ausgeführten Maschine übereinstimmt.

Eine weitere Schwierigkeit besteht darin, eine mittlere Stromfläche anzugeben, da man es in der Radialturbine i.a. mit einem komplizierteren dreidimensionalen Strömungsverlauf zu tun hat.

Da viele Verluste nur in Form von empirischen oder halbempirischen Korrelationen beschrieben werden können und dementsprechend unsicher die Aussagen sind, die man über den Wirkungsgrad machen kann, ist aber die Kenntnis der **genauen** Lage einer solchen mittleren Stromfläche von untergeordneter Bedeutung.

1.2 Die Radialturbine

Bei der Turbine, die den Gegenstand aller weiteren Überlegungen bildet, handelt es sich um die klassische, von außen nach innen radial-axial durchströmte, einstufige Radialturbine (radial inflow turbine), siehe Abbildung 1.1 .

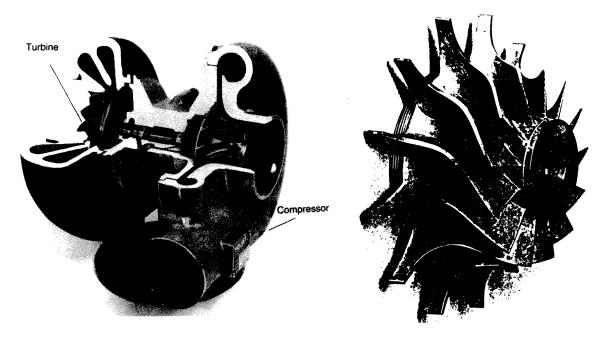


Abb. 1.1 Radialturbine [4] und mögliche Rotorbauform [17]

1.3 Anwendungen der Radialturbine

- in Abgasturboladern in Dieselmotoren : für Schiffe, Schienenfahrzeuge, LKW, PKW, Busse, Generatorantrieb, kleine Kolbenmotorflugzeuge
- Kleingasturbinen für diverse Aggregate
- Hilfsantriebe für Flugzeuge
- Antriebe für Systeme in der Raumfahrt

1.4 Ausführungsformen

Man kann im wesentlichen folgende Anordnungen unterscheiden:

- Spiralgehäuse + Laufrad (+ Diffusor):

Diese Anordnung bringt Kostenvorteile, da man sich die Leitbeschaufelung erspart. Sie wird vorwiegend in pulsierend beaufschlagten Turboladerradialturbinen eingesetzt.

Da das Abgas der Turbinenstufe tangential zugeführt wird, damit am Laufradeintritt drallbehaftete Strömung vorliegt, bietet sich ein vorgeschaltetes Spiralgehäuse an, das das Fluid gleichmäßig dem Laufrad zuteilt.

- Spiralgehäuse + Leitrad + Laufrad (+ Diffusor):

Falls die Turbine stationär beaufschlagt wird, wie z.B. in Kleingasturbinen, ist es oft von Vorteil, zwischen Spiralgehäuse und Laufrad eine kurze Leitschaufelreihe zu schalten. Dieses Leitgitter schafft eine gleichmäßige Anströmung des Laufrades und beschleunigt zusätzlich die Absolutströmung.

Bei den beschaufelten Leitapparaten unterscheidet man weiters zwischen solchen mit fixierten und jenen mit verstellbaren Schaufeln. In letzteren treten wiederum Spaltverluste auf. Es können hier die Spalte jedoch sehr klein ausgeführt werden, da eine Relativbewegung zwischen Schaufel u. Gehäuse nur durch ein Drehen der Schaufeln bei Verstellung zustandekommt, sodaß die Spaltströmung und damit der Spaltverlust vernachlässigbar gering bleibt.

In der heutigen industriellen Praxis werden Radialturbinen einflutig ausgeführt.

Radialräder zeichnen sich des weiteren durch ihre integrale Bauweise aus. Die meisten Laufräder werden aus einem Stück, durch Schmieden und Fräsen hergestellt, wobei durch das Fräsen die Oberflächenrauhigkeit und damit die Verluste maßgeblich beeinflußt werden.

Es gibt Bestrebungen, vollkeramische Laufräder herzustellen mit ihrem Vorteil der hohen Wärmebelastbarkeit.

Große Probleme liegen dabei in der Herstellung.

Eine schematische Ausführungsform einer Radialturbine mit Spiralgehäuse, Leitrad, Laufrad und Diffusor zeigt Abbildung 1.2 .

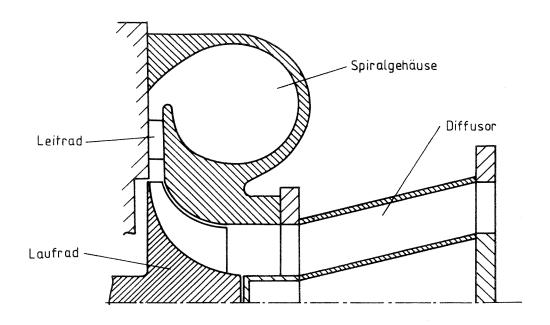


Abb. 1.2 Schematische Ausführungsform einer Radialturbine

1.5 Schaufelgeometrie

Die Kontrollebenen für die Turbinenstufe werden unter Vernachlässigung des Spiralgehäuses und des Diffusors gemäß Abbildung 1.3 festgelegt.

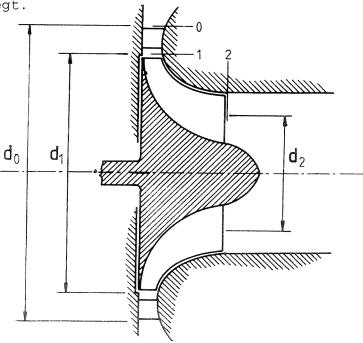


Abb. 1.3 Meridianschnitt [2]

Der mittlere Durchmesser d_2 bzw. Radius r_2 am Laufradaustritt ergibt sich, wenn man die Ringfläche zwischen Schaufelspitzenkreis- und Nabenkreis halbiert. Diese Konvention erweist sich auch bei Radialmaschinen als günstig, zumal der so ermittelte Radius nicht wesentlich von den masse- und impulsgemittelten Radien r_2 nach BRIZUELA [3] abweicht.

Für die Festlegung einer Sehnenlänge s und der charakteristischen Länge L_{H} wird eine vereinfachte Schaufelgeometrie (Abb. 4.6) angenommen [2].

Die Abbildung 1.4 gibt zwei Ansichten des Laufrades wieder.

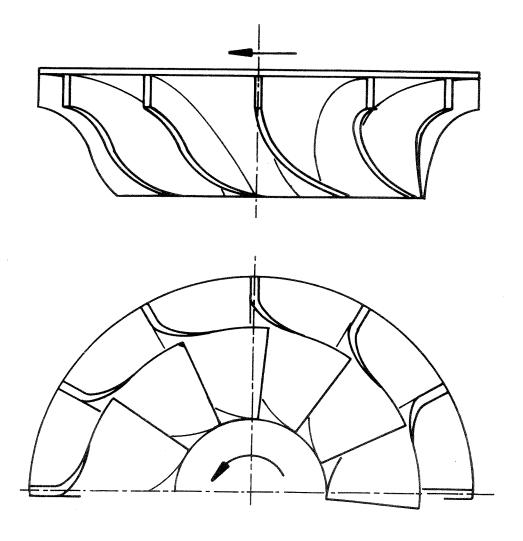


Abb. 1.4 Laufradansicht

Die zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke für Laufradein- und austritt sind aus Abbildung 1.5 ersichtlich.

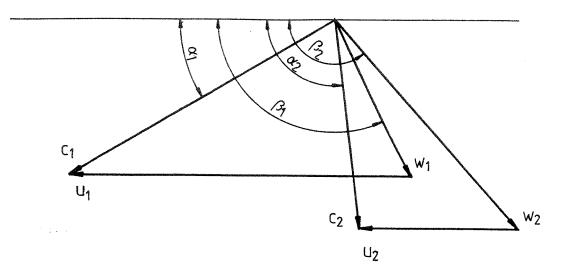


Abb. 1.5 Geschwindigkeitsdreiecke an Laufradeintritt/-austritt

Die Absolut- und Relativwinkel α bzw. β werden von der positiven Umfangsrichtung aus aufgetragen, um wechselndes Vorzeichen zu vermeiden.

1.6 Einschränkende Bedingungen für die Radialturbine

1.6.1 Beschränkung auf Gasturbinen

Radialturbinen können natürlich auch mit anderen Fluiden als Gas betrieben werden. Da jedoch in der Mehrzahl der Anwendungsfälle das Arbeitsmittel ein Gas ist, sollen hier Dampfturbinen und Wasserturbinen außer Betracht bleiben, obwohl natürlich prinzipiell dieselben Verlustmodelle Anwendung finden würden, solange es sich um Einphasenströmungen handelt.

1.6.2 Betrachtung der rein stationären Strömung

Obwohl z.B. in Turboladern, einem der Hauptanwendungsgebiete der Radialturbine, eine pulsierende Beaufschlagung der Turbine vorliegt und zusätzlich das Laufrad durch das Vorbeibewegen an der Hinterkante des Leitrades instationär beaufschlagt wird, beschränkt man sich der Einfachheit halber bei der ersten Auslegung auf stationäre bzw. quasistationäre Berechnungs- und Meßmethoden. BORRMANN [1] berichtet über die pulsierende Beaufschlagung einer Radialturbine. Er stützt sich dabei auf eine quasistationäre Berechnungsmethode und korrigiert die Ergebnisse mit entsprechenden Faktoren, die er aus einer Versuchsanordnung mit instationärer Beaufschlagung erhält. Es

ergaben sich aus den Versuchen höhere Werte für die Verluste als aus einer quasistationären Analyse.

1.6.3 Untersuchung von nicht abgedeckten, radial endenden Laufrädern

Die Nachteile abgedeckter Schaufeln stellen sich folgendermaßen heraus:

- 1. Da Radialturbinen hauptsächlich in Turboladern eingesetzt werden und diese großen Drehzahlschwankungen unterworfen sind, würde eine Schaufelabdeckung mitunter das Beschleunigungsverhalten ungünstig beeinflußen, da Zusatzmasse beschleunigt werden müßte.
- 2. Die Abdeckungen stellen bei einer Baugröße, wie sie in Turboladern auftritt, ein Bearbeitungsproblem dar.
- 3. In den üblichen hohen Drehzahlbereichen würden die Fliehkräfte, die durch die Zusatzmassen erzeugt würden, zu groß.
- 4. Die Abdeckung verursacht einen Scheibenreibungsverlust.

Die Vorteile abgedeckter Schaufeln liegen in der Verringerung der Spaltverluste aufgrund der Vermeidung von Spaltwirbeln, und der Verringerung der Randreibungsverluste am Laufradgehäuse infolge hoher Absolutgeschwindigkeiten im Eintrittsbereich.

Fliehkräfte und daraus resultierende zusätzliche Biegebeanspruchungen waren auch mit ein Grund, warum vorzugsweise radial endende Laufradschaufeln verwendet wurden. Dabei werden in erster Linie die Eintrittskanten radial ausgeführt. Die Verwendung neuartiger Werkstoffe (z.B. Titan - Aluminium - Legierung) läßt, bei gleichen Bedingungen, heute auch andere Ausführungsformen zu.

1.6.4 Nichtberücksichtigung eines Enddiffusors

Je nach Anwendungsfall werden Turbolader z.B. an bestehende Abgasleitungen angeschlossen. Daher ist es dem Turbinenhersteller nicht möglich, allgemeine Angaben über den erzielbaren Druckrückgewinn bzw. Diffusorwirkungsgrad zu machen.

2. EINTEILUNG DER VERLUSTE

Die vorliegende Arbeit behandelt Verlustkorrelationen in Radialturbinen. Auf die Verluste in Spiralgehäuse und Diffusor wird in weiterer Folge nicht näher eingegangen, entstehende Druckverlusteoder Rückgewinne müssen aber bei der Berechnung des Gesamtwirkungsgrades berücksichtigt werden.

Um den Gesamtverlust einer Radialturbine zu bestimmen, ist es möglich, ihn in Einzelverluste zu zerlegen. Es soll hier eine möglichst detaillierte Einteilung in Einzelverluste vorgenommen werden. Einige Verluste werden dadurch möglicherweise überschätzt, andere wiederum unterschätzt, wodurch es nach einer Aufsummierung nicht unbedingt zu einer überhöhten Verlustabschätzung kommen muß. Durch diese Zerlegung wird es möglich, genauer auf die bestimmenden Parameter der einzelnen Verluste einzugehen. Es wird jedoch angenommen, daß sich die einzelnen Verluste gegenseitigen nicht beeinflußen, was in Wirklichkeit nicht zutrifft. Die gewählte Vorgangsweise läßt sich anhand des Inzidenzverlustes beispielhaft erläutern. Der sogenannte Inzidenzverlust, der durch eine Falschanströmung des Leit- bzw. Laufrades zustandekommt, macht sich physikalisch in einer Erhöhung des Profilgrundverlustes und Sekundärverlustes bemerkbar. Er kann physikalisch nicht vom Profilgrundverlust oder vom Sekundärverlust getrennt werden, wird aber in weiterer Folge als Einzelverlust behandelt, der durch einen maßgeblichen Parameter, nämlicher dem Inzidenzwinkel i, beschrieben wird.

Bei der Einteilung, die hier vorgenommen wird (Abbildung 2.1), wird grundsätzlich zwischen <u>inneren</u> und <u>äußeren</u> Verlusten unterschieden. Zu den <u>äußeren</u> zählen die Verluste durch <u>Leckagen</u> an den Abdichtungen des Rotors und des Gehäuses und <u>mechanische Verluste</u>. Auf sie wird nicht näher eingegangen, da sie auf die gleiche Art und Weise wie in Axialmaschinen erfaßt werden können.

Zu den <u>inneren</u> Verlusten zählen erstens die Verluste, die innerhalb der <u>Beschaufelung</u> auftreten, weiters die <u>Spalt- und Radseitenreibungsverluste</u>. Die <u>Beschaufelungsverluste</u> werden nun weiter unterteilt in den <u>Profil- und den Randverlust</u>.

Der <u>Profilverlust</u> setzt sich aus einem <u>Grundverlust</u>, dem <u>Inzidenzverlust</u>, dem <u>Hinterkantenverlust</u> zusammen und muß eventuell korrigiert werden, wenn <u>Kompressibilitätseffekte</u> und <u>Reynoldszahleinfluß</u> hinzukommen.

Der Randverlust setzt sich aus Randreibungs- und Sekundärverlust

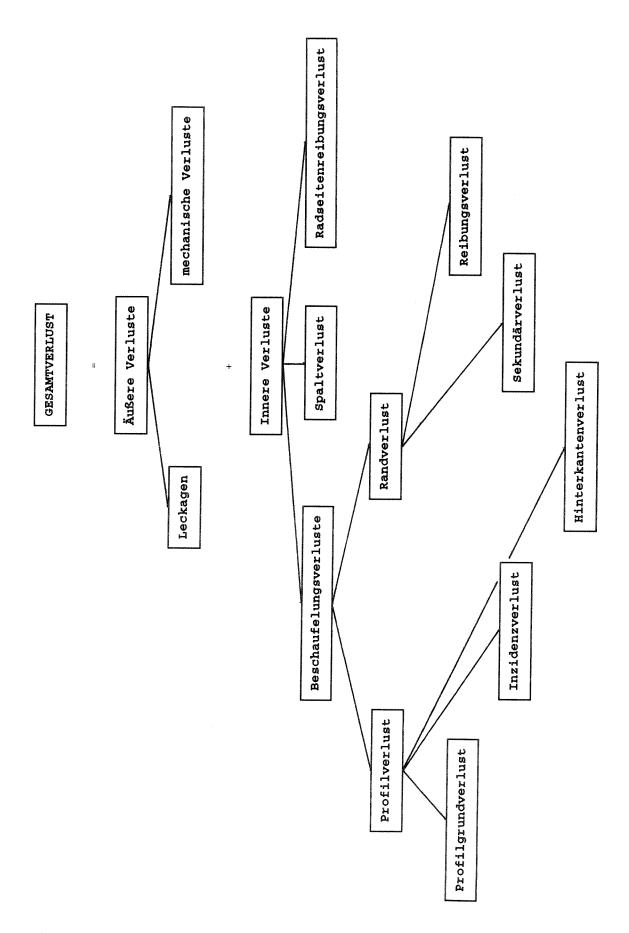


Abb. 2.1 Einteilung der Verluste

zusammen, obwohl in einigen Korrelationen der Randreibungsverlust schon im Sekundärverlust enthalten ist.

