

Stochastische Untersuchungen regenerationsbedingter Imperfektionen einer Turbinenschaufel: Modellierung des deterministischen Modells zur effizienten Berechnung des Schwingungs- und Festigkeitsverhaltens

T. Rogge^{*}, R. Rolfes

Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Statik und Dynamik
Appelstr. 9A, 30167 Hannover, Deutschland

^{*}E-Mail: t.rogge@isd.uni-hannover.de

Kurzfassung

Bisher kann der Einfluss regenerationsbedingter Imperfektionen auf das strukturmechanische Verhalten von Turbinenschaufeln nicht quantifiziert werden. Durch stochastische Analysen des Schwingungs- und Festigkeitsverhaltens ist es jedoch möglich diesen unter Einbezug der Betriebsbedingungen zu untersuchen und letztlich eine Bewertung vorzunehmen. Hierzu ist die Entwicklung numerischer Modelle und Methoden zur wirklichkeitstreuen Abbildung des Systemverhaltens unter Einbezug der Fliehkraft-, Gastemperatur- und Gasdruckeinwirkung unerlässlich. Eine besondere Herausforderung stellt damit die Modellierung des deterministischen Modells dar. Aufgrund des hochgradig nichtlinearen Systems ergibt sich ein großer Aufwand in der Berechnung. Das betrifft die Analyse der Dynamik, aber vor allem die der Betriebsfestigkeit. Abhilfe schaffen effiziente Modellierungs- und Berechnungsansätze, die sich auf die wesentlichen Einflussgrößen und Phänomene beschränken. Somit kann eine hohe Ergebnisqualität bei einem realisierbaren Berechnungsaufwand gewährleistet werden.

Schlüsselwörter: Turbinenschaufel, Imperfektion, Strukturmechanik, Stochastik

Einleitung

Die Regeneration von Bauteilen geht immer mit Abweichungen zum Ideal einher. Die Imperfektionen spiegeln sich in den materiellen und geometrischen Eigenschaften des Bauteils wieder. Durch gesetzte Toleranzen werden Streuungen der Eigenschaften in einer gewissen Bandbreite zugelassen. Die Folge sind individuelle Bauteile, die durch die geometrischen und materiellen Imperfektionen in ihrem physikalischen Verhalten variieren. Turbinenschaufeln sind hochbelastete Bauteile, die durch ihre starke Beanspruchung und dem damit verbundenen Verschleiß einen großen Aufbereitungsaufwand in der Regeneration benötigen. Zudem wird durch enge Sicherheitsbestimmungen ein hohes Maß an Genauigkeit bei der Regeneration verlangt. Um den Regenerationsprozess zu optimieren, muss zunächst

der Einfluss der realen, regenerationsbedingten Imperfektionen auf das strukturmechanische Verhalten der Turbinenschaufel quantifiziert werden.

Ein deterministisches Beispiel für den Einfluss des Mistunings auf das Schwingungsverhalten eines Schaufelkranzes ist von HOHL et al. in [5] aufgeführt. Zudem wird ein Ausblick zur Möglichkeit der stochastischen Untersuchung dieser Problemstellung gegeben. HOU et al. präsentieren in [7] einen exemplarischen Überblick über die deterministische Untersuchung des Einflusses künstlicher Imperfektionen auf die Betriebsfestigkeit einer Turbinenschaufel. Beide Arbeiten zeigen einen deutlichen Einfluss bereits durch kleine Imperfektionen auf das strukturmechanische Verhalten. Weiterhin wird der große deterministische Berechnungsaufwand thematisiert. So führt VOIGT in [15] probabilistische Betriebsfestigkeitsuntersuchungen einer Turbinenschaufel mit vereinfachten Belastungs- und Modellansätzen durch. WEIß et al. benutzen in [16] ebenfalls ein Submodell, das auf einen Bereich des Schaufelfußes begrenzt ist.

Die grundsätzliche Herausforderung besteht damit darin, das deterministische Modell hinsichtlich der stochastischen Untersuchungen rechenbar zu machen und die Aussagekraft der stochastischen Ergebnisse zu bewahren. Es gilt gekoppelte und interagierende Einzelherausforderungen zu bewältigen:

- Verknüpfung der Fachdisziplinen der Dynamik und Festigkeitslehre
- Große Anzahl von Eingangsparametern (Betriebsdaten, Material)
- Unterschiedliche Einwirkungen (Fliehkraft, Gastemperatur, Gasdruck)
- Höherdimensionales Problem (Ort, Zeit, Temperatur)
- Hochgradig nichtlineares Problem (Material, Randbedingungen, Berechnung)
- Zeit- und speicheraufwendige Berechnung

Zur Lösung der Problemstellung ist ein deterministisches Modell zur effizienten Berechnung des Schwingungs- und Festigkeitsverhaltens entwickelt worden. Eingebettet in eine Berechnungsstruktur ermöglicht diese einen realisierbaren Berechnungsaufwand bei einer hohen Ergebnisqualität und damit die stochastischen Untersuchungen der gesamten Turbinenschaufel. Der Lösungsansatz basiert auf einer geschickten und vollparametrisierten Implementierung zur Verwaltung der Eingangsparameter. Einzelberechnungen werden über BOOLE'sche Operatoren und Variablen organisiert. Darüber hinaus sind effiziente Belastungs- und Berechnungsansätze angewandt, entwickelt und kombiniert worden, die das Systemverhalten auf die wesentlichen Einflussgrößen und Phänomene reduzieren.

