

Schaufelschwingungen realer integraler Verdichterräder im Hinblick auf Verstimmung und Lokalisierung

Von der Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik und Wirtschaftsingenieurwesen
der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Thomas Klauke

geboren am 26.3.1977 in Zittau

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Christoph Egbers
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Arnold Kühhorn
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Tag der Disputation: 14. Dezember 2007

DANKSAGUNG

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen, am Institut für Verkehrstechnik der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus, im Rahmen einer Zusammenarbeit mit der Firma Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co. KG von Oktober 2003 bis Juli 2007.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Arnold Kühhorn, dem Leiter des Lehrstuhls, für die stete Förderung und Unterstützung dieser Arbeit.

Herrn Professor Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer gebührt besonderer Dank für die Übernahme des Korreferates, sowie für die wertvollen Anregungen und kritischen Hinweise.

Mein Dank gilt auch Herrn Professor Dr.-Ing. Christoph Egbers für seine Bereitschaft, den Vorsitz im Promotionsausschuss zu übernehmen.

Weiterhin danke ich den Kollegen des Lehrstuhls, insbesondere Herrn M. Golze, für die fachlich wertvollen Gespräche und die freundliche Arbeitsatmosphäre. Bei der Durchführung der Versuche war mir Dr.-Ing. B. Beirow eine wertvolle Hilfe.

Selbiges gilt auch für die Mitarbeiter der Rolls-Royce Ltd. & Co. KG, Herrn Dr.-Ing R. Parchem und Herrn Dr.-Ing Ch. Pianka, welche durch ihre Unterstützung diese Arbeit ermöglichen.

Herrn Gastprof. Dipl.-Ing. G. Albrecht danke ich für die zahlreichen Anmerkungen und hilfreichen Hinweise und ebenso Frau Hildegard Schulz für das Korrekturlesen dieser Arbeit.

Den Firmen Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co KG, MTU Aero Engines Holding AG, General Electric Company, Europrop International und DS-Technologie GmbH sei für die Erlaubnis zur Veröffentlichung umfangreichen Bildmaterials gedankt.

Cottbus, Dezember 2007

Thomas Klauke

ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen der stetigen Weiterentwicklung von Flugtriebwerken, mit dem Ziel umweltfreundlicherer, leistungsfähigerer und hinsichtlich ihres Brennstoffverbrauchs optimierter Gesamteigenschaften, nimmt die integrale Ausführung von Verdichterlaufrädern (Blisk) einen immer größeren Stellenwert ein.

Aufgrund der einteiligen Bauweise der Blisks entfallen hierbei die speziell im Falle vorderer Rotoren massiven, konventionellen Schaufelfüße und Scheibenhöcker, was, bedingt durch die hierdurch resultierende Gewichtsreduktion, die Realisation moderner, hochbelasteter Verdichter mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten erst ermöglicht.

Neben den genannten Vorteilen ist jedoch auch die verschwindend geringe Strukturdämpfung und die besondere Sensitivität bezüglich Fertigungsimperfectionen zu nennen, welche eine örtliche Begrenzung von Schwingformen (Mode-Lokalisierung), begleitet durch ein deutlich erhöhtes Schwingungsniveau, hervorruft. Diese örtlich begrenzte Überhöhung der Schwingantwort verstimmter Blisks kann, in Kombination mit ungünstiger aerodynamischer Anfachungen, zu einem kritischen Anstieg des lebensdauerrelevanten Beanspruchungsniveaus einzelner Schaufeln führen. Die Kenntnis dieser Zusammenhänge bildet somit u. a. die Voraussetzung für die Auswahl geeigneter Schaufeln zur Dehnmessstreifen-Applikation, welche wiederum die Grundlage für ein aussagekräftiges Schwingungsüberwachungssystem darstellt.

Diese Arbeit stellt mit Hilfe experimenteller und numerischer Untersuchungsmethoden einen ausführlichen Überblick über die Schwingungserscheinungen integraler Laufräder dar. Hierbei werden zunächst mit Hilfe komplexer Gesamtmodelle der Rotoren eines Versuchshochdruckverdichters die Grundlagen der Struktureigenschwingungen anhand verschiedener Beispiele veranschaulicht.

Aufbauend auf dem Verhalten des unverstimmten, perfekten Design-Modells werden anschließend die Unterschiede im Vergleich zum verstimmten, realen System detailliert erläutert.

Nachfolgend werden die Eigenschaften unverstimmter und die Besonderheiten verstimmter Systeme während der erzwungenen Schwingung aufgezeigt, sowie neue Beurteilungsgrößen zur Charakterisierung des Schwingverhaltens vorgestellt und am Beispiel verschiedener Verdichterroten illustriert.

In Abhängigkeit von den gegebenen Randbedingungen, wie z.B. der individuellen Systemverstimmung, der Schaufelschwingform, der Anfachung, als auch der Dämpfung prägen sich hierbei für die verschiedenen Rotorgeometrien unterschiedlich starke Mode-Lokalisierungen und Schwingungsamplituden aus, wobei sich im Besonderen Schaufeltorsionsmoden, niedrige Erregerordnungen, sowie Moden mit einer hohen Anzahl an Knotendurchmesserlinien als auch Rotoren mit einem ungünstigen Scheiben-Schaufel-Steifigkeitsverhältnis auszeichnen.

Ergänzend zum Einfluss der fertigungsbedingten Schaufelverstimmung auf die Rotorunwucht werden die Auswirkungen, welche aus der zusätzlichen Dehnmessstreifen-Instrumentierung resultieren, im Hinblick auf eine Beeinflussung des Schwingverhaltens diskutiert.

Schlüsselwörter

Blisk, Schaufelverstimmung, Mode-Lokalisierung, Schaufelschwingung, DMS-Applikation

SUMMARY

Aiming at more environmentally-friendly, more efficient and more powerful aero engines, integrated blade disk assemblies (blisks) will become more significant in the future development of aero engines.

Compared to conventional bladed disk assemblies, the integrated design instead of heavy blade-disk connection of modern aero engine compressors results in reduced rotor masses, facilitates higher maximum rotational velocities and improved pressure ratios (increased efficiency factors).

Apart from these advantages a number of disadvantages occur. Some of them are for example a very low structural damping and a higher sensitivity to manufacturing- and material tolerances (mistuning).

This results in localized vibration modes, higher displacement amplitudes, critical stress levels and reduced high cycle fatigue (*HCF*) of several blades due to inauspicious aerodynamic excitations.

From this, an optimum choice of blades to be instrumented with strain gauges (*s/g*) is the basis of a convincing vibration monitoring system during rig tests.

Based on experimental and numerical investigations an overview of the vibration behaviour of tuned and of mistuned blisks in particular will be presented detailly in this work.

The basic principles of blisk vibrations are shown using updated full finite element models of different rotor stages from a research high pressure compressor (*HPC*).

Based on the vibrational behaviour of the tuned, ideal design model the characteristics of the mistuned system will be explained first, followed by the properties of forced response of the tuned and mistuned blisk. In this context new criteria for a simple evaluation of localized vibration modes will be introduced and illustrated in detail by comparison of different real blisk stages.

The investigations show, that different levels of mode-localization and blade displacement magnifications occur, depending on the blisk geometry and boundary conditions (blade mode, engine order excitation, damping, etc.). Especially the blade-to-disk-ratio and the blade mode are dominating factors: Torsional modes, blisks with an inauspiciously related disk stiffness, low engine order excitations and blade modes with a high number of nodal diameters respectively have a higher mistuning sensitivity than blade bending modes or blisks with favourable related disk stiffness.

Complementary to the influence of manufacturing-caused blade mistuning on rotor balance, the effects of *s/g*-application on blades will be discussed regarding the modification of the blisk vibration behaviour.

Keywords

blisk, mistuning, mode localization, blade vibration, *s/g* application

NOMENKLATUR

Ohne Anspruch auf Vollständigkeit sind hier die wichtigsten Bezeichnungen aufgeführt. Die in der Nomenklatur nicht aufgeführten Größen sollten sich im Kontext klar erfassen lassen.

Abkürzungen, Akronyme

<i>AFM</i>	abrasive flow machining, dt.: Druckfließläppen
<i>Blisk</i>	blade integrated disk, dt.: integrales Laufrad
<i>Bling</i>	blade integrated ring, dt.: integrales Laufrad mit ringförmiger Scheibe
<i>CFD</i>	computational fluid dynamics, dt.: numerische Strömungsberechnung
<i>CFK</i>	kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
<i>CFRC</i>	carbon fibre reinforced composites, dt.: <i>CFK</i>
<i>CN</i>	circular nodes, dt.: konzentrische Knotenlinien, Knotenkreise
<i>CNC</i>	computerized numerical control, dt.: computergestützte numerische Steuerung
<i>CSM</i>	cyclic symmetry mode, dt.: zyklisch-symmetrische Schwingform (Anzahl der umlaufenden Sinuswellen einer Schwingform, Anzahl der Knotendurchmesserlinien einer Schwingform)
<i>D/A</i>	digital-analog
<i>DFT</i>	Diskrete Fouriertransformation
<i>DMS</i>	Dehnmessstreifen
<i>DOD</i>	domestic object damage, dt.: Eigenkörperbeschädigung
<i>DOF</i>	degree of freedom, dt.: Freiheitsgrad
<i>ECM</i>	electrochemical machining, dt.: elektrochemisches Bearbeiten
<i>EO</i>	Erregerordnung, eng.: engine order
<i>E3E</i>	Engine 3E (environment, efficiency, economy)
<i>FE</i>	Finite-Elemente
<i>FEM</i>	Finite-Elemente-Methode
<i>FHG</i>	Freiheitsgrad
<i>FOD</i>	foreign object damage, dt.: Beschädigung durch Fremdkörper
<i>FRF</i>	frequency response function, dt.: Übertragungsfunktion
<i>FSI</i>	Fluid-Struktur-Interaktion
<i>FVK</i>	faserverstärkte Kunststoffe
<i>HCF</i>	high cycle fatigue, dt.: hochzyklische Ermüdung (bzgl. Dauerschwingfestigkeit)
<i>HDV</i>	Hochdruckverdichter, eng.: <i>HPC</i>
<i>HPC</i>	high pressure compressor, dt.: Hochdruckverdichter
<i>HSC</i>	high speeding cutting, dt.: Hochgeschwindigkeitsfräsen
<i>HT-DMS</i>	Hochtemperatur-Dehnmessstreifen (Freigitter- <i>DMS</i>)
<i>IBR</i>	integrally bladed rotor, dt.: integrales Laufrad, <i>Blisk</i>
<i>IMC</i>	intermediate casing, dt.: Zwischengehäuse
<i>LDV</i>	Laser-Doppler-Vibrometrie
<i>LFW</i>	linear friction welding, dt.: lineares Reibschweißen
<i>LokaGra</i>	Lokalisierungsgrad der Schaufelschwingform

<i>MAC</i>	modal assurance criterion
<i>MCSM</i>	modified cyclic symmetry mode, dt: modifizierte zyklisch-symmetrische Schwingform
<i>MFS</i>	milled from solid, dt.: aus dem Vollen gefräst
<i>MMC</i>	metal matrix composite, dt.: Metalmatrix-Verbund
<i>ND</i>	nodal diameter, nodal diameter line, dt.: Knotendurchmesserlinie
<i>NDV</i>	Niederdruckverdichter, eng.: <i>LPC</i>
<i>PMC</i>	polymer matrix composites, dt.: Polymermatrix-Verbundwerkstoffe
<i>RMS</i>	root mean square, dt.: quadratischer Mittelwert
<i>ROM</i>	reduced order model, dt.: Model mit reduzierter Ordnung/Freiheitsgraden
<i>SAFE</i>	Singh's Advanced Frequency Evaluation
<i>s/g</i>	strain gauge, dt.: Dehnmessstreifen
<i>SDOF</i>	single degree of freedom, dt.: 1-Freiheitsgrad
<i>ZZENF</i>	zig-zag-shaped excitation in nodal diameters versus frequency diagram

Lateinische Symbole

<i>A</i>	[m ²], [mm ²]	Flächeninhalt,
	-	Amplitude
<i>b</i>	[m], [mm]	Breite
<i>c</i>	-	Parameter der Dichtefunktion der Weibull-Verteilung
<i>d</i>	[Ns/m]	Dämpfung, $d = 2mD\omega$
<i>D</i>	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß, $D = 1/2Q$
<i>E</i>	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
<i>f</i>	[Hz]	Frequenz,
	-	Dichtefunktion (der Weibull-Verteilung)
<i>F</i>	[N]	Kraft
<i>h</i>	[m], [mm]	Höhe
<i>H</i>	-	Übertragungsfunktion
<i>i</i>	-	Schaufelnummer
<i>k</i>	[N/m]	Steifigkeit,
	-	Parameter der Dichtefunktion der Weibull-Verteilung
<i>l</i>	[m], [mm]	Länge
<i>m</i>	[kg], [g]	Masse
<i>n</i>	[U/min]	Drehzahl der Rotors,
	-	Sichprobennummer
<i>N</i>	-	Anzahl, Anzahl der Schaufeln einer Blisk
<i>Q</i>	-	Überhöhungsfaktor, eng.: quality factor, $Q = 1/2D$
<i>r</i>	[m], [mm]	Radius
<i>S</i>	-	Frequenzaufsplittung
<i>t</i>	[s]	Zeit,
	[m], [mm]	Dicke
<i>T</i>	[s]	Zeitraum, Periodendauer
<i>u</i>	[g × mm]	Unwucht

U	[m], [mm]	Verschiebungskomponente
v	[m/s]	Schwinggeschwindigkeit, Geschwindigkeit
V	-	Vergrößerungsfunktion, $V(\Omega) = H(i\Omega) $,
	[m ³]	Volumen
W	[Nm]	Formänderungsenergie

Griechische Symbole

α	[rad], [°]	Winkel bezüglich der Position am Blisk-Umfang
Δ	-	Differenz, Änderung
δ	[1/s]	Abklingkonstante
ε	-	Verzerrung
η	-	dimensionsloser Verlustfaktor, $\eta = 2D$
ζ	-	max. Schaufelauslenkung / quadr. Mittelwert
ξ	-	Summe aller <i>DFT</i> -Koeffizienten / maximaler <i>DFT</i> -Koeffizient
ν	-	Querkontraktionszahl
ρ	[g/cm ³]	Dichte
σ	[N/mm ²]	Spannung
φ	[rad], [°]	Winkel, Schaufelphasenwinkel
ω	[rad/s]	Eigenkreisfrequenz, $\omega = 2\pi f$
Ω	[rad/s]	Erregerkreisfrequenz, $\Omega = 2\pi f_E$

Vektoren und Matrizen

$\underline{}$	Vektor
$\underline{\underline{}}$	Matrix
$\underline{\underline{D}}$	Dämpfungsmatrix
$\underline{F}$	Erregerkraftvektor
$\underline{\underline{K}}$	Steifigkeitsmatrix
$\underline{\underline{M}}$	Massenmatrix
$\underline{p}$	Erregervektor
$\underline{U}$	Verschiebungsvektor
$\underline{\Phi}$	Eigenvektor einer Eigenschwingform

Tiefgestellte Indizes

CSM	cyclic symmetry mode (Anzahl der umlaufenden Sinuswellen einer Schwingform, Anzahl der Knotendurchmesserlinien einer Schwingform)
D	bezüglich des gedämpften Systems

<i>Design</i>	bezüglich des Designs, der Konstruktionszeichnung
<i>DFT</i>	Koeffizient der diskreten Fouriertransformation
<i>E</i>	Erregung
<i>EO</i>	Erregerordnung
<i>FE</i>	Finite-Elemente-Resultat
<i>gesamt</i>	Gesamtmenge aller Teile
<i>h</i>	Komponente des Verschiebungsvektors
<i>i</i>	Schaufelnummer, allgemeiner Index
<i>j</i>	allgemeiner Index
<i>imaginär</i>	den Imaginärteil einer komplexen Größe betreffend
<i>k</i>	bezüglich der Kopplung zwischen Scheibe und Schaufeln
<i>max</i>	höchstmöglich, maximal
<i>max 10 %</i>	Mittelwert der größten Werte (10 % aller vorhandenen Werte)
<i>min</i>	niedrigstmöglich, minimal
<i>Mode</i>	eine definierte Schwingform betreffend
<i>mt</i>	mistuned, dt.: verstimmt
<i>mit DMS</i>	mit appliziertem Dehnmessstreifen
<i>normiert</i>	Darstellung bezogener Größen
<i>ohne DMS</i>	ohne Dehnmessstreifenapplikation
<i>Polynom</i>	durch Polynomapproximation generiert
<i>Proben</i>	die stochastischen Proben betreffend
<i>real</i>	den Realteil einer komplexen Größe betreffend
<i>R</i>	bezüglich der Resonanz eines Systems
<i>Rauschen</i>	bezüglich des Rauschanteil einer Schaufelverstimmungsverteilung
<i>Scan</i>	Laser-Scan-Resultat
<i>Schaufel,</i>	
<i>S</i>	die Schaufel betreffend
<i>Scheibe</i>	die Scheibe betreffend
<i>Sektor,</i>	
<i>Sek</i>	einen zyklisch-symmetrischen Sektor der Blisk betreffend
<i>Sinus</i>	bezüglich des Sinusanteil einer Schaufelverstimmungsverteilung
<i>tn</i>	tuned, dt.: unverstimmt
<i>u</i>	Unwucht
<i>uv</i>	unverstimmt
<i>vt</i>	verstimmt
<i>Weibull</i>	bezüglich der Weibull-Verteilung
<i>x</i>	horizontale Ordinate
<i>y</i>	horizontale Ordinate
<i>z</i>	vertikale Ordinate
<i>0</i>	bezüglich des ungedämpften Systems

Hochgestellte Indizes

$[\]^T$ transponiert

Sonstiges

$^{\circ}$ Grad

$| \ |$ Betrag einer Größe

$\overline{[\]}$ Mittelwert

$\hat{}$ Amplitude einer Größe

ANMERKUNG

Die Forschung und Entwicklung, die Fertigung sowie Wartung, Instandsetzung und die dazugehörige Dokumentation moderner Flugzeugtriebwerke wird in zunehmendem Maße durch die länder- und kontinentübergreifende Zusammenarbeit einer Vielzahl von Konzernen, Firmen, aber von auch kleinen und mittelständischen Unternehmen, charakterisiert. Somit verwundert es nicht, dass Englisch als allgemein gebräuchliche Sprache sowohl während der Anfangsphase bei Projektbeginn als auch bei technischen Berichten, Besprechungen und auf Symposien sowie in Veröffentlichungen dominiert.

Für eine Vielzahl der umgangssprachlich verwendeten Begriffe kann so erst nach genauerer Betrachtung ein äquivalentes, deutschsprachiges Pendant gefunden werden, für einige Begriffe gelingt dies hingegen nur unzureichend, so dass sich im alltäglichen Umgang zum Teil gewagte Kombinationen beider Sprachen finden lassen.

Im Rahmen dieser Arbeit sind abweichend hierzu, mit Ausnahme der Begriffe „Blisk“ und „(M)CSM“ ausschließlich die deutschsprachigen Begrifflichkeiten gewählt worden. Um jedoch auch ein entsprechend einfaches Verständnis während des Studiums englischsprachiger Literatur zu gewährleisten, werden nachfolgend die einschlägigen englischen Bezeichnungen, Abkürzungen und Akronyme stets ergänzend genannt.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1 Allgemeine Bemerkungen	1
1.2 Entwicklungstendenzen moderner Hochdruckverdichter	1
1.3 Zielsetzung und Vorgehen	3
2. Integrale Verdichterräder - „Blisks“	4
2.1 Allgemeine Gesichtspunkte	4
2.2 Herstellung von Blisks	4
2.2.1 Hochgeschwindigkeitsfräsen	5
2.2.2 Lineares Reibschweißen	5
2.2.3 Elektrochemisches Bearbeiten	6
2.2.4 Oberflächenbehandlung/Feinbearbeitungsverfahren	6
2.2.5 Ursachen fertigungsbedingter Bliskimperfektionen	7
2.3 Reparaturmöglichkeiten	9
2.3.1 Anpassen der Schaufelkontur	10
2.3.2 Auftragschweißen	10
2.3.3 Flicken	10
2.3.4 Austausch einzelner Bliskrotoren	11
2.4 Ausblick	11
2.4.1 Weiterentwicklung der Blisk-Technologie für homogene Metallwerkstoffe	11
2.4.2 Einsatz faserverstärkter Bauteile	12
2.4.3 Exo-Skelett-Triebwerk	14
3. Überblick zum Schwingverhalten integraler Laufräder	15
3.1 Einleitung	15
3.2 Eigenschwingungen unverstimmter Blisks	15
3.2.1 Scheibenschwingungen	15
3.2.2 Schaufelschwingungen	16
3.2.3 „Gekoppelte“ Schwingformen	19
3.2.4 Kopplungsdiagramm	20
3.3 Fremderregte Schwingungen unverstimmter Blisks	21

3.3.1 Campbell- bzw. Spoke-Diagramm	21
3.3.2 SAFE-Diagramm	23
3.3.3 Bandüberlappungseffekte höherer Erregerordnungen / ZZENF-Diagramm ..	24
3.3.4 Analyse erzwungener Schwingungen	25
3.4 Eigenschwingungen verstimmter Blisks	28
3.4.1 Modellierung der Schaufelverstimmung	28
3.4.2 Beurteilung des Verstimmungsniveaus: Die Standardabweichung	29
3.4.3 Aufsplittung der doppelten Eigenwerte	29
3.4.4 Amplitudenüberhöhungen	32
3.4.5 Mode-Lokalisierung	32
3.5 Fremderregte Schwingungen verstimmter Blisks	32
3.5.1 Campbell- bzw. Spoke-Diagramm	32
3.5.2 SAFE-Diagramm	33
3.5.3 Analyse erzwungener Schwingungen	33
3.6 Einführung des Begriffs der Modenfülligkeit	36
3.6.1 Unverstimmte Systeme	36
3.6.2 Verstimmte Systeme	37
3.6.3 Definition der Modenfülligkeit	38
3.7 Einführung des Begriffs des Lokalisierungsgrads	39
3.7.1 Unverstimmte Systeme	39
3.7.2 Verstimmte Systeme	40
3.7.3 Definition des Lokalisierungsgrads	41
3.8 Unvollständiger Überblick zu bisherigen Arbeiten	43
4. Experimentelle Schwingungsuntersuchungen	46
4.1 Allgemeine Gesichtspunkte	46
4.2 Verwendete Messtechnik und Versuchsaufbau	46
4.2.1 Bestimmung der Schaufelverstimmungsverteilungen mittels Laser-Doppler-Vibrometrie	46
4.2.1.1 Bestimmung der Schaufeleigenfrequenzen	47
4.2.1.2 Bestimmung der Schaufeldämpfung	49
4.2.2 Bestimmung lokalisierter Schwingformen mittels Laser-Scan-Verfahren	51
4.3 Vor- und Nachteile der experimentellen Verstimmungsuntersuchungen	52

