

Kapitel 1

Einleitung

Ein gemeinsames Kennzeichen thermischer Turbomaschinen liegt darin, unter Verwendung von Gasen oder Dämpfen als Energieträger die Energie in stetig durchströmten Lauf- und Leitradgittern umzuwandeln, welche ringförmig abwechselnd auf dem Rotor und in dem Gehäuse angeordnet sind und damit zusammenwirken. Thermische Turbomaschinen sind oft aus vielen Stufen aufgebaut. Dabei wird das Arbeitsmittel von seinem Eintrittszustand ausgehend, von Stufe zu Stufe bis auf den Austrittszustand gebracht, wobei eine Stufe in axialer, diagonaler oder radialer Richtung durchströmt werden kann. Dieser Energieumsatz erfolgt z. B. bei axialen Turbinen- und Verdichterstufen in voneinander unterschiedlicher Weise.

In axialen Turbinenstufen wird die im zugeführten Dampf oder Gas enthaltene potentielle Energie zunächst in kinetische und dann diese in mechanische Energie umgesetzt. Das Arbeitsmittel wird im Leitradgitter auf eine hohe Geschwindigkeit beschleunigt und möglichst weit in die tangentialer Richtung umgelenkt. Im Laufradgitter wird es etwa in die axiale Richtung zurückgelenkt und auf die Zuströmgeschwindigkeit gebracht, wenn man die Geschwindigkeit auf das feststehende Leitradgitter bezieht. Dabei erfährt das Arbeitsmittel eine Impulsänderung, deren Äquivalent eine Kraft am Laufradgitter ist.

Axiale Turboverdichter können als Umkehrung der Turbinenstufen angesehen werden, d. h. die mechanisch zugeführte Arbeit wird in kinetische und diese in potentielle Energie des Arbeitsmittels umgesetzt. Die Antriebsarbeit der Welle wird vom Laufradgitter auf das Arbeitsmittel übertragen, wodurch dessen Geschwindigkeit bezüglich des feststehenden Gehäuses unter Druckanstieg erhöht wird. Im nachfolgenden Leitradgitter wird die Geschwindigkeit wieder auf etwa den Anfangswert verzögert. Dabei erfolgt ein weiterer Druckanstieg. Das bedeutet, daß in der Turbine in der Regel beschleunigte, im Verdichter verzögerte Strömungen vorliegen. Anders als bei einer axialen Turbinenstufe kann bei einer axialen Verdichterstufe unter vergleichbaren Betriebsverhältnissen meist nur eine erheblich kleinere Energiemenge umgesetzt werden.

Die Strömung durch Leit- und Laufradschaufelreihen in axialen Turbomaschinen ist durch eine Reihe komplexer strömungsphysikalischer Phänomene gekennzeichnet. Sie ist voll räumlich, turbulent, instationär und im Trans- und Überschallbereich stoßbehaftet. Die Strömung wird in Schaufelkanälen umgelenkt, was zu großen Druckunterschieden in allen Raumrichtungen führt, und im rotierenden Bezugssystem zeigen sich zusätzlich Effekte der *Coriolis-* und *Zentrifugalbeschleunigungen*. An den Schaufelwänden bilden sich die Grenzschichten, wel-

che vom laminaren in den turbulenten Zustand oder umgekehrt umschlagen, sich bei großen Druckanstiegen ablösen und stromab der Schaufelhinterkante die Nachlaufströmung erzeugen. Im Nachlauf sind auch Hinterkantenwirbel zu erwarten. Liegt die Strömung im Schaufelkanal im Trans- oder Überschallbereich, so kommt es zu Unstetigkeiten der Strömungsgrößen, den sogenannten Verdichtungsstößen, und gegebenenfalls zu Wechselwirkungen von Verdichtungsstößen mit den Grenzschichten, welche auch Strömungsverluste zur Folge haben.

Ein aus der Literatur [75] entnommenes Modell ist in Bild 1.1 gezeigt, welches die wesentlichen Merkmale der Entwicklung der Strömung in einem isolierten Turbinenschaufelgitter darstellt. Dieses Modell ist ein Beispiel für ein Turbinenschaufelgitter, in welchem die Wärmeübertragung eine wichtige Rolle spielt.