Belastungsansätze

Der reale Betriebsverlauf einer Turbine unterteilt sich in mehrere Flugphasen mit unterschiedlichen Leistungsstufen [2]. Aus strukturmechanischer Sicht bilden sich damit auch unterschiedliche Belastungsstufen aus, wobei vor allem der Leerlauf LL und die Vollast VL von besonderer Bedeutung sind. Diese unterteilen sich weiterhin jeweils in eine Anfahrphase A und eine Haltephase H. Die Anfahrphasen sind hinsichtlich der Dynamik interessant, da mit sich ändernder Rotordrehzahl ein Frequenzband mit möglichen Resonanzzuständen durchlaufen wird. Zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit sind hingegen die Haltephasen mit

ihrer anhaltenden äußeren Belastung $B_{\ddot{A}}$ von Bedeutung [16]. Damit kann der komplexe Betriebsverlauf der Turbine entsprechend Abbildung 1 auf einen belastungsrelevanten Berechnungsgrundzyklus reduziert werden.

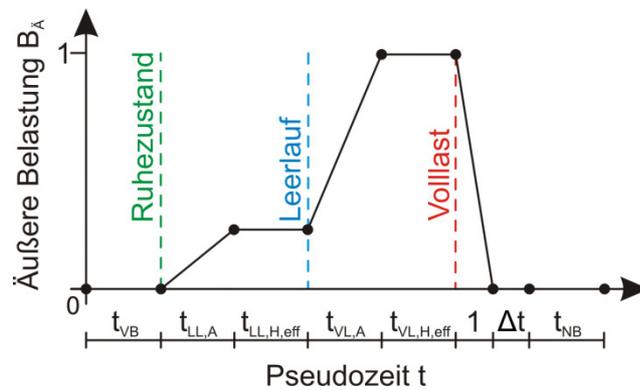


Abbildung 1. Berechnungsgrundzyklus

Bei der zeitlichen Modellierung des Berechnungsgrundzykluses werden zudem der Vorbetrieb VB und Nachbetrieb NB berücksichtigt. Die Haltezeiten werden auf den beanspruchungsrelevanten Anteil mittels ihres Effektivwerts reduziert. Zur kontinuierlichen Simulation wird die äußere Belastung in einer Einheitszeit wieder auf Umgebungsbedingungen gesetzt. Die sich ergebende zeitliche Abweichung zum realen Grundzyklus wird über die Differenzzeit Δt beschrieben. Da inelastische Verformungsvorgänge stark von der Belastungsgeschichte abhängig sind, wird der Berechnungsgrundzyklus über das Schaufelleben simuliert. Hierzu werden die zeitabhängigen Einwirkungen auf quasistatische Belastungsansätze reduziert, sodass sich der numerische Aufwand bei der Betriebsfestigkeitsberechnung verringert. Folglich ergibt sich eine Pseudozeit zur Simulation, die anhand von Lastschritten beschrieben wird. Die äußere Belastung setzt sich aus den Einwirkungen der quasistatischen Fliehkraft und den zeitabhängigen Größen der Gastemperatur und des Gasdrucks zusammen. Zur belastungsspezifischen Definition der Betriebspunkte des Leerlaufs und der Volllast werden Betriebsdaten der Turbine herangezogen und über den Betriebsbereich extrapoliert. Die Gewinnung der Betriebsdaten der zeitabhängigen Einwirkungen erfolgt mittels der Ergebnisse stationärer CFD¹-Berechnungen. Diese werden auf die Anströmfläche des FE-Modells der Turbinenschaufel interpoliert [1]. Die Fluid-Struktur-Interaktion wird damit über eine unidirektionale Kopplung beschrieben.

Die Gastemperatur wird über Wärmekonvektion auf die Strukturoberfläche übertragen und verteilt sich über Wärmeleitung in der Struktur der Turbinenschaufel. Dabei wird die Wärmekonvektion mathematisch über den Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben. Zur Näherung der komplexen Funktion des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wird die Nusselt-Korrelation nach GNIELINSKI und der Reibungsfaktor nach PETUKHOV herangezogen [8]. Vorteil dieser gewählten Formulierung ist, dass diese ihre Gültigkeit bis weit in den turbulenten Strömungsbereich behält. Die quasistatische Reduktion der Gastemperatur wird über die Trennung der mechanischen und thermischen Freiheitsgrade [1] erreicht. Anhand

¹ Computational Fluid Dynamics

einer schwach gekoppelten thermischen Analyse lässt sich die Strukturtemperatur über den Berechnungsgrundzyklus ermitteln.