5. Ermittlung der Verstimmungsverteilungen	54
5.1 Allgemeine Gesichtspunkte	54
5.2 Analytische Betrachtungen am vereinfachten Modell	54
5.3 Schlussfolgerungen der Vorüberlegungen	57
5.4 Experimentell ermittelte Verstimmungsverteilungen der Versuchsblisks	58
5.5 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilungen	62
6. Grundsatzuntersuchung zu Mode-Lokalisierungsphänomenen an Versuchsblisks - Eigenschwingverhalten	64
6.1 Allgemeine Gesichtspunkte	64
6.2 Verwendete Verstimmungsverteilungen	65
6.3 Detaillierte Ausführungen am Beispiel der Versuchsblisk 1	65
6.3.1 Einfluss des Verstimmungsgrads	65
6.3.2 Einfluss der Scheibensteifigkeit	69
6.4 Gegenüberstellung aller 6 Versuchsblisks	70
6.4.1 Vergleich der maximalen Lokalisierungsgrade und Modenfälligkeiten	70
6.4.2 Vergleich der ermittelten Lokalisierungsgrade	73
6.4.3 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilung	75
6.5 Auswertung und Schlussfolgerungen	76
7. Untersuchungen erzwungener Schwingungen	78
7.1 Allgemeine Gesichtspunkte	78
7.2 Detaillierte Ausführungen am Beispiel der Versuchsblisk 1	78
7.2.1 Unverstimmte Blisk	78
7.2.2 Verstimmte Blisk	79
7.2.3 Einfluss der Dämpfung	80
7.2.4 Einfluss der Scheibensteifigkeit	81
7.3 Gegenüberstellung aller 6 Versuchsblisks	83
7.3.1 Darstellung der maximalen Lokalisierungsgrade und Amplituden- überhöhungsfaktoren	83
7.3.2 Zusammenfassender Vergleich aller 6 Versuchsblisks	90
7.3.3 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilungen	92
7.4 Vergleichende Untersuchung lokalisierter Blisk-Schwingformen am Beispiel	

des <i>E3E-I</i> -HDV-Rotors 1 mittels Laser-Scan-Verfahren	93
7.5 Probabilistische Verstimmungsuntersuchungen mittels <i>SC80-MISTRES</i>	94
7.5.1 Vorgehensweise	94
7.5.2 Abhängigkeit vom Verstimmungsgrad und der Schaufelschwingform	96
7.5.3 Einfluss der Dämpfung	98
7.5.4 Einfluss der Erregerordnung	99
7.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	102
8. Sondereffekte	105
8.1 Allgemeine Gesichtspunkte	105
8.2 Einfluss der Schaufelverstimmungen auf die Unwucht der Blisk	105
8.2.1 Modellbildung	105
8.2.2 Anwendung am Beispiel aller Versuchsblisks	107
8.2.3 Schlussfolgerungen	108
8.2.4 Mögliche Verfahren zur Reduktion von Schaufelverstimmung und Blisk-Unwucht	109
8.2.4.1 Präventivmaßnahmen während der Fertigung	109
8.2.4.2 Korrekturmaßnahmen im Anschluss der Fertigung	110
8.3 Einfluss des Rundschleifens der Rotoren	110
8.4 Einfluss der Schaufelkürzung auf zu instrumentierende Schaufeln	111
8.5 Einfluss der Dehnmessstreifenapplikation	112
8.5.1 Allgemeines	112
8.5.2 <i>DMS</i> -Typen	113
8.5.2.1 Folien- <i>DMS</i>	113
8.5.2.2 Freigitter- <i>DMS</i>	114
8.5.3 Einfluss der notwendigen Wärmebehandlung bei der Applikation von Freigitter- <i>DMS</i>	115
8.5.4 Auswahl geeigneter Schaufeln zur <i>DMS</i> -Instrumentierung	115
8.5.5 <i>DMS</i> -Positionierung und -Orientierung	116
8.5.6 Besonderheiten der <i>DMS</i> -Applikation	118
8.5.7 Auswirkungen auf das Schaufelschwingverhalten	119
8.5.7.1 Eigenfrequenzen	119
8.5.7.2 Dämpfungsverhalten	121
8.5.7.3 Schaufelschwingform	122

8.5.7.4 Erzwungene Schwingungen	125
8.5.8 Unwuchtindizierung aufgrund <i>DMS</i> -Applikation	126
8.6 Einfluss der Rotormontage	127
8.7 Zusammenfassung aller Effekte	127
9. Schlussfolgerungen und Ausblick	130
10. Literaturquellen	133
Anlage	145
A-1 Technische Daten und Messparameter	145
A-1-1 Technische Daten ausgewählter <i>DMS</i>	145
A-1-1 Technische Daten der Aufnehmer, Geber	146
A-1-2 Einstellungen während der Blisk-Messungen	146
A-2 Versuchsblisks 1 - 6	148
A-2-1 Schaufelmoden der Versuchsblisks	148
A-2-2 Kopplungsdiagramme der Versuchsblisks	149
A-3 <i>E3E</i>-I-HDV-Rotoren 1 und 6	154
A-3-1 Vergleich der experimentell ermittelten Schaufelverstimmungsverteilungen der <i>E3E</i> -I-HDV-Rotoren 1 und 6	154
A-3-2 Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Lokalisierungsgrade der Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 1	155
A-3-3 Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Abwicklungen der Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 1 (1. Biegung, Auszug)	156
A-3-4 Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Abwicklungen der Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 1 (2. Biegung, Auszug)	159
A-3-5 Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Abwicklungen der Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 1 (1. Torsion, Auszug)	162
A-3-6 Gegenüberstellung der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren zweier elementarer Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 6 in Abhängigkeit der Erregerordnungen und des Verstimmungsgrads	164
A-3-7 Gegenüberstellung der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren der 1. Schaufelschwingformen des <i>E3E</i> -I-HDV-Rotors 1 in Abhängigkeit des Dämpfungsgrads	165

A-4 Sonstiges	166
A-4-1 Herleitung des vereinfachten Zusammenhangs zwischen Schaufeldicke und Schaufelmasse	166

1 Einleitung

1.1 Allgemeine Bemerkungen

Die heutigen Anforderungen an technische Bauteile und Baugruppen, sei es in der Luft- und Raumfahrt oder im Kraftwerkswesen, wachsen stetig, zum einen hinsichtlich hoher Tragfähigkeit bei geringem Gewicht, Lebensdauererhöhung, sowie Ausnutzung besonders hochwertiger Materialien, zum anderen bezüglich der Reparabilität und Wartungsmöglichkeit, der Effektivität (Wirkungsgrad) und Umweltverträglichkeit. Darüber hinaus werden aus konstruktiver Sicht, je nach Anwendungsfall, vor allem Eigenschaften wie Dauerschwingfestigkeit (eng. high cycle fatigue strength, *HCF-strength*), gute Bearbeitbarkeit sowie Beständigkeit gegen äußere Einwirkungen wie z.B. Staub- und Sandpartikeln gewünscht.

Auf dem Feld der Hochdruckverdichter (eng.: high pressure compressor, *HPC*) neuerer Flugtriebwerke ermöglichen sogenannte Blisks (eng.: **blade integrated disk**¹) durch ihren speziellen Aufbau eine Optimierung bzgl. der obigen Forderungen. Nach Müller [2005] sollen als Blisk jede Rotoren bezeichnet werden, welche durch ihre einteilige Konstruktion den Entfall der massiven Schauffel Fuß-Scheibenhöckerverbindung ermöglicht - Schaufeln und Scheibe sind integral miteinander verbunden (Abb. 1.2).

1.2 Entwicklungstendenzen moderner Hochdruckverdichter

Mit der stetig fortschreitenden Entwicklung leistungsfähigerer und effizienter axialer Hochdruckverdichter wird die Beschaukelung zunehmend für Überschallströmung ausgelegt, was zu Schaufeln mit sehr kleinen Kantenradien² führt. Neben der Zunahme der Stufendruckverhältnisse und Stufenbelastungen sind besonders auch die gesteigerten Verdichterenddrücke zu er-

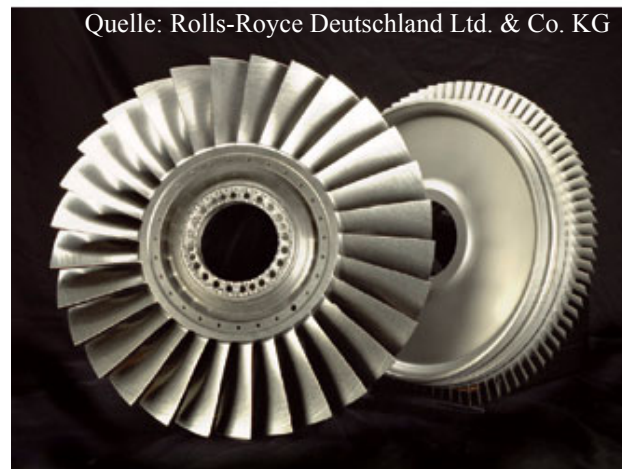


Abb. 1.1: Engine 3E-I-Hochdruckverdichter-Blisks (Rotor 1 [29 Schaufeln] und Rotor 5/6 [Rotor 6 als Blisk mit 87 Schaufeln ausgeführt])

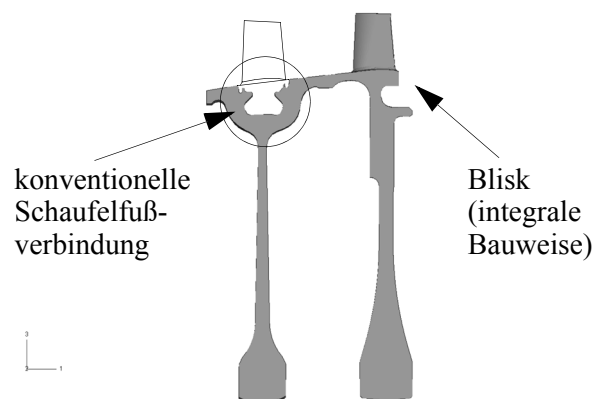


Abb. 1.2: Vergleich zw. konventioneller Schauffel-Scheibe-Verbindung und Integralbauweise am Beispiel der Engine-3E-I-Hochdruckverdichter-rotoren 5 und 6, Bauteilschnitt

1. bzw. *IBR*, integrally bladed rotor

wähnen, welche den kürzeren Schaufeln entsprechend kleinere Spitzenspalte bedingen, was wiederum zu einer geringeren Grenzschichtdicke und erhöhter Empfindlichkeit bezüglich Rauigkeiten führt.

Dem wachsenden Kostendruck wird durch die Reduktion der Bauteilanzahl (Schaufelmenge) und Stufenanzahl entsprochen, wodurch Schaufeln mit größerer Sehnenlänge¹ (eng.: wide chord blades, → Verbesserung der Pumpgrenze), aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten bei höheren Rotordrehzahlen eingesetzt werden müssen. Diese im Vergleich zu älteren Schaufelkonstruktionen schwereren Schaufeln belasten aufgrund der gestiegenen Fliehkräfte den Schaufelfuß und die Scheibe deutlich stärker, was durch die Einführung der Blisk-Bauweise kompensiert werden kann.

Neben Vorteilen wie der Reduzierung des Rotorgewichts, dem Entfall von Kerbwirkungen im Bereich der Schaufelfußnuten, der vollständigen Eliminierung der kritischen Kontaktfläche zwischen Schaufelfuß und Scheibenhöcker und der Vermeidung

störender Strömungseinflüsse im Übergangsbereich zwischen Schaufel und Scheibe, besitzt diese Bauteilkonstruktion jedoch auch nachteilige Eigenschaften, wie z.B. die aufwändige Fertigung, die notwendige Entwicklung geeigneter Reparaturmethoden und die, aufgrund der fehlenden Mikrobewegungen zwischen Schaufelfuß und Scheibennut, verschwindend geringe mechanische Dämpfung², welche neben der damit verbundenen besonderen Sensitivität bezüglich des Verhaltens bei Schwingungsanfachung ebenso Schaufelschwingungen stärker auf die Scheibe einwirken lässt. So können beispielsweise schon minimale geometrische und materielle Abweichungen der Schaufeln untereinander zu deutlich höheren Belastungen während des Betriebes führen, was während der Auslegung bedacht werden muss.

Aufgrund der immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten und der Reduktion kostenintensiver Testläufe auf ein Minimum rückt auch die exakte Vorhersage des Bauteilverhaltens mittels der Kombination von aussagekräftigen experimentellen Untersuchungen und numerischen Metho-

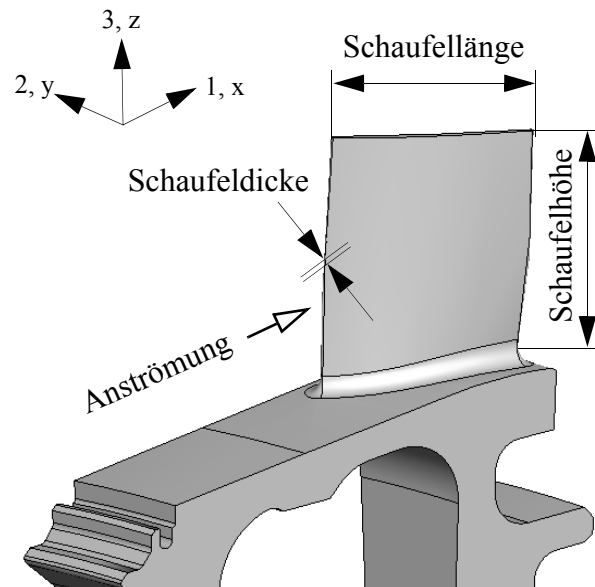


Abb. 1.3: Bauteilbezeichnungen am Beispiel des Engine-3E-I-Hochdruckverdichterrotors 6, Ausschnitt eines Blisksektors

2. und dementsprechend zur erhöhten Sensibilisierung gegenüber Eigenkörperbeschädigung (eng.: domestic object damage, *DOD*) sowie Fremdkörperbeschädigungen (eng.: foreign object damage, *FOD*) und ebenso zu einer kostenintensiveren Fertigung

1. bzw. einem kleineren Seitenverhältnis (eng.: aspect ratio)

2. Bedingt durch die einteilige Konstruktion einer Blisk entfällt die, bei konventionell beschaufelten Scheiben auftretende Fugendämpfung. Die Schwingungsamplituden werden somit ausschließlich durch aerodynamische Effekte und die signifikant kleinere, innere Reibung begrenzt.

den, speziell der sogenannten Finite-Elemente-Modellanpassung (eng.: *FE-model-updating*), verstärkt in den Fokus der Triebwerksentwickler.

1.3 Zielsetzung und Vorgehen

Das Ziel der vorliegenden Arbeit stellt die Entwicklung eines verbesserten Verständnisses des Schwingverhaltens von unverstimmten, idealen und insbesondere durch Fertigungstoleranzen und Materialinhomogenitäten verstimmten Blisks dar, welches sowohl das Eigenschwingverhalten als auch das Verhalten bei Fremderregung unter Verwendung von experimentellen und numerischen Methoden beinhaltet.

Hierbei soll der Schwerpunkt speziell auf die strukturmechanischen Eigenschaften des Bauteils gelegt werden, wohingegen für aerodynamische Aspekte bzw. Wechselwirkungen zwischen den Schaufeln und dem umströmenden Gas, (Fluid-Struktur-Interaktion, kurz *FSI*) exemplarisch auf C. Pierre [1992], I. Sladojevic et. al. [2006] und S. Schrape [2006] verwiesen wird.

In Anlehnung an Arbeiten von N. Setzepfand [2006] und B. Beirow [2007] wird zunächst die Bestimmung der individuellen Schaufeleigenfrequenzen (eng: blade alone eigenfrequency) und der hierfür vorteilhaften bzw. notwendigen Versuchsaufbauten besprochen.

Im zweiten Teil dieser Arbeit soll vertiefend auf das Schwingverhalten realer, integraler Hochdruckverdichterlaufräder eingegangen werden, wobei hier Grundsatzuntersuchungen zu Mode-Lokalisierungsphänomenen, die Simulation erzwungener Schwingungen und der Vergleich der quantitativen Ausprägung lokalisierter Schwingungen verschiedener Blisk-Rotoren eines Versuchshochdruckverdichters unter Verwendung geeigneter, zuvor eingeführter Beurteilungsmethoden ausgewählte Schwerpunkte bilden.

Ergänzend zu den Auswirkungen fertigungsbedingter Schaufelverstimmungen auf die Rotorunwucht soll im abschließenden Teil auf weitere Sondereffekte, welche beispielsweise durch die Applikation von Dehnmessstreifen, kurz *DMS* (eng.: strain gauge, s/g) auf die Schaufeloberfläche hervorgerufen werden sowie durch nachfolgende Fertigungsschritte verursachte Änderungen der Schaufelverstimmungen eingegangen werden.

2 Integrale Verdichterräder - „Blisks“

2.1 Allgemeine Gesichtspunkte

Initiiert von dem Streben nach wettbewerbsfähigen und wirtschaftlichen Flugtriebwerken, traten auch im Bereich der Hochdruckverdichter Forderungen nach verlängerten Einsatzzeiten¹, geringerer Fehleranfälligkeit², vereinfachten Wucht- und Montageprozeduren sowie reduziertem Instandhaltungsaufwand stetig in den Vordergrund. So überrascht es nicht, dass im Rahmen der kontinuierlichen Weiter- aber auch bei Neuentwicklungen, die integrale Rotorkonstruktion immer weiter an Bedeutung gewonnen hat.

Durch den Entfall der Schaufelfuß-Scheibenhöckerverbindung kann hierbei nicht nur eine Optimierung der Scheibenform hinsichtlich geringerer auftretender Randlast, sondern auch eine Reduktion des Spannungsniveaus im Übergangsbereich zwischen Schaufel und Scheibe erzielt werden.

Bedingt durch die deutlich komplexeren Fertigungs- und Bearbeitungsverfahren befinden sich jedoch die Herstellungskosten einer Blisk trotz des Vorteils der meist deutlich geringeren Schaufelanzahl gegenüber konventionell beschaufelten Verdichterrotoren auf etwa gleichem Niveau. Obwohl auf diesen Gebieten keine Einsparungen entstehen und im Hinblick auf den Wartungs- und Reparaturaufwand mit leicht erhöhten Kosten zu rechnen ist, überwiegen die positiven Eigenschaften bezüglich des entscheidenden aerodynamischen Wirkungsgrads sowie des geringeren Bauteilgewichts.

Nach ersten vereinzelt Rotorsubstitutionen, gefolgt von dem serienmäßigen Einsatz in kleinen Helicopter-Triebwerken, fand die Blisk-Technologie nach und nach auch in Triebwerken größerer Leistungsklassen Einzug, exemplarisch seien hier der Niederdruckverdichter (NDV) des BR715-Triebwerks, das EJ200-Triebwerk des Eurofighters/Typhoon, das Turbofan-Triebwerk PW6000 oder auch das militärische Turboprop-Triebwerk TP400-D6 erwähnt. In vielen weiteren noch in der Entwicklung befindlichen Flugtriebwerken ist der Einsatz von Blisks im Bereich der Verdichter bereits vorgesehen, so dass integrale Laufräder in Zukunft nicht nur in den unteren Leistungsklassen von Turbofan- und Wellenleistungstriebwerken den Stand der Technik repräsentieren werden.

2.2 Herstellung von Blisks

Fertigungsbedingte Abweichungen der einzelnen Schaufelgeometrien³ von der Sollkontur stellen neben den Inhomogenitäten des Blisk-Werkstoffes selbst, die Hauptursache für die Mode-Lokalisierung relevanter Schaufelschwingformen dar.

Um ein besseres Verständnis für die Auswirkungen der Systemverstimmung entwickeln zu

-
1. In neuerer Zeit werden nach W. Smarsly [2002] Einsatzzeiten von über 12.000 Betriebsstunden angestrebt, was bei typischen innereuropäischen Flugmissionen (500 naut. Meilen, 90 Minuten Flugzeit) einer Auslastung von 6 und mehr Flügen pro Tag einer Einsatzzeit von ca. 4 Jahren entspricht.
 2. Weniger als eine Triebwerksabstellung während des Fluges (eng.: engine-in-flight-shutdown) je 10 Millionen Flugstunden sollen im Flottendurchschnitt erzielt werden.
 3. Ebenfalls vorhandene Asymmetrien der Rotorscheibe sollen aufgrund ihrer geringeren Auswirkungen auf die im Fokus dieser Arbeit stehenden Schaufelschwingformen nicht weiter berücksichtigt werden.

können, ist es sinnvoll, zunächst die Ursachen ihres Entstehens näher kennenzulernen. Zu diesem Zweck sollen nachfolgend die grundlegenden Herstellungsverfahren, die in der Prozesskette nachfolgende Feinbearbeitungsverfahren nach K. Steffens et. al. [2002], M. Bußmann [2005] und G. Kappmeyer [2006] und die hierbei möglichen Fehlerquellen, kurz vorgestellt werden. Je nach zu bearbeitendem Werkstoff und Schaufelgröße bieten jeweils unterschiedliche Fertigungsverfahren ein Optimum an notwendiger Bearbeitungszeit, Werkzeugverschleiß und Fertigungsgüte, welche nachfolgend kurz erläutert werden sollen.

2.2.1 Hochgeschwindigkeitsfräsen

Den signifikanten Unterschied des sogenannten Hochgeschwindigkeitsfräsens (eng.: high speed cutting, *HSC*) zum konventionellen Fräsen aus dem Vollen (eng.: milled form solid, *MFS*) stellen die hohen Schnittgeschwindigkeiten von ca. 100 m/min beim Vorfräsen (Schruppen) und bis zu 350 m/min beim Fertigfräsen (Schlichten) dar (siehe Abb. 2.1).

Durch die hieraus resultierende Verkürzung der benötigten Bearbeitungszeit auf weniger als die Hälfte bietet dieses Fertigungsverfahren die schnellste und wirtschaftlichste Möglichkeit zur Herstellung von Prototypen, Erprobungsreihen aber auch für die Serienfertigung von Titan-Blisks mit kleineren Schaufeln. Exemplarisch können hierbei die Blisks des F119-Triebwerks oder des TP400-D6-Hochdruckverdichters genannt werden.

Fräsverfahren für hochfeste Nickel-Legierungen, welche aufgrund der schlechten Zerspanbarkeit weniger wirtschaftlich und angesichts der vergleichsweise filigranen Schaufelblätter schwingungstechnisch problematischer sind, befinden sich bereits in der Entwicklung.

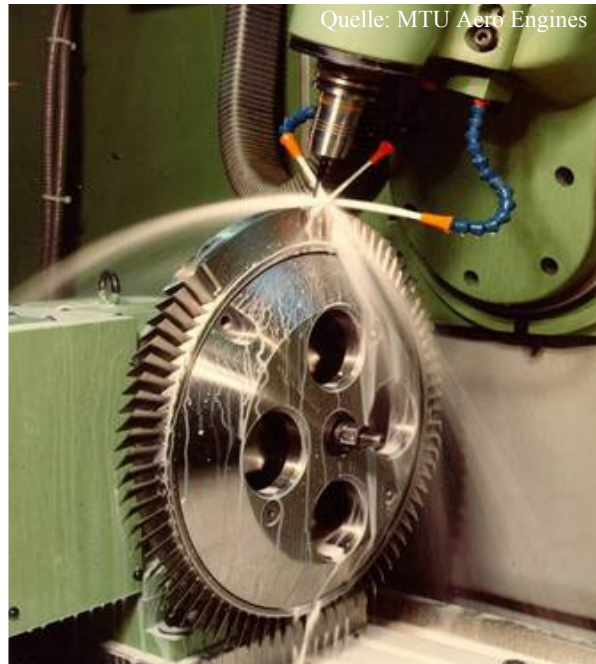


Abb. 2.1: Hochgeschwindigkeitsfräsen eines Bliskrotors

2.2.2 Lineares Reibschweißen

Das ursprünglich als Reparaturverfahren zum Auswechseln schwer beschädigter Schaufelblätter entwickelte lineare Reibschweißen (eng.: linear friction welding, *LFW*) hat sich im Laufe der Jahre auch bei der Herstellung von Neuteilen als kostengünstige Alternative zum Fräsen aus dem Vollen, insbesondere bei Blisks mit großen Einzelschaufeln, bewährt (Bsp.: Niederdruckverdichter des EJ200-Triebwerks).

Hierbei wird die fertige Schaufel linear oszillierend mit hohem Druck auf die fest eingespannte Scheibe gepresst, wobei sich der Bereich der Schweißzone durch die entstehende Reibungswärme bis auf Schmiedetemperatur erwärmt. Nachdem die oszillierende Bewegung innerhalb 1/5 Sekunde an einer definierten Position gestoppt wurde, bildet sich ein feinkörniges Mikrogefüge

im Schweißbereich aus, welches sich durch eine hohe Festigkeit auszeichnet.

Überschüssiges Material wird im Anschluss mittels adaptiven Fräsens (siehe auch Abschnitt 2.2.4 Oberflächenbehandlung/Feinbearbeitungsverfahren auf Seite 6) abgetragen.

2.2.3 Elektrochemisches Bearbeiten

Ein besonders für Titan-Blisks mit Schaufeln mittlerer Größe und schwer zerspanbaren Nickel-Blisks mit kleineren Schaufeln wirtschaftliches Fertigungsverfahren stellt das elektrochemische Bearbeiten (eng.: electrochemical machining, *ECM*) dar, welches beispielsweise bei verschiedenen Konfigurationen des Niederdruckverdichters des EJ200-Triebwerks Anwendung findet. Grundprinzip dieses Verfahrens bildet hierbei die anodische Metallauflösung während der Elektrolyse, bei der ein kathodisch gepoltes Profilwerkzeug mit konstanter Vorschubgeschwindigkeit in das anodisch gepolte Werkstück gesenkt wird. Durch den sich zwischen Werkstück und Werkzeug bildenden Arbeitsspalt strömt mit hoher Geschwindigkeit eine Elektrolytlösung, wodurch sich das Werkstück nahezu entsprechend der Geometrie des Profilwerkzeugs auflöst. Da die Werkzeuge, mit denen die Schaufelkontur erstellt wird, nahezu keiner Abnutzung während des elektrochemischen Prozesses unterliegen, ergibt sich eine ausgezeichnete Reproduzierbarkeit bei gleichzeitigem Erzielen hoher Oberflächengüten. Nachteilig wirkt sich hingegen die anspruchsvolle Optimierung der Vielzahligen Prozessparameter und der aufwändigen Elektrodengeometrie aus, welche iterativ in mehreren Schritten angepasst werden muss¹.