In Turbomaschinen müssen Spalte zwischen den drehenden und stillstehenden Teilen vorgesehen werden, wodurch ein Teil des Arbeitsmittels ohne Arbeitsleistung durchströmt. Hierdurch entstehen Spaltwirbel über die Schaufelspitzen. Im Bereich der seitlichen Begrenzungswände, d. h. an Nabe und Gehäuse, treten zusätzliche Grenzschichten als eine Folge der Reibung sowie Umlenkung der Strömung auf. An den Seitenwänden lösen sich die Grenzschichten in der Zuströmung zur Schaufelvorderkante ab und formen einen Wirbel, den sogenannten *Hufeisenwirbel*. Ein Schenkel des Wirbels strömt druckseitig, der andere saugseitig an der

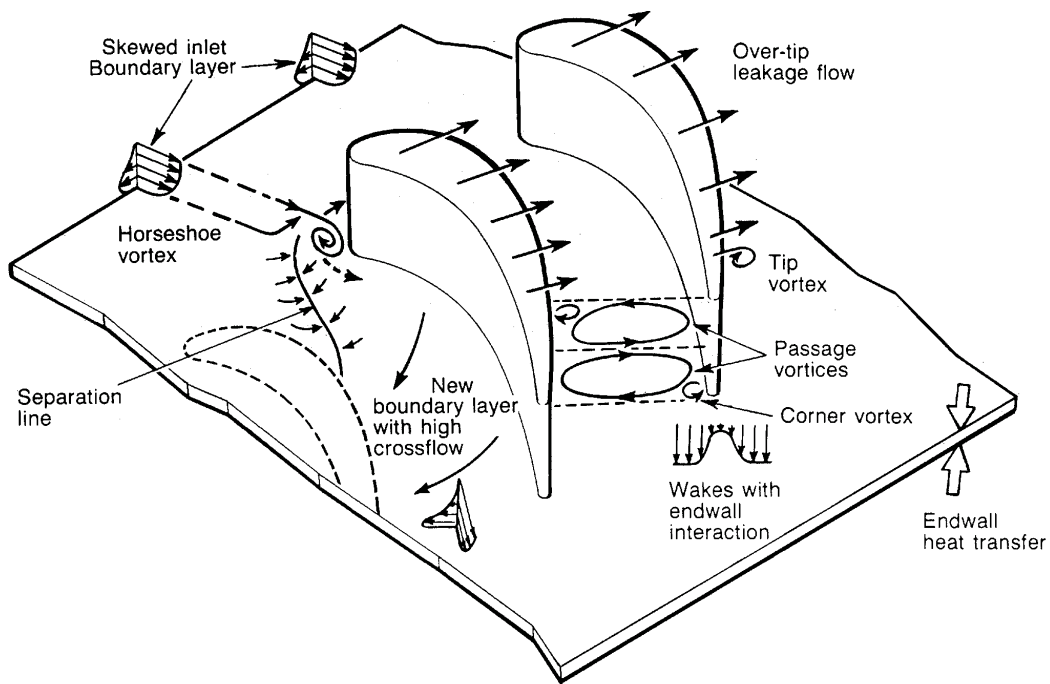


Bild 1.1: Modell zur Entstehung bedeutender strömungsphysikalischer Phänomene in einem isolierten Turbinenschaufelgitter [75]