Infolge der Anströmung des rotierenden Systems über das vorgeschaltete Leitschaufelgitter entsteht eine periodische Anregung der Laufschaufel. Die Ursache sind drehzahlharmonische Fluktuationen des Gasdrucks. Hierzu zählt unter anderem die Anregung aufgrund von sogenannten Nachlaufdüsen, die auch als Düsenanregung bezeichnet wird. Die periodische Anregung erfolgt dabei mit dem n_{LE} -Vielfachen der Rotordrehfrequenz, wobei n_{LE} die Anzahl der Leitschaufeln des vorgeschalteten Leitschaufelgitters ist. Dieser Anregungsmechanismus durch höhere Harmonische gehört zu den fremderregten Schwingungen und stellt den Haupterregungsmechanismus einer Laufbeschleunigung dar. Eine FOURIER-Reihenentwicklung zeigt, dass die erste Höherharmonische deutlich im Erregerkraftspektrum hervortritt [11]. Aufgrund dessen ist es ausreichend einen linearen Schwingungsansatz unter Einbezug der ersten Höherharmonischen zu verwenden. Die Überhöhung des dynamischen bezüglich des statischen Gasdruckanteils wird durch den Stimulus beschrieben [14]. Zur quasistatischen Reduktion des Gasdrucks wird der instationäre Frequenzgang des Berechnungsgrundzykluses unter bisher gegebener quasistatischer Belastung berechnet, siehe Abschnitt Berechnungsansätze. Wird der Quotient aus dem dynamischen und statischen Verschiebungszustand gebildet, so ergibt sich eine lokale Vergrößerungsfunktion. Diese systemantwortspezifische Größe ist proportional zum statischen Zustand, sodass der dynamische über den statischen Gasdruckanteil beschrieben werden kann. Letztlich erfolgt eine Superponierung der zwei Gasdruckzustände über den Berechnungsgrundzyklus.

Berechnungsansätze

Turbinenschaufeln sind mechanisch und thermisch hochbelastet, sodass die daraus resultierenden Beanspruchungsphänomene auch numerisch mithilfe von geeigneten Materialmodellen abzubilden sind. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, dass sich bei stochastischen Analysen an einem komplexen Modell ein unvorhersehbares Systemverhalten einstellt. Somit gilt es alle erdenklichen Beanspruchungsfälle abzudecken. Um weiterhin eine robuste und stabile Berechnung zu gewährleisten, werden die materiellen Nichtlinearitäten auf ein problemangepasstes Niveau vereinfacht. Implementiert worden ist ein bilineares, elastisch-plastisches Materialgesetz nach PRAGER [9] und ein Kriechgesetz basierend auf der NORTON-BAILEY-Gleichung [1]. Das Kriechgesetz deckt dabei zeitlinear den Primär- und Sekundärbereich ab. Hierzu wird der Kriechgesetzanteil für den zeitnichtlinearen Primärkriechbereich so umformuliert, dass dieser zeitkonstant die Primär-Sekundär-Grenze [10] beschreibt. Durch diesen konservativen Ansatz verbessert sich das Konvergenzverhalten der numerischen Berechnung erheblich. Außerdem fördert dies ein quasistabilisiertes zyklisches Systemverhalten.

Die Berechnung der dynamischen Antwortgrößen der Anfahrtdynamik gestaltet sich bei steigender Rotordrehzahl und sich kontinuierlich verändernde Betriebsbedingungen als schwierig. Durch die erste Höherharmonische werden Eigenschwingungen in einem breiten Frequenzband angeregt, sodass eine sehr kleine Zeitschrittweite in Bezug auf die große Zeitspanne der Anfahrzeit notwendig wäre. Eine transiente Berechnung ist damit zu

rechenintensiv. Hingegen lässt sich verifizieren, dass sich die steifen Turbinenschaufeln unter den Betriebspunkten trotz der instationären Betriebsbedingungen nahezu einschwingen. Somit kann die konservative Annahme des eingeschwingenen Zustands getroffen werden. Diese Annahme ermöglicht die Berechnung eines instationären Frequenzgangs. Als Grundlage dieser Berechnung dient die rechenzeiteffiziente Frequenzganganalyse mittels modaler Superposition auf Vorspannungsbasis und angewandtem Clustering [1]. Nachteil dieser Berechnungsmethode ist, dass diese lediglich auf stationäre Betriebspunkte anwendbar ist. Demzufolge wird der Anfahrbereich in Zeitpunkte diskretisiert, gekennzeichnet durch den Index t . Die Lage der Eigenfrequenzen $f_{0,j}$ werden anhand der vorgespannten Modalanalyse berechnet und über ein jedes Intervall zwischen zwei Betriebspunkten linearisiert. Zur Berechnung der Frequenzganggrößen η , die sich aus der Erregerfrequenz f und der Amplitude \hat{u} zusammensetzen, wird ein Überlagerungsansatz verwendet. Die Überlagerungsfunktion des i -ten Intervalls