2.2.4 Oberflächenbehandlung/Feinbearbeitungsverfahren

Nach Abschluss der zuvor beschriebenen grundlegenden Herstellungsverfahren schließen sich weitere Bearbeitungsschritte an, welche gleichermaßen Auswirkungen auf das individuelle Schwingverhalten der Schaufeln haben. Nachfolgend seien an dieser Stelle einige ausgewählte Methoden exemplarisch erwähnt. Hierbei sind Verfahren mit besonderer Relevanz ausführlicher beschrieben. Für weitere ergänzende Informationen soll jedoch auf K. Steffens [2002], M. Bußmann et. al. [2005] und C. Müller et. al. [2005] verwiesen werden.

- Adaptives Fräsen

Nach dem Vergleich der Ist-Werte des vorhandenen Schaufelprofils mit den Sollwerten wird ein individuelles Fräsprogramm generiert, um einen absatzfreien Übergangsbereich zu erzeugen.

- Elektrochemisches Bohren

Unter Verwendung einer sauren Elektrolytlösung, welche das Metall vollständig auflöst, erfolgt ein Transport des in Lösung befindlichen Materials auch aus sehr engen Spalten heraus, wodurch die Herstellung sehr kleiner Bohrungsdurchmesser, Instrumentierungsbohrungen und Formbohrungen möglich ist.

1. Durch die geometrieabhängig variierenden Stromdichten und der sich durch die elektrochemischen Vorgänge verändernde Elektrolyteigenschaften erfolgt die Abformung des Werkzeugs nicht 1:1.

- Rotorrundscheifen

(eng.: rotor tip grinding) Um die Optimierung bezüglich Rundlauf und Spalthaltung (geringe Leckageverluste, hohe Verdichtereffizienz) zu gewährleisten wird der montierte Rotorverbund in einer speziellen Schleifmaschine aufgenommen und die Schaufelspitzen in einem Außenrundscheifprozess bei Schnittgeschwindigkeiten von bis zu ~ 160 m/s auf das Nennmaß abgetragen (siehe Abb. 2.2).



Abb. 2.2: Rundscheifen eines Verdichters

- Elektrochemische Bearbeitung,
- Laserbohren von Trichterbohrungen ($\rightarrow$ Instrumentierungsbohrungen),
- Elektropolieren,
- Gleitschleifen,
- Chemisch unterstütztes Gleitschleifen,
- Druckfließbläppen (DFL, eng.: abrasive flow machining, AFM)
- Hochgeschwindigkeitsfräsen im Flanken-Fräs-Verfahren (eng.: flank-milling),
- Verfestigungsstrahlen und
- Aufbringen aufwändiger Verschleißschutz- und Gleitmittelbeschichtungen¹.

2.2.5 Ursachen fertigungsbedingter Bliskimperfektionen

Obwohl auf dem Gebiet der Fertigungstechnik stetige Verbesserungen und Neuentwicklungen entstanden sind und weiterhin entstehen, ist es aufgrund der hohen Sensitivität einer Blisk selbst auf kleinste Fertigungsschritte² jedoch bisher nicht gelungen, eine ideale unverstimmte Blisk, bei der alle Schaufeln geometrisch und materiell identisch sowie zyklisch symmetrisch über den Rotorumfang verteilt sind, herzustellen.

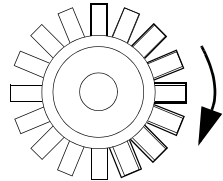
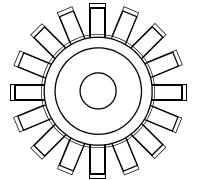
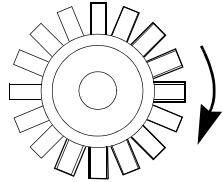
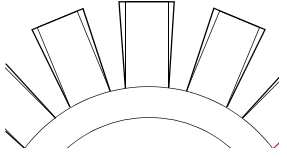
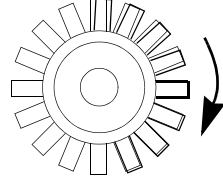
Selbst nachträglich angewendete, aufwändige Abstimmverfahren (eng.: tuning) können die Systemverstimmung nur reduzieren, jedoch nicht ganz eliminieren (siehe hierzu auch I. A. Sever

-
1. Die Wirkungsweise und die eindrucksvolle Widerstandsfähigkeit von Verschleißschutzschichten gegenüber abrasiven und korrosiven Medien wird in G. Simpson [2001] demonstriert.
 2. Im Laufe umfangreicher Messkampagnen konnte diese Sensibilität an einem Beispiel eindrucksvoll beobachtet werden. So veränderte sich durch die alleinige Politur der Übergangsbereiche zwischen Schaufel und Scheibe eines weiter stromabwärts gelegenen Laufrads, die Schaufeleigenfrequenzen bereits in Größenordnungen von 1-2 Hertz ($\sim 0,03$ %).

[2004]¹).

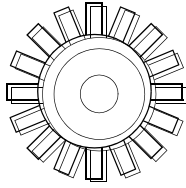
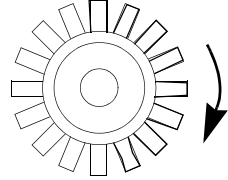
Im Folgenden werden nun die maßgebenden Ursachen für diese Abweichungen der Blisk vom Sollzustand, welcher in den Konstruktionszeichnungen angegeben ist, näher dargestellt. Da die später untersuchten Versuchshochdruckverdichterratoren ausschließlich durch das weit verbreitete Hochgeschwindigkeitsfräsen gefertigt wurden, soll sich die Angabe der möglichen Fehlerursachen auf dieses Verfahren begrenzen (Tabelle 2.1).

Tabelle 2-1: Fehlermöglichkeiten während des Fräsprozesses

Ursache	Beschreibung	Fehlerbild
Werkzeugverschleiß	durch zunehmenden Werkzeugverschleiß reduziert sich der Materialabtrag → zunehmende Schaufeldicke während der Bearbeitung	
Werkzeugtoleranzen (in engen Maßen einstellbar)	die vorhandene Werkzeugmaße variieren → globale Änderung des Materialabtrags	
Werkzeugwechsel (verschleißabhängig)	ein verschlissenes Schneidwerkzeug wird gegen ein neues ausgetauscht → sprunghafte Änderung des Materialabtrags	
schlechte Kompensation der Schaufelverdrängung im CNC-Programm	die, durch Werkzeugkontakt verursachte elastische Deformation der Schaufel ist nicht exakt bestimmt worden → über die Schaufelhöhe/-breite ungleichmäßiger Materialabtrag	
Ausrichtfehler des Werkzeugs (Achsversatz, Winkelfehler)	Materialabtrag um Winkel verdreht bzw. um bestimmten Betrag verschoben → verdrehte bzw. verschobene Schaufelposition auf der Blisk	

1. Selbst wenn es gelänge, die Eigenfrequenzabweichungen aller Schaufeln für eine elementare Schaufel-eigenschwingform zu eliminieren, so muss dies aufgrund der dreidimensionalen Formgebung nicht zwangsläufig für alle weiteren elementaren Schaufelschwingformen gelten. Von einer tendenziellen Verbesserung ist unter der Voraussetzung eines gleichmäßigen Materialabtrags von der Schaufeloberfläche hingegen grundsätzlich auszugehen.

Tabelle 2-1: Fehlermöglichkeiten während des Fräsprozesses

Ursache	Beschreibung	Fehlerbild
Ausrichtfehler der Blisk (Achsversatz, Winkel- fehler)	ungleichmäßiger Materialabtrag bzgl. der Drehachse → Exzentrizität der Blisk, Unwucht, Scheibenimperfektion	
manuelle Nachbear- beitung	ungleichmäßige, für jede Schaufel indi- viduelle Oberflächenbearbeitung → ungleichmäßiger Materialabtrag, unter- schiedliche Schaufelgeometrien	

Da es sich bei der Anpassung der Fertigungsparameter um einen iterativen Prozess handelt, welcher sich von der Herstellung erster Prototypen bis über den Serienanlauf hinaus erstreckt, erfolgt eine stetige Optimierung der CNC-Programmierung hinsichtlich der Prozessfähigkeit und Prozesskosten. Hierzu erfordert es erfahrene Fachkräfte, um eine richtige Deutung der meist umfangreichen Messergebnisse zu gewährleisten.

2.3 Reparaturmöglichkeiten

Neben den einmaligen Anschaffungskosten bestimmen mit zunehmendem Maße auch die bis zum Ende des Lebensdauerzyklus zu erwartenden Wartungs- und Reparaturkosten die Wettbewerbsfähigkeit moderner Flugtriebwerke (siehe auch S. Spieler [2006] sowie P. König [1999] für vertiefende Informationen).

Aufgrund der einteiligen Bauweise von Blisk-Rotoren gestaltet sich die Reparatur bzw. der vollständige Ersatz verschlissener oder beschädigter Schaufeln im Vergleich zu konventionell beschauelten Verdichterscheiben, bei denen entsprechende Schaufeln einzeln ausgetauscht werden können, deutlich aufwändiger¹.

Somit stellt die Entwicklung wirtschaftlicher und fähiger Reparaturprozesse nicht nur eine Grundvoraussetzung für die Konkurrenzfähigkeit des Triebwerks, sondern auch einen Eckpfeiler des sogenannten Anschlussmarktgeschäfts² dar.

Durch die stark eingeschränkte Zugangsmöglichkeit aufgrund der benachbarten Schaufeln, speziell im Falle der hinteren Rotoren eines Verdichters, ist die Anwendung des linearen Reibschweißverfahrens nur in seltenen Fällen möglich, so dass im Allgemeinen zwischen den folgenden Verfahren ausgewählt werden muss:

1. Findet zusätzlich eine Blisktrommel (eng.: blisk drum), bestehend aus miteinander verschweißten Einzelblisks, Anwendung, so muss nun im Gegensatz zur geschraubten, konventionellen Bauweise, bei der eine Vielzahl von Wartungs- und Reparaturprozessen parallel durchgeführt wird, eine zeitaufwändigere sequentielle Arbeitsweise angewandt werden.
2. Der Gesamtmarkt, in welchem Originalersatzteile gehandelt werden, wird im Englischen allgemein als „after-market“ bezeichnet. Dieser umfasst neben Verschleißteilen ebenfalls die Aufrüstung technischer Standards.

2.3.1 Anpassen der Schaufelkontur

Sind ausschließlich kleine Kerben, Dellen oder Verformungen an der Schaufeloberfläche oder den Schaufelkanten diagnostiziert worden, so ist meist die kostengünstige Anpassung der Schaufelkontur mittels Schleif- und/oder Polierwerkzeugen (eng.: blending) ausreichend (siehe Abb. 2.3). Hierdurch wird die Umströmung der Schaufel verbessert und der Rissausbreitung aufgrund hoher Kerbfaktoren vorgebeugt.

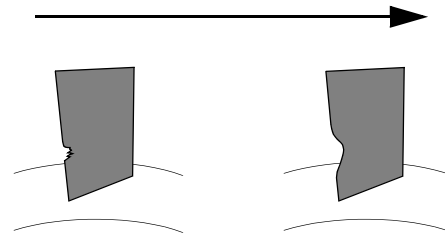


Abb. 2.3: Anpassung der Kontur beschädigter Schaufelpartien

2.3.2 Auftragschweißen

Sind nur kleinere Beschädigungen von Schaufelpartien aufgetreten, so wird der betroffene Schaufelabschnitt zunächst abgetrennt¹, und in einem zweiten Arbeitsschritt das fehlende Schaufelmaterial mittels Auftragschweißen (eng.: cladding) Schicht für Schicht endkonturnah wieder aufgetragen. Überschüssiges Material wird im Anschluss durch adaptives Reparaturfräsen abgetragen, so dass die gewünschte Schaufelkontur wiederhergestellt wird (siehe Abb. 2.5, Abschnitt 2.2.4 Oberflächenbehandlung/Feinbearbeitungsverfahren auf Seite 6 und K. Broichhausen [2004])

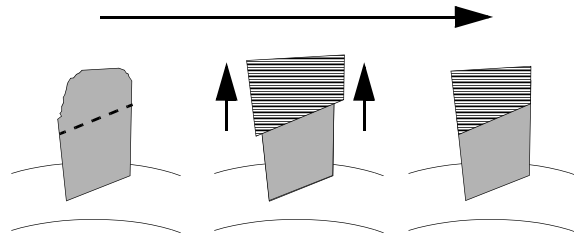


Abb. 2.4: Ersatz beschädigter Schaufelpartien durch Auftragschweißen

2.3.3 Flicken

Eine weitere Möglichkeit für den Ersatz größerer beschädigter Schaufelpartien stellt der Flickprozess (eng.: patching) dar, bei dem die zuvor entfernten Segmente mittels Schweißen durch Rohteile ersetzt werden². Abschließend wird analog zum Auftragschweißen das überschüssige Material mittels adaptiven Fräsens abgetragen und die Endkontur wiederhergestellt.

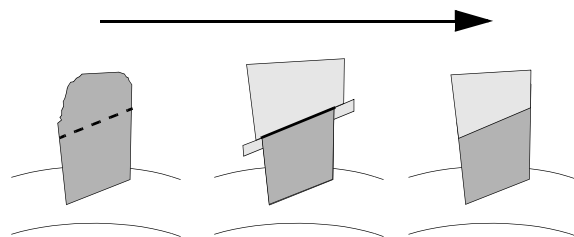


Abb. 2.5: Ersatz beschädigter Schaufelpartien durch Flicken nach R. Mielke [2004]

1. Hierbei ist es für die Bauteillebensdauer von Vorteil, dass die Schaufel im Bereich geringer, durch Fliehkraft und Schwingform hervorgerufener Spannungen durchtrennt und das Auftragschweißen an eben dieser Stelle begonnen wird. Gleiches gilt für das Flickverfahren.
2. Eine Erweiterung der auszutauschenden Schaufelpartien um Fixierleisten, welche die Ausrichtung der Rohteile an der abgetrennten Schaufel erleichtern, wird in R. Mielke [2004] beschrieben.

2.3.4 Austausch einzelner Bliskrotoren

Sind eine Vielzahl von Schaufeln oder die Blisk selbst stark beschädigt, so kann auch der Austausch der kompletten Blisk, eine zeit- und/oder kostengünstigere Alternative zu den vorstehend beschriebenen Reparaturmethoden darstellen. Insbesondere bei der Verwendung einer geschweißten Blisktrommel, muss neben den entstehenden Kosten für die Herstellung einer neuen Blisk auch das Abtrennen der alten Blisk von der Trommel und das erneute Zusammenfügen beider Teile in die Kalkulation miteinbezogen werden. Hierbei muss die Basiskonstruktion bereits so gestaltet sein, dass dieses Wiederanfügen möglich ist.

2.4 Ausblick

Stellt auch die zur Zeit verstärkt in weiten Bereichen der Hochdruckverdichter Einzug haltende Blisk-Technologie einen Technologiesprung und damit auch die Ablösung konventionell beschauelter Scheiben dar, so werden in Zukunft jedoch ebenfalls immer strengere gesetzliche Regelungen bezüglich Schadstoff- und Lärmemissionen, die wirtschaftlichen Erwägungen der Flugzeugbetreiber neue evolutionäre Weiterentwicklungen sowie auch richtungsweisende Neukonstruktionen erzwingen.

Beispielhaft seien nachfolgend sowohl sich schon abzeichnende Entwicklungstendenzen als auch völlig neuartige Konzepte kurz vorgestellt.

2.4.1 Weiterentwicklung der Blisk-Technologie für homogene Metallwerkstoffe

Verursacht durch die Kompression des, den Verdichter durchströmenden Fluids, nimmt dessen Temperatur mit steigender Stufenanzahl stetig zu. Hierdurch müssen auch die Schaufeln, welche der Strömung direkt ausgesetzt sind, ein höheres Temperaturniveau ertragen, wodurch die temperaturabhängigen Festigkeitsreserven des Bliskwerkstoffs zusätzlich reduziert werden.

Aufgrund dessen gestaltet sich, trotz ihrer zahlreichen Vorteile, der Einsatz von Titan-Blisks im Bereich hinterer Hochdruckverdichterstufen anspruchsvoller.

Um auch auf diesem verbleibenden Feld die positiven Eigenschaften der Blisk-Technologie nutzen zu können, aber auch, um den

im Rahmen aerodynamischer Weiterentwicklung¹ ansteigenden thermischen Belastungen begegnen zu können, sind verschiedene Ansätze denkbar, von denen an dieser Stelle ein ausgewähltes Beispiel vorgestellt werden soll.

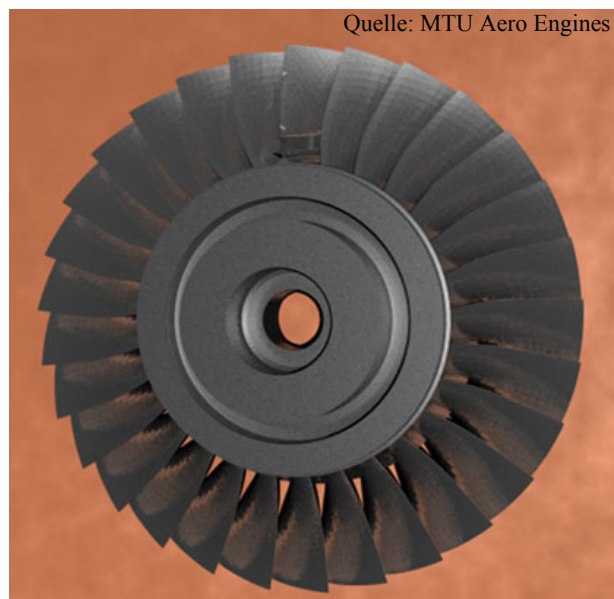


Abb. 2.6: Nickel-Blisk

1. Beispielsweise definiert durch das Stufendruckverhältnis.

INCONEL®/Nickel-Blisks

Mittels Substitution von Titan durch hochtemperaturfeste Superlegierungen¹ (siehe Abb. 2.6) wird eine weitere Möglichkeit geschaffen, Blisk-Rotoren auch in thermisch höher belasteten, hinteren Verdichterstufen einzusetzen.

Aufgrund der schlechten Zerspanbarkeit dieser Werkstoffe ist eine wirtschaftliche Fertigung im Allgemeinen nur durch elektrochemische Bearbeitung realisierbar. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf K. Broichhausen [2004], S. Austin [2005], K. Steffens [2000] und W. Smarsly [2002] verwiesen.

2.4.2 Einsatz faserverstärkter Bauteile

Durch die Möglichkeit, speziell auf ausgewählte Lastfälle abgestimmte richtungsabhängige Verstärkungsmaterialien mit einem umhüllenden Matrixmaterial zu einem heterogenen Bauteil zu kombinieren, können Strukturen mit enormer spezifischer Steifigkeit und Festigkeit erzeugt werden.

Je nach Einsatzbedingungen und Anforderungsprofil können hierbei unterschiedliche auf einander abgestimmte Faser- und Matrixmaterialien miteinander verbunden werden, um optimale Bauteileigenschaften zu gewährleisten.

Polymermatrix-Verbundwerkstoffe (eng.: polymer matrix composites, *PMC*)

Die Kombination aus unterschiedlichen Verstärkungsfasern, wie z.B. Glas-, Aramid- oder Kohlenstofffasern² und polymeren Matrixwerkstoffen³, findet seit langem in verschiedenen Triebwerksbaugruppen Anwendung.

Speziell die kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffe (*CFK*, eng.: carbon fiber reinforced composites, *CFRC*) sind hierbei, dank ihrer herausragenden spezifischen mechanischen Eigenschaften und wirtschaftlicher Einsetzbarkeit für Verdichterschaukeln, interessant. Aufgrund ihrer einstellbaren richtungsabhängigen Materialeigenschaften ist eine individuelle Anpassung an auftretende Lastfälle⁴ möglich.

Durch ihre begrenzte maximale Einsatztemperatur von $\sim 150 \div 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ⁵ ist die Einsatzfähigkeit auf Bläserrotoren (eng.: fan) bzw. vordere Verdichterrotoren beschränkt. Die geringe Widerstandsfähigkeit gegenüber Fremdkörpereinschlag und abrasiven Medien, kann hingegen durch entsprechende konstruktive Maßnahmen kompensiert werden. Exemplarisch sei hierbei das Aufkleben dünner Metallfolien oder das Einsetzen metallischer Vorderkanten genannt.

Erste ermutigende Versuchsergebnisse wurden bereits Anfang der 90er Jahre des 20. Jahrhunderts erzielt (siehe hierzu Abb. 2.7, links, S. Sikorski [2004] und C. Müller et. al. [2005]). Ein erster Serieneinsatz bildet die Verwendung von *CFK*-Bläser-Schaukeln mit Titan-Vorderkante im

-
1. auf Nickel-Basis, eng.: Nickel base alloys oder auch Superalloys
 2. Ebenso sind auch sogenannte Hybridgewebe möglich, bei denen unterschiedliche Faserarten miteinander verwoben sind. Hierbei können Faservolumengehalte von bis zu 60 % erzielt werden.
 3. meist Epoxid- oder Polyesterharze
 4. sowie die individuelle Anpassung der Schaufeleigenfrequenzen durch gezielte Faserverstärkung im Rahmen der konstruktiven Randbedingungen
 5. Hierbei ist die maximal ertragbare Temperatur durch das stützende Matrixmaterial und nicht durch das Fasermaterial selbst begrenzt.

GE90-Triebwerk¹ der General Electric Company mit einer Schauffellänge von etwa 1200 mm (siehe Abb. 2.7, rechts).

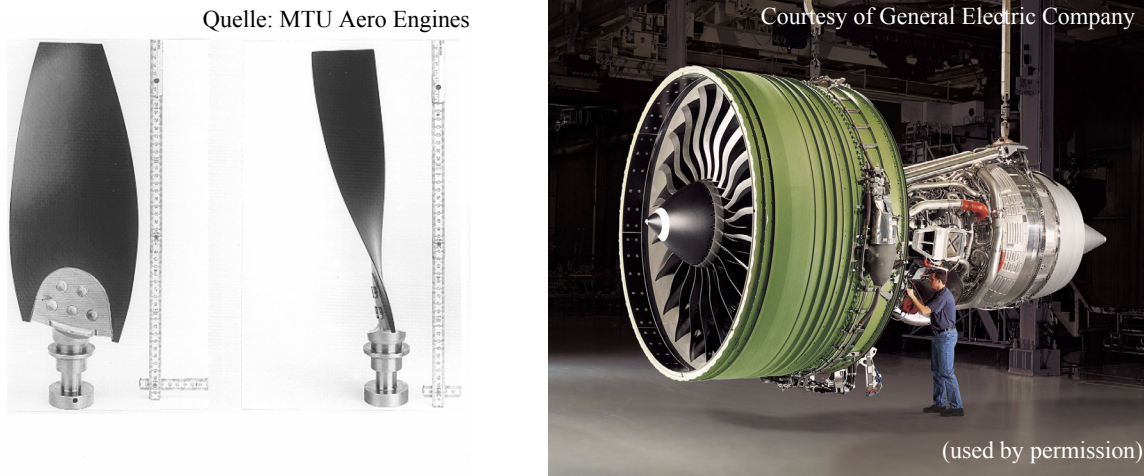


Abb. 2.7: links: Schauffelblätter des CRISP-Versuchsrotors, rechts: GE90-Turbofan-Triebwerk

Metall-Matrix-Verbunde und integrale Schauffelringe

Im Gegensatz zu den faserverstärkten Kunststoffen (FVK) werden bei den Metall-Matrix-Verbunden (eng.: metal matrix composites, MMC) hochfeste Siliziumcarbid-Fasern² von einer Titan-Beschichtung umschlossen. Die beschichteten Einzelfasern werden anschließend auf Titanhalbzeuge aufgewickelt und heiß isostatisch nahe des Titanschmelzpunktes zu einem Bauteilrohling mit meist einfacher Ringstruktur verpresst. Die abschließende Fertigbearbeitung



Abb. 2.8: MMC-Bling-Demonstrator

erfolgt mittels konventioneller Werkzeuge. Durch die hinsichtlich Festigkeit, Steifigkeit und Temperaturbeständigkeit gesteigerten Werkstoffeigenschaften, ergeben sich neue konstruktive Möglichkeiten im Bereich der mechanisch hochbelasteten Nieder- und Hochdruckverdichter. So ist ein Entfall der üblichen Scheibenaufdickung am hochbelasteten Innenrand möglich, wodurch der Rotor von einem integralen Laufrad zu einem integralen Schauffelring (eng.: bladed integrated ring, *bling*) transformiert wird. Neben den nochmals reduzierten Rotormassen und der verbesserten Rotordynamik ergibt sich ein größerer zur Verfügung stehender Bauraum für Wellen und Lager (siehe Abb. 2.8). Erste Technologiedemonstratoren hierzu wurden bereits gefertigt (siehe hierzu auch Walther et. al. [2000], O. E. Kosing [2001], K. Broichhausen [2004] und K. Steffens [2000, 2001]).