2.1 Vorgangsweise bei der Gliederung der Verluste

- Auf die Verluste in Spiralgehäuse und Diffusor, sowie die äußeren Verluste wird nicht näher eingegangen
- Da die Laufradverluste für den Gesamtverlust von größerer Bedeutung sind als die Leitradverluste, werden zunächst die Verlustmechanismen im Laufrad untersucht. Da einige Verlustmechanismen auch im Leitrad wirken, können die Modelle, die für das Laufrad aufgestellt werden, bis auf die Ausnahme des Inzidenzverlustes, übernommen werden. Es ist darauf zu achten, daß in den Korrelationen die Relativgrößen durch absolute Größen ersetzt werden und sich i.a. andere Konstanten ergeben.
- Bei der Untersuchung der Laufradverluste werden zuerst die physikalischen Ursachen der einzelnen Verluste erläutert. Danach versucht man, ein Modell zu bilden, um daraus die Verlustkorrelationen abzuleiten. Anschließend wird diskutiert, ob die Verlustkorrelationen qualitativ ergeben, was man von dem jeweiligen Modell erwartet.
- Die Verluste werden mit Hilfe verschiedener Verlustmaße dargestellt. Häufig verwendet wird z.B. der Totaldruckverlust Δp_t , der gut meßbar ist und oft ein direktes Maß für den Verlust darstellt.
- Erst als letzter Schritt werden die Verlustkorrelationen mit einem einheitlichen Verlustmaß dargestellt. Es kann dann ein Vergleich der Höhe der Verluste vorgenommen werden.

2.2 h - s Diagramm

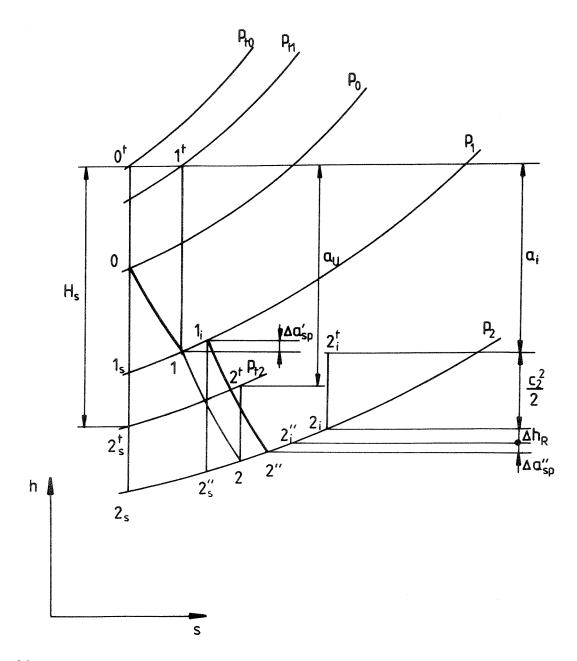


Abb. 2.2 h-s Diagramm des Zustandsverlaufes in einer Radialturbinenstufe

 Δa_{sp} ... Leitradspaltverlustarbeit Δa_{sp} ... Laufradspaltverlustarbeit Δh_R Radseitenreibungsverlust a_u spezifische Umfangsarbeit a_i spezifische innere Arbeit

Die spezifische Umfangsarbeit a_0 ergibt sich aus dem isentropen Gesamtstufengefälle H_s abzüglich der spezifischen Beschaufelungsverlustenthalpien Δh_v ' = h_1 · h_{1s} und Δh_v ' = h_2 " · h_{2s} ".

Die Leitradspaltverlustarbeit Δa_{sp} ist ein Maß für den Verlust, der entsteht, wenn Fluid die Leitschaufelspitzen umströmt. Er tritt in der Radialturbine nur auf, wenn verstellbare Leitschaufeln eingebaut sind, kann aber dann vernachlässigt werden.

Die Laufradspaltverlustarbeit Δa_{sp} ist ein Maß für den Verlust, der entsteht, wenn bei nicht abgedeckter Beschaufelung Fluid die Laufschaufelspitzen umströmt.

Der Radseitenreibungsverlust wird hier in Form einer spezifischen Verlustenthalpie Δh_R im h-s Diagramm dem Laufrad zugeschlagen.

Die spezifische innere Arbeit a_i der Turbinenstufe ist gleich a_u abzüglich der Spalt- und Radseitenreibungsverluste.

3. VERLUSTKORRELATIONEN

3.1. Allgemeines

Aus den in der Literatur angeführten Korrelationen wird eine Auswahl getroffen. Korrelationen, in denen Größen vorkommen, die in der Auslegungsrechnung bekannt sein müßten, aber nicht vorliegen, werden nicht ausgewählt.

Es werden die Verlustkorrelationen zuerst für das Laufrad aufgestellt. Es können einige Verlustmodelle auch auf das Leitrad übertragen werden. Vorsicht ist beim Inzidenzverlust geboten, da sich eine Falschanströmung des Leitrades anders auf die Leitradverluste auswirkt als eine Falschanströmung im Laufrad auf die Laufradverluste.

Die Spaltverluste im Leitrad, ausgedrückt durch $\Delta a_{sp}'$, werden vernachlässigt, außerdem tritt kein Radseitenreibungsverlust auf. Man kann vorausschicken, daß die Leitradverluste in der Mehrzahl der Anwendungsfälle erheblich geringer ausfallen werden als die Laufradverluste, da die Sekundärverluste wesentlich kleiner sind.

3.2 Die Verluste in der Laufradbeschaufelung

3.2.1 Der Profilverlust

Der Profilverlust wird in den Profilgrundverlust, den Inzidenzverlust und den Hinterkantenverlust unterteilt. Er muß korrigiert werden, wenn Verluste infolge der Kompressibilität des Arbeitsmittels hinzutreten (Machzahlkorrektur). Die höchsten Machzahlen treten am Leitrad- und am Laufradaustritt auf. Am Leitradaustritt wird die Machzahl M mit der Absolutgeschwindigkeit gebildet, d.h.

$$M_C = \frac{C_1}{a_1} = \frac{C_1}{\sqrt{K \cdot R \cdot T_1}} \tag{3.1}$$

und am Laufradaustritt mit

$$M_{w} = \frac{w_2}{a_2} = \frac{w_2}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}} \tag{3.2}$$

da dort die größte Relativgeschwindigkeit auftritt.

Am Laufradaustritt einer Radialturbine wird $M_{\rm w}$ aus folgenden Gründen klein bleiben.

In Radialturbinen können sowohl geringe als auch starke Beschleunigung der Relativströmung dieselbe spezifische Umfangsarbeit a_u ergeben. Dies geht aus der allgemeingültigen Turbinenhauptgleichung hervor.

$$a_u = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$
 (3.3)

Es gibt verschiedene Möglichkeiten $a_{\scriptscriptstyle u}$ zu beeinflußen:

- 1. $\frac{C_1^2-C_2^2}{2}$ erhöhen durch Vergrößerung der Umlenkung
- 2. u_1 und u_2 verändern
- 3. Geschwindigkeitsverhältnis $\mathbf{w}_{\scriptscriptstyle 2} \, / \mathbf{w}_{\scriptscriptstyle 1} \,$ verändern

Diese drei Möglichkeiten können kombiniert werden.

Man nützt in der Radialturbine zumeist den Umstand aus, daß die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit zwischen Ein- und Austritt wesentlich zur Erhöhung von a_u beiträgt, und strebt nur ein geringes $\frac{w_2}{w_1}$ an. Zusätzlich versucht man aber die Strömung so weit umzulenken, daß die absolute Austrittsgeschwindigkeit keine Umfangskomponente besitzt und damit die kinetische Energie vermindert wird, die bei einer Maschine ohne Diffusor verloren geht.

Am Leitradaustritt können mitunter sehr hohe Absolutgeschwindigkeiten herrschen ($c_1 \approx 250$ m/s), jedoch sind auch diese im Hinblick auf die Reibungsverluste (Profilverlust im Leitrad, Randreibungsverlust im Laufradeintrittsbereich) unerwünscht. Außerdem herrschen relativ hohe Temperaturen, wenn man das Hauptanwendungsgebiet im Abgasturbolader betrachtet.

In den in der Literatur zu findenden Versuchsturbinen [23,26] waren sowohl absolute wie auch relative Machzahl verhältnismäßig klein, d.h. $M_{c,w} < 0.5$.

3.2.1.1 Der Profilgrundverlust

Der Profilgrundverlust ist ein Verlust, der weder vom Rand, noch von der Hinterkante beeinflußt wird. Er entsteht, da sich aufgrund der Wandreibung eine Grenzschicht ausbildet, deren Verlauf in Hauptströmungsrichtung im wesentlichen vom Druck und der Bewegung des Laufrades bestimmt wird. Ein Ansteigen der Grenzschichtdicke und damit auch der Verdrängungsdicke hat einen Anstieg der Impulsverlustdicke zur Folge, die wiederum eine Erhöhung der Verluste bedeutet. Kennt man die Impulsverlustdicke an der Schaufelhinterkante, läßt sich auch der Profilgrundverlust bestimmen. Zum Zeitpunkt der Auslegung kann über die Höhe der Impulsverlustdicke nichts ausgesagt werden.

Das am häufigsten verwendete Modell zur Beschreibung des Profilgrundverlustes ist dasjenige über den Rohrwiderstand.

Dazu betrachtet man den Strömungskanal als gerades Rohr mit rechteckigem, veränderlichen Querschnitt. Das Rohrmodell, das hier angewandt werden soll, setzt sowohl ausgebildete als auch inkompressible Strömung voraus. Daher müssen alle Größen, die nur am Laufradkanaleintritt bzw. -austritt bekannt sind, gemittelt werden (Abbildung 3.1). Die Annahme einer inkompressiblen Rohrströmung ist insofern gerechtfertigt, als die relativen Machzahlen im Kanal klein bleiben. In der kompressiblen Rohrströmung hängt der Reibungsbeiwert $C_{\rm f}$ sowohl von der Reynoldszahl als auch von der Machzahl ab [30].

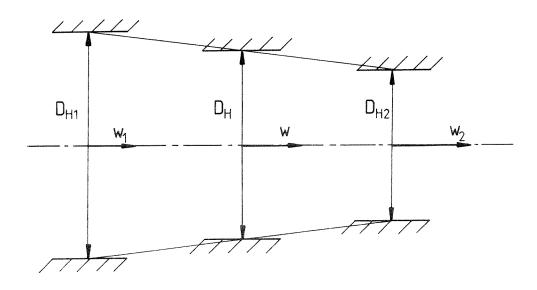


Abb. 3.1 Strömungskanalmodell

Die mittlere Geschwindigkeit wird über eine Mittelung von kinetischen Energien bestimmt

$$\frac{w^2}{2} = \frac{\frac{w_1^2}{2} + \frac{w_2^2}{2}}{2} \tag{3.4}.$$

Den hydraulischen Durchmesser erhält man aus einer Mittelung zwischen Laufradein- und austrittsdurchmesser.

$$D_{H} = \frac{D_{HI} + D_{H2}}{2} \tag{3.5}$$

Der hydraulische Durchmesser ist darin definiert mit

$$D_{H} = \frac{4 \times Querschnittsfläche}{benetzter Umfang}$$

wobei in den benetzten Umfang nur die Schaufeloberflächen an Saug- und Druckseite eingehen.

Über die Einlaufströmung, wie sie in Wirklichkeit auftreten wird, wird in diesem Modell keine Aussage gemacht (Abb. 3.2 und 3.3), man kann jedoch annehmen, daß $C_{\rm f}$ etwas größer sein wird als bei ausgebildeter Strömung [30].

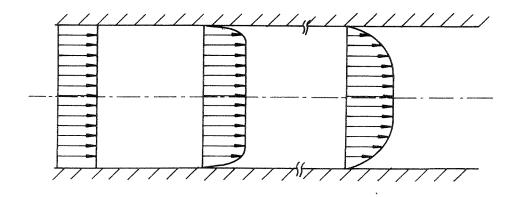


Abb. 3.2 Geschwindigkeitsprofile der Einlaufströmung

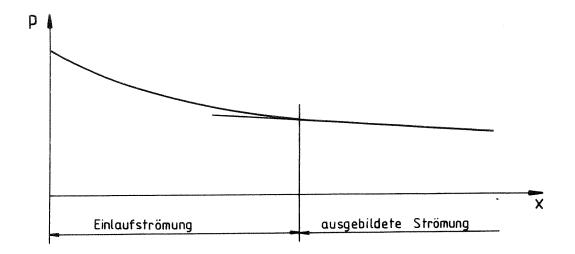


Abb. 3.3 Druckverteilung bei Einlaufströmung

Der Ansatz für den Druckverlust lautet

$$\Delta p_f = C_f \cdot \frac{L_H}{D_H} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \tag{3.6}$$

Darin hängt C_f nur noch von der Reynoldszahl $\textit{Re} = \frac{\textit{w} \cdot \textit{D}_H}{\textit{V}}$ und von der bezogenen Oberflächenrauhigkeit des Rohres k/D_H ab. Der Reibungsbeiwert kann dem Moody - Diagramm (Abbildung 3.4) entnommen werden.

In diesem Diagramm ist $C_f(Re,k/D_H)$ aufgetragen. Die Werte ergaben sich aus Messungen und Berechnungen des Druckverlustes in einem geraden Rohr. Da es sich, wie schon erwähnt, um die inkompressible Rohrströmung handelt, kann mit

$$\Delta h_f = \frac{\Delta p_f}{\rho} \tag{3.7}$$

die Gleichung (3.6) auch in der Form

$$\Delta h_f = C_f \cdot \frac{L_H}{D_H} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4}$$
 (3.8)

geschrieben werden.

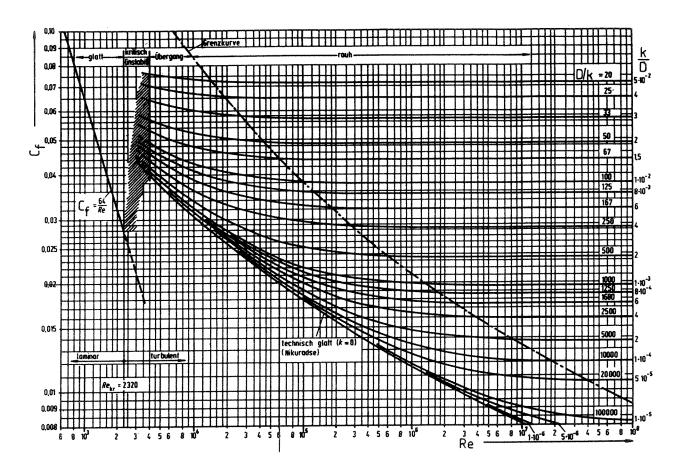


Abb. 3.4 Moody - Diagramm [27]

3.2.1.2 Inzidenzverlust

Der Inzidenzverlust entsteht aus einer Falschanströmung des Schaufelgitters. Die Falsch- bzw. inzidenzbehaftete Anströmung beeinflußt die Entwicklung der Grenzschicht im Gitter und erhöht damit indirekt die Beschaufelungsverluste. Es existiert ein optimaler Anströmwinkel β_{lopt} , bei dem ein minimaler Beschaufelungsverlust auftritt. Es wird nun ein Parameter i definiert, der die Abweichung des tatsächlichen vom optimalen Anströmwinkel kennzeichnet

$$i = \boldsymbol{\beta}_{1opt} - \boldsymbol{\beta}_1 \tag{3.9}.$$

 β_1 ist darin der tatsächliche relative Anströmwinkel. $\beta_{\text{lopt}} \text{ fällt aber nicht mit dem Schaufelwinkel } \beta_S \text{ am Eintritt zu-}$ sammen. Die Ursache dafür liegt in dem Relativwirbelsystem (Abbildung 3.5), das auch im Radialverdichter auftritt und dort die Abweichung von der schaufelkongruenten Abströmung erzeugt.