$$\eta_i = \frac{\Psi_t \cdot \eta_t + \Psi_{t+1} \cdot \eta_{t+1}}{\Psi_t + \Psi_{t+1}} \quad (1)$$

wird über die linearen Ansatzfunktionen

$$\Psi_t = 1 - \frac{f_t}{\Delta f_i} \quad \text{und} \quad \Psi_{t+1} = \frac{f_{t+1}}{\Delta f_i} \quad (2)$$

beschrieben. Die Wichtung rührt aus dem Clustering um die Eigenfrequenzen. Durch die unterschiedlichen Betriebspunkte verschieben sich die möglichen Resonanzstellen und Clusterfrequenzen. Mit Hilfe eines qualitativen CAMPBELL-Diagramms werden der Überlagerungsansatz und die Ansatzfunktionen in Abbildung 2 veranschaulicht.

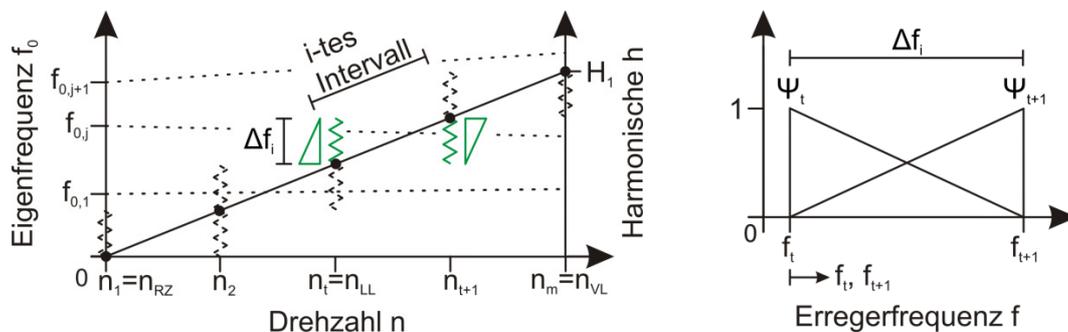


Abbildung 2. Überlagerungsansatz (links) und Ansatzfunktionen (rechts)

Um den instationären Frequenzgang über ein Intervall zu beschreiben, wird an den zwei umliegenden Betriebspunkten eine stationäre Frequenzganganalyse durchgeführt. Die Anregung erfolgt dabei über die maßgebende erste Höherharmonische H_1 . Die identischen Frequenzbänder Δf_i werden anhand der linearen Ansatzfunktionen überlagert. Jeder Frequenzgang beschreibt dabei die exakte Lösung auf der Harmonischen, die der Anregung zu Grunde gelegt ist. Auf diese Weise wird der gesamte instationäre Frequenzgang über den Anfahrbereich der Turbine approximiert. Die Intervallgröße ist über eine Konvergenzstudie zu bestimmen.

Als Grundlage der Berechnung der Betriebsfestigkeit dient eine lineare Schadensakkumulation. Die über das Lastkollektiv der Flugzyklen aufsummierte Gesamtschädigung D setzt sich dabei aus einem Anteil infolge Ermüdung nach PALMGREN-MINER und einem Anteil infolge Kriechen nach ROBINSON zusammen [12]. Der Kriechschädigungsanteil ist aufgrund der hohen Temperaturbelastung der Turbinenschaufeln zu berücksichtigen. Die Ermüdungsteilschädigungen ΔD_e werden über die Anzahl der Zyklen n und die Kriechsteilschädigungen ΔD_k über die kriechrelevanten Beanspruchungsniveaus m entsprechend

$$D = D_e + D_k = \sum_{i=1}^n \Delta D_{e,i} + \sum_{j=1}^m \Delta D_{k,j} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\Delta N_i}{N_{B,i}(\sigma_i, \theta_i)} + \sum_{j=1}^4 \frac{\Delta t_{i,j}}{t_{B,i,j}(\sigma_{i,j}, \theta_{i,j})} \right] \leq 1 \quad (3)$$