1. Gewichtseinsparung im Vergleich zu Titan-Bläser-Schaufeln: ~ 300 kg

2. Faserdurchmesser: ~ 120 μm

2.4.3 Exo-Skelett-Triebwerk

Basierten alle zuvor erläuterten Entwicklungstendenzen auf der Anordnung mehrerer koaxialer Wellen im radialen Triebwerksmittelpunkt, so soll nun im Kontrast hierzu ein Konzept nach I. Halliwell [2001] vorgestellt werden, welches die massiven Wellen und Rotorscheiben durch rotierende Schalen ersetzt. Hierbei stützen sich die Schaufeln auf das Schaleninnere, wodurch sich die Schaufelbelastung von Zug auf Druck¹ umkehrt und Strömungsverluste an den Schaufelspitzen² verringert werden (siehe Abb. 2.9).

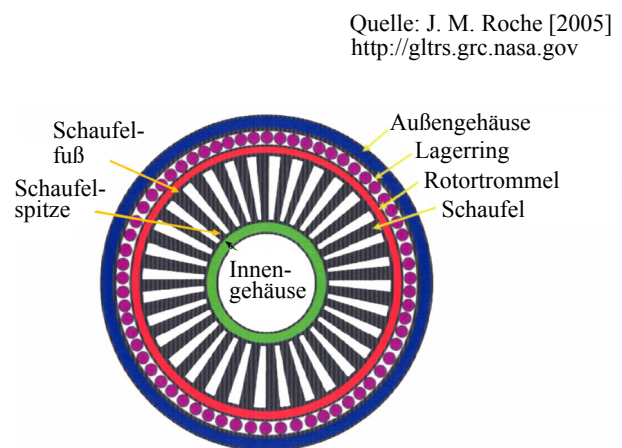


Abb. 2.9: Exo-Skelett-Triebwerkskonzept

Erste überschlägige Vorauslegungen ergaben eine deutliche Gewichtseinsparung von ~ 30 % in Kombination mit einer möglichen Geräuschemissionsreduktion um 10 dB im Vergleich zu einem konventionellen Flugtriebwerk mit hohem Nebenstromverhältnis (eng. bypass ratio). Neben vielen anderen Aspekten stellt aufgrund der hohen zu diesem Zeitpunkt nicht beherrschbaren Umlaufgeschwindigkeiten insbesondere die Verfügbarkeit geeigneter Lagerungen einen kritischen Punkt dieses Konzepts dar³.

Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf C.C. Chamis [2003] und J. M. Roche [2005] verwiesen.

1. Insbesondere im Falle eines Werkstoffanrisses im Bauteil ist in vielen Fällen eine Druckbelastung einer Zugbelastung vorzuziehen. Dem ist jedoch gleichzeitig die erhöhte Beulgefahr der dünnwandigen, schalenförmigen Kompressorschaukeln entgegenzusetzen.
2. bezüglich einer konventionellen Verdichterrotorkonstruktion
3. Aufgrund der großen Lagerdurchmesser und der hohen auftretenden Kräfte würde bei einem Einsatz konventioneller Rollenlager der mögliche Gewichtsvorteil ins Negative umgekehrt.

3 Überblick zum Schwingverhalten integraler Laufräder

3.1 Einleitung

Auf der Grundlage eines komplexen Gesamtmodells des Rotors 1¹ des *Engine 3E*-Hochdruckverdichters (HDV), welcher als Demonstrator neuentwickelter Technologien im Bereich der Flugtriebwerke dient, werden die Grundlagen der Struktureigenschwingungen mittels verschiedener Beispiele anschaulich dargestellt (siehe auch R. Lederer [2000] und H. Klinger [2002]). Aufbauend auf dem Verhalten des unverstimmten, perfekten Design-Modells werden zunächst die Unterschiede im Vergleich zum verstimmten System näher erläutert. In den nachfolgenden Abschnitten werden die Eigenschaften unverstimmter und die Besonderheiten verstimmter Systeme während der erzwungenen Schwingung dargestellt. Abschließend werden neue Beurteilungsgrößen zur Charakterisierung des Schwingverhaltens vorgestellt und anhand mehrerer Beispiele veranschaulicht.

3.2 Eigenschwingungen unverstimmter Blisks

Integrale Laufräder weisen eine Vielzahl unterschiedlicher Eigenschwingformen auf, welche je nach konstruktiver Gestaltung des Gesamttriebwerkes durch die Interaktionen zwischen den einzelnen Bauteilgruppen (Streben [eng.: struts], Leitschaufeln [eng.: guide vanes], Laufschaufeln [eng.: rotor blades], etc.) mittels verschiedener aerodynamischer Anregungen zu Schwingungen angeregt werden können.

Durch die Angabe der diametrischen und konzentrischen Knotenlinien², welche während des Schwingvorgangs in Ruhe bleiben, wird eine Charakterisierung der Eigenformen ermöglicht.

Die Eigenschwingformen unverstimmter Blisks, (bei denen sowohl die Scheibensektionen als auch alle Schaufeln geometrisch und materialseitig identisch sind) können im Allgemeinen in drei Kategorien unterteilt werden (siehe hierzu auch M. Imregun [1983] und H. Irretier [1981]):

3.2.1 Scheibenschwingungen

Die Scheibe dominiert das Schwingverhalten der gesamten Blisk (siehe Abb. 3.1). Die Schaufeln können idealisiert als mitschwingende Starrkörper angesehen werden und weisen nur geringe Anteile an der gesamten Verzerrungsenergie³ der Blisk auf (siehe Abb. 3.7). Durch das Auftreten von Knotendurchmesserlinien ergibt sich eine zyklisch symmetrische Schwingform (eng.: *cyclic symmetry mode*, *CSM*). Die maximale Anzahl von Knotendurchmesserlinien wird durch die Schaufelanzahl N bestimmt:

$$CSM_{\max} = \frac{N}{2} \text{ für } N = \text{gerade} \quad (3.1)$$

bzw.

-
1. Titanlegierung
 2. diametrische Knotenlinie: Knotendurchmesserlinien (eng.: nodal diameters, *ND*); konzentrische Knotenlinien: Knotenkreise (eng.: circular nodes, *CN*)

3. bzw. Formänderungsenergie (für linear-elastisches Materialverhalten): $W = \int_V \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dV$

$$\text{CSM}_{\max} = \frac{N-1}{2} \text{ für } N = \text{ungerade.} \quad (3.2)$$

Die normierte h -te Komponente der momentanen Auslenkung der i -ten Schaufel ist somit durch

$$U_{h_i} = \cos\left[\frac{2\pi\text{CSM}(i-1)}{N}\right] \text{ für } i = 1, \dots, N \quad (3.3)$$

definiert.

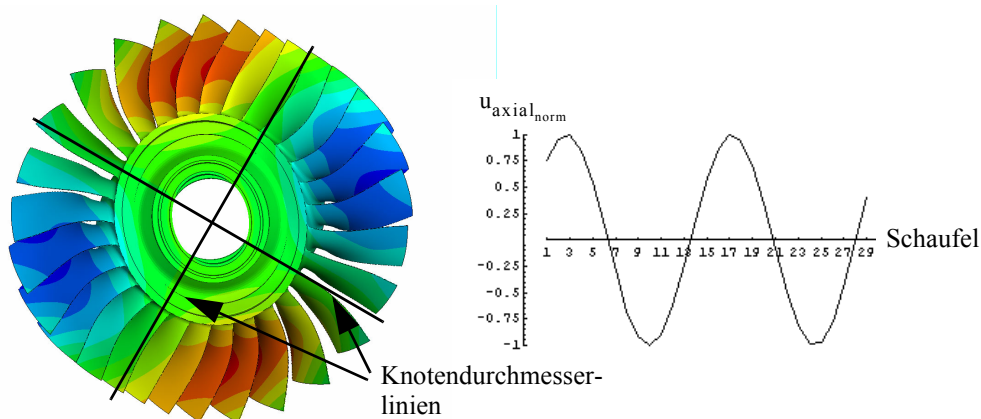


Abb. 3.1: Scheibenschwingform (CSM 2, 772,34 Hz), links: axiale Verschiebungen, rechts: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen über den Umfang

Im Falle des Auftretens von Knotendurchmesserlinien ergeben sich bei der Lösung des Eigenwertproblems bis auf zwei Sonderfälle^{1 2} doppelte Eigenwerte, welche das Auftreten von zwei zueinander orthogonalen Eigenvektoren hervorruft. Bei unverstimmten Blisks bilden ebenso alle Linearkombinationen dieser Eigenvektoren Lösungen des Eigenwertproblems.

Aufgrund der homogenen Masse- und Steifigkeitsverteilung besitzen diese Eigenschwingformen keine räumliche Orientierung bezüglich der Blisk.

Einen Sonderfall bildet der CSM 0, der sogenannte „Umbrella“-Mode, bei dem die Anzahl der Knotendurchmesserlinien gleich Null ist.

3.2.2 Schaufelschwingungen

Vernachlässigt man die dreidimensionale Gestaltung moderner Kompressorschaukeln, so kann im ersten Schritt die Schaufel vereinfachend als ebene Platte betrachtet werden.

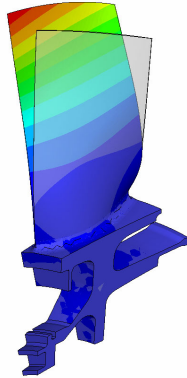
Als elementare Eigenschwingformen der einseitig eingespannten Platte mit den niedrigsten Eigenfrequenzen können im Allgemeinen der 1. Biegemode, gefolgt vom 1. Torsionsmode bestimmt werden. In Abhängigkeit der geometrischen Abmaße der Schaukeln wechseln sich anschließend mit zunehmender Eigenfrequenz höhere Biege- bzw. Torsionsmoden, aber auch

1. Für den CSM-0 tritt nur ein einfacher Eigenwert auf.

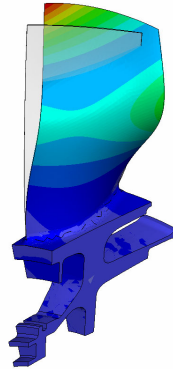
2. Im Falle einer geraden Schaufelanzahl tritt ebenfalls für den $\text{CSM}_{\max}$ nur ein einfacher Eigenwert auf.

komplexere Schwingformen sowie Mischformen (eng.: flap mode, torsion mode, tramline mode, edge mode, etc.) ab (siehe Abb. 3.2).

1. Biegeschwingung



2. Biegeschwingung



1. Torsionsschwingung

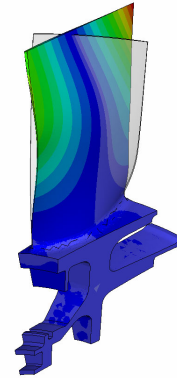


Abb. 3.2: elementare Schaufelschwingformen des fest eingespannten Blisksektors, Darstellung der Verschiebungsbeträge

Analog zu den Scheibenschwingungen treten auch im Verbundsystem von Schaufel und Scheibe bei den Schaufelschwingungen 0 bis $CSM_{\max}$ charakteristische Knotendurchmesserlinien je elementarer Schaufelschwingform auf (siehe Abb. 3.3 - Abb. 3.5). Es gelten die Zusammenhänge (3.1) und (3.2). Die höchst mögliche Anzahl der Schaufelschwingformen lässt sich zu N ($CSM_{\max}$ doppelte und ein einfacher Eigenwert für N =ungerade, bzw. $CSM_{\max} - 1$ doppelte und zwei einfache Eigenwerte für N =gerade¹⁾) bestimmen²⁾. Im Falle des unverstimmten, idealen Systems weisen alle Schaufeln gleiche Amplituden auf, welche jedoch zwischen zwei benachbarten Schaufeln um den Schaufelphasenwinkel (eng.: interblade phase angle):

$$\varphi_{CSM} = \frac{2\pi CSM}{N}, \quad CSM = 0, \dots, CSM_{\max} \quad (3.4)$$

verschoben auftreten. Der Phasenwinkel der i -ten Schaufel bestimmt sich folglich zu:

$$\varphi_{CSM_i} = \frac{2\pi CSM(i-1)}{N}, \quad i = 1, \dots, N. \quad (3.5)$$

-
1. Ist $CSM = CSM_{\max}$ und N =gerade, so schwingen alle benachbarte Schaufeln mit gleichem Betrag gegenphasig zueinander.
 2. Bildet die Schaufelanzahl kein ganzzahliges Vielfaches der Anzahl der Knotendurchmesserlinien, so sind speziell bei Schwingformen mit einer hohen Anzahl von Knotendurchmesserlinien, die umlaufenden Sinuswellen der Schaufelamplituden nicht eindeutig erkennbar (vergleichbar mit dem Bandüberlappungseffekt [eng.: aliasing] in der Messtechnik bei zu gering gewählter Abtastrate).

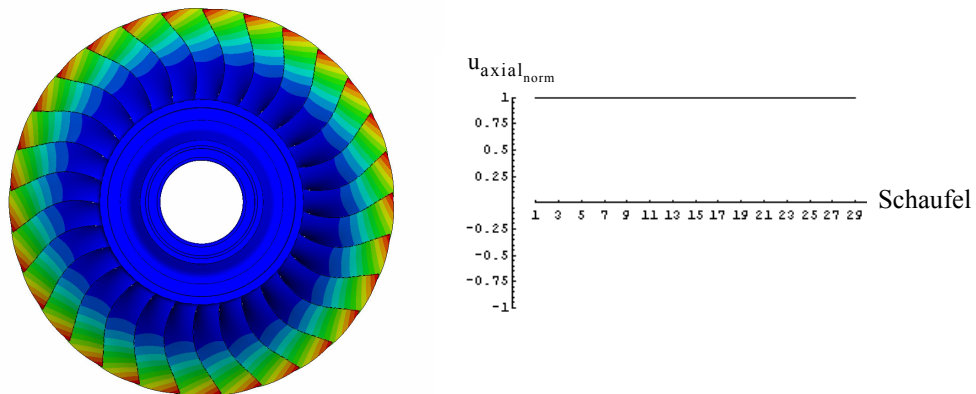


Abb. 3.3: Schaufelschwingform (1. Schaufelbiegung, CSM 0, 448,07 Hz), links: axiale Verschiebungen, rechts: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen über den Umfang

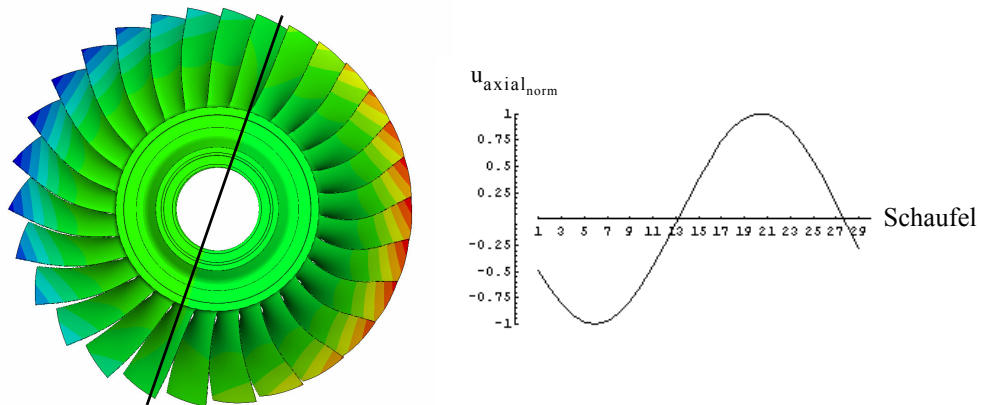


Abb. 3.4: Schaufelschwingform (1. Schaufelbiegung, CSM 1, 426,00 Hz), links: axiale Verschiebungen, rechts: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen über den Umfang

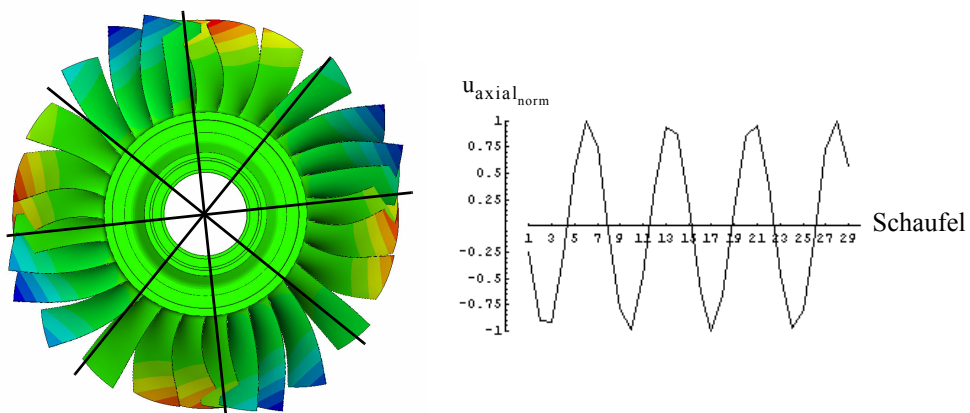


Abb. 3.5: Schaufelschwingform (1. Schaufelbiegung, CSM 4, 395,77 Hz), links: axiale Verschiebungen, rechts: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen über den Umfang

3.2.3 „Gekoppelte“ Schwingformen

Eine Kombination aus Scheiben- und Schaufelschwingung stellen die sogenannten „gekoppelten“ Schwingungen dar. Diese Bezeichnung ist jedoch nicht eindeutig, da aufgrund ihrer materiellen Verbindung durch die Scheibe jede Bliskschwingform eine gekoppelte Schwingung darstellt.¹

Umgangssprachlich wird dieser Terminus jedoch für Schwingformen genutzt, bei denen sowohl die Scheibe- als auch die Schaufeln in etwa gleiche Anteile an der Gesamtverzerrungsenergie aufweisen (siehe Abb. 3.6 und Abb. 3.7).

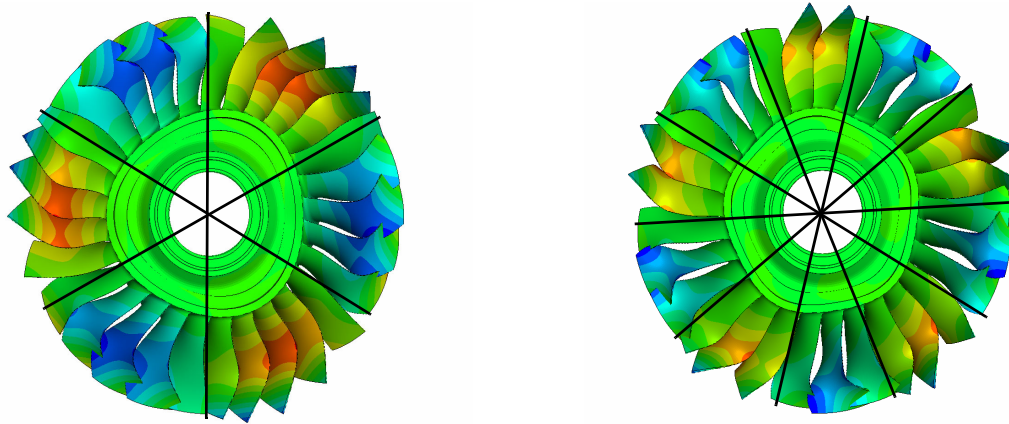


Abb. 3.6: „Gekoppelte“ Schwingformen, links: CSM 3 bei 1484,3 Hz, rechts: CSM 5 bei 2321,7 Hz, axiale Verschiebungen

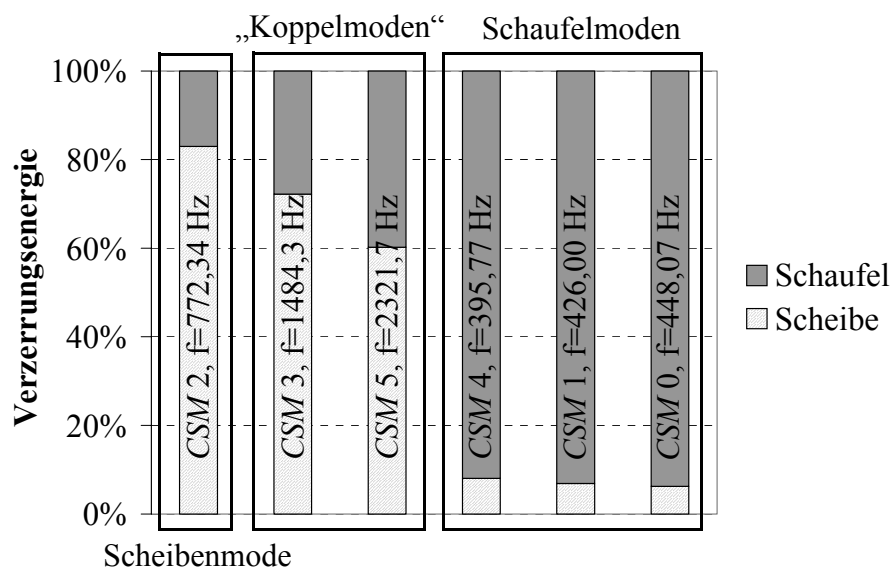


Abb. 3.7: Anteile der Schaufeln und der Scheibe an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk (Mittelung über die doppelten Eigenmoden)

1. Im Falle der vollständigen Entkopplung der einzelnen Schaufelschwingungen untereinander, welche durch die Unterdrückung der Scheibenbewegung erzielt wird, kann die Schaufeleigenfrequenz für die unendlich steife Einspannung bestimmt werden (eng.: blade alone frequency, single blade frequency).

3.2.4 Kopplungsdiagramm

Zur besseren Veranschaulichung des komplexen Schwingverhaltens einer Blisk wird im Allgemeinen das Kopplungsdiagramm (eng.: coupling diagram) genutzt. Hierbei sind die Eigenfrequenzen der Blisk über der dazugehörigen Anzahl der Knotendurchmesserlinien aufgetragen (siehe Abb. 3.8).