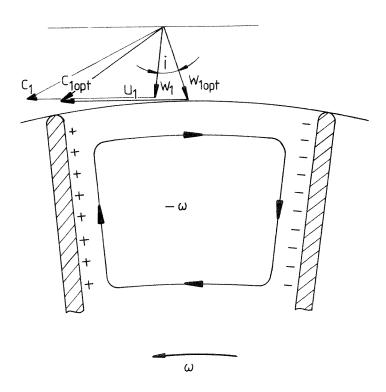


Abb. 3.5 Relativwirbelsystem im Laufradeintrittsbereich

Betrachtet man die Laufradanströmung, dann setzt sich die Absolutgeschwindigkeit \vec{c} vektoriell aus der Relativgeschwindigkeit \vec{w} und der Umfangsgeschwindigkeit \vec{u} zusammen

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \tag{3.10}.$$

Da die ankommende reibungsfreie Absolutströmung drehungsfrei ist und die Drehungsfreiheit von \vec{c} beim Laufraddurchtritt erhalten bleibt, d.h.

$$rot\vec{c} = rot\vec{u} + rot\vec{w} = 0 \tag{3.11}$$

ist, gilt

Der Relativwirbel (eddy vortex) beschleunigt die ankommende Relativströmung an der Saugseite und verzögert sie an der Druckseite.

Erfolgt die relative Anströmung unter positivem i, dann kann es an der Saugseite zu Strömungsablösungen kommen (Abbildung 3.6).

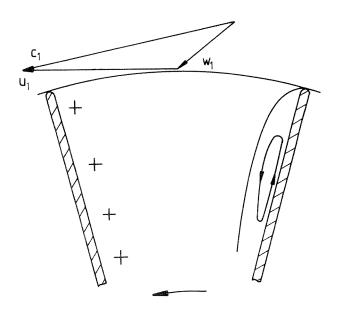


Abb. 3.6 Anströmung bei positiver Inzidenz

Radialturbinenlaufräder sind aufgrund ihrer relativ scharfen Schaufelkantenausbildung sehr empfindlich gegenüber geänderten Anströmverhältnissen. Erfolgt die Anströmung unter stark negativer Inzidenz (Abbildung 3.7), dann löst die Strömung einerseits ab und bremst andererseits das Laufrad, da die Saugseite zur Druckseite wird.

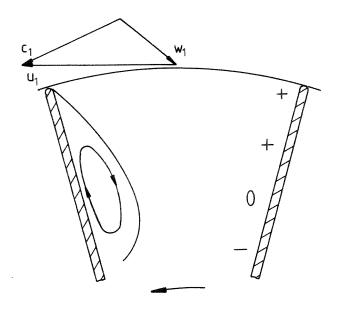


Abb. 3.7 Stark negative Inzidenz

Diese Änderung der Druckverhältnisse kommt dadurch zustande, da $c_{\rm ul} < u_1$ ist und die Schaufel damit den Fluidteilchen sozusagen vorauseilt. Daher können die Fluidteilchen keine Energie an das Laufrad abgeben. Weiters sinkt u für kleiner werdenden Radius. Gleichzeitig versuchen die Fluidteilchen, ihren Drall r· $c_{\rm u}$ beizubehalten, sodaß $c_{\rm u}$ ansteigt und die Teilchen wieder Energie ans Laufrad abgeben. Dieser Vorgang führt zu zusätzlichen Laufradverlusten [7].

 β_{lopt} fällt nur bei theoretisch unendlicher Schaufelzahl mit β_{S} zusammen, da sich in diesem Fall kein Relativwirbelsystem ausbilden kann.

Er liegt bei üblichen Schaufelzahlen von Z = 12 ÷ 20 zwischen β_{lopt} = 116° ÷ 123° (unter der Annahme β_s = 90°) [4]. Dieser Bereich von Schaufelzahlen ergibt sich u.a. aus Berechnungen von GLASSMAN [8] empirisch, wenn man die Bedingung stellt, daß keine Ablösung an der Vorderkante auftreten soll.

$$\sin \beta_{1opt} = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{Z_{opt}} \tag{3.13}$$

Die Schaufelzahl gibt GLASSMAN [8] mit

$$Z_{opt} = \frac{\pi}{30} \cdot (\alpha_1 + 20) \cdot \tan(90 - \alpha_1)$$
 (3.14)

an. Aus der so ermittelten Schaufelzahl kann man dann β_{lopt} bestimmen.

Diese Formeln sind eine Hilfestellung zur inzidenzfreien Auslegung eines Radialturbinenlaufrades.

Es gibt nun verschiedene Verlustkorrelationen, die versuchen, den Inzidenzverlust zahlenmäßig zu erfassen. Eine häufig verwendete Korrelation drückt die Verlustenthalpiedifferenz proportional zur kinetischen Energie der Strömung am Laufradeintritt aus

$$\Delta h = \frac{w_1^2 \cdot \sin^2 i}{2} \quad [20]$$

Sie geht aus keinem physikalischen Modell hervor, sondern ist ein empirisches Maß. Diese Korrelation beschreibt jedoch nicht den Unterschied in der Höhe der Verluste bei negativer bzw. positiver Inzidenz. Eine weitere Korrelation stammt von WASSERBAUER et. alt. [26]

$$\Delta h = \frac{w_1^2 \cdot \sin^n i}{2} \tag{3.16}.$$

Eine dritte, etwas modifizierte Beziehung stammt von MEITNER und GLASSMAN [8], [9]. Sie erfaßt einen größeren Inzidenzbereich und basiert auf einer relativ großen Anzahl von Messungen

$$\Delta h = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \cos^n i)}{2} \tag{3.17}$$

In den beiden letztgenannten Beziehungen für den Inzidenzverlust steckt eine Unterscheidung bezüglich positivem und negativem Inzidenzwinkel, die sich im Exponenten n ausdrückt. Aus zahlreichen Messungen und aus einer physikalischen Betrachtung von SCHÖLCH [7] geht nämlich hervor, daß eine Anströmung bei stark negativer Inzidenz zu größeren Verlusten führt als bei positiver. Bei positiver Inzidenz kommen die Verluste in erster Linie durch die Ablösung der Anströmung zustande, während bei stark negativer Inzidenz es einerseits zu Ablösungsverlusten und andererseits zu den beschriebenen Zusatzverlusten (double-energy transfer [7]) kommt.

Die Korrelation (3.17 [8]) gibt Abbildung 3.8 graphisch wieder.

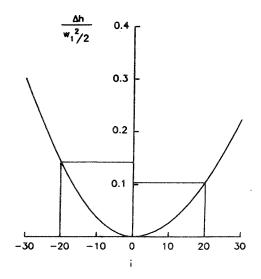


Abb. 3.8 Inzidenzverlust nach [8]

Darin ist die Unterscheidung zwischen i > 0 und i < 0 hervorgehoben.

3.2.1.3 Hinterkantenverlust

Die Laufradschaufeln in Radialturbinen weisen aus Festigkeitsund Fertigungsgründen relativ große Hinterkantendicken $\frac{d}{t}$ auf.

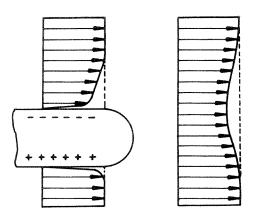


Abb. 3.9 Geschwindigkeitsprofil an der Schaufelhinterkante einer simulierten Axialturbine [12]

Der Hinterkantenverlust hat nicht zuletzt deshalb großen Anteil am Profilverlust, da die Grenzschichtdicken an der Hinterkante relativ klein im Vergleich zur Hinterkantendicke sind (Abb. 3.9). Bei inzidenzfreier Auslegung ist die Grenzschichtdicke an der Hinterkante von derselben Größenordnung wie die Impulsverlustdikke, die ein direktes Maß für den Profilgrundverlust darstellt. Bei laminarer Umströmung der Hinterkante kann man folgende Modellbildung der Herleitung einer Verlustkorrelation zugrundelegen. Es bildet sich wie bei einem stumpfen Körper die sogenannte Karman`sche Wirbelstraße aus, die aus einer Folge von sich in regelmäßigen Abständen ablösenden Wirbeln besteht [11]. Die Energie zur Aufrechterhaltung der Wirbel wird nach [11] als Energieverlust angegeben

$$\Delta h_d \approx konst \cdot \frac{d}{t_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{w_2^2}{2}$$
 (3.18).

d ist darin die Hinterkantendicke, t_2 die gemittelte Schaufelteilung am Laufradaustritt und β_2 der mittlere relative Abströmwinkel. Der laminare Bereich wird durch die Reynoldszahlen

 $Re = \frac{w_2 \cdot d}{V}$ von 500 und 1000 abgegrenzt.

In der Radialturbine ist in erster Linie der Bereich turbulenter Umströmung von Bedeutung.

Nach [11] läßt sich eine Verlustkorrelation angeben, wenn unmittelbar an die Hinterkante ein Kontrollvolumen wie in Abbildung 3.10 gelegt wird.

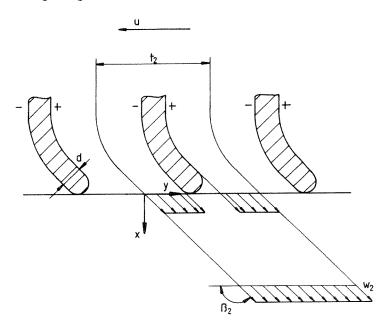


Abb. 3.10 Kontrollvolumen an der Hinterkante

Man erhält dann aus der Massen- und der Impulsbilanz folgende Beziehung für die Verlustenthalpie

$$\Delta h_d = \left[\boldsymbol{\varepsilon} \cdot \frac{d}{t_2 \cdot \sin \boldsymbol{\beta}_2} + \left(\frac{d}{t_2 - \frac{d}{\sin \boldsymbol{\beta}_2}} \right)^2 \right] \cdot \frac{w_2^2}{2}$$
 (3.19).

Physikalisch kann man obige Gleichung so interpretieren, daß die turbulente Umströmung der Hinterkante einerseits zu einem Verlust infolge eines Hinterkantenunterdruckes (erster Term in eckiger Klammer) und andererseits wegen der plötzlichen Querschnittserweiterung zu einem Carnot'schen Stoßverlust führt (zweiter Term in eckiger Klammer).

Unmittelbar nach der Hinterkante bildet sich ein Gebiet aus, in dem ein gegenüber der ungestörten Abströmung verminderter statischer Druck herrscht. Das gilt prinzipiell auch für die laminare Umströmung, nur geht diese Tatsache aus der Modellbildung dort nicht hervor. Die sich ergebende Druckdifferenz Δp kann man folgendermaßen ausdrücken

$$\Delta p = \varepsilon \cdot \frac{\rho \cdot w_2^2}{2} \tag{3.20}.$$

Darin liegt ϵ nach Angaben von BAMMERT [11] und DENTON [12] zwischen 0.15 und 0.2 . Die unterschiedlichen Werte ergeben sich u.a. aus unterschiedlichen Hinterkantengeometrien.

3.2.1.4 Verluste infolge Reynolds- und Machzahleinfluß

Die **Reynoldszahl** ist einer der wichtigsten Parameter zur Beschreibung der reibungsbehafteten Strömung. Sie gibt an, ob es sich um eine laminare oder turbulente Strömung an.

Betrachtet man konkret die Durchströmung eines Rohres, dann findet auch hier bei einer bestimmten Reynoldszahl in der Grenzschicht ein Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömungsform statt (Abbildung 3.11).

Die Reynoldszahl ist für ein Rohr mit hydraulischem Durchmesser D_H und mittlerer Geschwindigkeit w folgendermaßen definiert

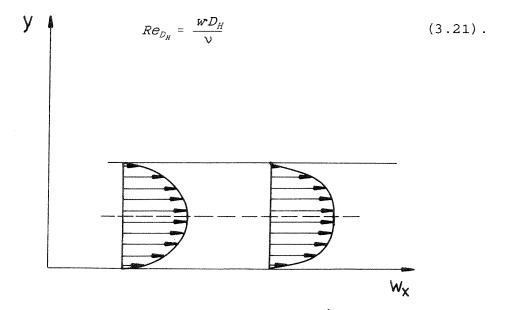


Abb. 3.11 Grenzschichtprofile laminar/turbulent

Einen großen Einfluß auf die Höhe des Reibungswiderstandes hat die Oberflächenrauhigkeit. Entscheidend ist dabei die relative Rauhigkeit, worin die absolute Rauhtiefe k auf eine charakteristische Länge bezogen wird, z.B. $D_{\rm H}$.

Dazu kann man von der Überlegung ausgehen [15], daß jede Oberfläche von einer laminaren Schicht überzogen ist, bei turbulenter Grenzschicht von einer Unterschicht. Durchstoßen Rauhigkeitsspitzen diese laminare Unterschicht, dann führt deren Formwiderstand zu einem überhöhten Reibungswiderstand des gesamten Rohres. Dieser Formwiderstand kann bei großer relativer Rauhigkeit so weit führen, daß der Widerstandsbeiwert dann nur mehr von $\frac{k}{D_{\! H}}$ abhängt (Abbildung 3.4).

Es läßt sich also für den Fall des hydraulisch glatten Rohres der Reibungsbeiwert C_f im laminaren und im turbulenten Fall als eine Funktion C_f = C_f (Re) angeben, für geringe relative Rauhigkeiten im turbulenten Fall als C_f (Re, $\frac{\pmb{k}}{\pmb{D}_H}$) und für große relative Rauhigkeiten als C_f ($\frac{\pmb{k}}{D_H}$).

In Radialturbinengittern befindet man sich in der Regel im Bereich der turbulenten Strömung bei geringer Rauhigkeit. Es ist jedoch darauf zu achten, daß sich die Oberflächenrauhigkeit im Betrieb vergrößert, wenn sich Partikel an den Schaufeln ablagern (Abgasturbolader).

Verluste infolge hoher Machzahlen kommen zustande, wenn z.B. Verdichtungsstöße auftreten. Diese Verdichtungsstöße haben einerseits eine direkte Auswirkung in Form einer Entropiezunahme über den Stoß, andererseits können sie Ablösungen in der Grenzschicht verursachen wegen des plötzlichen Druckanstieges. Dies führt wiederum zu einer Erhöhung des Profilverlustes.

In Radialturbinen ist aus bereits genannten Gründen in der Regel keine Machzahlkorrektur notwendig.

3.2.2 Randverlust

3.2.2.1 Randreibungsverlust

Der Randreibungsverlust entsteht analog zum Profilverlust durch Reibung an Naben- und Gehäusewand. Dabei bewegen sich die Fluidteilchen an der Nabe mit der Relativgeschwindigkeit w auf einer Relativbahn, die dieselbe Richtung hat wie eine Relativbahn in einem Mittelschnitt (Abbildung 3.12).

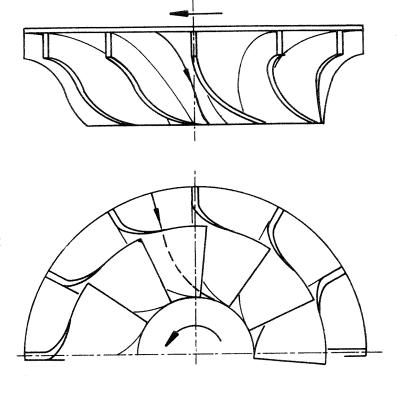


Abb. 3.12 Bahn eines Fluidteilchens relativ zum Laufrad

An der Gehäusewand würden sich die Fluidteilchen mit der Absolutgeschwindigkeit c entlang einer Absolutstrombahn wie in Abb. 3.13 bewegen, wenn keine störende Wirkung der Schaufeln vorhanden wäre.

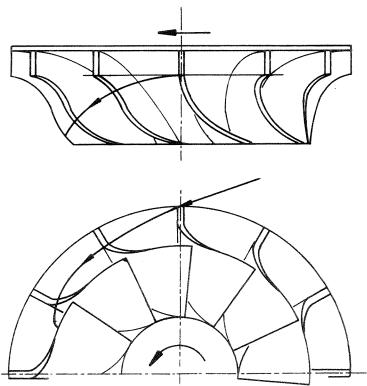


Abb. 3.13 Bahn eines Fluidteilchens relativ zum Gehäuse

Da jedoch über den Einfluß der Schaufelspalte auf die Absolutstrombahn keine Aussage gemacht werden kann, kann hier auch die wahre Länge dieser Bahn nicht bestimmt werden.