aufsummiert [13]. Werden die berücksichtigten Anfahrts- und Haltezeiten als kriechrelevante Beanspruchungsniveaus definiert, so lassen sich die Kriechsteilschädigungen je Zyklus zusammenfassen [3]. Zur Ermittlung einer Teilschädigung wird der Quotient aus der erfahrenen Schwingspielzahl ΔN bzw. Belastungszeit Δt und ertragbaren Schwingspielzahl N_B bzw. Belastungszeit t_B bis zum Bruch unter der gegebenen Beanspruchung der Spannung σ und Temperatur θ gebildet. Dabei werden die Lebensdauerfunktionen über experimentell und isotherm ermittelte Festigkeitslinien beschrieben, die nach STÜSSI [4] approximiert werden. Der Vorteil der gewählten Formulierung liegt in der eindeutigen Beschreibung der Ränder der Bruch- und Dauerfestigkeit. Um die Beanspruchungsgrößen je Zyklus zu bestimmen, gilt es das gesamte Lastkollektiv des Schaufellebens basierend auf dem Berechnungsgrundzyklus zu simulieren. Hinsichtlich der stochastischen Analysen ist dieser hohe Rechenaufwand nicht vertretbar. Jedoch stellt sich im Laufe eines Schaufellebens ein quasistabilisiertes zyklisches Systemverhalten hinsichtlich der relevanten Beanspruchungsgrößen ein [16], welches zur Reduzierung des Rechenaufwands genutzt werden kann. Die Temperaturbeanspruchung ist in jedem Zyklus identisch, da sich die Turbinenschaufel nach jedem Flug wieder auf Raumtemperatur abkühlt. Bei der Beanspruchung der Spannung besteht hingegen eine Zykleninteraktion, da durch inelastische Verformungen Eigenspannungen in der Turbinenschaufel nach einem Flug zurückbleiben können. Folglich ist das quasistabilisierte Systemverhalten maßgeblich von inelastischen Verformungsvorgängen und Spannungumlagerungen abhängig. Stellt sich der quasistabilisierte Zyklus \tilde{n} ein, so können die Spannungen anhand einer linearen Steigung $\Delta\sigma_{\tilde{n}}$ gemäß Abbildung 3 prognostiziert werden.

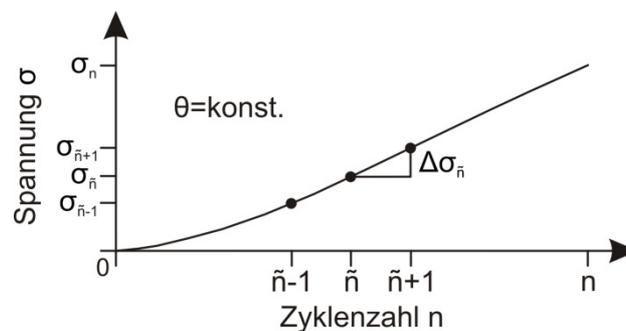


Abbildung 3. Spannungsprognostizierung (Fallbeispiel: Positiv linear steigend)

Der Berechnungsansatz ist mit einem harten Kriterium zur Überprüfung des quasistabilisierten zyklischen Systemverhaltens implementiert und über eine Vollberechnung verifiziert worden. Infolgedessen kann die lineare Schadensakkumulation in einen numerischen und analytischen Anteil aufgespalten und zu

$$D = \underbrace{\sum_{i=1}^{\tilde{n}} \left[\Delta D_{e,i} + \sum_{j=1}^4 \Delta D_{k,i,j} \right]}_{\text{Numerisch}} + \underbrace{\sum_{i=1}^{L \leq n - \tilde{n}} \left[(n_\gamma - n_\beta) \cdot \left[\left(\frac{\Delta D_{e,\gamma} + \Delta D_{e,\beta}}{2} \right) + \sum_{j=1}^4 \left(\frac{\Delta D_{k,\gamma,j} + \Delta D_{k,\beta,j}}{2} \right) \right] \right]}_{\text{Analytisch}} \leq 1 \quad (4)$$

mit $\beta = \tilde{n} + \left[\left(\frac{n - \tilde{n}}{L} \right) \cdot (i - 1) \right]$ und $\gamma = \tilde{n} + \left[\left(\frac{n - \tilde{n}}{L} \right) \cdot i \right]$

umformuliert werden. Darüber hinaus lässt sich der analytische Anteil über die intervallweise Linearisierung L von Teilschädigungen noch recheneffizienter gestalten. Dieser Zusammenhang ist qualitativ in Abbildung 4 veranschaulicht.

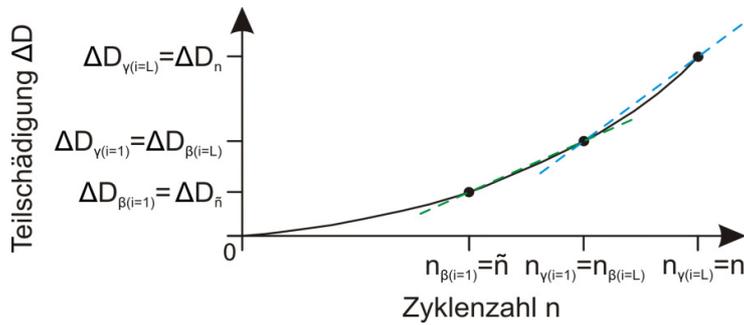


Abbildung 4. Teilschädigungsberechnung (Fallbeispiel: Streng monoton steigend)

Die exakte Lösung wird dabei an den Zyklen beschrieben, an denen die Spannung prognostiziert worden ist. Dazwischen liegende Zyklen werden intervallweise in ihren Teilschädigungen linear anhand ihrer Randwerte approximiert. Zur Anzahl der Linearisierungen ist eine Konvergenzstudie durchzuführen. Die semianalytische Berechnung der linearen Schadensakkumulation läuft im Postprozess der numerischen Berechnung.