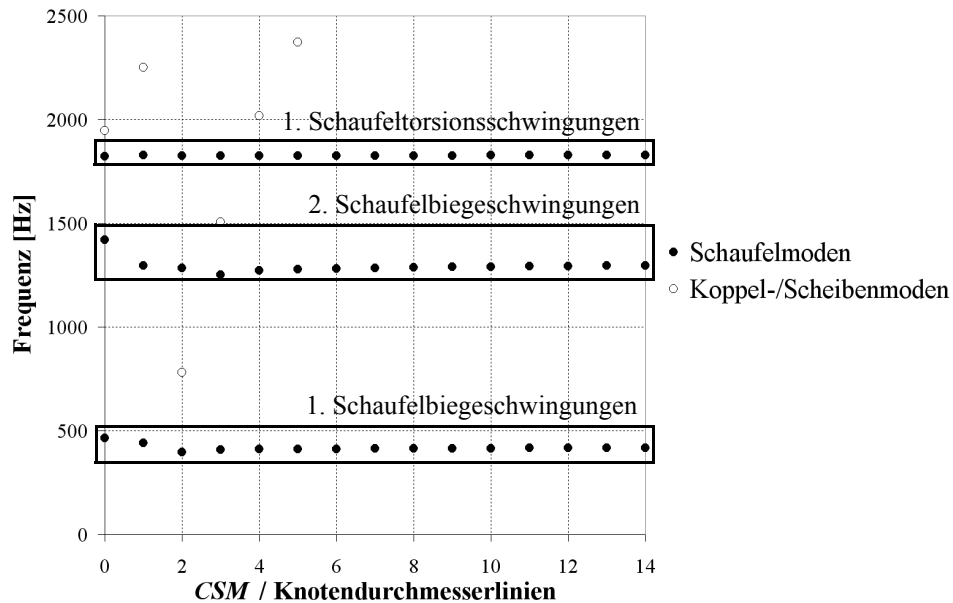


Abb. 3.8: Kopplungsdiagramm des E3E-I-HDV-Rotors 1, FE-Modell mit freier Lagerung

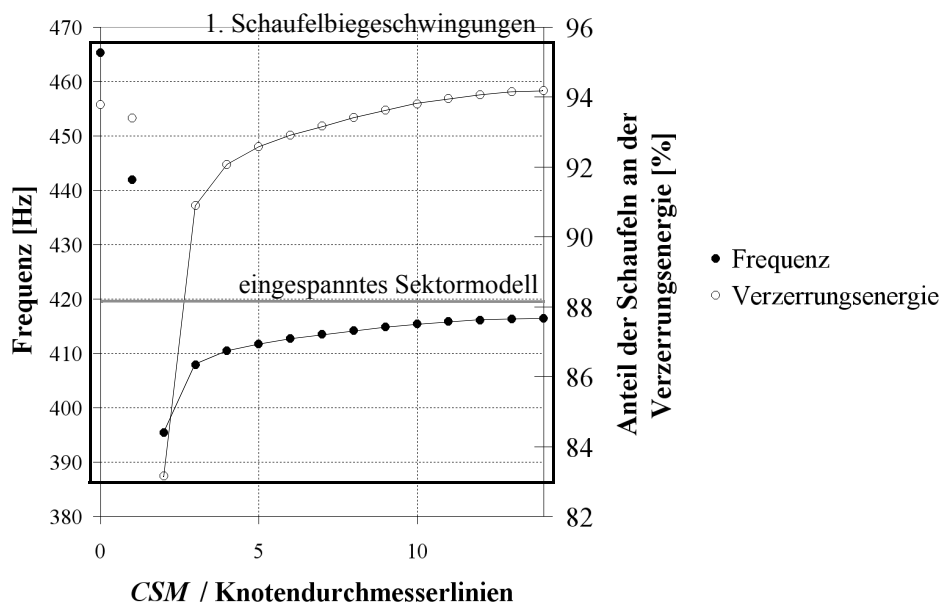


Abb. 3.9: Vergrößerter Ausschnitt des Kopplungsdiagramms des E3E-I-HDV-Rotors 1, ergänzt um die Anteile der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk je Schwingform, FE-Modell mit freier Lagerung

Betrachtet man alle Schwingungen einer elementaren Schaufelschwingform näher, so lässt sich erkennen, dass in der Regel mit zunehmender Anzahl der Knotendurchmesserlinien ein Anstieg der dazugehörigen Eigenkreisfrequenz hin zur Eigenkreisfrequenz der starr eingespannten Schaufel zu beobachten ist (siehe Abb. 3.9)¹. Die Ursache hierfür ist die Zunahme der Lagersteifigkeit der Schaufeln auf der Scheibe mit wachsender Zahl der Knotendurchmesserlinien, charakterisiert durch die Zunahme des Anteils der Schaufelverzerrungsenergie an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk (siehe hierzu auch I. Malkin [1942], E. K. Armstrong [1955], H. Pfützner [1961], J. Kirkhope [1971], D. J. Ewins [1973] und C. A. M. Soares [1976]).

Von besonderem Interesse für die Lebensdauer von Blisks während des Betriebs sind i. d. R. die Schaufelschwingungen, auf welche sich die nachfolgenden Betrachtungen konzentrieren sollen.

3.3 Fremderregte Schwingungen unverstimmter Blisks

Während des Betriebs sind insbesondere Nachlaufdellen umströmter (Schaufel-) Hinterkanten und deren Vielfache zu erwähnen, welche bei jeder Rotordrehung entsprechende Schwingformen anfahren können (siehe Abb. 3.10).

Werden die Nachlaufdellen, welche stromabwärts einen lokalen Druckgradienten erzeugen, während der Rotorumdrehung durchlaufen, so erfahren die Rotorschaukeln eine mechanische Anregung in Höhe der Anzahl der Nachlaufdellen je Umdrehung (siehe auch W. Yingfeng et. al. [2005]). Die Anzahl der sich einstellenden Nachlaufdellen bestimmt somit die Erregerordnung (eng.: engine order, *EO*).

Neben der Anzahl an direkten Nachlaufdellen können auch Interaktionen zwischen stromaufwärts und/oder stromabwärts liegenden Leit- und Laufräder als Anregungsquelle dienen, welche in der sogenannten Stufen-Interaktions-Tabelle (eng.: row-interaction-table) bestimmt werden.

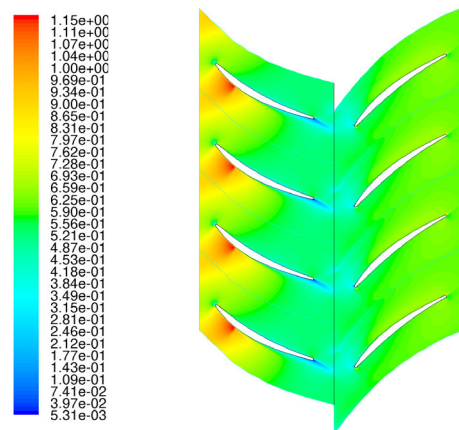


Abb. 3.10: Nachlaufdellen umströmter Schaufelhinterkanten (Machzahlprofil)

3.3.1 Campbell- bzw. Spoke-Diagramm

Um eine hohe Lebensdauer zu gewährleisten, sind Resonanzen im Arbeitsbereich des Kompressors zu vermeiden.

Eine grafische Darstellung der möglichen Resonanzstellen wird durch das zweidimensionale Campbell- bzw. Spoke-Diagramm erzeugt (siehe Abb. 3.11 als auch W. Campbell [1924]).

1. Eine Ausnahme bilden meist die Schwingformen mit niedrigerer Anzahl von Knotendurchmesserlinien (hier *CSM 0* und *CSM 1*).

Hierbei werden die Resonanzfrequenzen¹ des Systems als annähernd waagerechte Linien² dargestellt. Die Frequenzen der Erregerordnungen, welche linear mit der Drehzahl n [U/min] ansteigen, sind durch Geraden unterschiedlichen Anstiegs repräsentiert. Die Erregerfrequenz der m -ten EO bestimmt sich hierbei zu:

$$f_{EO} = \frac{m \times n}{60} \text{ [Hz]}. \quad (3.6)$$

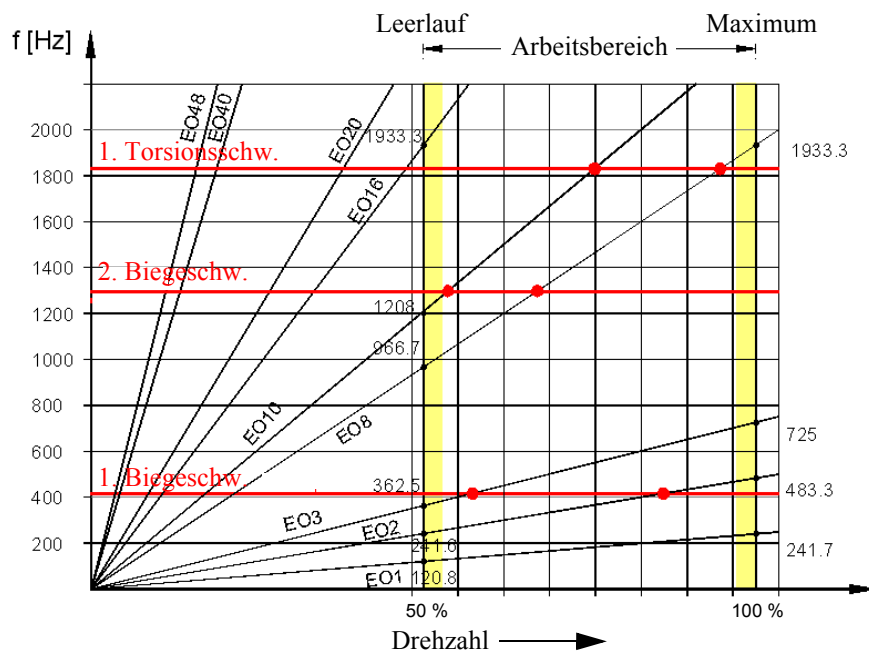


Abb. 3.11: Campbell-Diagramm des Engine 3E-I-HDV-Blisk Rotors 1, unverstimmtes System, ein Frequenzverlauf je elementarer Schau-felschwingform dargestellt

Die Schnittpunkte zwischen relevanten EO und den Resonanzfrequenzen des System kennzeichnen die Resonanzpunkte während des Betriebs.

1. Für den vereinfachten Fall des Ein-Massen-Schwingers ergibt sich die Eigenfrequenz des gedämpften Systems zu $\omega_D = \omega_0 \sqrt{1 - D^2}$. Hingegen ist die Resonanzfrequenz des gedämpften Ein-Massen-Schwingers zu $\omega_R = \omega_0 \sqrt{1 - 2D^2}$ definiert. Bei einer angenommen Dämpfung von $D=0,01$ % ergibt sich somit eine vernachlässigbare Differenz zwischen beiden Frequenzen von 5×10^{-7} %, woraus folgt: $\omega_D \approx \omega_R$.
2. Da durch die Fliehkraftversteifung bei zunehmender Drehzahl die Frequenzen der Eigenschwingformen ansteigen, ergeben sich bei konstanter Temperatur keine exakt waagerechten Verläufe der Eigenfrequenzen über die Drehzahl.
Dem entgegen wirkt, neben der Entwindung des gekrümmten Schaufelprofils bei zunehmender Drehzahl ($\rightarrow$ Abnahme der Steiner-Anteile) und der Aufweichung des Schaufelbauteils bei zunehmender Drehzahl (eng.: spin-softening effect) auch das, mit zunehmender Temperatur abnehmende Elastizitätsmodul des Bliskmaterials, welches gleichermaßen eine Reduktion der Schaufeleigenfrequenzen bewirkt.

3.3.2 SAFE-Diagramm

Jede elementare Schaufelschwingung erzeugt im Falle des unverstimmten Systems exakt $CSM_{\max} + 1$ Bliskschwingformen. Somit müssten bei genauerer Betrachtungsweise die einzelnen, von der Drehzahl abhängigen Resonanzfrequenzverläufe durch jeweils $CSM_{\max} + 1$ Eigenfrequenzverläufe ersetzt werden.

Als zweite Bedingung für eine Anfachung der Eigenschwingform des unverstimmten Systems ist die Übereinstimmung von Erregerform und Eigenschwingform zu nennen, welche durch die phasenrichtige Anregung aller Rotorschaukeln charakterisiert wird. Hierbei muss der Phasenwinkel φ_{EO} der Erregung bezüglich der i -ten Rotorschaukel

$$\varphi_{EO_i} = \frac{2\pi EO(i-1)}{N}, i = 1, \dots, N. \quad (3.7)$$

dem Phasenwinkel der Schwingform φ_{CSM_i} entsprechen. Es ergibt sich somit die Forderung:

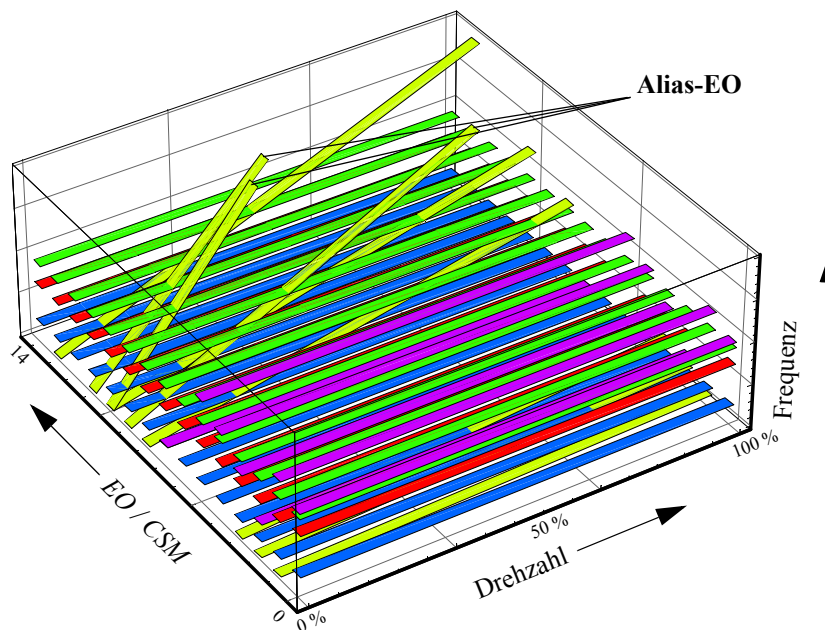
$$\varphi_{CSM_i} = \varphi_{EO_i} \quad (3.8)$$

bzw. durch Einsetzen von (3.5) und (3.7) in (3.8)

$$\frac{2\pi CSM(i-1)}{N} = \frac{2\pi EO(i-1)}{N} \quad (3.9)$$

und folglich

$$CSM = EO. \quad (3.10)$$



■ EO ■ 1. Biegung ■ 2. Biegung ■ 1. Torsion ■ Scheiben-/Koppelmode

Abb. 3.12: SAFE-Diagramm des Engine 3E-I-HDV-Rotors 1

Dies bedeutet beispielsweise: Eine $CSM=4$ -Eigenschwingform ist bei identischer Anregungs- und Resonanzfrequenz ausschließlich durch die 4. Erregerordnung anregbar. Um diese Tatsa-

che zu veranschaulichen, ist die Ergänzung des zweidimensionalen Campbell-Diagramms zum dreidimensionalen *SAFE* (Singh's Advanced Frequency Evaluation)-Diagramm notwendig. Die ergänzende Achse kennzeichnet hierbei den *CSM* bzw. die *m*-te Erregerordnung (siehe Abb. 3.12).

Die Schnittpunkte zwischen *EO* und Resonanzfrequenzverlauf der korrespondierenden *CSM* kennzeichnen wiederum die Resonanzstellen (weitere Erläuterungen siehe J. Dello [1987]).

3.3.3 Bandüberlappungseffekte höherer Erregerordnungen / ZZENF-Diagramm

Die Anzahl der vorhandenen Schaufeln einer Blisk begrenzt gemäß (3.1) und (3.2) die Menge der auftretenden *CSM*. Gemäß der Übereinstimmungsbedingung von Erreger- und Eigenschwingform (3.10) könnte somit irrtümlicherweise angenommen werden, dass maximal die $CSM_{\max}$ -te Erregerordnung Eigenschwingformen anfährt. Analog zu den Bandüberlappungsproblemen in der Schwingungsmesstechnik besteht jedoch infolge der diskreten Anordnung der Schaufeln um den Umfang der Blisk auch die Möglichkeit, dass Erregerordnungen $> CSM_{\max}$ Schwingungen anregen können. Es gilt somit die erweiterte Forderung:

$$CSM = \pm(EO - k \cdot N) \text{ mit } k \geq 0, \quad (3.11)$$

wobei das Vorzeichen des rechten Terms die Drehrichtung der Erregung bezüglich der Rotordrehbewegung darstellt.

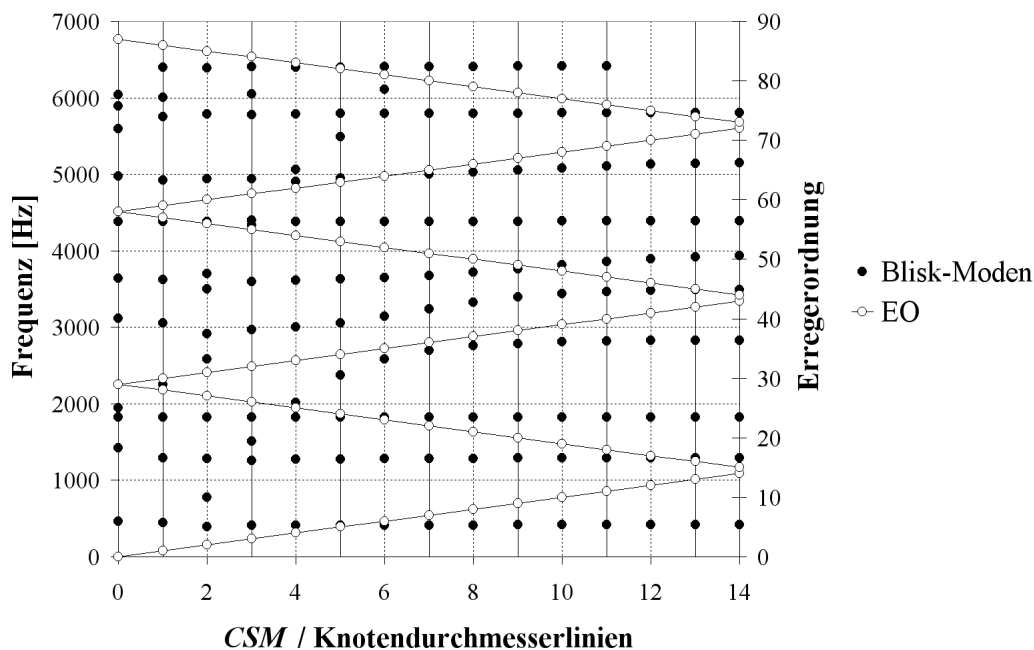


Abb. 3.13: ZZENF-Diagramm des Engine 3E-I-HDV-Rotors 1

Explizit ist somit für $N = \text{ungerade}$:

$$EO_{\text{alias}} = EO \text{ für } 0 \leq EO \leq CSM_{\max} \quad (3.12)$$

$$EO_{\text{alias}} = EO - 2(EO - CSM_{\text{max}}) + 1 \quad (3.13)$$

$$\text{für } (CSM_{\text{max}} + 1) \leq EO \leq (2CSM_{\text{max}} + 1)$$

$$EO_{\text{alias}} = EO - (2CSM_{\text{max}} + 1) \quad (3.14)$$

$$\text{für } (2CSM_{\text{max}} + 2) \leq EO \leq (3CSM_{\text{max}} + 1)$$

u.s.w. gültig.

Eine grafische Darstellung der Zusammenhänge für den *Engine 3E-I-HDV*-Rotor 1 mit $CSM_{\text{max}} = 14$ zeigt das in Abbildung 3.13 dargestellte *ZZENF*-(Zig-Zag-shaped Excitation in Nodal diameters versus Frequency)-Diagramm sowie Tabelle 3.1¹:

Tabelle 3.1: Alias-Erregerordnungen^a

87	86	85	84	83	82	81	80	79	78	77	76	75	74	73
	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72
58	57	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45	44
	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43
29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

- a. Die grau markierten Erregerordnungen weisen die umgekehrte Drehrichtung bzgl. der Rotordrehung auf.

Höhere Erregerordnungen können somit niedrigere *CSM* anregen. Für weitere Erläuterungen siehe D. J. Ewins [1969], J. Wildheim [1979], M. Dubas [1984] und A. Wilson [1993].

3.3.4 Analyse erzwungener Schwingungen

Gemäß der Forderung nach Übereinstimmung von Schwingform und Anregungsverteilung über den Umfang wird ein *CSM* k nur durch eine k -te *EO* bzw. k -te *Alias-EO* angefacht (siehe Abb. 3.16 und Abb. 3.17)², was einer umlaufenden Anregung entspricht.

Die fremderregte Anfachung erfolgt über gleiche Amplituden, welche jeweils um φ_{EO} zueinander phasenverschoben die umlaufende Erregung erzeugen. Da die Eigenformen keine Orientierung bezüglich der Blisks besitzen, folgt die resultierende Schwingform den umlaufenden, harmonisch einwirkenden Erregerkräften³ der verwendeten Einheitserregung (siehe Abb. 3.14 und Abb. 3.15):

1. In diesem Beispiel kann der *CSM* 1 von der *EO* 1, 28, 30, 57, 59 und 86 angeregt werden. Hierbei ist die Drehrichtung der umlaufenden Erregung bezüglich des Rotors für die *EO* 28, 57 und 86 umgekehrt. Die Drehrichtung der Erregung von *EO* 30 und 59 ist identisch mit der Drehrichtung der 1. Erregerordnung.
2. Als Dämpfungswert sei an dieser Stelle exemplarisch ein Lehr'sches Dämpfungsmaß von $D=0,1$ % angenommen. Detaillierte Informationen hierzu finden sich in Abschnitt 4.2.1.2 Bestimmung der Schaufeldämpfung auf Seite 49 und Abschnitt 7.1 Allgemeine Gesichtspunkte auf Seite 78.

$$F_{EO_{\text{real}_i}} = \cos\left[\frac{2\pi EO(i-1)}{N}\right] \text{ für } i = 1, \dots, N \quad (3.15)$$

sowie

$$F_{EO_{\text{imaginär}_i}} = \sin\left[\frac{2\pi EO(i-1)}{N}\right] \text{ für } i = 1, \dots, N. \quad (3.16)$$

Die Schwingform läuft bezüglich der Blisk mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit um. *EO* 1 erregt somit nur den *CSM* 1 bei der Resonanzfrequenz von 426,0 Hz und *EO* 4 erregt ausschließlich *CSM* 4 bei einer Frequenz von 395,77 Hz (siehe Abb. 3.16 und Abb. 3.17, vergleiche auch mit Abb. 3.8).

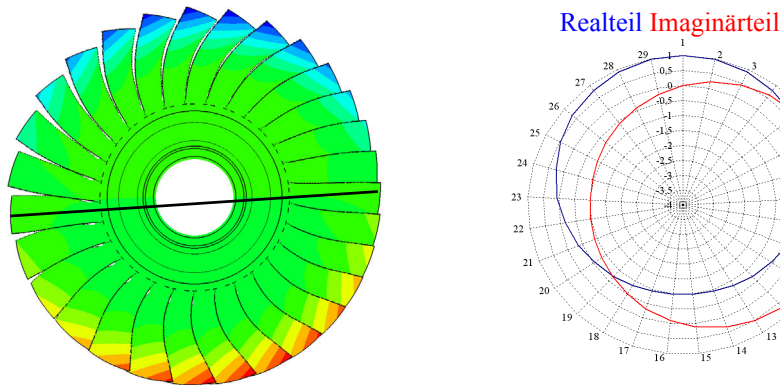


Abb. 3.14: Erregte Schaufelschwingform (1. Schaufelbiegung), *CSM* 1, 426,0 Hz, links: Verschiebungen in axialer Richtung, rechts: Real- und Imaginärteile der anregenden Kräfte

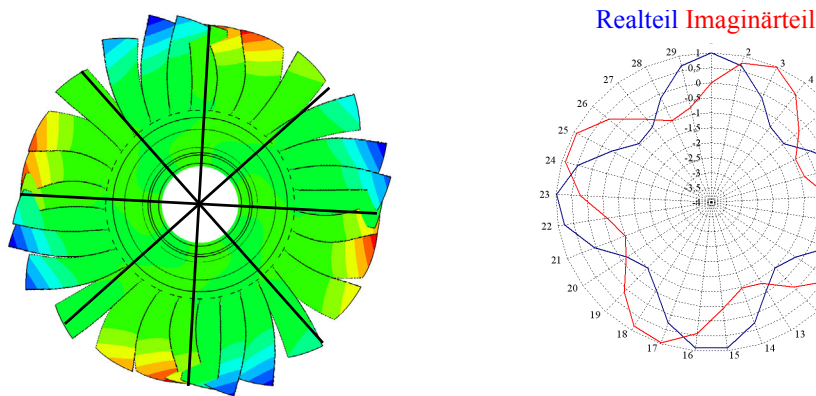


Abb. 3.15: Erregte Schaufelschwingform (1. Schaufelbiegung), *CSM* 4, 395,8 Hz, links: Verschiebungen in axialer Richtung, rechts: Real- und Imaginärteile der anregenden Kräfte

3. Während im realen Hochdruckverdichter die umlaufenden Rotorschaukeln durch das Durchfahren stationärer Nachlaufdellen angefacht werden, erfahren die Schaufeln der ruhenden Blisk des verwendeten *FE*-Modells eine äquivalente, umlaufende, sinusförmige Anregung, welche durch eine Druckbeaufschlagung mehrere Elemente an der Oberkante der Schaufeldruckseite in der Nähe der Schaufelvorderkante realisiert wird.