Für die Anwendung des Rohrmodells ist jedoch die Kenntnis dieser charakteristischen Größe von Bedeutung. Eine mögliche Abhilfe schafft folgende Vorgangsweise. Man betrachtet das Laufrad abgedeckt und zieht wie bei der Bestimmung des Profilverlustes die Gleichung für die Rohrreibung mit relativen Größen heran, wobei der hydraulische Durchmesser ein anderer ist

$$\Delta h_f = C_{fRand} \cdot \frac{L_H}{D_H} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4}$$
 (3.22).

3.2.2.2 Sekundärverlust

Die Ursache für den Sekundärverlust in Schaufelgittern sind Sekundärströmungen. Die Sekundärströmungen umfassen jene Strömungen, die abweichend von der Hauptströmungsrichtung im Schaufelkanal auftreten. Sie entstehen, wenn durch die Wandreibung auf die langsameren Fluidteilchen in Wandnähe ein Druckgradient normal auf die Hauptströmungsrichtung wirkt. Die Ursache für diesen Druckgradienten, der den Teilchen eine Beschleunigung normal auf die Hauptströmungsrichtung erteilt, ist bei Radialturbinenleiträdern allein durch die Umlenkung gegeben. Im Turbinenlaufrad kommt der Druckgradient einerseits durch die Umlenkung, sowohl von der radialen in die axiale Richtung als auch in Umfangsrichtung, und andererseits durch die Coriolisbeschleunigung $\vec{a}_{\mathcal{C}} = 2 \cdot \vec{\omega} \times \vec{w}$ zustande.

Zunächst wird versucht, die auftretenden Sekundärströmungen zu erfassen und in möglichst übersichtlicher Form darzustellen. Zu diesem Zweck wird das Laufrad in drei Regionen unterteilt (Abbildung 3.14), da sich die Sekundärströmungen aufgrund von Rotations- und Krümmungseinfluß im Verlauf der Strömung durch den Kanal verändern. In der Radialturbine sind dabei die Radial - Axial - Krümmung und die Krümmung des Strömungskanales in die Umfangsrichtung zu unterscheiden.

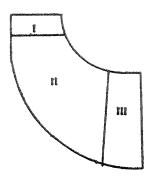


Abb. 3.14 Unterteilung des Strömungskanales

- Radial beschaufelter Eintrittsbereich:

Im radialen Eintrittsteil ist die Tangentialkomponente der Coriolisbeschleunigung sehr groß. Diese Komponente allein erzeugt einen Druckgradienten, da noch keine Umlenkung erfolgt (Abbildung 3.15).

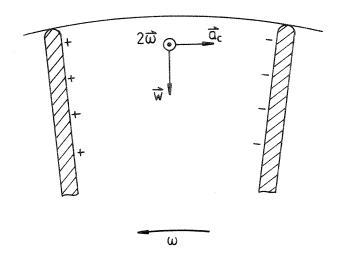


Abb. 3.15 Laufradeintritt

$$\vec{a}_C = 2 \cdot \vec{\omega} \times \vec{w} \tag{3.23}$$

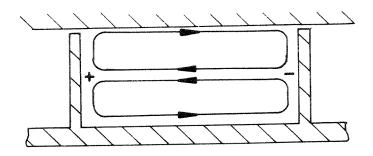


Abb. 3.16 Sekundärströmung im Eintrittsbereich

Der Druckgradient wirkt zwischen den Schaufeloberflächen und treibt daher die nabenwandnahe Strömung von der Druck- zur Saugseite (Abbildung 3.16). Zusätzlich wird die Sekundärströmung an der Gehäusewand durch die Relativbewegung der Wand verstärkt.

- Bereich der Radial - Axial - Krümmung:

In dem Bereich II treten Sekundärströmungen aufgrund von Rotations- und Krümmungseffekten auf. Die Sekundärströmung aus der Radial - Axial - Krümmung treibt die Fluidteilchen von der Nabenwand zur Gehäusewand, da diesmal ein Druckgradient von der Nabe zum Gehäuse wirkt. Gleichzeitig wird diejenige Sekundärströmung abgeschwächt, die Medium von der Druck- zur Saugseite transportiert, da die radiale Komponente von \vec{w} sich verringert und somit die Coriolisbeschleunigung abnimmt (Abbildung 3.17).

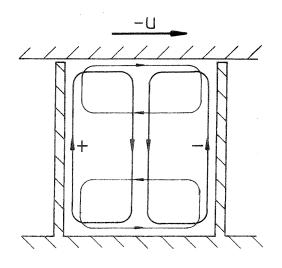


Abb. 3.17 Sekundäreffekte im Bereich II

Aus der Überlagerung dieser beiden Sekundäreffekte entsteht im wesentlichen folgende resultierende Sekundärströmung (Abb. 3.18).

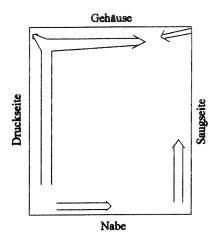


Abb. 3.18 Sekundärströmung im Bereich II [24]

- Laufradaustrittsbereich:

Die Sekundärströmungen erfolgen wieder wegen Krümmungs- und Rotationseffekten. Einerseits wird durch einen Druckgradienten zwischen Naben- und Gehäusewand wandnahes Medium transportiert (Abbildung 3.19),

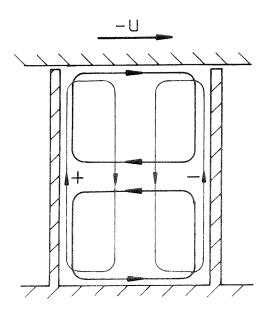


Abb. 3.19 Sekundäreffekte im Bereich III

andererseits wird Fluid aufgrund der Umlenkung in Umfangsrichtung von der Druck- zur Saugseite bewegt.

Die zweite Sekundärströmung überwiegt.

Das Zusammenwirken dieser beiden wesentlichen Strömungen inklusive der Spaltströmung zeigt Abbildung 3.20 .

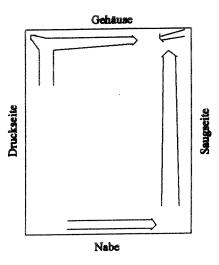


Abb. 3.20 Sekundärströmungen im Bereich III [24]

Es können diese Erscheinungsformen summarisch in entsprechenden Korrelationen zusammengefaßt werden.

Daher wird in Folge versucht, einzelne Effekte durch verschiedene Korrelationen zu erfassen und daraus den gesamten Sekundärverlust zusammenzusetzen. Dazu werden auch Verlustkorrelationen aus dem Axialturbinenbau herangezogen.

Der Laufradeintrittsbereich I kann näherungsweise als ein rotierender Teil eines geraden Rohres modelliert werden.

Es gibt Untersuchungen, die über die Sekundärverluste in rotierenden Rohren Auskunft geben [31]. Allerdings ist ihre Anwendung hier problematisch, da sie alle ausgebildete Strömung im Rohr voraussetzen. Der Laufradeintrittsbereich ist aber zu kurz, um eine voll ausgebildete Strömung zuzulassen. Außerdem decken die Reynoldszahlen aus Versuchen, z.B. nach [31], nicht den Bereich ab, der in Radialturbinen von Bedeutung ist. Eine mögliche Ursache könnte in erschwerten Versuchsbedingungen liegen.

Für den Bereich II wird die Korrelation von WHITE [18] herangezogen, die den Widerstand eines gekrümmten Viertelkreisrohres infolge der Sekundärströmungen wiedergibt (siehe Kap. 4.3.6.2). Der Laufradaustrittsbereich III läßt sich wahrscheinlich am besten mit Korrelationen aus dem Axialturbinenbau beschreiben. Eine umfassende Zusammenfassung von Sekundärverlustkorrelationen,

die dort Anwendung finden, stammt von WATZLAWICK [13]. Darin sind einige bewährte Beziehungen enthalten.

Es wird hier jene von TRAUPEL [16] ausgewählt, die auch eine Abhängigkeit vom Profilverlust beinhaltet. Sie lautet

$$\xi_{ST} = \frac{\xi_P}{\xi_{P0}} \cdot F \cdot \frac{t}{b} \tag{3.24}.$$

Darin steht ξ_{P0} für den Profilgrundverlust, ξ_P für den gesamten Profilverlust, $\frac{t}{b}$ ist das Verhältnis von Schaufelteilung zu Schaufellänge und F ein Umlenkfaktor, der aus folgendem Diagramm hervorgeht (Abb. 3.21).

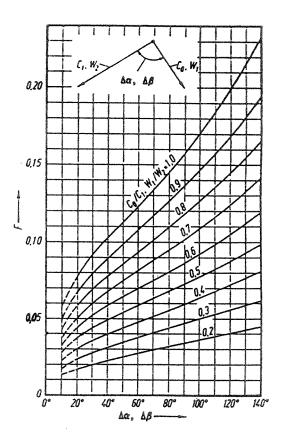


Abb. 3.21 Umlenkfaktor F nach [16]

Eine empirische Verlustkorrelation für den gesamten Strömungskanal gibt RODGERS [14] an. Sie entstand aus Messungen an einer Radialturbine.

$$\Delta h_k = \frac{\frac{b_1}{r_1} + \frac{b_2}{r_1}}{1 - \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{2}$$
 (3.25)

b₁ ... Schaufelhöhe am Laufradeintritt

b, ... Schaufelhöhe am Laufradaustritt

r₁ ... Radius am Laufradeintritt

r2 ... mittlerer Radius am Austritt

Diese Beziehung wurde von WHITFIELD [19] abgeschwächt zu

$$\Delta h_k = 0.5 \cdot \frac{\frac{b_1}{r_1} + \frac{b_2}{r_1}}{1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{2}$$
 (3.26).

3.3 Spaltverlust

Radialturbinen für Abgasturbolader, einem der Hauptanwendungsgebiete, werden aus schon genannten Überlegungen meistens mit freiendenden Schaufeln ausgeführt.

Aus Gründen der Betriebssicherheit ist eine bestimmte Spaltweite zwischen Laufradschaufel und Gehäuse einzuhalten. Dieser konstruktiv gegebene Spalt ist nun Ursache für Spaltströmungen und daraus resultierenden Spaltverlusten (Die Spaltverluste, die bei verstellbaren Leitschaufelreihen auftreten können, werden in Folge vernachlässigt. Aufgrund der geringen Relativbewegung kann die Spaltweite entsprechend klein gehalten werden.)

Unter verschiedenen Spaltverlustmodellen erscheinen jene Modelle für die Anwendung in Radialturbinen am geeignetsten, die einen Zusammenhang zwischen der Abnahme an innerer Leistung ΔP_i und dem Spaltmassenstrom $\dot{m}_{\rm SP}$ herstellen.

Wenn man davon ausgeht, daß der Spaltmassenstrom keinen Beitrag zur Umfangsleistung liefert, läßt sich folgender Zusammenhang angeben

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}} \tag{3.27} .$$

Die Aufgabe der Bestimmung der Spaltverlustarbeit(-enthalpie) beschränkt sich damit auf die Bestimmung des Spaltmassenstromes

$$\Delta a_{sp} = a_u \cdot \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}} \tag{3.28}.$$

Zur Bestimmung des Spaltmassenstromes werden nun mehrere Modelle herangezogen. Das einfachste Modell ist folgendes (Abb. 3.22)

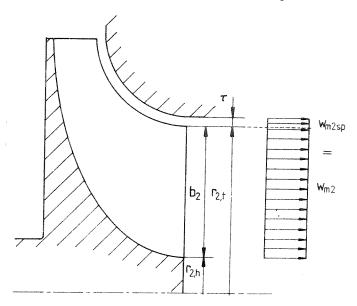


Abb. 3.22 Einfachstes Spaltverlustmodell

Der Spaltmassenstrom \dot{m}_{sp} wird genauso wie der Hauptmassenstrom umgelenkt, verrichtet jedoch keine Arbeit. Dann ergibt sich \dot{m}_{sp} zu

$$\dot{m}_{sp} = \rho_2 \cdot 2 \cdot r_{2,t} \cdot \pi \cdot \tau \cdot w_{m2}$$
 (3.29),

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot (r_{2,t}^2 - r_{2,h}^2) \cdot \pi \cdot w_{m2} \tag{3.30}.$$

Also ist

$$\frac{\dot{m}_{spid}}{\dot{m}} = \frac{2}{1 + \frac{r_{2,h}}{r_{2,t}}} \cdot \frac{\mathbf{r}}{\dot{b}_2}$$
 (3.31).

Ein zweites, feineres Modell stammt von BAMMERT [11], Abb. 3.23 , und muß erst auf die Verhältnisse in einer Radialturbine abgestimmt werden.

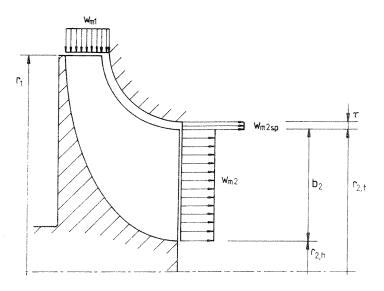


Abb. 3.23 Verfeinertes Spaltverlustmodell

Er trifft zwei wesentliche Voraussetzungen.

1. Annahme:

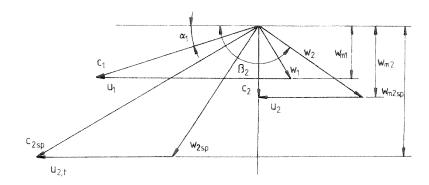


Abb. 3.24 Geschwindigkeitsdreieck mit Spalt (Radialturbine)

In der Axialturbine bleibt das Impulsmoment (Drall) und somit, wenn der Radius r als Abstand von der Drehachse konstant angenommen wird, die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u bzw. der Relativgeschwindigkeit w_u im Spalt erhalten, da die Spaltströmung keine Umfangsarbeit a_u verrichtet. Ebenso kann man in der Radialturbine annehmen, daß der Drall im Spalt konstant bleibt, wobei r hier nicht konstant bleibt.

$$r_1 \cdot c_{u2sp} = r_{2,t} \cdot c_{u2sp} \tag{3.32}$$

Darin ist $C_{ulsp} = C_{ul}$.

2. Annahme:

Die Zustandsänderung der Fluidteilchen im Spalt erfolgt unter dem gleichen Druckverhältnis wie jene der Hauptströmung und soll auf den gleichen Zustandsendpunkt führen.

Mit diesen beiden Annahmen sind die Geschwindigkeitsdreiecke für den Radialspalt bestimmt.

Die Expansion in der Radialturbine läßt sich folgendermaßen darstellen (Abbildungen 3.25 und 3.26).

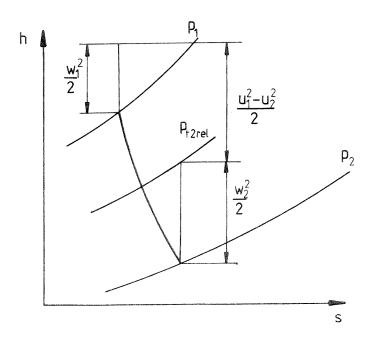


Abb. 3.25 h - s - Diagramm der Hauptströmung

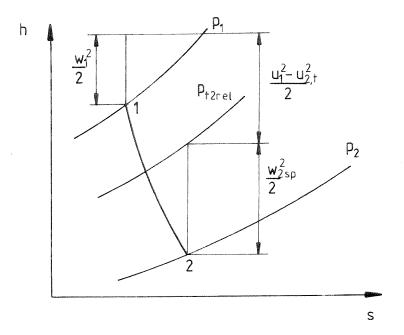


Abb. 3.26 h - s - Diagramm der Spaltströmung

Mit der Durchflußzahl $\phi_{\text{2}} = \frac{\textit{W}_{\textit{m2}}}{\textit{u}_{\text{2}}}$ erhält man für den Spaltverlustbeiwert

$$\frac{\dot{m}_{spid}}{\dot{m}} = \frac{2}{1 + \frac{I_{2,h}}{I_{2,t}}} \cdot \frac{\tau}{\dot{b}_2} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin^2 \beta_2} - \frac{1}{\phi_2^2} - \left(\frac{I_1}{I_{2,t}}\right)^2 \cdot \cot^2 \alpha_1 \cdot \frac{w_{ml}^2}{w_{m2}^2} + 2 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot \cot \alpha_1 \cdot \frac{w_{ml}}{w_{m2}} \cdot \frac{1}{\phi_2}}$$
(3.33).