Schaufel weiter, wobei die Drehrichtungen beider Schenkel entgegengerichtet sind. Der Drehsinn des druckseitig gelegenen Schenkels führt dazu, daß die Strömung an der Seitenwand von der Druckseite zur Saugseite der benachbarten Schaufel gerichtet ist. Im Schaufelkanal wird der Druckgradient hauptsächlich von der durch die Grenzschichten unbeeinflussten reibungsfreien Kanalströmung aufgeprägt. Die Grenzschichten an der Seitenwand können infolge der geringeren Strömungsgeschwindigkeit dem Druckgradient nicht das Gleichgewicht halten, dadurch erfolgt eine Überumlenkung der Strömung im Grenzschichtbereich, und es kommt zu einer Strömung, welche zur Saugseite gerichtet ist. Auf diese Weise kommt es zu rotierenden Sekundärströmungen im Schaufelkanal, den sogenannten *Kanalwirbeln*. Der saugseitige Schenkel des Hufeisenwirbels löst sich entweder auf oder ist noch teilweise als Gegenwirbel im Nachlauf zu erkennen. Der Kanalwirbel bewegt sich im hinteren Teil des Schaufelkanals zur Saugseite, dadurch kommt es infolge der Drehung des Wirbels zu einer zusätzlichen Störung der Saugseitengrenzschicht, was zu weiteren Verlusten in diesem Gebiet führt. Im Nachlauf ist ein gehäuse- und nabenseitiger Kanalwirbel mit den dazu gehörigen Verlustgebieten zu erwarten.

Die Strömung durch eine isolierte Schaufelreihe kann bei massengemittelten Ein- und Austrittsbedingungen annähernd als stationär angenommen werden, d. h. sie kann durch zeitliche Mittelwerte beschrieben werden. Somit ist es möglich und üblich, die maßgeblichen Zusammenhänge in einzelnen charakteristischen Strömungsquerschnitten unabhängig von der Zeit zu betrachten. In einer Stufe, bestehend aus einem zusammenwirkenden Lauf- und Leitradgitter, werden diese Kontrollflächen vor und hinter das Laufradgitter sowie vor und hinter das Leitradgitter gelegt, wobei natürlich bei unmittelbarer Aufeinanderfolge der Schaufelreihen die Austrittsfläche der vorhergehenden und die Eintrittsfläche der nachfolgenden Schaufelreihe zusammenfallen.

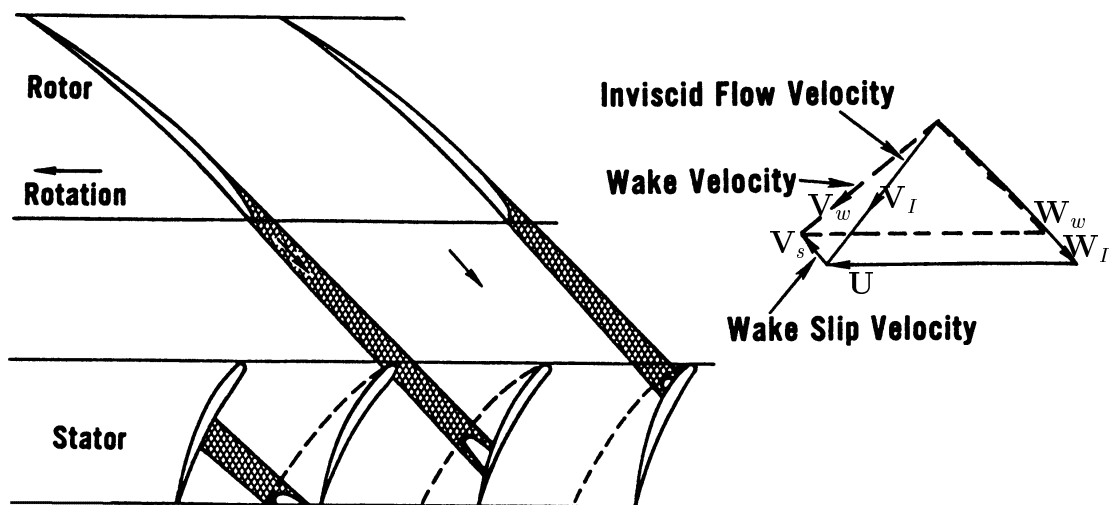


Bild 1.2: Ein kinematisches Modell zur Darstellung der ins Leitradgitter laufenden Laufraddelle im Mittelschnitt einer axialen Verdichterstufe [38]