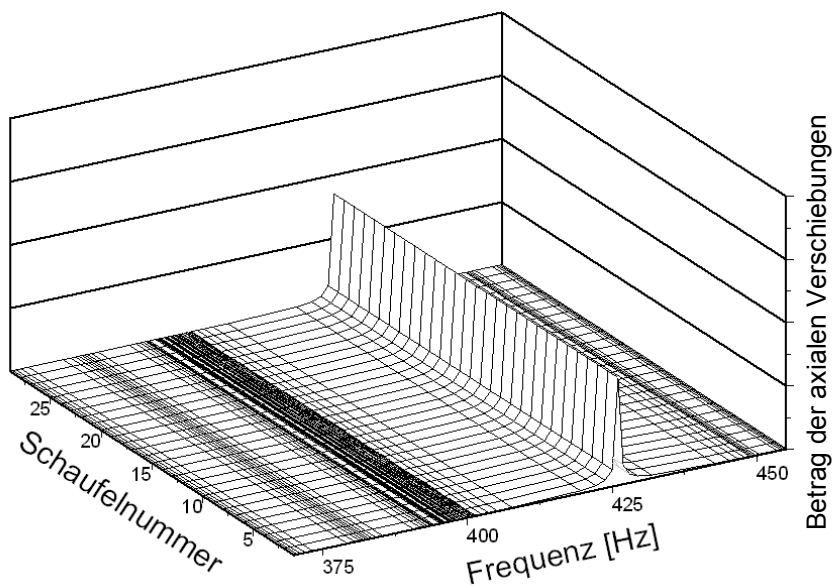


Abb. 3.16: Erregte Schaufelschwingform CSM 1 durch EO 1 (1. Schaufelbiegung), Betrag der axialen Verschiebungen aller Schaufelspitzen über den Umfang, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

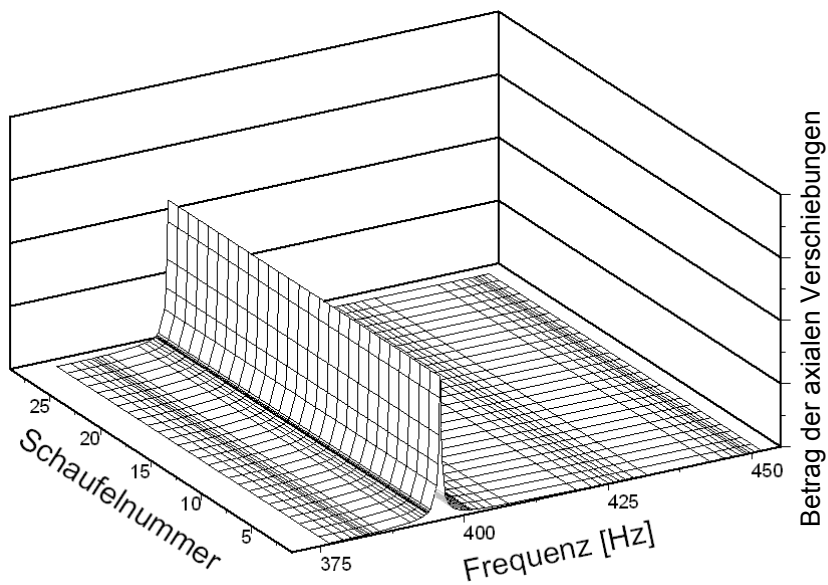


Abb. 3.17: Erregte Schaufelschwingform CSM 4 durch EO 4 (1. Schaufelbiegung), Betrag der axialen Verschiebungen aller Schaufelspitzen über den Umfang, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

3.4 Eigenschwingungen verstimmter Blisks

Weichen die Eigenfrequenzen f_i der Schaufeln voneinander ab, so spricht man von einer Verstimmung (eng.: mistuning) des Systems.

Dies kann durch unterschiedliche Schaufelgeometrien infolge des Fertigungsprozesses (Fräsen, Polieren, Reibschweißen) und Materialinhomogenitäten innerhalb des Gefüges der Blisk verursacht werden. Hierbei ist zu beobachten, dass integrale Laufräder sehr sensitiv gegenüber kleinen Verstimmungen der Schaufeleigenfrequenzen reagieren (siehe hierzu auch B. Beirow [2004]).

3.4.1 Modellierung der Schaufelverstimmung

Die Verstimmung der Einzelschaufeln im *FE*-Gesamtmodell kann durch zwei unterschiedliche Methoden realisiert werden:

Änderung der geometrischen Abmaße der Schaufeln

Hierbei wird durch eine Abweichung der Schaufeldicke, -höhe oder -breite die individuelle Schaufeleigenfrequenz eingestellt (*geometrieabhängige Verstimmung*)¹.

Änderung der Materialparameter der Schaufeln

Durch die Verkleinerung bzw. Vergrößerung des Elastizitätsmoduls E_i der Einzelschaufeln, besteht unabhängig von der gleichbleibenden Schaufelgeometrie die Möglichkeit die Schaufeleigenfrequenzen zu verstimmen (*materialabhängige Verstimmung*). Das Elastizitätsmodul der Scheibe bleibt hierbei konstant. Es gilt der Zusammenhang:

$$f_i \sim \sqrt{E_i}. \quad (3.17)$$

Die Änderung der Schaufeleigenfrequenz ist somit proportional zur Wurzel der Änderung des E-Moduls der Schaufel.

Aufgrund der besseren Adaptierbarkeit findet nachfolgend ausschließlich die zweite Methode Anwendung.

Zum Zwecke der besseren Anschaulichkeit werden für die nachfolgenden Betrachtungen im Gegensatz zu den experimentell bestimmten, realen Schaufeleigenfrequenzverteilungen stets rein sinusförmige Schaufeleigenfrequenzverteilungen über den Umfang genutzt (siehe Abb. 3.18 sowie Anlage A-3-1 auf Seite 154).

1. Eine Anpassung der *FE*-Modelle erfolgt hierbei durch die Verschiebung der Elementknoten, bspw. basierend auf einer dreidimensionalen optischen Vermessung des realen Bauteils. Im englischsprachigen Raum wird in diesem Zusammenhang der Begriff des „mesh morphing“ verwendet.

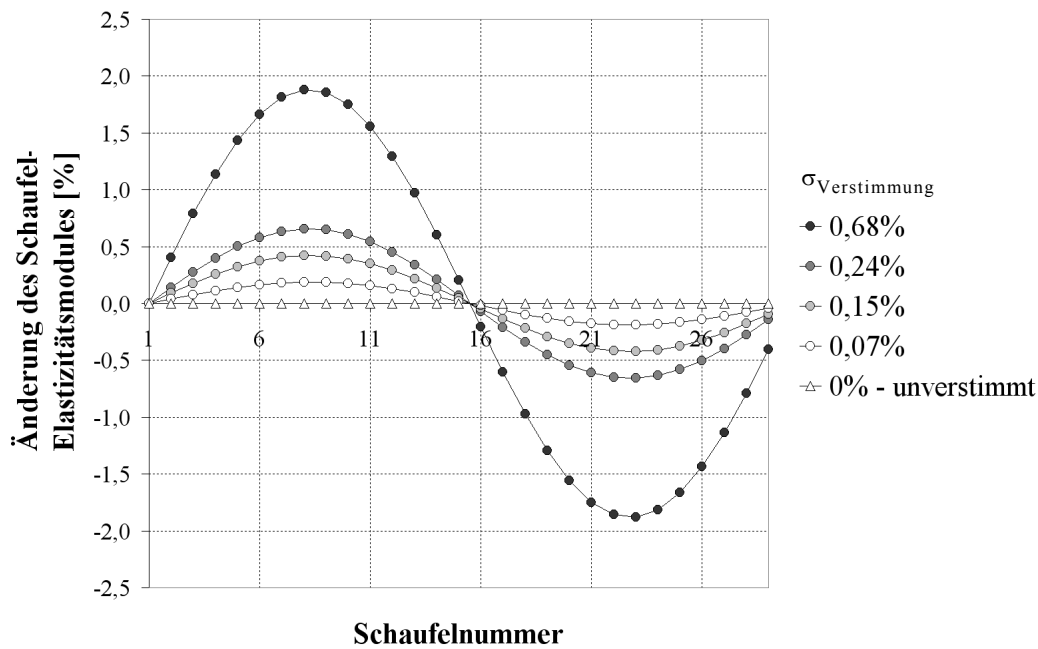


Abb. 3.18: Verstimmung der Schaufeleigenfrequenzen mittels sinusförmiger Variation des Schaufel-E-Moduls, Engine 3E-I-HDV-Rotor 1 (29 Schaufeln)

3.4.2 Beurteilung des Verstimmungsniveaus: Die Standardabweichung $\sigma_{\text{Verstimmung}}$

Als Beurteilungsgröße für den Verstimmungsgrad bzw. das Niveau aller Schaufelverstimmun-gen einer Blisk empfiehlt sich die Standardabweichung der Schaufeleigenfrequenzen $\sigma_{\text{Verstimmung}}$ eines elementaren Schaufelmoden:

$$\sigma_{\text{Verstimmung}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_1^N (f_i - \bar{f})^2}. \quad (3.18)$$

Eine Verstimmung des Schaufel-Scheibe-Verbunds verursacht mehrere fundamentale Effekte, welche in den folgenden Abschnitten ausführlicher beschrieben werden.

3.4.3 Aufspaltung der doppelten Eigenwerte

Die paarweise auftretenden Eigenwerte des Systems werden infolge der verlorengegangenen Symmetrie (gekennzeichnet durch das Verschieben der Knotendurchmesserlinien) in zwei eng benachbarte Eigenwerte aufgesplittet (siehe Abb. 3.19 bis Abb. 3.21). Für den hier untersuchten Fall kann mit zunehmender Knotenlinienanzahl eine stärkere Aufspaltung beobachtet werden¹.

1. Nach I. A. Sever [2004], S. 136 splittet eine Verstimmungverteilung einen k -ten CSM nur dann auf, falls eine $2k$ -Harmonische in ihrer Fourierzerlegung vorhanden ist, was jedoch in den hier untersuchten Fällen nicht beobachtet werden konnte.

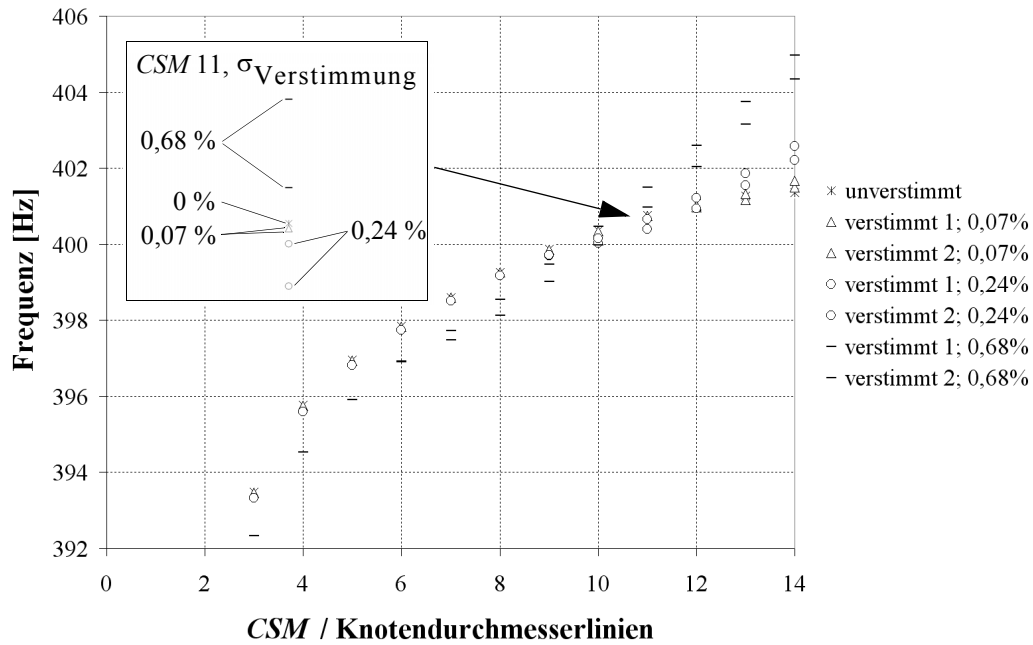


Abb. 3.19: Aufsplittung der doppelten Eigenwerte der 1. Schaufelbiegemoden im Kopplungsdiagramm, vergrößerter Ausschnitt, sinusförmige Schaufelverformungsverteilungen über den Umfang

Die dazugehörigen doppelten Eigenformen mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen besitzen eine feste Orientierung bezüglich der Blisk und werden im Allgemeinen als Doppelmoden bezeichnet. Deren Frequenzaufsplittung ist durch:

$$S = \frac{\omega_2 - \omega_1}{(\omega_1 + \omega_2)/2} = \frac{\Delta\omega_{12}}{\bar{\omega}} \quad (3.19)$$

definiert. Je stärker die Verformung des Systems, um so größer wird der Abstand der benachbarten Eigenfrequenzen zueinander (siehe auch R. Kellerer [1992] für weitere Informationen). Eine eindeutige Zuordnung der einzelnen Schwingformen zu den CSM wird somit zunehmend schwieriger. Aufgrund der verschobenen Knotendurchmesserlinien spricht man folglich von modifizierten zyklisch symmetrischen Schwingformen (eng.: **Modified Cyclic Symmetry Modes**, *MCSM*).

Die zuvor reine Sinusschwingung lässt sich nach der Verformung des Systems aus einer Vielzahl von überlagerten einzelnen Sinusschwingungen entwickeln, wobei die Anteile der einzelnen harmonischen Schwingungen unterschiedlich hoch sein können (siehe Abb. 3.20 und Abb. 3.21). Hierbei ist zu beachten, dass die Anzahl der auftretenden, verschobenen Knotendurchmesserlinien, welche durch die Anzahl der Nulldurchgänge in den Abwicklungen der Schaufelaußenlenkungen über den Umfang charakterisiert ist, nicht in jedem Fall mit der maximalen Harmonischen der dazugehörigen Fourierzerlegung übereinstimmen muss¹.

1. Siehe Abb. 3.21: Hierbei weist beispielsweise die 5. Harmonische beider *MCSM* 4 im Vergleich zu allen weiteren harmonischen Anteilen den höchsten Wert auf, was bei einer entsprechenden Anfachung durch die 5. Drehzahlharmonische in den größtmöglichen Schaufelamplituden resultiert.

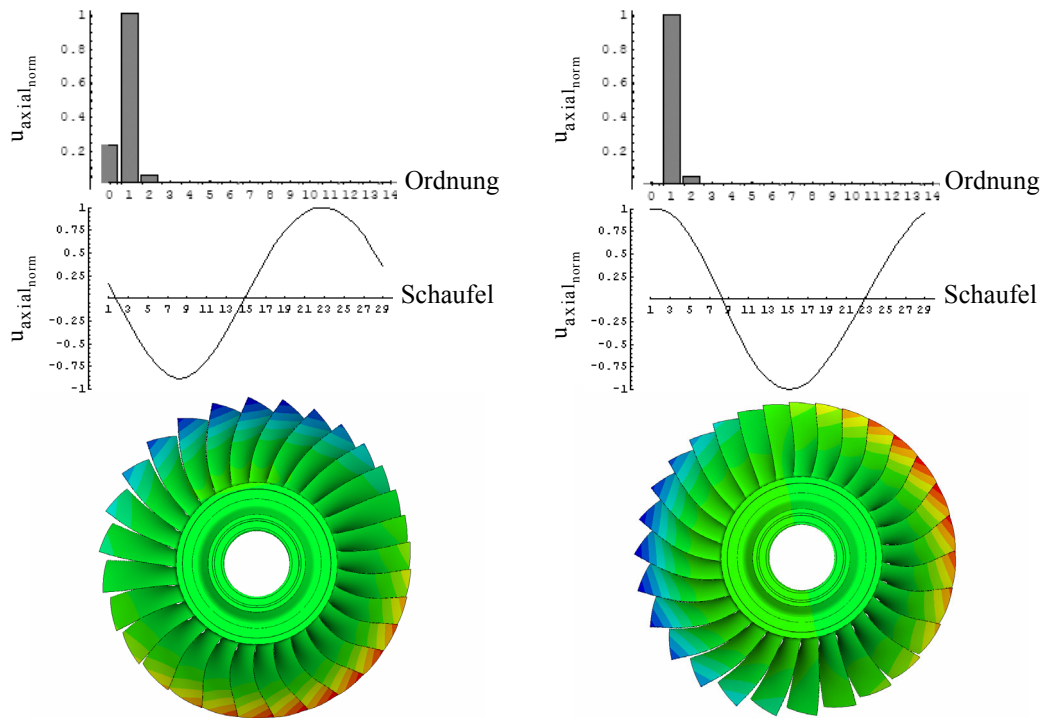


Abb. 3.20: Schaufelschwingformen (1. Schaufelbiegung, MCSM 1), links: 425,67 Hz, rechts: 426,07 Hz, $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68 \%$; oben: in der Schwingform enthaltene Fourierkoeffizienten, mittig: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen, unten: axiale Verschiebungen

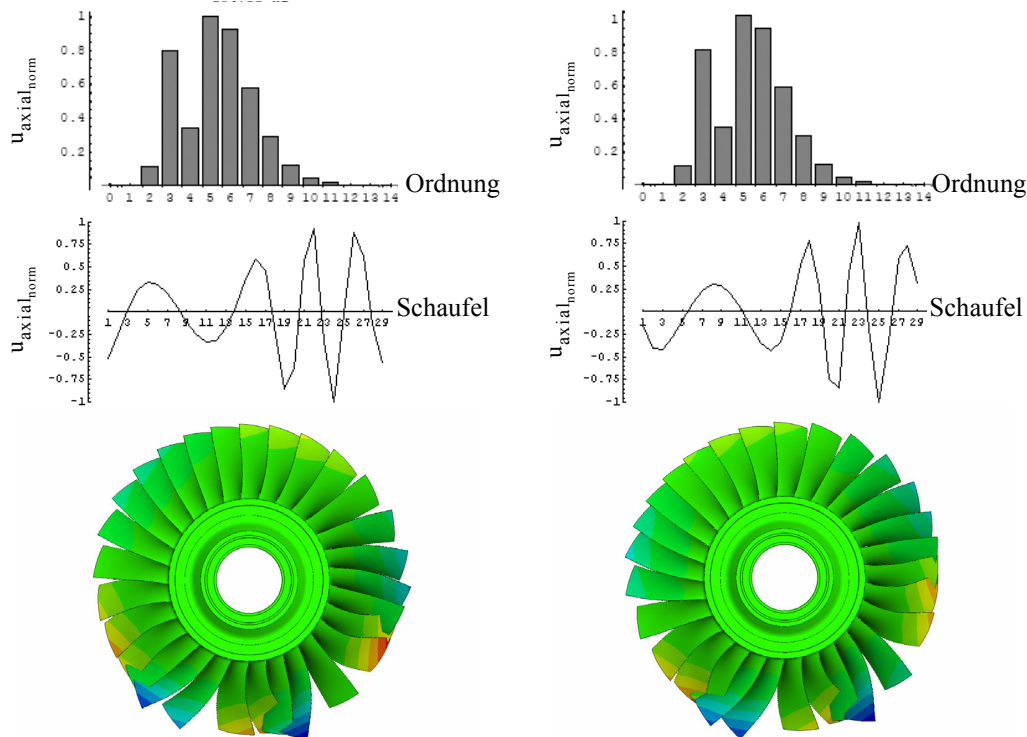


Abb. 3.21: Schaufelschwingformen (1. Schaufelbiegung, MCSM 4), je $\sim 394,53$ Hz, $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68 \%$, oben: in der Schwingform enthaltene Fourierkoeffizienten, mittig: axiale Verschiebungen der Schaufelspitzen, unten: axiale Verschiebungen

3.4.4 Amplitudenüberhöhungen

Ein weiterer, wesentlicher Effekt verstimmter integraler Laufräder stellen lokale Überhöhungen (kritisch für die Dauerschwingfestigkeit fremderregter Schwingungen während des Betriebs) und Verminderung der Schaufelamplituden im Vergleich zum unverstimmten, idealen System dar. Dieser für jede Schaufel i individuelle Überhöhungsfaktor (eng.: amplitude magnification) der Amplitude der h -ten Komponente der Schaufelverschiebungen ist durch

$$\frac{\hat{U}_{\text{verstimmt}_{h_i}}}{\hat{U}_{\text{unverstimmt}_{h_i}}} = \frac{\hat{U}_{\text{vt}_{h_i}}}{\hat{U}_{\text{uv}_{h_i}}} \text{ bzw. im englischsprachigem Raum mit } \frac{\hat{U}_{\text{mt}_{h_i}}}{\hat{U}_{\text{tn}_{h_i}}} \quad (3.20)$$

definiert. In Abhängigkeit des vorhanden Verstimmungsniveaus, der Blisk-Geometrie, der vorhandenen Gesamtdämpfung und der anregenden EO können die maximalen Verschiebungsüberhöhungen Faktoren > 2 erreichen ($\rightarrow$ Whitehead [1966; 1998]). Als aussagekräftiger Wert zum Vergleich unterschiedlicher Rotoren wird an dieser Stelle neben dem absoluten Maximum $(\hat{U}_{\text{vt}}/\hat{U}_{\text{uv}})_{\text{max}}$ aller Schaufeln der Mittelwert der Schaufeln mit den höchsten Amplituden $(U_{\text{vt}}/U_{\text{uv}})_{\text{max}}$ 10% empfohlen¹.

3.4.5 Mode-Lokalisierung

Kennzeichnend für das veränderte Schwingverhalten einer verstimmten Blisk ist ebenso die örtliche Konzentration hoher Schwingamplituden - die sogenannte Mode-Lokalisierung. Das Gesamtbild der Schwingform ist hierbei durch Bereiche mit hohen Amplituden und durch Bereiche mit geringen Amplituden charakterisiert.

Im Extremfall dominiert ausschließlich eine einzige Schaufel die Schwingform - der Mode ist vollständig lokalisiert.

3.5 Fremderregte Schwingungen verstimmter Blisks

Da es zum jetzigen Stand der Technik material- und fertigungsbedingt unmöglich ist, eine vollkommen symmetrische Blisk, frei von jeglichen Imperfektionen, zu erzeugen, stellt der Fall einer fremderregten Schwingung eines verstimmten Systems den Regelfall während des Betriebs von Flugtriebwerken dar.

3.5.1 Campbell- bzw. Spoke-Diagramm

Durch das Aufsplitten der doppelten Eigenwerte (verursacht durch die Verstimmung der einzelnen Schaufeleigenfrequenzen der Blisk) erhöht sich die Anzahl der voneinander verschiedenen Eigenschwingformen auf die Schaufelanzahl N . Dies verursacht eine Zunahme der im Campbell- respektive Spoke-Diagramm darzustellenden anregbaren Eigenfrequenzverläufe (Abb. 3.22).

-
1. Um trotz unterschiedlicher Schaufelanzahlen miteinander vergleichbare Zahlenwerte zu erzielen, wird empfohlen, den Mittelwert aus 10 % aller Schaufeln zu bestimmen. Bsp: Blisk mit 70 Schaufeln $\rightarrow$ Mittelwertbildung aus den 7 Schaufeln mit den höchsten Schwingungsamplituden.

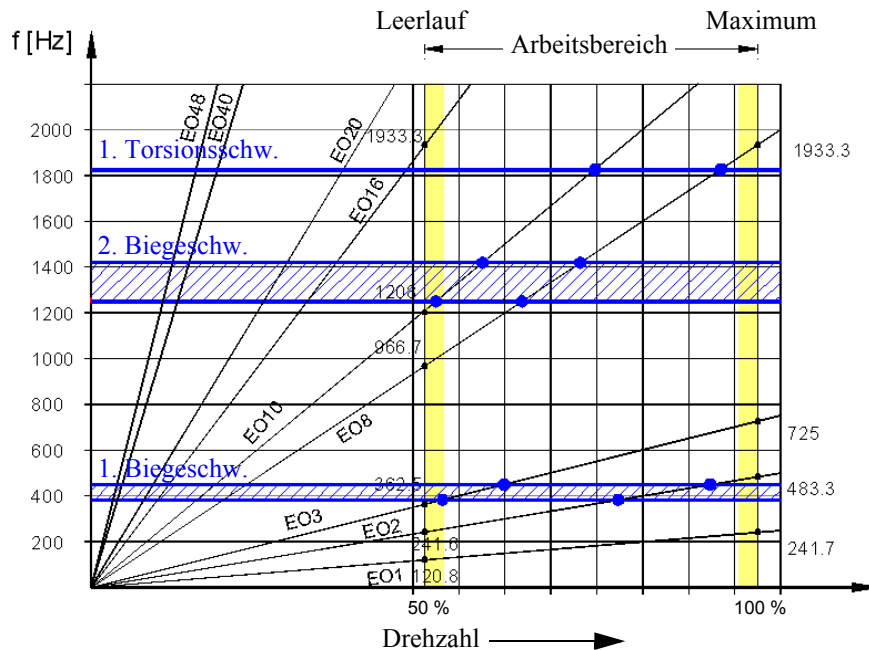


Abb. 3.22: Campbell-Diagramm des Engine-3E-HDV-Blisk Rotors 1, verstimmt System

3.5.2 SAFE-Diagramm

Aufgrund der Zusammensetzung der Eigenformen des verstimmt Systems mittels Superposition aus einer Vielzahl von reinen Sinusschwingformen verändert sich der *CSM* zu einem *MC-SM*.