Der tatsächliche Spaltmassenstrom ist noch abhängig von der Geometrie der Schaufelspitze, der Relativbewegung der Wand und der Reynoldszahl der Spaltströmung. Diese Abweichung vom wahren Spaltstrom wird häufig in der Form eines Durchflußbeiwertes angegeben

$$C_D = \frac{\dot{m}_{SD}}{\dot{m}_{SDid}} \tag{3.34}.$$

BAMMERT [11] schlägt einen Wert von $C_{\rm D}$ = 0.5 vor.

3.4 Zusatzverluste im Laufrad

3.4.1 Radseitenreibungsverlust

Der Radseitenreibungsverlust zählt ebenfalls zu den inneren Verlusten. Da sich Fluid im Spalt zwischen Laufradrückseite und Gehäuse befindet, verursacht es an der Radoberfläche Reibungsverluste.

Im vereinfachten **Modell** kann man den Reibungsverlust ermitteln, wenn man eine Scheibe in einem feststehenden Gehäuse rotieren läßt (Abbildung 3.27)

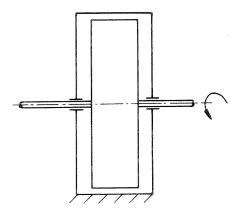


Abb. 3.27 Scheibe in Gehäuse

Es ist zu berücksichtigen, daß im Radialturbinenlaufrad nur eine Seite benetzt wird.

Aufgrund der inneren Reibung des Fluids ergeben sich Schubspannungen. Das Fluid kann dabei als ein Newton`sches Fluid betrachtet werden. An der Wand herrscht demnach eine Schubspannung $\tau_{\scriptscriptstyle W} = \mu \cdot (\frac{\partial \scriptscriptstyle W}{\partial y})_{\scriptscriptstyle W} \ .$ Für ein kreisringförmiges Oberflächenelement ergibt sich folgende resultierende Kraft

$$dF = \tau_f dO \tag{3.35}$$

mit $dO = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr$.

Die Reibungsschubspannung wird nun folgendermaßen angesetzt

$$\tau_f = C_f \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \tag{3.36}$$

mit $w = r \cdot \omega$ als Tangentialkomponente der örtlichen Geschwindigkeit

an der Scheibe. Die Radialkomponente wird vernachlässigt.

 C_f ist der örtliche Reibungsbeiwert. Damit wirkt ein örtliches Reibungsmoment von dM = dF r .

Bildet man das Moment an der gesamten Scheibenseite durch Integration von Wellenradius $r_{\scriptscriptstyle W}$ bis Außenradius $r_{\scriptscriptstyle 1}$, dann erhält man

$$M = C_f \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \pi \cdot \frac{\left[1 - \left(\frac{r_W}{r_1}\right)^5\right]}{5} \cdot r_1^5$$
 (3.37).

Für $r_w << r_1$ ergibt sich

$$M = \frac{C_f \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \pi \cdot r_1^5}{5} \tag{3.38}.$$

Die Reibleistung ergibt sich zu P $_{\rm f}$ = $M \cdot \! \omega$.

Häufig wird statt des Reibungsbeiwertes $C_{\rm f}$ der Momentenbeiwert $C_{\rm M}$ angegeben, der sich wie folgt ergibt

$$C_M = \frac{2\pi}{5} \cdot C_f \tag{3.39}.$$

Der Wert von C_M hängt nun von der Reynoldszahl $Re = \frac{u_1 \cdot r_1 \cdot \rho_1}{\mu}$ und von der relativen Spaltweite $\frac{\varepsilon}{r_1}$ ab. Bildet man die Verlustleistung mit $P_f = \dot{m} \cdot \Delta h_f$, dann ergibt sich die Verlustenthalpie zu

$$\Delta h_f = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_M \rho \, \omega^3 \cdot r_1^5}{\dot{m}} \tag{3.40} .$$

DAILY und NECE [25] unterscheiden vier verschiedene Strömungszustände (flow regimes) im Spalt, nach denen sich dann auch die Bildung von C_{M} ausrichtet.

- Regime I:

Es herrscht laminare Strömung in einem engen Spalt, d.h. die beiden Grenzschichten an Gehäusewand und Radrückseite sind zusammengewachsen. Somit ergibt sich ein annähernd linearer Tangentialgeschwindigkeitsverlauf über den Spalt (Abb. 3.28).

$$C_{M} = \frac{2\pi}{(\varepsilon/r_{1}) \cdot Re}$$
 (3.41)

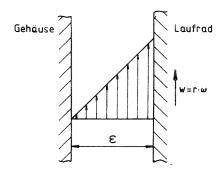


Abb. 3.28 Geschwindigkeitsprofil zu Regime I [25]

- Regime II:

Es herrscht laminare Strömung vor, aber die axiale Spaltweite ist größer als die Gesamtdicke der beiden Grenzschichten. Ein 'reibungsfreier' Kern bewegt sich mit halber Winkelgeschwindigkeit $\frac{\omega}{2}$ zwischen den beiden Randschichten (Abbildung 3.29). Der Momentenbeiwert ergibt sich zum Teil aus dem Experiment zu

$$C_{M} = \frac{3.70 \cdot (\varepsilon/r_{1})^{0.1}}{Re^{0.5}} \tag{3.42}.$$
 Gehäuse

Abb. 3.29 Geschwindigkeitsprofil zu Regime II [25]

- Regime III:

Die Strömung ist turbulent in einem engen Spalt. Sie stellt im wesentlichen das Gegenstück zum Regime I dar (Abbildung 3.30).

$$C_M = \frac{0.080}{(\varepsilon/r_1)^{1/6} \cdot Re^{1/4}}$$
 (3.43)

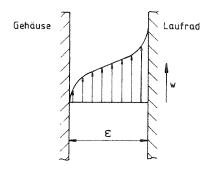


Abb. 3.30 Geschwindigkeitsprofil zu Regime III

- Regime IV:

Die Strömung ist turbulent und die Grenzschichten sind aufgrund der größeren Spaltweite getrennt, sodaß sich in der Mitte wieder eine rotierende Kernzone ausbildet. Die Ausbildung der Kernzone in dieser speziellen Form hat ebenso wie im laminaren Fall Ursachen im räumlichen Charakter der Spaltströmung (Abb. 3.31).

$$C_{M} = \frac{0.102 \cdot (\varepsilon/r_{1})^{0.1}}{Re^{0.2}}$$
 (3.44)

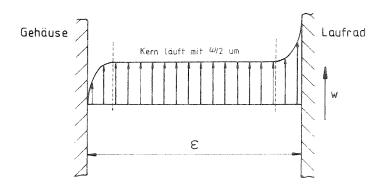


Abb. 3.31 Geschwindigkeitsprofil zu Regime IV [25]

Liegt bei gegebenem Spalt eine Strömung mit bestimmter Reynoldszahl vor, so kann dieser Strömung eindeutig ein Regime bzw. ein Momentenbeiwert zugeordnet werden. Dies geht auch aus folgendem Diagramm hervor (Abbildung 3.32).

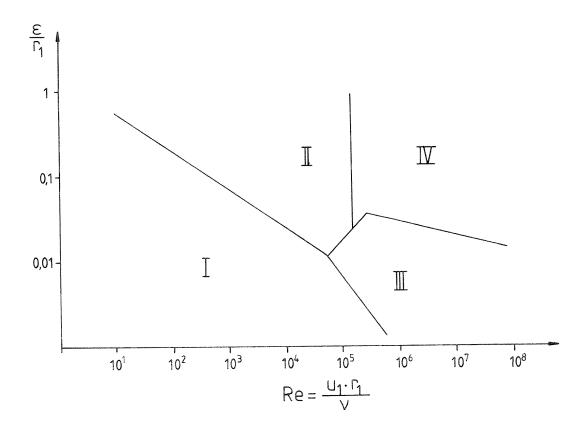


Abb. 3.32 Gültigkeitsbereich der verschiedenen Regime

Die Grenzkurven ergeben sich, wenn man aus den Diagrammen von DAILY et. alt. [25] die Knickpunkte, denen eine bestimmte Reynoldszahl und ein Verhältnis von $\frac{\varepsilon}{r_1}$ zugeordnet ist, überträgt.

3.5 Verluste im Leitrad

Die Verluste im Leitrad werden mit ähnlichen Korrelationen beschrieben wie jene im Laufrad. Ein wesentlicher Unterschied besteht darin, daß die Relativgrößen durch Absolutgrößen ersetzt werden

Im Leitrad treten folgende Verluste auf, wenn man wieder von instationären Effekten absieht:

Profilverlust: - Profilgrundverlust

- Inzidenzverlust

- Hinterkantenverlust

Randverlust: - Randreibungsverlust

- Sekundärverlust

Der Inzidenzverlust wird mit einer Korrelation beschrieben, die aus einem anderen Modell als im Laufrad hervorgeht. Der Verlustmechanismus ist, da keine Rotationseffekte auftreten, nämlich ein anderer.

Zur Bestimmung des **Sekundärverlustes** wird wieder die Korrelation von TRAUPEL [16] verwendet, wobei sie nach WATZLAWICK [13] abgeschwächt wird (vgl. Kapitel 4.3.6.2).

Der **Spaltverlust** kann angesichts der üblichen relativen Spaltweiten vernachlässigt werden.

3.5.1 Inzidenzverlust

Das Leitgitter einer Radialturbine hat etwa folgendes Aussehen (Abbildung 3.33).

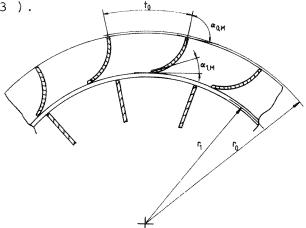


Abb. 3.33 Leitgitter einer Radialturbine (schematisch)

Da das Leitrad ruht und auch keine Fächerung aufweist, läßt es sich für eine theoretische Behandlung in ein ebenes Gitter transformieren.

Daher sind auch die Verlustkorrelationen, die man aus Tests an ebenen Schaufelgittern erstellte, direkt anwendbar.

Umfassende und aktualisierte Korrelationen stammen von MOUSTAPHA et alt. [28]. Sie verbesserten die (weitverbreiteten) Beziehungen von AINLEY und MATHIESON [29] anhand von Versuchsdaten aus über 30 Turbinenkaskaden und gaben schließlich zwei Korrelationen für den Profilinzidenzverlust und den Sekundärinzidenzverlust an. Hier wird davon ausgegangen, daß die Sekundärinzidenzverlustkorrelation keine höhere Genauigkeit bringt. Daher wird in weiterer Folge nur die Inzidenzverlustkorrelation angewandt, die nach [28] den Einfluß auf den Profilverlust wiedergeben soll. Mit den eingeführten geometrischen Größen lautet sie

$$\xi = 1 - B \cdot (\frac{d_S}{t})^{-1.6} \cdot (\frac{\sin \beta_0}{\sin \beta_1})^{-2} \cdot [\alpha_0 - \beta_{0,M}] + C \cdot (\frac{d_S}{S})^{-3.2} \cdot (\frac{\sin \beta_0}{\sin \beta_1})^{-4} \cdot [\alpha_0 - \beta_{0,M}]^2 \quad (3.45)$$

$$B = 5.1734 \times 10^{-6}$$

$$C = 7.6902 \times 10^{-9}$$

Als zusätzlicher Parameter geht der Schaufelspitzendurchmesser d_s

ein. Es wird hier als Maß für die Abweichung der Anströmung die Differenz zwischen absolutem tatsächlichen Anströmwinkel α_1 und Metallwinkel $\beta_{\text{1,M}}$ gewählt.

4. MODIFIZIERUNG DER VERLUSTKORRELATIONEN

Eine Veränderung der Verlustkorrelationen ist in der Hinsicht sinnvoll, daß ein einheitliches Verlustmaß gefunden werden soll. Dies ermöglicht erst einen Vergleich der Höhe der Verluste untereinander.

Eine dimensionslose Darstellung erscheint im Endeffekt sinnvoll und sogar notwendig, um die Anzahl der Variablen zu reduzieren. Es sollen zunächst die verschiedenen Verlustmaße, die in Verwendung sind, definiert und beschrieben werden. Es wird sich dann zeigen, daß nur wenige zur Beschreibung der Verluste in Radialturbinen geeignet sind.

4.1 Häufig verwendete Verlustmaße

4.1.1 Der Totaldruckverlust:

In einem **feststehenden** Schaufelgitter bleibt bei adiabater Expansion die Totalenthalpie h_t konstant. Aufgrund von Reibung, etc. kommt es zu einem Totaldruckverlust (Abb. 4.1)

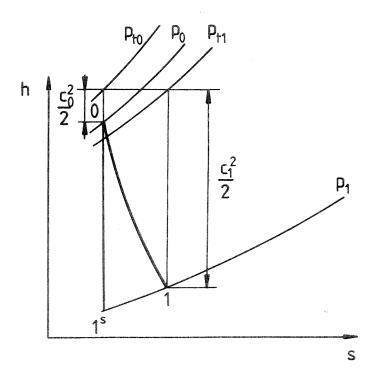


Abb. 4.1 Totaldruckverlust

In dimensionsloser Form läßt er sich als Totaldruckverlustbeiwert darstellen.

$$\zeta = \frac{p_{t\theta} - p_{tl}}{\rho \cdot \frac{C_1^2}{2}}$$
 inkompressibel (4.1)

$$\zeta = \frac{p_{t0} - p_{t1}}{p_{t1} - p_1}$$
 kompressibel (4.2)

Im bewegten Gitter kommt es ebenfalls zu einer Totaldruckänderung. Allerdings kann diese nicht zur Gänze den Verlusten zugeschrieben werden (Abbildung 4.2).

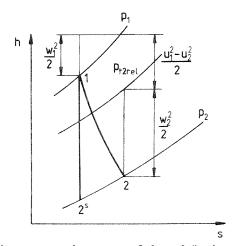


Abb. 4.2 h - s Diagramm der Totaldruckänderung im Laufgitter

Es kommt schon allein durch die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit zu einer Änderung des relativen Totaldruckes p_{t2rel} . Daher ist in Radialmaschinen die Differenz p_{t1rel} - p_{t2rel} bzw. dimensionslos

$$\zeta = \frac{p_{t1rel} - p_{t2rel}}{\rho \cdot \frac{w_2^2}{2}}$$
 inkompressibel (4.3)

$$\zeta = \frac{p_{t1rel} - p_{t2rel}}{p_{t2rel} - p_2}$$
 kompressibel (4.4)

kein geeignetes Maß zur Beschreibung der Verluste.

4.1.2 Die statische Verlustenthalpie Ah,

Die statische Verlustenthalpie ist die Differenz aus der statischen Enthalpie am Ende einer allgemeinen und derjenigen nach einer isentropen Zustandsänderung. Für das ruhende Gitter gilt

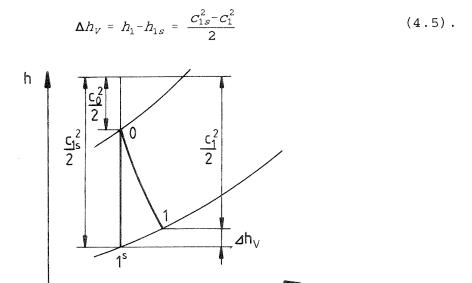


Abb. 4.3 h - s Diagramm der Expansion im Leitgitter

In dimensionsloser Form lautet der Verlustenthalpiebeiwert

$$\xi = \frac{\Delta h_V}{\frac{C_{1s}^2}{2}} \tag{4.6}$$

Für das Laufgitter gilt

$$\Delta h_V = h_2 - h_{2s} = \frac{w_{2s}^2 - w_2^2}{2} \tag{4.7}$$

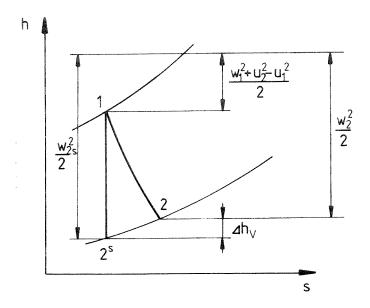


Abb. 4.4 h - s Diagramm der Expansion im Laufgitter (Relativ-system)

Die Verlustenthalpie ist zwar nicht direkt meßbar wie etwa der Totaldruckverlust, sie ist jedoch in diesem Fall ein direktes Maß für die Verluste.