Die aufeinanderfolgende Anordnung von Leit- und Laufradgittern in axialen Turbomaschinen ist jedoch immer mit instationären Strömungen verbunden. Hauptsächlich durch die Wechselwirkungen infolge der relativen Bewegung der benachbarten Schaufelreihen in einem inhomogenen Strömungsfeld kommt es zur Ausbildung instationärer Strömungen in axialen Turbomaschinen. Um die vom Laufradgitter zum Leitradgitter laufende Laufraddelle im Mittelschnitt eines axialen Verdichters zu veranschaulichen, ist ein aus der Literatur [38] entnommenes Nachlaufmodell in Bild 1.2 schematisch dargestellt. Die Leitrad-schaufeln im Einflußbereich der Laufradströmung erfahren die zeitlich periodische Strömung mit der Frequenz der Laufradschaufeln, während die Laufradschaufeln im Einflußbereich der Leitradströmung auch die periodische Strömung mit der Frequenz der Leitrad-schaufeln erfahren, welche sich vom mitbewegten Bezugssystem aus betrachtet an den Laufradschaufeln vorbeibewegen. Als Folge werden die aneinander vorbeilaufenden Schaufelreihen gegenseitig beeinflusst.

Aus den Geschwindigkeitsdreiecken in Bild 1.2 ist zu erkennen, daß die Laufraddelle mit einer verringerten Relativgeschwindigkeit \mathbf{W}_w zu einem Vektor geringerer Absolutgeschwindigkeit \mathbf{V}_w führt, welcher in Betrag und Richtung von dem außerhalb der Delle unterschiedlich ist. Vom feststehenden Bezugssystem aus betrachtet ist auch eine Geschwindigkeitskomponente \mathbf{V}_s , die sogenannte *slip-velocity* [38], zu beobachten, welche von der Saugseite zur Druckseite des Leitradgitters gerichtet ist, wobei in der Turbine die Geschwindigkeitskomponente \mathbf{V}_s von der Druckseite zur Saugseite gerichtet ist. Als Folge wandert die Laufraddelle in die Druckseite und sammelt sich an der Druckseite an, wenn sie durch den Leitradkanal läuft.

Die Wechselwirkung der Hinterkantenwirbel und der Kanalwirbel mit den nachfolgenden Schaufeln führt auch stromab zu einem instationären Strömungsfeld. Diese Wirbel rufen auch unabhängig von der Wechselwirkung eine Instationärität der Strömung hervor, da sie in die nachfolgenden Schaufelkanäle kontinuierlich einlaufen. Im transsonischen Strömungsbereich kommen noch die Wechselwirkungen der aus den vorhergehenden Schaufeln hinauslaufenden Stöße mit den nachfolgenden Schaufeln sowie die Wechselwirkungen von Stößen mit den Grenzschichten hinzu. Zum Schluß sind auch die Schwingungen der Leit- oder Laufradschaufeln eine Ursache für die Instationärität der Strömung.

Derartige Quellen für die Instationärität der Strömung zeigen sich immer komplex in Turbomaschinen, und die dadurch bedingten instationären Strömungsvorgänge sind sogar bei stationärem Betrieb unvermeidlich. Instationäre Strömungsgrößen rufen im Vergleich zu stationären Strömungen einen höheren aerodynamischen, thermischen sowie strukturellen Einfluß auf die Schaufeln hervor, so daß es notwendig ist, die instationären Effekte bei der Auslegung von Turbomaschinen zu berücksichtigen. Um das instationäre Strömungsverhalten und dessen Auswirkung auf Verlustmechanismen in Schaufelreihen zu erfassen, müssen die Strömungsvorgänge sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht werden. Hierdurch können gezielte konstruktive Maßnahmen zur Reduzierung von Verlustfaktoren ergriffen werden.