Dies bedeutet, dass jeder der in der Zerlegung enthaltenen Moden k durch die zugehörigen k -te bzw. k -te Alias-Erregerordnung angefacht werden kann¹.

Da bei den, in der Realität vorkommenden Verstimmvungsverteilungen häufig eine Vielzahl aller möglichen Fourierkoeffizienten von Null verschieden sind, verliert das *SAFE*-Diagramm im Gegensatz zum Fall des unverstimmt Systems seinen ausschlaggebenden Vorteil, da eine große Anzahl von *MCSM* durch eine einzelne Erregerordnung angefacht werden kann (siehe Abb. 3.20 und Abb. 3.21).

3.5.3 Analyse erzwungener Schwingungen

Wie vorstehend erläutert, facht die k -te *EO* bzw. k -te Alias-*EO* alle Eigenschwingformen an, welche in ihrer Fourierzerlegung eine k -te Harmonische aufweisen.

Aufgrund dieser Besonderheit fremderregter, verstimmt Systeme weisen die Übertragungsfunktionen eine Vielzahl von unterschiedlich starken Resonanzpunkten auf. Jeder Resonanzpunkt entspricht hierbei einer Eigenform, welche in ihrer Fourierzerlegung eine k -te Harmonische enthält.

Die Höhe der Amplitude wird hierbei durch den Anteil der k -ten Harmonischen an der Gesamtmenge der Fourierkoeffizienten bestimmt (siehe Abb. 3.23 bis Abb. 3.26).

1. In Abhängigkeit von der anteiligen Größe der k -ten Harmonischen an der Gesamtschwingform.

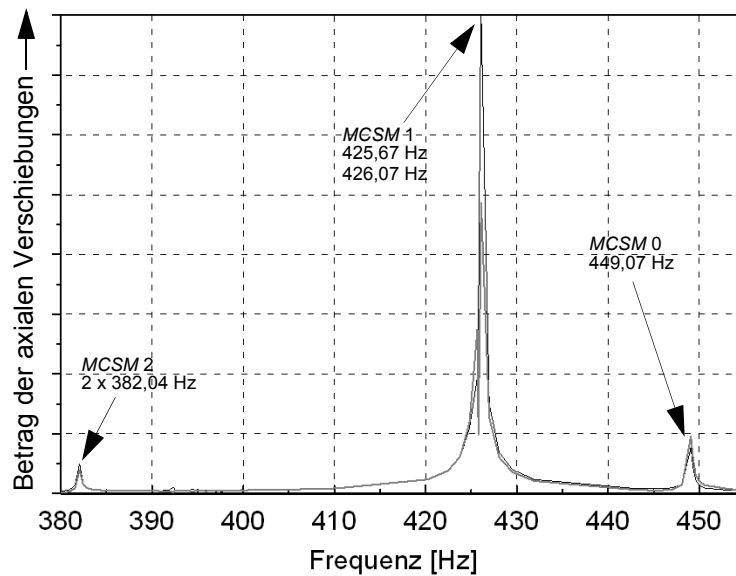


Abb. 3.23: Schaufelschwingantwort (1. Schaufelbiegung) erregt durch EO 1, Betrag der axialen Verschiebungen der 1. Schaufel (schwarz) und der 12. Schaufel (grau), $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

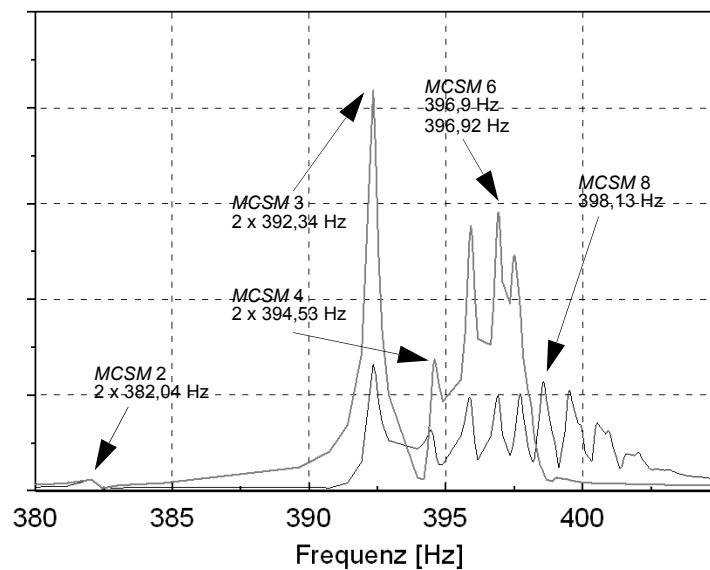


Abb. 3.24: Schaufelschwingantwort (1. Schaufelbiegung) erregt durch EO 4, Betrag der axialen Verschiebungen der 7. Schaufel (schwarz) und der 24. Schaufel (grau), $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

Ein weiteres Kennzeichen der fremderregten Schwingungen verstimmter Blisks stellen die individuellen Amplituden jeder Einzelschaufel dar. Diese sind durch die unterschiedlichen Abstände der anregenden Frequenz zur Schaufelresonanzfrequenz definiert. Hierbei gilt: Je geringer der Abstand, um so größer ist die sich einstellende Amplitude. Siehe auch S.T. Wei [1987a, 1987b], B. Mück [2004] und C. Pianka [2004] für weitere Informationen.

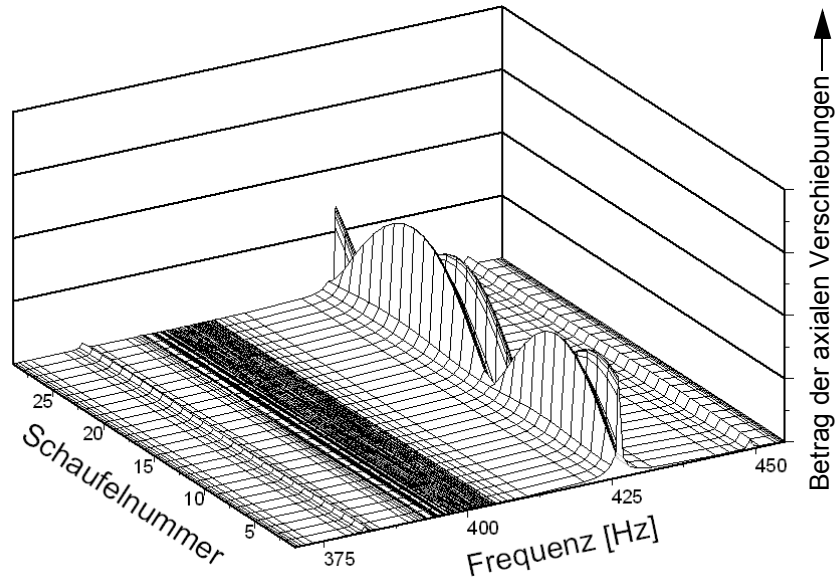


Abb. 3.25: Schaufelschwingantworten (1. Schaufelbiegung) erregt durch EO 1, Betrag der axialen Verschiebungen aller Schaufelspitzen über den Umfang ($\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$), $D=0,1\%$ ($Q=500$)

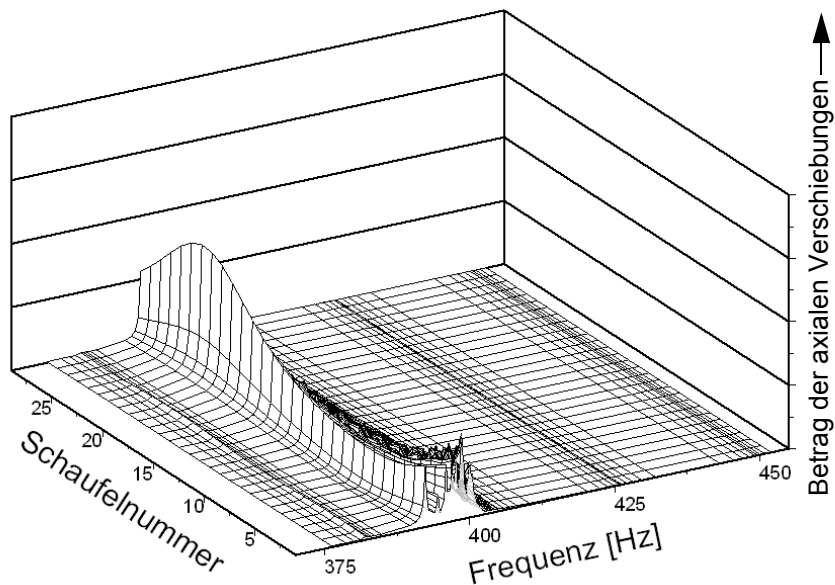


Abb. 3.26: Schaufelschwingantworten (1. Schaufelbiegung) erregt durch EO 4, Betrag der axialen Verschiebungen aller Schaufelspitzen über den Umfang ($\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$), $D=0,1\%$ ($Q=500$)

Um die Drehrichtung der umlaufenden Schwingform zu bestimmen, muss im Allgemeinen zwischen zwei Fällen unterschieden werden:

Leicht verstimmte Systeme

Die Umlaufgeschwindigkeit bzw. der Schaufelphasenwinkel φ_{MCSM} der sich einstellenden Schwingform ist im Gegensatz zum unverstimmten System

nicht mehr über alle Schaufeln konstant, d.h. die Phasendifferenzen zwischen den Einzelschaufeln sind über den Umfang der Blisk nicht mehr identisch. Die Schwingantwort des Systems folgt analog zum unverstimmten System den umlaufenden Erregerkräften. Häufig kommt es aufgrund starker Lokalisierungseffekte zu Missinterpretationen, so dass unter ungünstigen Umständen eine stehende Welle vermutet werden kann. Durch eine entsprechend günstig gewählte Skalierung der Darstellung der Schaufelverschiebungen wird jedoch offensichtlich, dass bis auf die nachfolgend beschriebenen Sonderfälle umlaufende Schwingformen auftreten.

Stark verstimmte Systeme

Im Falle eines stärker verstimmten Systems treten zwei stehende Schwingformen auf, sollte die Erregerfrequenz mit einer der Resonanzfrequenzen übereinstimmen. Außerhalb des Bereichs beider Resonanzfrequenzen folgt die Schwingform wiederum der umlaufenden Erregung. Liegt die Anregungsfrequenz innerhalb beider Resonanzfrequenzen, so stellt sich eine Richtungsumkehr der Umlaufbewegung der Schwingform ein (siehe auch R. Kellerer [1992] für vertiefende Informationen¹).

3.6 Einführung des Begriffs der Modenfülligkeit

Die Veränderung der Schwingform einer Blisk ist von unterschiedlichen Parametern wie z.B. der Schaufelschwingform, der Blisk-Geometrie, aber auch dem Verstimmungsgrad der Schaufeleigenfrequenzverteilung, etc. abhängig. Um eine Aussage über die Größe dieser Veränderung zu erhalten, wird nachfolgend eine Beurteilungsgröße vorgeschlagen, welche die Abweichung der Schwingform eines verstimmten Systems bezüglich eines unverstimmten Systems beschreibt.

3.6.1 Unverstimmte Systeme

Mit Ausnahme des $CSM\ 0$, welcher gleiche Auslenkungen aller Schaufeln zur Zeit t besitzt, beschreiben die Schaufelauslenkungen aller weiteren Schaufelschwingformen des unverstimmten Systems eine bis $CSM_{\max}$ Sinuswellen über den Umfang der Blisk.

Durch die Fourieranalyse der Schaufelauslenkungen über den Umfang lässt sich die Schwingform in ihre harmonischen Bestandteile und einen konstanten Anteil, welcher den Nullstellenversatz kennzeichnet, zerlegen.

Für den Fall des unverstimmten Systems ist zu erkennen, dass stets nur ein Fourierkoeffizient DFT_j von Null verschieden ist. Mit Ausnahme des $CSM\ 0$, bei welchem sich ein über den Umfang gleichmäßiges Pulsieren einstellt, tritt stets eine reine Sinusschwingform ohne begleitende Nebenbänder auf. Der Fourierkoeffizient entspricht dem CSM der entsprechenden Schaufel-

1. Desweiteren wurde in R. Kellerer [1992] ein Spezialfall beschrieben, welcher bei Resonanz für ein definiertes Verhältnis von Frequenzaufspaltung S und Dämpfungsgrad das Auftreten einer stehenden Schwingform beschreibt. Hierbei liegen die auftretenden Knotenlinien exakt zwischen den Knotenlinien der beiden Eigenformen.

schwingform (siehe Abb. 3.27).

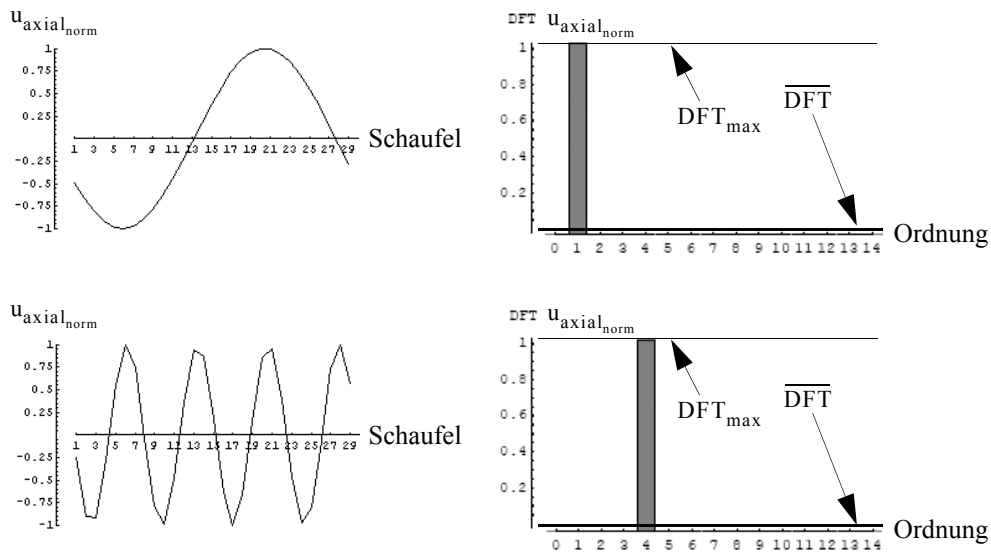


Abb. 3.27: links: axiale Verschiebungskomponente aller Schaufelspitzen für CSM 1 (oben) und CSM 4 (unten) des unverstimmten Systems, rechts: dazugehörige Koeffizienten der DFT

Das Verhältnis von der Summe aller Fourierkoeffizienten einer Schwingungsform zum maximalen DFT -Koeffizient, $\xi_{\text{unverstimmt}}$, beträgt somit stets:

$$\xi_{\text{unverstimmt}} = \left(\frac{\sum_{j=0}^{\text{CSM}_{\text{max}}} DFT_j}{DFT_{\text{max}}} \right)_{\text{tuned}} = \frac{DFT_{\text{max}}}{DFT_{\text{max}}} = 1 \quad (3.21)$$

Im Falle des unverstimmten Systems ergibt sich demnach der Mittelwert aller Fourierkoeffizienten

$$\overline{DFT} = \frac{1}{\text{CSM}_{\text{max}} + 1} \sum_{j=0}^{\text{CSM}_{\text{max}}} DFT_j \quad (3.22)$$

zu

$$\overline{DFT}_{\text{unverstimmt}} = \frac{DFT_{\text{max}}}{\text{CSM}_{\text{max}} + 1}. \quad (3.23)$$

3.6.2 Verstimnte Systeme

Weichen die Schaufeligenfrequenzen voneinander ab, so stellen sich lokal begrenzte und unterschiedlich große Schwingungsamplituden über den Umfang der Blisk ein, welche durch zusätzliche Fourierkoeffizienten repräsentiert werden.

Aufgrund der Abweichungen der Schwingform des verstimmten Systems im Vergleich zum un-
verstimmten System, erhöht sich die Summe aller Fourierkoeffizienten (siehe Abb. 3.28).

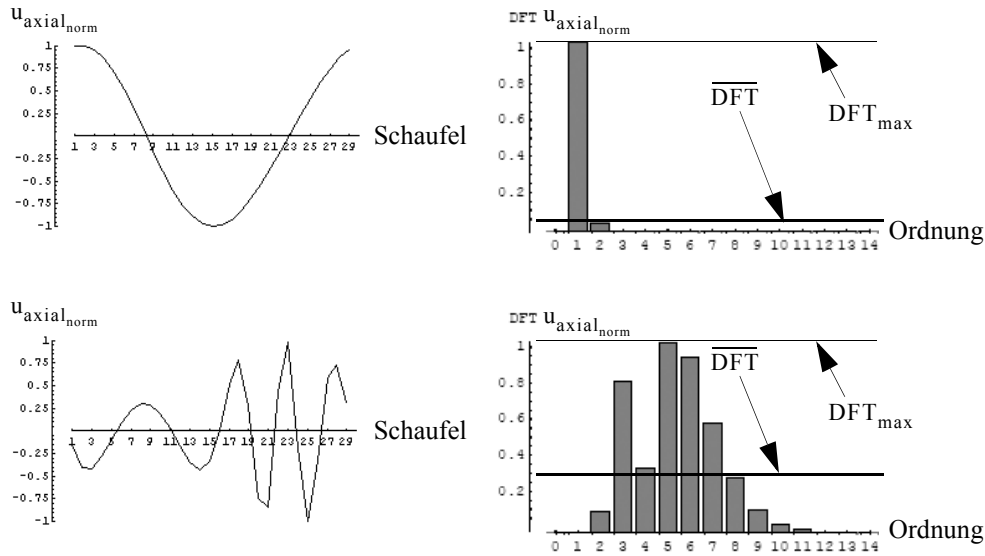


Abb. 3.28: links: axiale Verschiebungskomponente aller Schaufelspitzen für MCSM 1 (426,07 Hz, oben) und MCSM 4 (394,53 Hz, unten) des verstimmten Systems ($\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$), rechts: dazugehörige Koeffizienten der DFT

Der auf den größten Fourierkoeffizienten bezogene Mittelwert aller Fourierkoeffizienten $\xi_{\text{verstimmt}}$ wird genau dann maximal, falls alle Fourierkoeffizienten den gleichen Betrag besitzen, da in diesem Fall gilt: $\overline{\text{DFT}} = \text{DFT}_{\text{max}} = \text{DFT}_j$. Entsprechend (3.21) ergibt sich ein Maximum zu:

$$\xi_{\text{verstimmt, max}} = \left(\frac{\sum_{j=0}^{\text{CSM}_{\text{max}}} \text{DFT}_j}{\text{DFT}_{\text{max}}} \right)_{\text{verstimmt, max}} = \text{CSM}_{\text{max}} + 1. \quad (3.24)$$

$\xi_{\text{verstimmt, max}}$ ist somit nur von der vorhandenen Schaufelanzahl N , respektive der Anzahl der möglichen zyklisch symmetrischen Moden $\text{CSM}_{\text{max}} + 1$ abhängig.

3.6.3 Definition der Modenfülligkeit

Um die Stärke der Modenfülligkeit unterschiedlicher Blisks miteinander vergleichen zu können, ist die Transformation des von der Schaufelanzahl abhängigen Verhältnisses zum Grad der Modenfülligkeit notwendig. Dieser gibt an, wieviele (harmonische) Anteile in einer Schwingform enthalten sind, d.h. wie stark die entsprechende Schwingform von einer reinen Sinusschwingung abweicht und entsprechend auch, wieviele Erregerordnungen diese Schwingform anfachen können. Hierzu wird ein Wertebereich von 0 % (reine Sinus-Schwingung, $\xi = 1$),

keine Nebenbänder) bis zu 100 % (alle Fourierkoeffizienten gleich stark besetzt, $\xi = \text{CSM}_{\max} + 1$) definiert (siehe Abb. 3.29).

Der Grad der Modenfülligkeit ist somit durch:

$$\text{Modenfülligkeit} = \frac{100}{\text{CSM}_{\max}} (\xi - 1) [\%] \quad (3.25)$$

definiert.

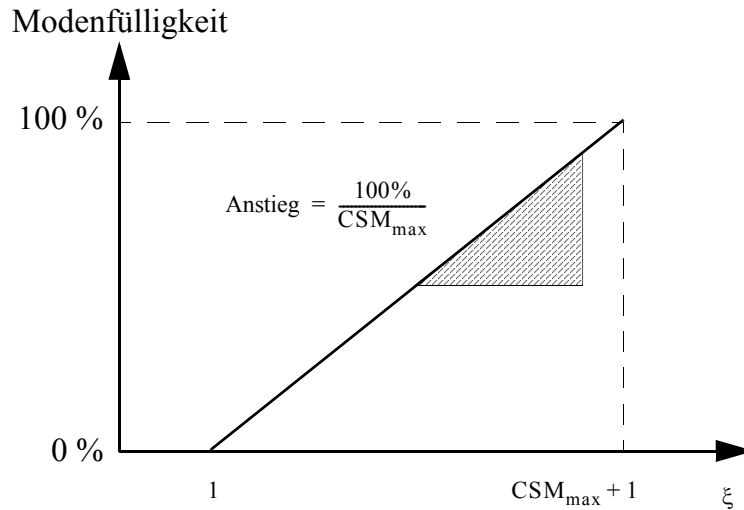


Abb. 3.29: Zusammenhang zwischen Modenfülligkeit und Verhältnis des maximalen Fourierkoeffizienten zum Mittelwert aller Fourierkoeffizienten ξ

Durch die einheitliche Bestimmung des Grads der Modenfülligkeit verschiedener Schwingformen einer Blisk bzw. dem Vergleich lokalisierter Schwingungen unterschiedlicher Blisk-Bauweisen wird die Möglichkeit erbracht, Schlussfolgerungen über die Sensitivität der Modenfülligkeit verschiedener Schwingformen bzw. Design-Konfigurationen zu erzielen.

3.7 Einführung des Begriffs des Lokalisierungsgrads

Um eine effektive Beurteilung der Stärke lokalisierter Schaufelschwingungen zu gewährleisten, wird nachfolgend eine weitere Berechnungsmethode vorgeschlagen, welche das komplexe Schwingverhalten einer Vielzahl von Einzelschaufeln in eine anschauliche Kennzahl transformiert. Ein weiterer Ansatz hierzu findet sich auch in G. Kahl [2002].

3.7.1 Unverstimmte Systeme

Die Amplitude jeder Schaufel i ist im Falle einer unverstimmten Blisk für jede Schaufel und jede Verschiebungskomponente h gleich groß und tritt um ϕ_{CSM} je Schaufel verzögert auf:

$$\hat{U}_{h_i} = \hat{U}_{h_1} = \hat{U}_{h_N}. \quad (3.26)$$

Betrachtet man die Momentanauslenkungen aller Schaufeln zum Zeitpunkt t , so erhält man eine

auf die Schaufelanzahl N reduzierte, diskretisierte Darstellung der entsprechenden Schwingform. Mit Ausnahme des $CSM\ 0$, bei dem alle Schaufeln zur Zeit t die identische Auslenkung besitzen, weisen alle verbliebenen Schwingformen entsprechend ihres $CSMs$ viele Sinuswellen über den Umfang auf.

Als spezielle Eigenschaft der ungestörten Sinuswellen, welche als Ausgangspunkt der nachfolgenden Ausführungen dient, soll die Konstanz des Verhältnisses der maximalen Schaufelamplitude $\hat{U}_{h_{\max}}$ zum quadratischen Mittelwert aller Einzelschaufelschwingungsanteile

$$RMS_{U_{unverstimmt_h}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U_{h_i}^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{U}_{h_{\max}} \quad (3.27)$$

unabhängig von der Anzahl der auftretenden Sinuswellen über den Umfang hervorgehoben werden (siehe Abb. 3.30).