4.1.3 Die Entropiezunahme As

Die Entropiezunahme läßt sich im Leitgitter folgendermaßen angeben: $\Delta s = s_1 - s_0$ (Abbildung 4.5)

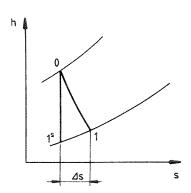


Abb. 4.5 h - s Diagramm der Expansion im Leitgitter

Analoges gilt für das Laufgitter: $\Delta s = s_2 - s_1$ Die Entropiezunahme ist ebenfalls nicht direkt meßbar.

4.2 Festlegung eines einheitlichen Verlustmaßes

Da das Verlustmaß Totaldruckverlust aus bereits genannten Gründen ungeeignet erscheint und die Entropiezunahme als Verlustmaß eher selten verwendet wird, wird das Maß Verlustenthalpie beibehalten. Die Darstellung der Verluste sollte, wenn möglich, dimensionslos erfolgen. Daher werden alle folgenden Verlustkorrelationen einheitlich in Form von Verlustenthalpiebeiwerten ξ angegeben. Für das Laufrad gilt dann beispielsweise

$$\xi = \frac{\Delta h_V}{\frac{w_{2s}^2}{2}} = 1 - \frac{w_2^2}{w_{2s}^2} \tag{4.8}.$$

In dieser Form der Darstellung werden die einzelnen Verlustenthalpien auf $\frac{w_{2s}^2}{2}$ bezogen, da diese Größe, unabhängig von den Verlusten, konstant bleibt. Einige Verlustkorrelationen werden jedoch mit $\frac{w_2^2}{2}$ gebildet, wobei die Gründe dafür in der Modellbildung liegen (z.B. Profilgrundverlust). Man kann aber annehmen, daß die einzelnen Verluste klein gegen 1 sind und daher in diesen Korrelationen

$$\frac{w_2^2}{w_{2s}^2} \approx 1 \tag{4.9}$$

setzen, wenn man sie dimensionslos macht. Entsprechendes gilt für das Leitrad.

Andere Verlustmaße können in obiges umgerechnet werden. Eine Umrechnung erfordert die Kenntnis der Machzahl [21]. Unter Umständen kann ihr Einfluß aber vernachlässigt werden.

4.3 Abhängigkeit der Verlustkorrelationen von wichtigen geometrischen und aerodynamischen Kenngrößen

4.3.1 Geometrische Kenngrößen

- Radienverhältnisse $rac{r_0}{r_1}$, $rac{r_1}{r_{2,\,t}}$, $rac{r_{2,\,h}}{r_{2,\,t}}$
- Schaufelwinkel $\alpha_{\scriptscriptstyle 1}$, $\beta_{\scriptscriptstyle 1}$, $\beta_{\scriptscriptstyle 2}$
- relative Hinterkantendicke $\frac{d}{t_2}$
- relative Spaltweiten $\frac{ au}{b_2}$ zwischen Schaufel und Gehäuse und $\frac{arepsilon}{r_1}$ zwischen Radrückseite und Gehäuse
- Schaufelzahl Z
- das Sehne/Teilungsverhältnis $\frac{s}{t}$ kann aus der Schaufelzahl und den Radienverhältnissen abgeleitet werden, wenn man folgende Schaufelgeometrie vorgibt (Abbildung 4.6)

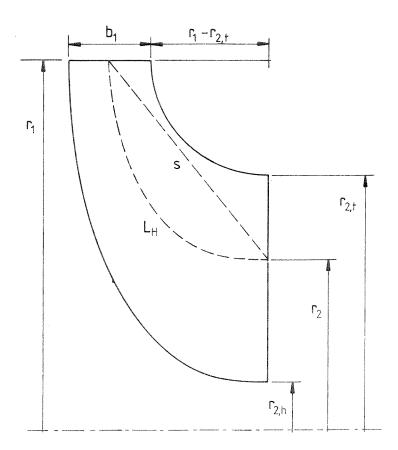


Abb. 4.6 Laufradgeometriemodell nach GLASSMAN [2]

Im Stadium der Erstauslegung sind nur die Hauptabmessungen der Turbine bekannt und man behilft sich mit einer Projektion der Schaufel in die Meridianebene. Die Schaufelkonturen werden dabei an der Nabe durch eine Ellipse und am Gehäuse durch einen Kreisbogen ersetzt.

Es wird zwar die räumliche Krümmung der Schaufel nicht mitberücksichtigt, das Verhältnis von $\frac{L_{H}}{s}$, auf das es ankommt, wird sich aller Voraussicht nach nur wenig verändern, da sich L_{H} und s bei der Projektion verkürzen (Abbildung 4.7).

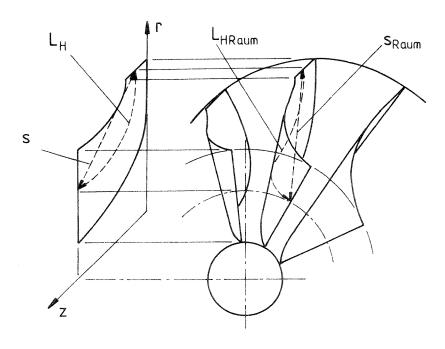


Abb. 4.7 Projektion der Laufradschaufel in eine Meridianebene

4.3.2 Aerodynamische Kenngrößen

Arbeitszahl
$$\lambda = \frac{a_U}{u_1^2}$$
 bzw. Druckzahl $\psi = \frac{a_U}{u_1^2}$.

- Durchflußzahl
$$\phi = \frac{C_m}{u}$$

Reynoldszahl Re = <u>Geschwindigkeit×charakteristische Länge</u> kinematische Zähigkeit

Man unterscheidet im Laufrad

$$Re_{D_H} = \frac{WD_H}{V}$$
 Kanalreibung (4.10)

$$Re_d = \frac{W_2 \cdot d}{V}$$
 Hinterkante (4.11)

$$Re_{r_1} = \frac{u_1 \cdot r_1}{v}$$
 Radseitenreibung (4.12).

Für das Leitrad sind die Relativgeschwindigkeiten durch Absolutgeschwindigkeiten zu ersetzen.

- Machzahl M: Man unterscheidet hier die relative Machzahl $M_{\rm w}$ und die absolute Machzahl $M_{\rm c}$. Die höchste absolute Machzahl ist am Laufradeintritt, die höchste relative am Laufradaustritt zu erwarten.
- Reaktionsgrad R_s oder R_k bzw. isentropes Geschwindigkeitsverhältnis $\frac{u}{c_s}$, wobei c_s sich ergibt, wenn man das isentrope statische Stufengefälle in Geschwindigkeitsenergie umsetzen könnte.

Stimmen bei zwei Maschinen die geometrischen Kenngrößen überein, dann sind sie geometrisch ähnlich, sind die aerodynamischen Kenngrößen überdies die gleichen, dann sind sie auch aerodynamisch ähnlich.

4.3.3 Profilgrundverlust

Ausgangspunkt war die Beziehung

$$\Delta h_f = C_f \cdot \frac{L_H}{D_H} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4} \tag{3.8}$$

Den Reibungsbeiwert erhält man in Abhängigkeit von der Oberflächenrauhigkeit und der Reynoldszahl aus dem Moody - Diagramm (Abbildung 3.4).

Es kann angenommen werden, daß die Schaufeloberflächen im Neuzustand technisch glatt sind, d.h. $k=0.001\pm0.0015$ mm nach SIGLOCH [27]. Es wird in weiterer Folge das Geometriemodell von GLASSMAN [2] übernommen, worin die Schaufelkontur sich aus der Projektion der Schaufeloberfläche auf eine Meridianebene ergibt (Abbildung 4.6).

Darin ist die Meridianstromlinie im wesentlichen Teil einer Ellipse und ihre Länge ergibt sich nach [2] zu

$$L_{H} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[(r_{1} - r_{2, t} + \frac{b_{1}}{2})^{2} + (r_{1} - r_{2, m})^{2} \right]}$$
 (4.13).

Die Sehnenlänge s der Schaufelprojektion ergibt sich laut Skizze zu

$$S = \sqrt{(r_1 - r_{2,t} + \frac{b_1}{2})^2 + (r_1 - r_{2,m})^2}$$
 (4.14).

Die charakteristische oder hydraulische Länge L_{H} der Projektion läßt sich nun in Abhängigkeit der Sehnenlänge darstellen.

$$L_H = \sqrt{\frac{\pi^2}{8}} \cdot S \approx 1.11 \cdot S$$
 (4.15)

Der mittlere hydraulische Durchmesser des Strömungskanales wird wie folgt gebildet,

$$D_{H} = \frac{D_{H1} + D_{H2}}{2} \tag{3.5}$$

mit $D_{H1} = 2 \cdot t_1$ und $D_{H2} = 2 \cdot t_2$. Eingesetzt in Gleichung (3.5) ergibt das mit $t = \frac{t_1 + t_2}{2}$

$$D_H = 2 \cdot t \tag{4.15}.$$

Schließlich soll der gesamte Ausdruck für die Verlustenthalpie dimensionslos gemacht werden. Dies geschieht unter den zusätzlichen Annahmen $w_1 = w_{lopt}$ und $w_2 = K_w \cdot w_1$. K_w gibt das Geschwindigkeitsverhältnis an. Daher folgt aus Gleichung (3.8) mit (4.8) und (4.9)

$$\xi_f = C_f \cdot \sqrt{\frac{\pi^2}{128}} \cdot \frac{s}{t} \cdot (1 + \frac{1}{K_W^2})$$
 (4.16).

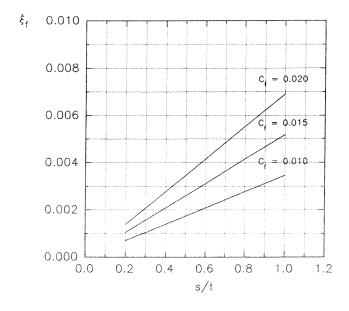


Abb. 4.8 Profilgrundverlust für K_w = 2

4.3.4 Inzidenzverlust

Die Korrelationen für den Inzidenzverlust wurden empirisch aus Versuchsergebnissen abgeleitet. Die erste wichtige Beziehung lautet

$$\Delta h_i = \frac{w_1^2 \cdot \sin^2 i}{2} \quad [20]$$

Da die Verluste unterschiedlich ausfallen, abhängig davon, ob die Laufradanströmung unter positiver (i > 0) oder negativer Inzidenz (i < 0) erfolgt, werden in der Praxis auch folgende Beziehungen benutzt.

$$\Delta h_i = \frac{w_1^2 \cdot \sin^n i}{2} \quad [26]$$

für

$$n = 2 \text{ für } i < 0$$

 $n = 3 \text{ für } i > 0$

und

$$\Delta h_i = \frac{w_1^2 \cdot (1 - \cos^n i)}{2} \quad [8]$$

für

$$n = 2.5 \text{ für i} < 0$$

 $n = 1.75 \text{ für i} > 0$

Alle diese Korrelationen lassen sich nun wieder dimensionslos darstellen. Führt man abermals den Faktor K_w ein, so erhält man unter Zuhilfenahme der Gleichungen (4.8) und (4.9)

$$\xi_{i} = \frac{1}{K_{w}^{2}} \cdot \sin^{2} i \qquad (4.17),$$

$$\xi_{i\bar{a}} = \frac{1}{K_w^2} \cdot \sin^n i \qquad (4.18),$$

und

$$\xi_{ib} = \frac{1}{K_W^2} \cdot (1 - \cos^n i)$$
 (4.19).

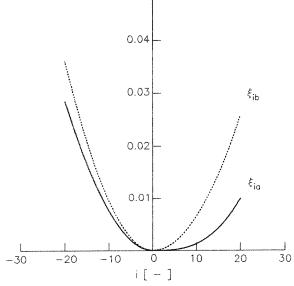


Abb. 4.9 Inzidenzverlust für i = β_{lopt} - β_{l} , K_{w} = 2

Die beiden Korrelationen (4.18), (4.19) befriedigen das Modell von SCHÖLCH [7], wonach eine Anströmung unter positiver Inzidenz zu vergleichsweise geringeren Verlusten führt als unter negativer Inzidenz, was auch experimentell bestätigt werden konnte [9].

4.3.5 Hinterkantenverlust

Formt man die Verlustenthalpie Δh_d mit den Gleichungen (4.8) und (4.9) wieder in einen Verlustbeiwert um, dann ergibt sich

$$\xi_{d} = \boldsymbol{\varepsilon} \cdot \frac{d}{t_{2} \cdot \sin \boldsymbol{\beta}_{2}} + \left(\frac{\frac{d}{t_{2} \cdot \sin \boldsymbol{\beta}_{2}}}{1 - \frac{d}{t_{2} \cdot \sin \boldsymbol{\beta}_{2}}} \right)^{2} \cdot \sin^{2} \boldsymbol{\beta}_{2}$$
 (4.20).

Der erste Term auf der rechten Seite stellt den Hinterkantenunterdruckverlust dar. Der Wert für ϵ hängt von der Hinterkantenform und von der Umlenkung ab. Er liegt aber nach Angaben von DENTON [12] und BAMMERT [11] in der Regel zwischen 0.15 und 0.20. Der zweite Term auf der rechten Seite stellt den Carnot'schen Stoßverlust dar, der aufgrund der Querschnittserweiterung auftritt. Für $\frac{d}{t_2}$ < 0.05 ist er klein im Verhältnis zum Unterdruckverlust, für große Hinterkantendicken überwiegt er (Abb. 4.11).

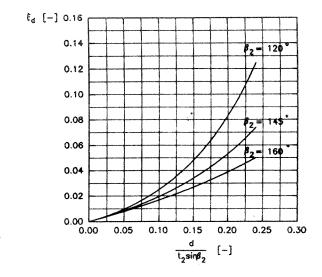


Abb. 4.10 Hinterkantenverlust für $\varepsilon = 0.15$

 $\varepsilon = 0.15 \div 0.20$ (Hinterkantenform, Umlenkung)

 $\beta_{\text{2}} \ldots$ relativer mittlerer Laufradaustrittswinkel

 $t_2 \ldots$ Teilung im Mittelschnitt

4.3.6 Randverlust

4.3.6.1 Randreibungsverlust

Verwendet man das Rohrmodell, so läßt er sich in der Form anschreiben

$$\Delta h_f = C_{fRand} \cdot \frac{L_H}{D_H} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{4}$$
 (3.22).

Der Verlustenthalpiebeiwert läßt sich angeben, wenn man den hydraulischen Durchmesser $D_{\text{H}}\:kennt.$

Wenn man wieder von gemittelten Geometriegrößen ausgeht, ergibt sich mit $b=\frac{b_1+b_2}{2}$

$$D_{H} = \frac{4 \cdot b \cdot t}{2 \cdot t} = 2 \cdot b \tag{4.21}.$$

Diesen hydraulischen Durchmesser kann man zu demjenigen des Profilverlustes in Beziehung setzen.

$$D_H = D_{HP} \cdot \frac{1}{t/b} \tag{4.22}.$$

Damit ergibt sich der Randreibungsverlustbeiwert zu

$$\xi_{fRand} = 0.278 \cdot \left(1 + \frac{1}{K_w^2}\right) \cdot C_{fRand} \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{t}{b}$$
 (4.23).

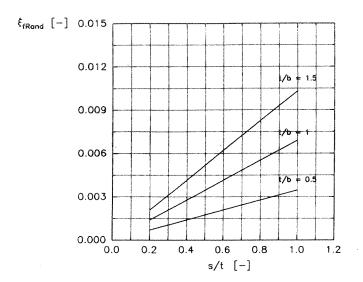


Abb. 4.11 Randreibungsverlust für $K_w = 2$; $C_{fRand} = 0.02$

Er unterscheidet sich vom Profilgrundverlustbeiwert durch die Höhe des Reibungsbeiwertes C_{fRand} (Re_{DH} , $\frac{k}{D_{H}}$) und des Verhältnisses $\frac{t}{h}$.