Ergebnisse

Die Methodenentwicklung ist an einer Laufschaufel (Cortal - EN AW 7022) der fünften Stufe (29 Leitschaufel, 30 Laufschaufeln) der Versuchsluftturbine des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover durchgeführt worden. Die Turbine wird vornehmlich zur Untersuchung strömungsmechanischer Phänomene genutzt. Da die nachfolgenden Ergebnisse ebenfalls an dieser Laufschaufel erstellt worden sind, ist einleitend auf die geringe äußere Belastung ($n_{VL} = 7500$ 1/min, $\theta_{VL,max} = 332$ K, $p_{stat,VL,max} = 120$ kPa) hinzuweisen.

Zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens der Anfahrtdynamik wird ein CAMPBELL-Diagramm genutzt. In diesem wird der Verlauf der Eigenfrequenzen vom Ruhezustand bis zur Volllast der Turbine aufgezeigt. Da die Ergebnisse einer Einzelschaufel ohne den Einfluss des zyklischen Gesamtsystems aufgetragen werden, ist dieses als modifiziert zu betrachten. Die Berechnung des instationären Frequenzgangs ist unter der maßgebenden 1. Düsenregung bei der 29. Harmonischen durchgeführt worden. Typischerweise werden die Harmonischen in der Rotordynamik auch als Erregerordnung bezeichnet. Beide Untersuchungsergebnisse sind in Abbildung 5 dargestellt.

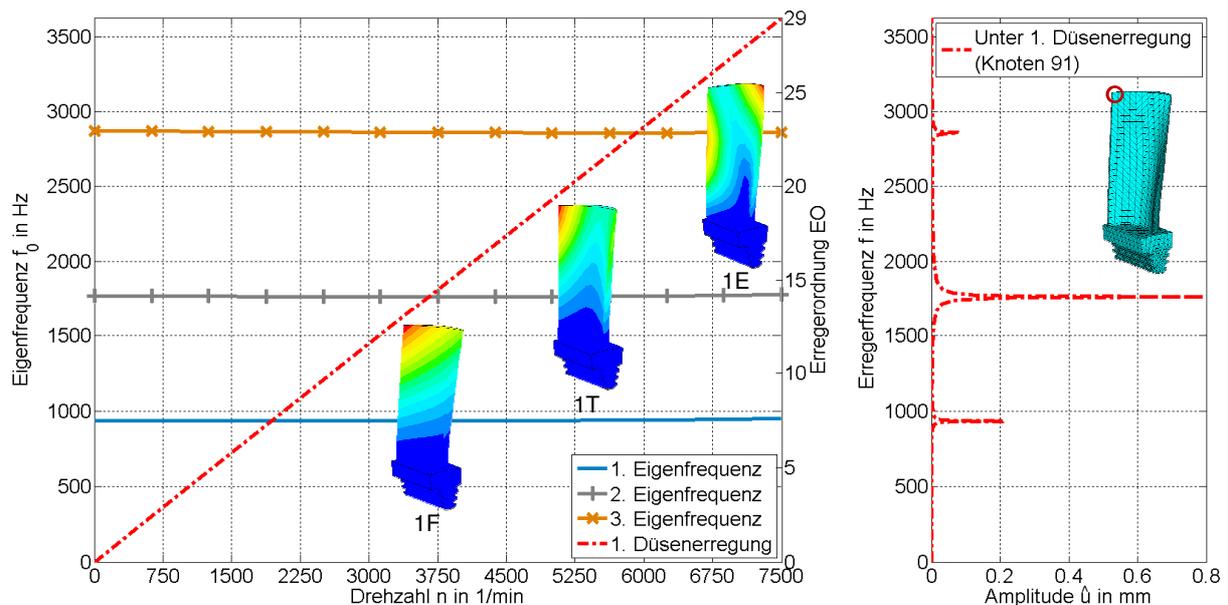


Abbildung 5. Modifiziertes CAMPBELL-Diagramm (links) und instationärer Frequenzgang (rechts)

Beim Anfahren der Turbine werden unter der ersten Düsenregung drei Eigenschwingungen angeregt. Dies sind die erste Biegeeigenschwingung um die weiche Achse 1F, die erste Torsionseigenschwingung 1T und die erste Biegeeigenschwingung um die starke Achse 1E. Durch die durchlaufenden Betriebspunkte lässt sich auch ein Einfluss der äußeren Belastung auf die Eigenfrequenzen feststellen. Beispielsweise beschreiben Hou et al. in [6] ein solches Verhalten. Allerdings lässt sich durch die hier gegebene geringe Beanspruchung kein nennenswerter Einfluss durch die Versteifung infolge der Fliehkraft und Entsteifung infolge der Temperatur auf die Eigenfrequenzen feststellen. Die größten Amplituden entstehen an der Schaufeloberkante, wobei vor allem die zweite Eigenschwingung im Resonanzzustand kritische Amplituden aufweist.