Die Vermessung von Strömungsfeldern gibt die beste Aussage über reale physikalische Erscheinungen. Jedoch sind auch Experimente mit einigen Problemen verbunden, z. B. Betriebskosten, unter Umständen Schwierigkeiten mit Messungen, Skalierungsprobleme, Anforderungen an die Versuchseinrichtungen usw.. Das reale Strömungsverhalten wird durch die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie beschrieben, welche ein System nichtlinearer partieller Differentialgleichungen darstellen. Sogar bei einfachen Strömungsproblemen ist viel mathematisches Geschick für eine analytische Lösung erforderlich. Ferner ist es bisher nicht möglich, eine geschlossene Lösung für die nichtlineare komplexe Durchströmung in Tur-

bomaschinen zu finden, ohne daß viele vereinfachende Annahmen getroffen werden. Diese Situation kann in großem Umfang unter Verwendung numerischer Verfahren verbessert werden, welche eine relativ begrenzte Anzahl von Annahmen erfordern. Wird ein Code für numerische Simulation einmal etabliert, so ist es ohne große Schwierigkeiten möglich, das Strömungsfeld in kurzer Zeit und mit relativ geringen Kosten vorherzusagen. Im Gegensatz zu Experimenten bringen numerische Verfahren den Vorteil, daß die Antwort auf die Änderung experimenteller Bedingungen sowie geometrischer Anordnungen von Schaufeln oder Schaufelreihen schnell zu erwarten ist.

Eine vollständige Berechnung der räumlichen, turbulenten, instationären Strömung in Schaufelreihen ist überaus schwierig und als Gesamtheit noch nicht befriedigend möglich. Sie erfordert eine erhebliche Speicherkapazität der benötigten Rechner und Rechenzeit. Um zu einem tragbaren Rechenaufwand zu gelangen, wird die räumliche Strömung durch eine geeignete ebene Strömung im Mittelschnitt dargestellt. Bleibt die Schaufelhöhe im Verhältnis zum mittleren Durchmesser klein, so weicht der Strömungscharakter im Mittelschnitt wenig von den örtlichen Werten entlang der Schaufelhöhe ab, abgesehen von den mit den Begrenzungswänden verbundenen Wirbelströmungen. Man kann die im Mittelschnitt bestimmten Werte als repräsentativ für den gesamten Querschnitt ansehen. Ist jedoch die Schaufelhöhe im Verhältnis zum mittleren Durchmesser groß, so muß man die variablen Einflußgrößen entlang der Schaufelhöhe berücksichtigen, d. h. in solchen Fällen muß die Beschauelung dem räumlichen Charakter der Strömung angepaßt werden. Vor allem ändern sich die Anströmwinkel entlang der Schaufelhöhe.

Mit dem Aufkommen immer leistungsstärkerer Rechner ist es jetzt einigermaßen möglich, mit Hilfe eines effizienten Rechenverfahrens die instationären strömungsphysikalischen Phänomene wenigstens im Mittelschnitt eines Lauf- und Leitradgitters zu erfassen. Um die genaue zeitliche Entwicklung von Strömungsfeldern berechnen zu können, muß im Gegensatz zu stationären Problemen bei instationären Problemen ein noch feineres Rechengitternetz eingesetzt werden. Andernfalls wird die numerische Lösung durch die örtlich und zeitlich gekoppelten Diskretisierungsfehler verfälscht.

Die meisten numerischen Verfahren zur Lösung der Erhaltungsgleichungen basieren auf dem Konzept der *Linienmethode*. Zunächst werden die Erhaltungsgleichungen durch ein Approximationsverfahren nur bezüglich der räumlichen Ableitungen diskretisiert. Es entsteht dann ein Anfangswertproblem eines großen nichtlinearen Systems gewöhnlicher Differentialgleichungen 1. Ordnung in der Zeit, welches numerisch integriert wird.

Für die Zeitdiskretisierung eines derartigen Anfangswertproblems gibt es zwei größere Klassen von Differenzenverfahren: Explizite Verfahren, bei welchen der Lösungsvektor zum gegenwärtigen Zeitpunkt direkt aus bekannten vorhergehenden Lösungsvektoren und Randbedingungen gewonnen wird, und implizite Verfahren, bei welchen der Lösungsvektor zum gegenwärtigen Zeitpunkt erst nach der Lösung eines algebraischen nichtlinearen Gleichungssystems aus bekannten vorhergehenden Lösungsvektoren und Randbedingungen bestimmt werden kann, und zwar im allgemeinen mit Hilfe eines geeigneten iterativen Verfahrens.