4.3.6.2 Sekundärverlust

Für den Teil der Radial-Axialkrümmung und der Umlenkung in die Umfangsrichtung steht einerseits eine Korrelation für gekrümmte Rohre zur Verfügung, andererseits Korrelationen aus dem Axialturbinenbau.

WHITE [18] gibt eine Verlustkorrelation für ein um 90° gekrümmtes Rohr mit Kreisquerschnitt bei turbulenter Durchströmung an. Sie lautet, dargestellt als Verhältnis von Verlustbeiwerten,

$$\frac{\xi_{SW}}{\xi_f} = 1 + 0.075 \cdot Re^{0.25} \cdot \left(\frac{D_H}{2 \cdot r}\right)^{0.5} \tag{4.24}.$$

 $D_{\scriptscriptstyle H}$... mittlerer hydraulischer Rohrdurchmesser

r ... mittlerer Krümmungsradius des Rohres

Der Sekundärverlustbeiwert ξ_{sw} beinhaltet auch den Randreibungsverlust des gekrümmten Rohres.

Da die Korrelation streng nur für Rohre mit Kreisquerschnitt gilt, ein Radialturbinenkanal jedoch Rechteckquerschnitt auf-

weist, ist es zweckmäßig, die Beziehung mit dem Kanalseitenverhältnis zu erweitern. Nach SIGLOCH [27] ist für $\frac{b}{t} > 1$

$$\xi_{\square} = \xi_{\circ} \sqrt{\frac{D}{t}} \tag{4.25}$$

und für $\frac{b}{t} < 1$

$$\xi_{\square} = \xi_{\circ} \cdot \frac{b}{t} \tag{4.26}$$

zu setzen.

Danach ergibt sich

$$\xi_{SW} = \xi_f \cdot [1+0.075 \cdot Re^{0.25} \cdot (\frac{D_H}{2r})^{0.5}] \cdot \sqrt{\frac{b}{t}}$$
 (4.27)

bzw.

$$\xi_{SW} = \xi_f \cdot [1 + 0.075 \cdot Re^{0.25} \cdot (\frac{D_H}{2r})^{0.5}] \cdot \frac{b}{t}$$
 (4.28).

Der hydraulische Durchmesser ergibt sich darin zu

$$D_H = \frac{2 \cdot b \cdot t}{b + t} \tag{4.29}.$$

Den Krümmungsradius r kann man näherungsweise aus den Scheitelkrümmungsradien einer Ellipse mit den beiden Halbachsen a und b ermitteln (Abb. 4.12), wenn man das Geometriemodell aus Abb. 4.6 zugrundelegt.

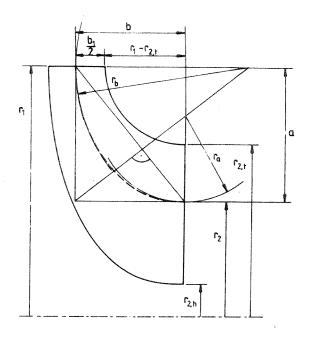


Abb. 4.12 Geometrie zur Bestimmung des mittleren Krümmungsradius

Die Scheitelkrümmungsradien ergeben sich zu $r_b=\frac{a^2}{b}$ und $r_a=\frac{b^2}{a}$. Aus einer arithmetischen Mittelung und Abbildung 4.6 erhält man den Krümmungsradius

$$r \approx \frac{(r_1 - r_2)^3 + (r_1 - r_{2,t} + \frac{b_1}{2})^3}{2 \cdot (r_1 - r_2) \cdot (r_1 - r_{2,t} + \frac{b_1}{2})}$$
 (4.30).

Aus dem Axialturbinenbau stammen Verlustkorrelationen, die auf den Teil des Radialturbinenlaufrades angewandt werden können, der eine Umlenkung in Umfangsrichtung aufweist. Man kann annehmen, daß im Austrittsteil die Sekundärströmungen dominieren, die von der Umlenkung in Umfangsrichtung herrühren.

Eine bewährte Beziehung stammt von TRAUPEL [16]

$$\xi_{ST} = \frac{\xi_P}{\xi_{P0}} \cdot F \cdot \frac{t}{D} \tag{3.24}.$$

Es wird hier ξ_P = ξ_f + ξ_h + ξ_i gesetzt, während für ξ_{P0} = ξ_f eingesetzt wird. Der Sekundärverlust hängt maßgeblich vom Umlenkparameter F ab, den TRAUPEL [16] in Diagrammform angibt (Abb. 3.21).

Das Kanalseitenverhältnis $\frac{\mathbf{t}}{\mathbf{b}}$ wird hier dem Verhältnis im Austrittsquerschnitt gleichgesetzt

$$\frac{t}{b} = \frac{t_2}{b_2} \tag{4.31}.$$

Da die Umlenkung in Umfangsrichtung dem Bereich III in Abb. 3.14 zugeordnet wird, und auch in der Praxis in der Nähe des Laufradaustrittes erfolgt, ist diese Annahme gerechtfertigt.

Nach [16] ist eine Trennung von Profilverlust und Sekundärverlust nur so lange sinnvoll, als die beiden Schaufelrandzonen nicht zusammengewachsen sind. Traupel gibt diesen Grenzfall mit

$$(b/t)_{krit} = 7 \div 10 \cdot \sqrt{\xi_P} \tag{4.32}$$

an. Die untere Grenze gilt für stark beschleunigende Gitter, die obere für Gleichdruckgitter.

Gleichung (3.24) gilt für $(b/t) > (b/t)_{krit}$. Wird $(b/t) < (b/t)_{krit}$, dann gilt nach [2] folgende Beziehung

$$\xi_{ST} = \frac{\xi_P}{\xi_{P0}} \cdot F \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{krit} + A \cdot \left[\frac{S}{b} - \frac{S}{t} \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{krit}\right] \tag{4.33}.$$

A erhielt man aus Versuchen und gab den Wert 0.02 für stark beschleunigende Gitter bzw. 0.035 für Gleichdruckgitter an. Für ruhende Gitter schlägt WATZLAWICK [13] vor, den Verlustbeiwert $\xi_{\rm ST}$ wie folgt abzumindern

$$\xi_S = 0.2054 \cdot \frac{\xi_P}{\xi_{PQ}} \cdot F \cdot \frac{t}{b} \tag{4.34}.$$

Die Annahme der Abhängigkeit des Sekundärverlustes vom Profilverlust ist bei Turbinen aufgrund der starken Wechselwirkung von

Profil- und Seitenwandgrenzschicht gerechtfertigt und findet auch bei anderen Korrelationen Anwendung, die aber hier nicht auf die Radialturbine übertragen werden konnten.

4.3.7 Spaltverlust

Mit dem Spaltverlustbeiwert $\xi_{sp} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}}$ aus Kapitel (3.3) läßt sich nun auch ein Verlustenthalpiebeiwert ableiten. zunächst ist die spezifische Spaltverlustarbeit zu bilden

$$\Delta a_{sp} = \Delta h_{sp} = \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}} \cdot a_u \tag{4.35}.$$

Mit $\xi_{sp} = \frac{\Delta h_{sp}}{\frac{w_{2s}^2}{2}}$ ergibt sich für die gefundenen Spaltverlustkorrelationen

$$\xi_{sp} = C_D \cdot \frac{4}{1 + \frac{r_{2,h}}{r_{2,t}}} \cdot \frac{\tau}{b_2} \cdot \frac{a_U}{w_{2s}^2}$$
 (4.36)

und

$$\xi_{sp} = C_{D} \cdot \frac{4}{1 + \frac{\Gamma_{2,h}}{\Gamma_{2,h}}} \cdot \frac{\tau}{\dot{b}_{2}} \cdot \frac{a_{U}}{w_{2s}^{2}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\sin^{2}\beta_{2}} - \frac{1}{\phi_{2}^{2}} - (\frac{\Gamma_{1}}{\Gamma_{2,e}})^{2} \cdot \cot^{2}\alpha_{1}} \cdot \frac{w_{ml}^{2}}{w_{m2}^{2}} + 2 \cdot \frac{\Gamma_{1}}{\Gamma_{2}} \cdot \cot\alpha_{1} \cdot \frac{w_{ml}}{w_{m2}} \cdot \frac{1}{\phi_{2}}}$$

$$(4.37) .$$

BAMMERT [11] schlägt vor, den Durchflußbeiwert C_D = 0.5 zu setzen. C_D soll all die Größen zusammenfassen, die die verwendeten Spaltverlustmodelle nicht erfassen können (siehe Kapitel 3.3). Als relevanter Spaltparameter geht lediglich die relative Spaltweite $\frac{\mathbf{r}}{b}$ ein. Der Spaltverlust wächst, unter sonst festgehaltenen Bedingungen, linear mit der Spaltweite τ .

4.3.8 Radseitenreibungsverlust

Die Verlustkorrelationen bauen im wesentlichen alle auf demselben Modell auf. Unterschiede bestehen bei den Geschwindigkeitsprofilen in der Grenzschicht und darin, ob der Abstand zwischen Gehäusewand und Laufrad miteinbezogen wird oder nicht. Ausgangspunkt der weiteren Berechnungen ist die Beziehung

$$\Delta h_{R} = \frac{C_{m} \cdot \rho \cdot \omega^{3} \cdot r_{1}^{5}}{\dot{m}} \tag{3.40}.$$

Daraus wird nun der Verlustbeiwert abgeleitet

$$\xi_R = \frac{\Delta h_R}{\frac{\mathcal{V}_{2s}^2}{2}} \tag{4.38}.$$

Unter Verwendung der Kont.gl. $\dot{m} = \rho_1 \cdot w_{ml} \cdot A_1 = \rho_1 \cdot w_{ml} \cdot 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot b_1$, weiters

$$u_1 = r_1 \cdot \omega_1 \tag{4.39}$$

ergibt sich

$$\xi_R = \frac{C_M \cdot r_1 \cdot u_1^3}{2 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot w_{m1} \cdot w_{nc}^2} \tag{4.40}.$$

Eine maßgebliche Größe für den Radseitenreibungsverlust ist die Spaltweite $\frac{\mathcal{E}}{r_1}$. Abhängig von $\frac{\mathcal{E}}{r_1}$ und von Re verändert sich \textbf{C}_{M} , da sich unterschiedliche Strömungszustände einstellen.

Daher ergeben sich folgende Verlustbeiwerte:

Regime I:

$$C_{M} = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{\varepsilon}{r_{1}} \cdot Re}$$
 (3.41)

$$\xi_R = \frac{r_1 \cdot u_1^3}{b_1 \cdot Re \cdot w_{ml} \cdot w_{2s}^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon}$$
 (4.41)

Regime II:

$$C_{M} = \frac{3.70 \cdot (\varepsilon/r_{1})^{0.1}}{Re^{0.5}}$$
 (3.42)

$$\xi_{R} = \frac{1.85 \cdot r_{1} \cdot u_{1}^{3}}{\pi \cdot b_{1} \cdot Re^{0.5} \cdot w_{ml} \cdot w_{2s}^{2}} \cdot \frac{\varepsilon^{0.1}}{r_{1}}$$
(4.42)

Regime III:

$$C_M = \frac{0.080}{(\varepsilon/r_1)^{1/6} \cdot Re^{1/4}}$$
 (3.43)

$$\xi_{R} = \frac{0.04 \cdot r_{1} \cdot u_{1}^{3}}{\pi \cdot b_{1} \cdot Re^{0.25} \cdot w_{m1} \cdot w_{2s}^{2}} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\frac{1}{6}}}$$

$$(4.43)$$

Regime IV:

$$C_{M} = \frac{0.102 \cdot (\varepsilon/r_{1})^{0.1}}{Re^{0.2}}$$
 (3.44)

$$\xi_{R} = \frac{0.051 \cdot r_{1} \cdot u_{1}^{3}}{\pi \cdot b_{1} \cdot Re^{0.2} \cdot w_{mI} \cdot w_{2s}^{2}} \cdot \frac{\varepsilon}{r_{1}}$$
(4.44)

5. ÜBERPRÜFUNG DER KORRELATIONEN AUF IHRE ZUVERLÄSSIGKEIT

5.1 Versuchsmaschine 1 [2]

Bei der ersten Turbomaschine handelt es sich um eine Radialturbine der NASA, die 1965 von KOFSKEY und HOLESKI [22] speziell für die Anwendung in der Raumfahrt untersucht wurde. Es wurde Argon als Arbeitsmittel eingesetzt und ein Total - Statisch - Wirkungsgrad von

$$\eta_{i,t-s} = 0.83$$

gemessen.

5.1.1 Auslegungsdaten

Wellenleistung	$P_{W} = 23 \text{ kW}$
Nennmassenstrom	ṁ = 0.2771 kg∕s
Nenndrehzahl	n = 38500 U/min
Totaldruck Turbineneintritt	p _{t0} = 0.91 bar
Totaltemperatur TE	$T_{to} = 1083.33 \text{ K}$

Stoffwerte:

Gaskonstante	R = 208.111 J/kgK
Isentropenkoeffizient	к = 1.667
Dynamische Zähigkeit	$\mu = 0.5804 \times 10^{-4} \text{ Pas}$

5.1.2 Geometriedaten

Leitrad	Laufrad
$r_0 = 0.09775 \text{ m}$	r ₁ = 0.0777 m
r ₁ = 0.0794 m	r _{2,h} = 0.0194 m
α ₀ = 34.4°	$r_{2,t} = 0.0554 \text{ m}$
α ₁ = 18°	α ₁ = 18 °
$\beta_{0,M} = 34.4^{\circ}$	$\alpha_2 = 0^{\circ}$
β ₁ = 121.5°	β ₁ = 121.5°
Z = 16	β ₂ = 145°
b ₀ = 0.0185 m	Z = 12
b ₁ = 0.0185 m	$d/b_2 = 0.04$
$d/b_1 = 0.05$	$\tau/b_2 = 0.0071$
	$\epsilon/r_1 = 0.0129$

Es wird die Laufradgeometrie nach Abbildung 4.6 verwendet. Die Leitradgeometrie ist aus Abbildung 5.1 ersichtlich. Nach [2] werden darin die Leitschaufeln als Kreisbögen modelliert.

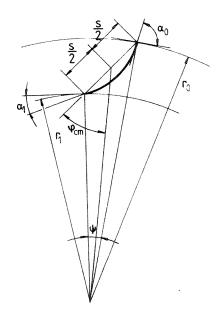


Abb. 5.1 Leitradgeometrie [2]

In Abbildung 5.1 ergibt sich die Sehnenlänge s zu

$$s = \sqrt{r_0^2 + r_1^2 - \sqrt{(r_0^2 + r_1^2)^2 - (\frac{r_0^2 - r_1^2}{\cos \varphi_{cm}})^2}}$$
 (5.1),

wobei

$$\varphi_{cm} = \frac{180 - \alpha_0 - \alpha_1}{2} \tag{5.2}$$

ist.

5.2 Versuchsmaschine 2 [23]

Bei der zweiten untersuchten Maschine handelt es sich um eine kommerzielle Radialturbine, die 1965 von FUTRAL und WASSERBAUER [23] im Lewis Research Center Teillastversuchen unterworfen wurde. Als Arbeitsmittel wurde Luft verwendet. Es wurde ein Total - Statisch - Wirkungsgrad von

$$\eta_{i, t-s} = 0.75$$

gemessen.