Das Festigkeitsverhalten der Laufschaufel wird anhand einer Betriebsfestigkeitsberechnung über 1000 Versuchsläufe der Luftturbine untersucht. Hierzu wird die Schädigungsentwicklung anhand der Degradationskurven der maximalen Lokalschädigung über die Zyklen in Abbildung 6 veranschaulicht. Die Gesamtschädigung wird hierzu in ihre Anteile der Ermüdungs- und Kriechschädigung zerlegt. Erkennlich ist ein annähernd lineares Treppenkollektiv der Schädigungen. Die Ursache sind rein elastische und fast identische Beanspruchungsbedingungen je Zyklus infolge der gegebenen äußeren Belastung. Die auftretende Maximalspannung entspricht dabei ca. 35 % der Materialstreckgrenze und die inelastischen Kriechdehnungen sind sehr gering. Weiterhin liegt die Maximalspannung

ca. 5 % über der Dauerschwingfestigkeit, sodass eine geringe Ermüdungsschädigung auftritt. Eine lange Haltezeit von ca. 5 Stunden auf Vollast bewirkt eine Kriechschädigung bedingt durch eine Zeitstandbeanspruchung trotz geringer Temperaturbelastung.

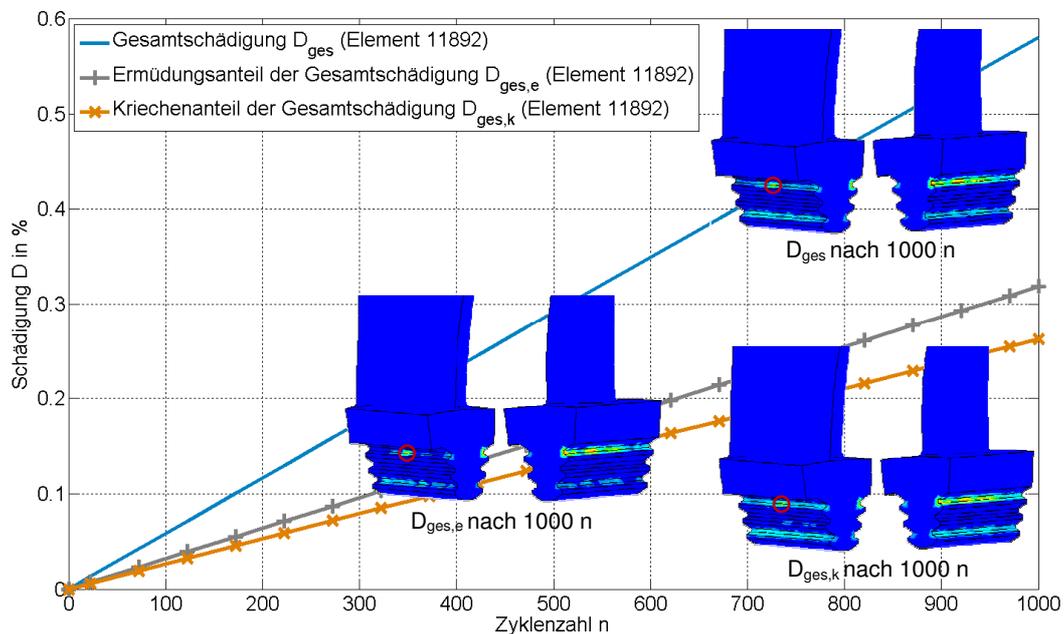


Abbildung 6. Degradationskurven der maximalen Lokalschädigung

Ein typisches Schadensbild wird anhand der numerischen Ergebnisse erkenntlich. Wie auch Hou et al. in [7] beschreiben, ist vor allem die obere Flanke des Tannenbaumfußes einer der höchstbeanspruchtesten Gebiete einer Turbinenschaufel ohne Deckband. Jedoch sind die Schädigungen aufgrund der geringen Beanspruchung als klein einzustufen.