Explizite Verfahren lassen sich ohne große Schwierigkeiten implementieren und sind nicht zeitaufwendig pro Zeitschritt, während sie im allgemeinen aus Stabilitätsgründen eine Einschränkung der maximalen Zeitschrittgröße für eine gegebene Raumunterteilung erfordern. Dies bewirkt, daß bei sehr feiner Gitterdichte für turbulente Strömungen in Wandnähe im Gegensatz zu impliziten Verfahren viel kleinere Zeitschrittgrößen erforderlich sind. Im Gegen-

satz dazu erfahren implizite Verfahren keine strenge Einschränkung der Zeitschrittgröße. Aber dafür muß ein algebraisches nichtlineares Gleichungssystem bei jedem Zeitschritt gelöst werden, so daß implizite Verfahren noch schwieriger bei der Implementierung der Zeitintegration und noch zeitaufwendiger pro Zeitschritt sind als explizite. Zudem liegt ein entscheidender Nachteil impliziter Verfahren in dem hohen Speicherplatzbedarf.

Damit implizite Verfahren für die Rechenleistung noch günstiger sein können als explizite, muß die pro Zeitschritt für die Lösung eines algebraischen nichtlinearen Gleichungssystems erforderliche Rechenzeit durch ein hocheffizientes Lösungsverfahren eingespart werden. Sonst bringen implizite Verfahren insgesamt wenig Vorteil im Gegensatz zu expliziten. Einer der Schwerpunkte dieser Arbeit ist es, effiziente Lösungsverfahren zur Lösung einer Reihe algebraischer nichtlinearer Gleichungssysteme in impliziten Verfahren zu entwickeln. Der grundlegende Lösungsprozeß für die nichtlinearen Gleichungssysteme ist das *iterative Verfahren der Defektkorrektur*, welches auf einem *approximativen Riemannlöser* für die reibungsfreie Flußfunktion basiert und eine Reihe linearer Gleichungssysteme bei jedem Zeitschritt liefert.

Die Leistungsfähigkeit des Lösungsverfahrens hängt stark von der Effizienz der zur Lösung der linearen Gleichungssysteme verwendeten Methode ab. Da ein *approximativer Riemannlöser* 1. Ordnung für den impliziten Operator in linearisierter Form eine gut konditionierte Koeffizientenmatrix für iterative Vorgehensweisen ergibt, kann auch ein iteratives Verfahren statt direkter Verfahren zur Lösung der linearen Gleichungssysteme effektiv eingesetzt werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, das auf einem feinen Gitternetz nach einigen Iterationen erzielte *Defektkorrektursystem* für den Lösungsfehler auf einem gröberen Gitternetz noch wirtschaftlicher zu lösen, was als das *Correction Storage(CS)-Verfahren* bezeichnet wird. Zudem kann ein algebraisches nichtlineares Gleichungssystem direkt mit Hilfe des sogenannten *Full Approximation Storage(FAS)-Verfahrens* bei jedem Zeitschritt gelöst werden, bei welchem auf das *iterative Verfahren der Defektkorrektur* als nichtlinearer Glätter zurückgegriffen wird.

Wie im Fall eines modifizierten *Newton-Raphson-Verfahrens*, bei welchem die Funktionalmatrix bei jedem Iterationsschritt nicht aktualisiert und faktorisiert wird, kann die einmal ausgewertete Funktionalmatrix während der Iteration des *Verfahrens der Defektkorrektur* wiederholt ausgenutzt werden. Diese Maßnahme verkürzt die gesamte Rechenzeit erheblich, da für die zu Anfang einmal ausgewertete Funktionalmatrix die verwendete lineare kollektive Iterationsvorgehensweise keine wiederholte Faktorisierung einer Diagonalmatrix erfordert. Außerdem kann diese Technik zu beiden Mehrgitterkonzepten effizient herangezogen werden.