5.2.1 Auslegungsdaten

Druckverhältnis	$p_{t0}/p_2 = 3.25$
Nennmassenstrom	m = 0.421 kg/s
Nenndrehzahl	n = 51500 U/min
Totaldruck TE	p _{t0} = 3.25 bar
Totaltemperatur TE	T _{t0} = 328.9 K

Stoffwerte:

Gaskonstante	R = 287.2 J/kgK
Isentropenkoeffizient	к = 1.4
Dynamische Zähigkeit	μ = 0.2x10 ⁻⁴ Pas

5.2.2 Geometriedaten

Leitrad	Laufrad
$r_1 = 0.0592 \text{ m}$ $r_1 = 0.0592 \text{ m}$	
α ₀ = 26.25°	$r_{2,h} = 0.0173 \text{ m}$
α ₁ = 26.25°	$r_{2,t} = 0.0375 \text{ m}$
$D_{H} = 0.00635 \text{ m}$	r ₂ = 0.0292 m
L _H = 0.035 m	$\alpha_1 = 26.25^{\circ}$
Z _{Düse} = 23	β ₂ = 143°
	Z = 13

Die Leitradgeometrie ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

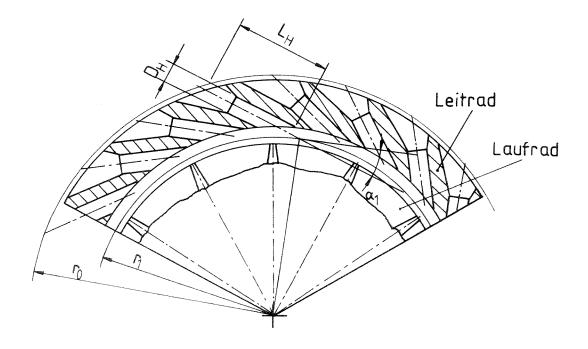


Abb. 5.2 Leitradgeometrie [23]

Die Laufschaufelgeometrie wird mit Abbildung 4.6 festgelegt. Bei dem verwendeten Laufrad ist jedoch zu beachten, daß die Laufradscheibe zwischen den Schaufeln Ausnehmungen besitzt, wodurch sich die Radseitenreibungsverluste verringern, die Randreibungsverluste und Spaltverluste erhöhen.

Da keine Angaben zu den relativen Spalthöhen und zur Hinterkantendicke vorlagen, wurden die entsprechenden Werte der Versuchsmaschine 1 übernommen.

5.3 Ergebnisse der Verlustrechnung

Leitrad	VM 1	VM 2	
Profilgrundverlust	$\xi_{\rm f} = 0.0064$	$\xi_f = .05$	
Inzidenzverlust	$\xi_i = 0$	ξ _i = 0	
Hinterkantenverlust	$\xi_{\rm d} = 0.023$	$\xi_{\rm d} = 0.122$	
Randreibungsverlust	$\xi_{\text{fRand}} = 0.014$	$\xi_{fRand} = 0$	
Sekundärverlust	$\xi_{s} = 0.045$	ξ _s = 0	
Laufrad			
Profilgrundverlust	$\xi_{f} = 0.0107$	$\xi_{\rm f} = 0.008$	
Inzidenzverlust	ξ _i = 0	$\xi_{i} = 0.035$	
Hinterkantenverlust	$\xi_{d} = 0.0288$	$\xi_{d} = 0.0232$	
Randreibungsverlust	$\xi_{\text{fRand}} = 0.012$	$\xi_{\text{fRand}} = 0.014$	
Sekundärverluste	$\xi_{\rm s} = 0.183$	$\xi_s = 0.315$	
Spaltverlust	$\xi_{sp} = 0.027$	$\xi_{sp} = 0.018$	
Radreibungsverlust	$\xi_{R} = 0.035$	ξ _R = 0.0016	
	η _{i,t-s} = 0.85	$\eta_{i,t-s} = 0.793$	

6. ZUSAMMENFASSUNG

Die aus der offenen Literatur bekannten Verlustkorrelationen für Radialturbinen wurden zusammengestellt und zum Teil durch Korrelationen aus dem Axialturbinenbau ergänzt. Einige Korrelationen, die z.B. Grenzschichtparameter wie die Impulsverlustdicke enthalten, wurden nicht in Betracht gezogen, da diese Parameter im Stadium einer Erstauslegung nicht bekannt sind. Andere Korrelationen liefern von Maschinen zu Maschine stark abweichende Resultate (z.B. Sekundärverlustkorrelationen [14,19]).

Daher wurde zunächst näher auf die physikalischen Ursachen der einzelnen Verluste eingegangen. Die detaillierte Aufspaltung in viele Einzelverluste erwies sich dabei als durchaus brauchbar. Die Sekundärverluste ergaben sich nach eingehender Untersuchung der Laufradsekundärströmung aus der Summe mehrerer Verlustkorrelationen. Dabei bestätigte sich zwar, daß die Sekundärverluste den größten Anteil an den Verlusten haben, sie wurden jedoch nicht überschätzt, was für die gewählte Vorgangsweise spricht. Die getrennte Modellierung der einzelnen Verluste hat den Nachteil, daß Einflüsse untereinander nicht beschrieben werden können, d.h. das eine bestimmte Parameteränderung in der Rechnung nur zur Änderung eines bestimmten Verlustes führt. Eine Änderung der relativen Spaltweite führt z.B. hier nur zur Erhöhung des Spaltverlustes, obwohl sie auch einen Einfluß auf den Sekundärverlust hat.

Aufgrund der getroffenen Modellannahmen muß man davon ausgehen, daß die gefundenen Verlustkorrelationen, besonders für das Laufrad, nur eine Näherung für die tatsächlich auftretenden Verluste darstellen können, was aufgrund des komplizierten räumlichen Charakters der Strömung von vornherein klar war. Die Rechnungen liefern in Anbetracht dessen jedenfalls relativ gute Ergebnisse.

In den Modellen wurde eine vereinfachten Schaufelgeometrie [2] verwendet, die sich aus der Projektion einer Laufradschaufel in eine Meridianebene ergibt, wobei die Konturen durch Ellipsen ersetzt wurden. Da die Laufradschaufeln räumlich verwunden sind und im allgemeinen im Stadium der Erstauslegung keine Auftriebsbeiwerte bekannt sind, wird der Bereich zwischen den Laufschaufeln als Kanal modelliert. Aus bekannten Querschnitten und Geschwindigkeiten an Laufradeintritt bzw. austritt werden mittlere Größen errechnet. Die Art der Mittelung ist von unterge-

ordneter Bedeutung. Da der Kanal Rechteckquerschnitt hat, ist es vorteilhaft, mit hydraulischen Durchmessern zu rechnen.

Eine wesentliche Vereinfachung bringt die Annahme einer inkompressiblen Laufradströmung, die aber in der Radialturbine recht genau zutreffen wird. Es werden hydraulisch glatte Schaufeloberflächen vorausgesetzt, die auch in der Praxis realisierbar sind. Natürlich wird es im Betrieb einer Radialturbine, z.B. in einem Abgasturbolader, zu Ablagerungen an den Schaufeloberflächen und damit vor allem zu einer Erhöhung der Profilverluste kommen.

Die Randreibungsverluste wurden so berechnet, als würde es sich um abgedeckte Laufradschaufeln handeln.

In den Rechenergebnissen tritt die große Bedeutung der Sekundärverluste hervor. In der Versuchsmaschine 2 tritt aufgrund des schroffen Überganges ein verhältnismäßig großer Hinterkantenverlust auf. Man kann davon ausgehen, daß bei einer, hinsichtlich des Inzidenzverlustes, optimalen Laufradauslegung der Hinterkantenverlust aufgrund der relativ großen Hinterkantendicke einen sehr großen Anteil hat, während der Reibungsverlust an den Schaufeln relativ gering ausfällt.

Literatur

- [1] Borrmann, M., Experimentelle Untersuchungen zum Schluck- und Wirkungsgradverhalten einer pulsierend beaufschlagten Abgasturbine, Maschinenbautechnik, 30, S. 38-41, (1981)
- [2] Glassman, A.J., Computer Program for Design Analysis of Radial-Inflow Turbines, Lewis Research Center,
 NASA TN D-8164, (2/1976)
- [3] Brizuela, E.A., A Contribution to the Study of Exit Flow Angle in Radial Turbines, ASME Paper 91-GT-10, NY, S.1-6, (1991)
- [4] Whitfield, A., Baines, N.C., Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific & Technical, (1990)
- [5] Perdichizzi, A., Design Criteria and Efficiency Prediction for Radial-Inflow Turbines, ASME Paper 87-GT-231, NY, S.1-9, (1987)
- [6] Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 14.Aufl., Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, (1981)
- [7] Schölch, M., A New Approach to the Description of the Off-Design Losses in Radial-Inflow Turbine Rotors, ASME Paper 93-GT-105, NY, S.1-5, (1993)
- [8] Meitner, P.L., Glassman, A.J., Loss Model for Off-design Performance Analysis of Radial Turbines with Pivoting-Vane, Variable-Area Stators, SAE Technical Paper Series publ. by SAE, Warrendale, PA, USA, S. 1-10, (1980)
- [9] Meitner, P.L., Glassman, A.J., Off-Design Performance Loss Model for Radial Turbines with Pivoting, Variable-Area Stators, NASA Technical Paper 1708, Technical Report 80-C-13, S. 1-12, (11/1980)

- [10] Schobeiri, T., Dunn, M., A Simple Predictive Method for Optimum Thermo-Fluid Dynamic Design of Radial Gasturbines, Fl. Machinery Comp., American Society of Mech. Eng., Fluids Eng. Dir. (Publ.) FED v. 101, Publ. by ASME, NY, S.45-53, (11/1990)
- [11] Bammert, K., Fiedler, K., Hinterkanten- und Reibungsverlust in Turbinenschaufelgittern, VDI-Düsseldorf, Forsch.Ing.-Wes., Bd. 32, Nr.5, S.133-164, (1966)
- [12] Denton, J.D., Loss Mechanisms in Turbomachines, Journal of Turbomachinery, Vol.115, S.621-656, (10/1993)
- [13] Watzlawick, R., Untersuchung der wesentlichen Einflußfaktoren auf die Sekundärverluste in Verdichter- und Turbinengittern bei Variation des Schaufelseitenverhältnisses, Fakultät für Luft- u. Raunfahrttechnik der Universität der Bundeswehr München, Dissertation, (5/1991)
- [14] Rodgers, C., Mainline Performance Prediction for Radial-Inflow Turbines, Small High Pressure Ratio Turbines, VKI lecture series, (7/1987)
- [15] Schlichting, H., Grenzschichttheorie, Verlag G.Braun, 5.Aufl., (1965)
- [16] Traupel, W., Thermische Turbomaschinen, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Bd.1, 3.Aufl., (1977)
- [17] Roelke, R.J., Radial Turbine Cooling, VKI for Fluid Dynamics, Lecture Series (5/1992)
- [18] White, C.M., Fluid Friction and its Relation to Heat Transfer, Trans. Inst. Chem. Engineers 10, 66, (1932)
- [19] Whitfield, A., Non-dimensional Conceptual Design of Radial-Inflow Turbines - B: Application of Empirical Correlations, VKI lecture series, (5/1992)
- [20] Baines, N.C., Introduction to Radial Turbine Technology, VKI lecture series, (5/1992)

- [21] Horlock, J.H., Axial Flow Turbines, London, Butterworths, (1966)
- [22] Kofskey, Milton G.; Holeski, Donald E.: Cold Performance Evaluation of a 6.02 - Inch Radial Inflow Turbine Designed for a 10 - KW Shaft Output Brayton Cycle Space Power Generation System. NASA TN D-2987, (1966)
- [23] Futral, S. M., Jr., Wasserbauer, C. A., Off-Design Performance Prediction with Experimental Verification for a Radial Inflow Turbine, NASA TN D-2621, (1965)
- [24] Zangeneh, M., Dawes, W.N., Hawthorne, W.R., Three Dimensional Flow in Radial - Inflow Turbines, ASME 88-GT-103, (1988)
- [25] Daily, J.W., Nece, R.E., Chamber Dimension Effects on Induced Flow and and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks, Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME S. 217 231, (1960)
- [26] Wasserbauer, C.A., Glassman, A.J., FORTRAN Program for Predicting Off-Design Performance of Radial-Inflow Turbines, NASA TN D-8063, (1975)
- [27] Sigloch, H., Technische Fluidmechanik, Schroedel Verlag, (1980)
- [28] Moustapha, S.H., Kacker, S.C., Tremblay, B., An Improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils, Journal of Turbomachinery, Vol. 112, S.267, (4/1990)
- [29] Ainley, D.G., Mathieson, G.C.R., A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines, R. & M. Nr. 2974, A.R.C Technical Report, (1957)
- [30] Shapiro, Ascher H., The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, John Wiley & Sons, Inc., Vol. 1, (1953)

[31] Ito, H., Nanbu, K., Flow in Rotating Straight Pipes of Circular Cross Section, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, S. 383 - 394, (9/1971)

Liste der Abbildungen

			Seite
Abbildung	1.1:	Radialturbine [4] und mögliche	
J		Rotorbauform [17]	2
Abbildung	1.2:	Schematische Ausführungsform einer	
_		Radialturbine	4
Abbildung	1.3:	Meridianschnitt [2]	4
Abbildung	1.4:	Laufradansicht	5
Abbildung	1.5:	Geschwindigkeitsdreiecke an Laufrad-	
		eintritt und -austritt	6
Abbildung	2.1:	Einteilung der Verluste	9
Abbildung	2.2:	h-s Diagramm des Zustandsverlaufes in	
		einer Radialturbinenstufe	11
Abbildung	3.1:	Strömungskanalmodell	15
Abbildung	3.2:	Geschwindigkeitsprofile bei der Ein-	
		laufströmung	16
Abbildung	3.3:	Druckverteilung bei der Einlaufströmung	17
Abbildung	3.4:	Moody-Diagramm [27]	18
Abbildung	3.5:	Relativwirbelsystem im Laufradeintritts-	
		bereich	19
_		Anströmung bei positiver Inzidenz	20
		Stark negative Inzidenz	21
		Inzidenzverlust nach [8]	23
Abbildung	3.9:	Geschwindigkeitsprofil an der Schaufel-	
		hinterkante einer simulierten Axialtur-	
		bine	24
~		: Kontrollvolumen an der Hinterkante	25
_		: Grenzschichtprofile: laminar/turbulent	26
Abbildung	3.12	: Bahn eines Fluidteilchens relativ zum	
		Laufrad	28
Abbildung	3.13	: Bahn eines Fluidteilchens relativ zum	
		Gehäuse	28
_		: Unterteilung des Strömungskanales	30
		: Laufradeintritt	30
		: Sekundärströmung im Eintrittsbereich	31
		: Sekundäreffekte im Bereich II	31
Abbildung	3.18	: Sekundärströmung im Bereich II	32

Abbildung	3.19: Sekundäreffekte im Bereich III	32
Abbildung	3.20: Sekundärströmungen im Bereich III	33
Abbildung	3.21: Umlenkfaktor F nach [16]	34
Abbildung	3.22: Einfachstes Spaltverlustmodell	36
Abbildung	3.23: Verfeinertes Spaltverlustmodell	37
Abbildung	3.24: Geschwindigkeitsdreieck mit Spalt	37
Abbildung	3.25: h-s Diagramm der Hauptströmung	38
Abbildung	3.26: h-s Diagramm der Spaltströmung	39
Abbildung	3.27: Scheibe in Gehäuse	40
Abbildung	3.28: Geschwindigkeitsprofil zu Regime I [25]	42
Abbildung	3.29: Geschwindigkeitsprofil zu Regime II [25]	42
Abbildung	3.30: Geschwindigkeitsprofil Regime III [25]	43
Abbildung	3.31: Geschwindigkeitsprofil Regime IV [25]	43
Abbildung	3.32: Gültigkeitsbereich der Regime	44
Abbildung	3.33: Leitgitter einer Radialturbine	46
Abbildung	4.1: Totaldruckverlust	48
Abbildung	4.2: h-s Diagramm der Totaldruckänderung im	
	Laufgitter	49
Abbildung	4.3: h-s Diagramm der Expansion im Leitgitter	50
Abbildung	4.4: h-s Diagramm der Expansion im Laufgitter	
	(Relativsystem)	51
Abbildung	4.5: h-s Diagramm der Expansion im Leitgitter	51
Abbildung	4.6: Laufradgeometriemodell nach [2]	53
Abbildung	4.7: Projektion einer Laufradschaufel in die	
	Meridianebene	54
Abbildung	4.8: Profilgrundverlust	57
Abbildung	4.9: Inzidenzverlust	59
Abbildung	4.10: Hinterkantenverlust	60
Abbildung	4.11: Randreibungsverlust	62
Abbildung	4.12: Geometrie zur Bestimmung des mittleren	
	Krümmungsradius	64
Abbildung	5.1: Leitradgeometrie [2]	71
Abbildung	5.2. Leitradgeometrie [23]	73