Zusammenfassung

Die entwickelte Berechnungsstruktur ermöglicht einen realisierbaren Berechnungsaufwand bei einer hohen Ergebnisqualität zur stochastischen Untersuchung der Anfahrtdynamik und Betriebsfestigkeit einer Turbinenschaufel. Hierzu beschränkt sich der vorgestellte Lösungsansatz auf die wesentlichen Einflussgrößen und Phänomene. Der komplexe Betriebsverlauf einer Turbine ist auf einen belastungsrelevanten Berechnungsgrundzyklus vereinfacht worden. Berücksichtigt werden die Einwirkungen der Fliehkraft, der Gastemperatur und des Gasdrucks. Die Zeitlinearisierung des Primärkriechbereichs erhöht die Stabilität der numerischen Berechnung und fördert ein quasistabilisiertes zyklisches Systemverhalten. Zur effizienten Berechnung des instationären Frequenzgangs ist ein Überlagerungsansatz für die dynamischen Antwortgrößen interagierender, stationärer Frequenzbänder entwickelt worden. Bei der Betriebsfestigkeitsberechnung wird der numerische Aufwand über die Reduzierung der zeitabhängigen Einwirkungen auf quasistatische Belastungsansätze verringert. Zudem erfolgt eine semianalytische Berechnung der linearen Schadensakkumulation nach PALMGREN-MINER und ROBINSON anhand eines verifizierten, quasistabilisierten zyklischen Systemverhaltens. Die deterministische Rechenzeit der untersuchten Laufschaufel beträgt circa zwei Stunden und verkürzt sich damit um mehrere Tage.

Danksagung

Diese Arbeit ist aus dem Teilprojekt B4 des Sonderforschungsbereichs 871 „Regeneration komplexer Investitionsgüter“ entstanden. Gefördert wird der Sonderforschungsbereich von der Deutschen Forschungsgemeinschaft.

Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS RELEASE 13.0 (2010): Documentation. ANSYS Mechanical APDL and Mechanical Applications Theory Reference. ANSYS, Inc.
- [2] W. J. G. BRÄUNLING (2009): Flugzeugtriebwerke. Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreiselp Prozesse, Thermische Turbomaschinen, Emissionen und Systeme. 3. Auflage. Springer, Berlin (u. a.), ISBN 978-3-540-76368-0.
- [3] Š. DOMEN, F. MATIJA UND N. MARKO (2011): Creep Damage Calculation for Thermo Mechanical Fatigue. In: Journal of Mechanical Engineering 57 (5), S. 371–378.
- [4] E. HAIBACH (2006): Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. Auflage. Springer, Berlin (u. a.), ISBN 978-3-540-29363-7.
- [5] A. HOHL, B. KRIEGESMANN, J. WALLASCHEK UND L. PANNING (2011): The Influence of Blade Properties on the Forced Response of Mistuned Bladed Disks. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. Vancouver, Canada, 6.-10. Juni (GT2011-46826).
- [6] J. HOU UND B. WICKS (2002): Root Flexibility and Untwist Effects on Vibration Characteristics of a Gas Turbine Blade. Air Vehicles Division. Victoria, Australia. DSTO Platforms Sciences Laboratory (DSTO-RR-0250).
- [7] J. HOU, B. J. WICKS UND R. A. ANTONIOU (2002): An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis. In: Engineering Failure Analysis (9), S. 201–211.
- [8] F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT, T. L. BERGMAN UND A. S. LAVINE (2007): Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6. Auflage. John Wiley & Sons, Hoboken, ISBN 978-0-471-45728-2.
- [9] B. KLEIN (2012): FEM. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. 9. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1603-0.
- [10] J. MALJAARS (2007): Local buckling of slender aluminium sections exposed to fire. Mechanical properties at elevated temperature. TNO Building and Construction Research. Eindhoven University of Technology, July 2007 (TU/e-TNO report, Report no. 4).
- [11] L. PANNING (2005): Auslegung von Reibelelementen zur Schwingungsdämpfung von Turbinenschaufeln. VDI-Verlag, Düsseldorf, ISBN 3-18-332811-9.
- [12] D. RADAJ UND M. VORMWALD (2007): Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Ingenieure. 3. Auflage. Springer, Berlin (u. a.), ISBN 978-3-540-71458-3.
- [13] M. H. SABOUR UND R. B. BHAT (2008): Lifetime prediction in creep-fatigue environment. In: Materials Science-Poland 26 (3), S. 563–584.

- [14] W. TRAUPEL (2001): Thermische Turbomaschinen. Zweiter Band: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme. 4. Auflage. Springer, Berlin (u. a.), ISBN 3-540-67377-6.
- [15] M. VOIGT (2010): Probabilistische Simulation des strukturmechanischen Verhaltens von Turbinenschaufeln. TUDpress, Dresden, ISBN 978-3-941298-69-9.
- [16] T. WEIß UND H. SCHLUMS (2008): Probabilistische Finite-Elemente Analysen zum Einfluss von Materialstreuungen auf die Lebensdauer einer einkristallinen Turbinenschaufel. 1. Dresdner-Probabilistik-Workshop. Dresden, 9.-10. Oktober.