In Turbomaschinen stellen sich die Wirbelablösung, der Sekundärwirbel, der Spaltwirbel, der Hufeisenwirbel, der laminar-turbulente Umschlag und die Wechselwirkungen der Nachlaufdellen bzw. der Potentiale mit der nachfolgenden Schaufelreihe usw. komplex ein, und damit führen diese immer zur Instationärität der Strömung. Die Analyse von Strömungsvorgängen in Turbomaschinen, welche auf der Berechnung (oder Messung) von zeitlich gemittelten Größen beruht, kann diese instationären Phänomene nicht erfassen. Um zu einer möglichst verlustarmen Strömung durch ein Lauf- und Leitradgitter bei der Auslegung zu gelangen, ist es notwendig, die Ursachen für die Entwicklung instationärer Strömungsvorgänge und die dadurch bedingten Effekte vor der Auslegung zu untersuchen. Bisher wurden viele Untersuchungen zur Klärung derartiger instationärer Strömungsphänomene in axialen Turbomaschinen experimentell oder numerisch durchgeführt.

Die experimentellen Untersuchungen in [12], [33], [87], [88] und [89] befassen sich mit

den Wechselwirkungen der Abströmung aus dem Leitradgitter mit dem stromabwärts gelegenen Laufradgitter in axialen Turbinen. Eine wohl gemeinsame Schlußfolgerung aus diesen Untersuchungen ist, daß die Wechselwirkungen der Nachläufe bzw. der Potentiale bei einem kleinen Axialspalt gleichzeitig stattfinden, und die Zuströmbedingung zum Laufradgitter, das Strömungsverhalten im Laufradkanal, der Umschlag der Grenzschicht am Schaufelprofil und die Abströmung aus dem Laufradgitter von den Wechselwirkungen stark beeinflußt werden. Im Gegensatz dazu wurden in [69] die Einflüsse der Nachläufe aus dem Laufradgitter auf das zeitliche Strömungsverhalten im Leitradgitter eines axialen Verdichters dadurch untersucht, daß die Laufradströmung durch eine mitbewegte Zylinderumströmung ersetzt wird. Dabei wurde festgestellt, daß die höheren Durckschwankungen an der Schaufelvorderkante dominieren, und sich die Inzidenzänderung infolge des Geschwindigkeitseinbruchs im Nachlauf auf die zeitliche Druckverteilung entlang des Schaufelprofils auswirkt.

Begünstigt durch den raschen Fortschritt der Rechenanlagen wurden in den letzten Jahrzehnten beträchtliche Anstrengungen zur numerischen Analyse wechselwirkender Strömungen im Lauf- und Leitradgitter in Turbomaschinen unternommen. Die erste Forschungsarbeit auf diesem Gebiet wurde vor etwa 20 Jahren (1977) von *Erdoes et al.* [35] geleistet. Sie haben ein Konzept zur Berechnung wechselwirkender Strömungen in einer Stufe mit unterschiedlichen Schaufelzahlen in jeder Schaufelreihe anhand eines Einkanalströmungsmodells vorgeschlagen. Dabei haben sie mit Hilfe eines expliziten *MacCormack*-Verfahrens und einer *Zonenmethode* für die Grenzfläche zwischen zwei Gitternetzen die reibungsfreie transsonische Strömung durch einen einstufigen axialen Verdichter berechnet. *Lewis et al.* in [51] haben auch für die Berechnung der reibungsfreien Strömung durch eine Stufe einer axialen Turbine ein explizites *Hopscotch*-Verfahren, ein *überlapptes* Gitternetz in der Nähe der Grenzfläche und eine lineare Interpolation für den Informationsaustausch zwischen zwei Gitternetzen eingesetzt. Im Gegensatz dazu hat *Rai* in [58] die turbulente Strömung durch eine axiale Turbinenstufe mit gleichen Schaufelzahlen anhand eines impliziten Verfahrens und einer *konservativen Zonenmethode* berechnet. Dabei betont er die Wichtigkeit der konservativen Eigenschaft bei der Behandlung der Grenzfläche. *Fan et al.* in [36] haben anhand eines Nachlaufmodells die zeitliche Entwicklung der Grenzschicht am Leitradschaukelprofil eines axialen Verdichters in Abhängigkeit von dem Axialspalt, dem Teilungsverhältnis und der Umfangsgeschwindigkeit der Nachläufe numerisch untersucht. Diese Untersuchung zeigt, daß mit abnehmendem Axialspalt, zunehmendem Teilungsverhältnis und zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Nachläufe die Instationarität in der Grenzschicht des Schaufelprofils zunimmt. Insbesondere haben *Giles* in [37] und *Hodson* in [43] durch eine Modellbildung der Nachläufe am Laufradeintritt die Effekte der Wechselwirkungen der Nachläufe mit einer Laufradschaukelreihe in einer axialen Turbine numerisch untersucht. Dabei wurde festgestellt, daß sich die Nachläufe im Laufradkanal im wesentlichen reibungsfrei verhalten, und die durch die relative Bewegung der Nachläufe und der Schaufeln unterteilten Nachlaufsegmente von der Druckseite zur Saugseite, relativ zur Hauptströmung, wirken.

Die bisherige Untersuchung instationärer Strömungen in Turbomaschinen konzentrieren sich meistens auf die Wechselwirkungen der Nachläufe bzw. der Potentiale mit der nachfolgenden Schaufelreihe. Jedoch leistet auch die abgelöste Wirbelreihe aus der vorhergehenden Schaufelreihe zusammen mit den Wechselwirkungen einen großen Beitrag zum Verhalten bzw. zur Instationarität der Strömung in Turbomaschinen, so daß in dieser Arbeit zusätzlich zu den Wechselwirkungen der Nachlaufdellen bzw. der Potentiale auch eine Reihe von Wirbeln

im Nachlauf mitberücksichtigt werden, welche von der vorhergehenden in die nachfolgende Schaufelreihe laufen.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, einerseits leistungsfähige implizite Lösungsverfahren für die numerische Berechnung instationärer Strömungsvorgänge zu entwickeln, andererseits qualitative und wenn möglich quantitative Aussagen über die durch die Instationarität der Strömung durch ein Lauf- und Leitradgitter in thermischen axialen Turbomaschinen bedingten physikalischen Phänomene bzw. Effekte zu machen. Hierfür werden zunächst einige Testrechnungen für die Validierung der numerischen Verfahren vorgenommen, für welche analytische Lösungen oder Messdaten vorliegen. Dann wird die Leitradströmung eines axialen Verdichters im Einflußbereich der vorhergehenden turbulenten Laufradwirbelströmung anhand einer geeigneten Modellbildung berechnet, um deren Einfluß auf die Leitradströmung zu untersuchen. Dabei wird ein Konzept zur Behandlung der Grenzfläche zwischen zwei unterschiedlichen Bezugssystemen vorgeschlagen, welches die Flußberechnung, wie im Inneren eines Rechengebiets, ohne großen Verlust an Genauigkeit ermöglicht.

Im folgenden Kapitel 2 werden zuerst einige Formen der Erhaltungsgleichungen und die für die numerische Berechnung von Gasströmungen erforderlichen Bedingungen mathematisch modelliert. Anschließend werden in Kapitel 3 die Grundlagen der verwendeten räumlichen und zeitlichen Diskretisierungskonzepte kurz dargelegt. Kapitel 4 beschreibt die Lösungsverfahren für algebraische nichtlineare Gleichungssysteme, welche sich in impliziter Zeitdiskretisierung einstellen. Insbesondere werden hier verschiedene lineare Lösungsverfahren eingehend formuliert, welche impliziten Verfahren zugrunde liegen. In Kapitel 5 werden die Ergebnisse einiger Testrechnungen vorgelegt, welche vor der Anwendung der numerischen Verfahren auf axiale Turbomaschinen durchgeführt wurden. In Kapitel 6 wird zunächst auf ein Konzept zur Behandlung der Grenzfläche zwischen dem mitbewegten Bezugssystem für die Laufradströmung und dem feststehenden Bezugssystem für die Leitradströmung eingegangen. Dann werden die Effekte der turbulenten Nachlaufwirbelströmung aus dem Laufrad auf die Leitradströmung eines axialen Verdichters durch eine Parameterstudie gezeigt und ausführlich diskutiert.