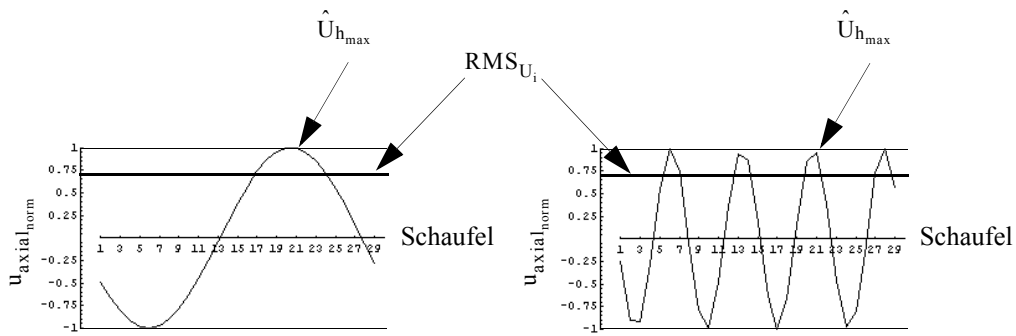


Abb. 3.30: axiale Verschiebungskomponente aller Schaufelspitzen für $CSM\ 1$ und $CSM\ 4$ des unverstimmten Systems

Das Verhältnis von maximaler Schaufelamplitude zum quadratischen Mittelwert aller Schaufelauslenkungen, $\zeta_{unverstimmt}$ beträgt somit für $1 \leq CSM \leq CSM_{\max}$ (N =ungerade) bzw. $1 \leq CSM < CSM_{\max}$ (N =gerade) stets:

$$\zeta_{unverstimmt} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{RMS_{U_{unverstimmt_h}}} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{U_{h_{\max}} \times 1/\sqrt{2}} = \sqrt{2}. \quad (3.28)$$

Für die Fälle $CSM=0$ bzw. $CSM = CSM_{\max}$ (N =gerade) mit $\hat{U}_{h_1} = \hat{U}_{h_N} = \hat{U}_{h_{\max}}$ und $RMS_{U_{unverstimmt_h}} = \hat{U}_{h_{\max}}$ folgen hingegen:

$$\zeta_{unverstimmt} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{RMS_{U_{unverstimmt_h}}} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{\hat{U}_{h_{\max}} \times 1} = 1. \quad (3.29)$$

3.7.2 Verstimnte Systeme

Weichen die Schaufeleigenfrequenzen voneinander ab, so stellen sich unterschiedlich große Schwingungsamplituden über den Umfang der Blisk ein. Die überhöhten und verkleinerten

Schaufelamplituden schwanken hierbei um den Wert des unverstimmten Systems.

Zusätzlich bildet sich eine Lokalisierung der Schwingform aus, welche eine ungleichmäßige, unsymmetrische Gesamtschwingform erzeugt. Aufgrund der Abweichungen der Schwingform des verstimmten Systems im Vergleich zum unverstimmten System stellt sich eine Reduktion des quadratischen Mittelwerts aller normierter Einzelschaufelschwingungen ein (siehe Abb. 3.31).

Die maximale Lokalisierung, bei der nur eine einzige Schaufel beteiligt ist, erzeugt hierbei den minimalen quadratischen Mittelwert:

$$\text{RMS}_{U_{\text{verstimmt}_{h_{\min}}}} = \sqrt{\frac{1}{N} U_{h_{\max}}^2} = \sqrt{\frac{1}{N}} \hat{U}_{h_{\max}}. \quad (3.30)$$

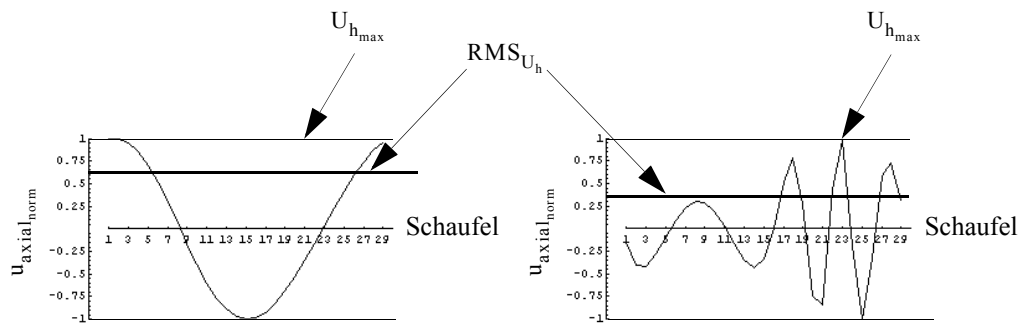


Abb. 3.31: axiale Verschiebungskomponente aller Schaufelspitzen für MCSM 1 (426,07 Hz) und MCSM 4 (394,53 Hz) des verstimmten Systems ($\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$)

Das Verhältnis von größter Schaufelamplitude zum quadratischen Mittelwert aller Schaufelauslenkungen, $\zeta_{\text{verstimmt}_{\max}}$, beträgt somit maximal:

$$\zeta_{\text{verstimmt}_{\max}} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{\text{RMS}_{U_{\text{verstimmt}_{h_{\min}}}}} = \frac{\hat{U}_{h_{\max}}}{\sqrt{\frac{1}{N}} \hat{U}_{h_{\max}}} = \sqrt{N} \quad (3.31)$$

$$\text{für } 0 \leq (\text{M})\text{CSM} \leq (\text{M})\text{CSM}_{\max}$$

und ist definitionsgemäß nur von der vorhandenen Schaufelanzahl N abhängig.

3.7.3 Definition des Lokalisierungsgrads

Um die Stärke des Schwingungslokalisierung unterschiedlicher Blisks miteinander vergleichen zu können, ist die abschließende Transformation des von der Schaufelanzahl abhängigen Verhältnisses ζ zum Lokalisierungsgrad LokaGra notwendig. Dieser gibt die örtliche Begrenzung einer Schwingform in einem definierten Bereich von 0 % (keine Lokalisierung, reine Sinus-Schwingung¹, $\zeta_{\text{CSM}_{\max}, N = \text{gerade}} = 1$ und $\zeta_{\text{CSM} = 0} = 1$ beziehungsweise

$\zeta_{1 \leq \text{CSM} \leq \text{CSM}_{\max}, N = \text{ungerade}} = \sqrt{2}$, $\zeta_{1 \leq \text{CSM} < \text{CSM}_{\max}, N = \text{gerade}} = \sqrt{2}$) bis zu 100 % (maximale Lokalisierung, nur eine Schaufel an der Schwingform beteiligt, $\zeta = \sqrt{N}$) wieder (siehe Abb. 3.32).

Der Lokalisierungsgrad ist somit durch

$$\text{LokaGra} = \frac{100}{\sqrt{N} - \sqrt{2}} (\zeta - \sqrt{2}) \quad [\%] \quad (3.32)$$

für $1 \leq (M)\text{CSM} \leq (M)\text{CSM}_{\max}$ ($N = \text{ungerade}$),
und $1 \leq (M)\text{CSM} < (M)\text{CSM}_{\max}$ ($N = \text{gerade}$)

bzw.

$$\text{LokaGra} = \frac{100}{\sqrt{N} - 1} (\zeta - 1) \quad [\%] \quad (3.33)$$

für $(M)\text{CSM} = 0$
und $(M)\text{CSM} = (M)\text{CSM}_{\max}$ ($N = \text{gerade}$)

definiert.

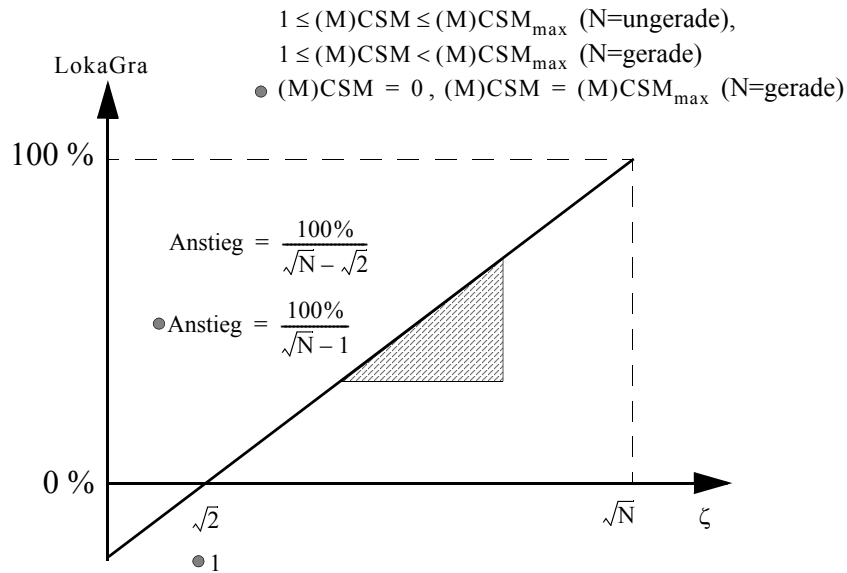


Abb. 3.32: Zusammenhang zwischen Lokalisierungsgrad (LokaGra) und dem Verhältnis von maximaler Schaufelamplitude zum quadratischen Mittelwert aller Schaufelauslenkungen ζ

Durch die einheitliche Bestimmung des Lokalisierungsgrads verschiedener Schwingformen einer Blisk bzw. dem Vergleich lokalisierter Schwingungen unterschiedlicher Blisk-Bauweisen wird die Möglichkeit erbracht, Schlussfolgerungen über die Sensitivität bezüglich einer Schwingungslokalisierung verschiedener Design-Konfigurationen bzw. Modelfamilien zu erzielen, welche als Wissensbasis bei der Konstruktion neuer bzw. der Designoptimierung bestehender Blisks genutzt werden können.

1. im Falle $\text{CSM} \neq 0$, hingegen im Falle $\text{CSM} = 0$: gleiche Auslenkungen aller Schaufeln

3.8 Unvollständiger Überblick zu bisherigen Arbeiten

Die Aussicht der enormen Gewichtseinsparung bei unvermindert hoher oder sogar gesteigerter Belastbarkeit verschaffte den Blisks schon in den letzten Jahrzehnten des 20. Jahrhunderts große Aufmerksamkeit. So kann es nicht verwundern, dass gerade auf diesem Gebiet eine Unmenge von Arbeiten entstanden sind und weiterhin entstehen.

Während die Anfachung unverstimmter rotierender Systeme von W. Campbell [1924] schon am Anfang des 20. Jahrhunderts beschrieben wurde, erfuhren die Besonderheiten verstimmter Systeme erst in der zweiten Hälfte des vorherigen Jahrhunderts nähere Betrachtung. Grundlagen hierfür bildeten die analytischen Bestimmungen des Schwingverhaltens von unverstimmten, beschauften Scheiben von I. Malkin [1942], E. K. Armstrong [1955] sowie H. Pfützner [1961].

Erste detaillierte Arbeiten von S. A. Tobias und S. M. Arnold [1957] erläuterten die Aufspaltung der doppelten Eigenwerte in sogenannte Doppelmoden bei verlorengegangener Symmetrie. D. S. Whitehead [1966, 1976, 1998], R. C. F. Dye und T. A. Henry [1969] veranschaulichten ergänzend, dass die Schaufelamplituden verstimmter Systeme im Vergleich zu unverstimmten Systemen signifikant höhere Werte annehmen können. Mittels experimenteller Untersuchungen konnten diese Amplitudenüberhöhungen, welche die Mode-Lokalisierung begleitet, erstmals durch D. J. Ewins [1966, 1969, 1973] nachgewiesen werden.

Neben diesen negativen Auswirkungen einer Systemverstimmung auf das Verhalten bei fremderregten Schwingungen konnte jedoch auch in den Werken von Whitehead [1964], R. E. Kielb und K. R. V. Kaza [1984], R. Kielb [2004] und B. Mück [2004] ein positiver Effekt in Bezug auf das Flatterverhalten (selbsterregte Schwingungen) bei umströmten Schaufeln nachgewiesen werden.

Das Verlangen nach einem tiefergehenden Verständnisses der bei Schaufelverstimmung auftretenden lokalisierten Schwingformen führte (auch bedingt durch die anfangs stark begrenzten Rechenkapazitäten) zu der Schaffung einer Vielzahl vereinfachter Modelle: Neben vielen anderen sind hierbei die Arbeiten von S. T. Wei und C. Pierre [1987a, 1987b], L. E. El-Bayoumy [1975] sowie D. Afolabi [1982, 1985] hervorzuheben, welche ein mittels Federn gekoppeltes, auf Mehr-Massen-Schwingern basierendes Modell nutzen, um das Auftreten lokalisierter Moden und Amplitudenüberhöhungen in Systemen mit schwacher Kopplung zwischen den Einzelschaufeln zu erklären. Sie wiesen u. a. nach, dass Strukturen mit hoher modaler Dichte sensibler bezüglich Mode-Lokalisierung sind als Systeme, bei denen die Eigenmoden weiter voneinander entfernt sind. Als elementarer Sensitivitätsparameter des diskreten Modells wurde hierbei das Verhältnis von Verstimmungsgrad zu Kopplungsgrad ermittelt.

Die diesen Formulierungen zugrunde liegende Vereinfachung erlaubt allerdings keine Beschreibung der wirklichen, weitaus vielschichtigeren Koppelmechanismen zwischen Schaufeln und Scheibe, welche in der Realität vorherrschen.

Mit zunehmender Verbreitung fortschrittlicher Messtechnik, wie z.B. der holografischen Interferometrie und der Laser-Doppler-Vibrometrie (*LDV*) konnten auch die Phänomene der Auf-

spaltung von Doppelmoden (C. Pierre et. al. [2000], J. Judge [2001]), die Abhängigkeit von der Erregerordnung, der individuellen Verstimmungsverteilung über den Umfang, der Drehzahl (I. A. Sever [2004]) und das Auftreten von umlaufenden sowie stehenden Wellen in Abhängigkeit der Erregung experimentell bestätigt werden (R. Kellerer und H. Stetter [1992]).

Das Bestreben, auch komplexere Bauteilstrukturen der Berechnung zugänglich zu machen, führte zu der Entwicklung der numerischen Verfahren, von denen als bekanntestes wohl die Methode der Finiten Elemente (*FEM*) gilt. Standardwerke von O. C. Zienkiewicz [1971], J. Argyris [1986], K.-J. Bathe [1986] und T. J. R. Hughes [1987] vermitteln einen Einblick in die vielfältigen Möglichkeiten dieser Methode.

Durch die stetige Weiterentwicklung der Rechentechnik konnten auch in zunehmendem Maße reale Rotorgeometrien abgebildet werden, welche eine detailliertere Untersuchung des Koppelverhaltens von Schaufeln und Scheibe ermöglichten. Beispielhaft seien hierzu Arbeiten von R. Bladh [2003] und S. H. Song [2005] genannt, welche die Interaktionen zweier verstimmter, miteinander verbundenen Laufräder näher untersuchten.

In neuerer Zeit findet man vor allem viele Veröffentlichungen zu sogenannten Reduzierte-Ordnungen-Modellen (eng.: reduced order models, *ROM*), bei denen durch die Extraktion aus Finite-Elemente-Modellen erstmals auch komplexere Sensitivitätsstudien verstimmter Laufräder in einem überschaubaren Zeitrahmen durchgeführt werden konnten. Unter anderen wären vor allem G. Ottarsson [1995], S.-H. Lim und M. P. Castanier [2004a, 2004b], R. Bladh et. al. [2002], F. Moyroud et. al. [2002], M. P. Mignolet [2001a-c], E. P. Petrov [2000, 2002, 2005] zu nennen. Einen ausführlicheren Überblick über die bestehenden Verfahren bietet hierzu die Arbeit von M. Myhre [2003].

Die Anwendung dieser Reduktionsverfahren ermöglicht zudem statistische Untersuchungen, beispielsweise zur Bestimmung der maximal möglichen Schaufelamplitude (J. A. Kenyon et. al. [2001, 2002, 2004], A. J. Rivas-Guerra [2002, 2004], J. M. Brown [2003], B. Xiao [2003], B. M. Patel et. al. [2004], M. R. Rossi [2004] und R. Kielb et. al. [2004]), der Bestimmung der ungünstigsten Schaufelverstimmungsverteilung (E. P. Petrov [2001]) und der möglichen Anwendbarkeit einer definierten Schaufelverstimmung (eng.: intentional mistuning) zur Reduktion der auftretenden Schaufelamplituden (J. M. Brown [2000], J. A. Kenyon [2002] und K.-K. Choi et. al. [2003]).

Für einen zusammenfassenden Überblick seien an dieser Stelle zudem A. V. Srinivasan [1997], J. C. Slater [1999], M. Imregun [1999a, 1999b] und M. Myhre [2003] empfohlen.

Gleichwohl die Nutzung von *ROM*-Modellen im Vergleich zu konventionellen *FE*-Modellen einen deutlich geringeren Rechenaufwand ermöglicht, ist eine Sensitivitätsanalyse geometrischer Einflussparameter, wie zum Beispiel dem Staffelungswinkel der Schaufeln auf der Scheibe (E. F. Crawley [1984]), aufgrund der Ableitung aus konventionellen *FE*-Modellen nur stark eingeschränkt möglich.

Ungeachtet der Vielzahl mittels vereinfachter Mehr-Massen-Schwinger-Modelle bezüglich der geometrieabhängigen Eigenschaften (Anzahl der Schaufeln, variierende Koppelsteifigkeit, etc.)

bereits durchgeführten Studien ist eine Überführung der Merkmale dieser diskreten Modelle auf reale Rotorgeometrien zumindest teilweise zu hinterfragen. Insbesondere die Definition der Kopplung der Schaufeln über die angrenzende Scheibe stellt hierbei einen Diskussionspunkt der Ergebnisübertragbarkeit dar.

Im Kontrast zu den vorgestellten Arbeiten, welche sich stets auf stark vereinfachte Modelle, spezielle Einzelrotoren aber auch einzelne, konventionelle Blisks bezogen, soll den Kern dieses Beitrags die umfassende, vergleichende Untersuchung einer Vielzahl unterschiedlicher realer, verstimmter Laufräder axialer Hochdruckverdichter hinsichtlich ihres Schwingungsverhaltens und speziell unter Berücksichtigung des Mode-Lokalisierungsphänomens bilden.

4 Experimentelle Schwingungsuntersuchungen

4.1 Allgemeine Gesichtspunkte

Als Grundlage für die *FE*-Modellanpassung und der darauf basierenden, numerischen Vorhersage des Schwingverhaltens verstimmtter Blisks, sowohl im Bereich freier als auch auf dem Gebiet der erzwungenen Schwingungen, ist die experimentelle Bestimmung der individuellen Schaufelverstimmungsverteilung unverzichtbar.

Desweiteren stellen sowohl die Größe des Verstimnungsgrads als auch die Gestalt der Verstimmunungsverteilung eindeutige Indikatoren für die Fertigungsgüte und den speziellen Fertigungsablauf dar. So sind u. a. Rückschlüsse auf die Fertigungsabfolge (wie z.B. Werkstückdrehung, Werkzeugwechsel, Werkzeugverschleiß) möglich, es werden aber auch Verbesserungs- und Optimierungspotentiale des Fertigungsprozesses hinsichtlich

- einer Minimierung der Schaufeleigenfrequenzabweichungen untereinander und
- einer Reduktion der schaufelinduzierten Unwuchtkomponenten (siehe hierzu auch Abschnitt 8.2.4 Mögliche Verfahren zur Reduktion von Schaufelverstimmung und Blisk-Unwucht auf Seite 109)

aufgezeigt.

Aufgrund der geringen Schaufelmassen¹ stellt das Aufkleben von Beschleunigungssensoren hierbei eine ungeeignete Methode zur Bestimmung der individuellen Schaufeleigenfrequenzen dar. Die Nutzung eines berührungslosen Schwingungsmessverfahrens, welches keine Beeinflussung des Blisk-Schwingverhaltens erzeugt, also die rückwirkungsfreie Messung auch im Bereich extrem geringer Wegauflösungen ermöglicht, ist somit die Grundvoraussetzung für die Auswahl der zu verwendenden Messmethode.

4.2 Verwendete Messtechnik und Versuchsaufbau

4.2.1 Bestimmung der Schaufelverstimmunungsverteilungen mittels Laser-Doppler-Vibrometrie

Im Rahmen dieser Arbeit wurde zur Bestimmung der individuellen Schaufelverstimmunungsverteilungen ein Ein-Punkt-Laser-Vibrometer vom Typ OMETRON VH 300+ verwandt, welches die Schwinggeschwindigkeiten nach dem Doppler-Prinzip² bestimmt.

Die notwendige Erregung der Blisk wurde durch einen Miniatur-Modalhammer des Herstellers

1. ~ 2 g (hintere Hochdruckverdichterrotoren) $\div$ 200 g (vorderer Hochdruckverdichterrotor)
2. Der im Vibrometer integrierte Laser wird hierzu zunächst auf den zu untersuchenden Punkt der Schaufeloberfläche fokussiert. Bedingt durch den Doppler-Effekt verschiebt sich die Frequenz des, anschließend von der oszillierenden Oberfläche zurückgestreuten, Laserstrahls.
Mit Hilfe des im Vibrometer integrierten Interferometers wird diese Frequenzverschiebung ausgewertet und als analoges Spannungssignal zur Weiterverarbeitung (Schwinggeschwindigkeiten) ausgegeben (siehe Abb. 4.2).

ENDEVCO vom Typ 2311-500 realisiert. Durch die Integration des Modalhammers in eine Anschlagvorrichtung wird ein reproduzierbarer Anschlag sichergestellt, bei welchem stets die identische Schaufelposition bei gleicher Winkellage angeschlagen werden kann (siehe Abb. 4.3).

4.2.1.1 Bestimmung der Schaufeleigenfrequenzen

Wird die Blisk an einer Schaufel mittels Impulshammer angeschlagen, so erfährt das System eine zeitlich begrenzte Anregung, welche idealisiert als unendlich kurzer Nadelimpuls betrachtet werden kann. Betrachtet man das durch Fourierzerlegung bestimmte Anregungsspektrum des Hammerschlages, so ist erkennbar, dass eine Vielzahl von Schwingformen simultan angefacht werden können¹ (siehe Abb. 4.1).

Durch frühere Untersuchungen von N. Setzepfand [2006] und B. Beirow [2007] konnte u. a. nachgewiesen werden, dass eine Verspannung des Scheibenabschnittes eine signifikante Reduktion der Scheiben- und Koppelmoden bedingt, wodurch speziell bei dem Vorhandensein hoher modaler Dichten die Gefahr von Misinterpretationen während den experimentellen Untersuchungen verringert werden kann (siehe hierzu auch Abschnitt 5.2 auf Seite 54).

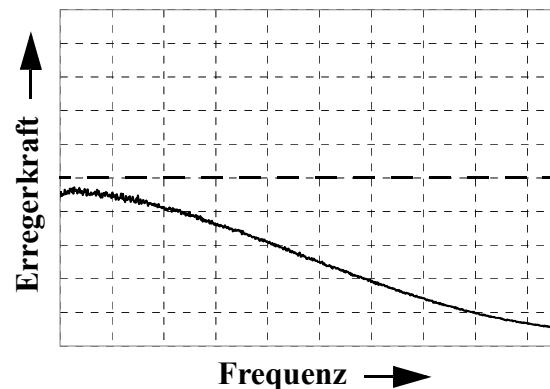


Abb. 4.1: Gegenüberstellung des Kraftspektrums der Erregung des idealen Nadelimpulses (---) und des realen Anschlagprozesses (-)

Das Maximum einer jeden i -ten Vergrößerungsfunktionen $V_{m_i}(\Omega) = |H_{m_i}(i\Omega)|$ mit $1 \leq i \leq N$ im Bereich der m -ten elementaren Schaufeleigenfrequenzen kennzeichnet hierbei im Falle schwach gekoppelter Blisks annähernd die entsprechende individuelle Schaufeleigenfrequenz f_{m_i} (siehe Abb. 4.2).

Unter ungünstigen Umständen kann es dennoch vereinzelt zum Auftreten dicht benachbarter Resonanzpunkte im Bereich der Schaufeleigenfrequenzen kommen. Am Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen der BTU Cottbus konnte durch eine Vielzahl von numerischen und experimentellen Untersuchungen eine geeignete Konfiguration gefunden werden, bei der es durch die Applikation von Zusatzmassen auf die nicht zu vermessenden Schaufeln auch in diesen Fällen gelingt, eine eindeutige Identifikation der individuellen Schaufelverstärkungsverteilungen zu erzielen. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle A. Kühhorn et. al. [2007] empfohlen.

Die während der experimentellen Untersuchung verwendete Messtechnik und die gewählten Parameter von Messbereich, Frequenzauflösung, Fensterfunktion sind in Anlage A-1-2 auf Seite 146 sowie in Anlage A-1-3 auf Seite 146 detailliert beschrieben.

1. Es ist ersichtlich, dass für die Erzeugung eines exakten, infinitesimal kurzen Nadelimpulses unendlich viel Energie benötigt würde. Das Anregungsspektrum des realen Hammerschlages hingegen nimmt aufgrund seines begrenzten Energieeintrages mit zunehmender Frequenz ab.

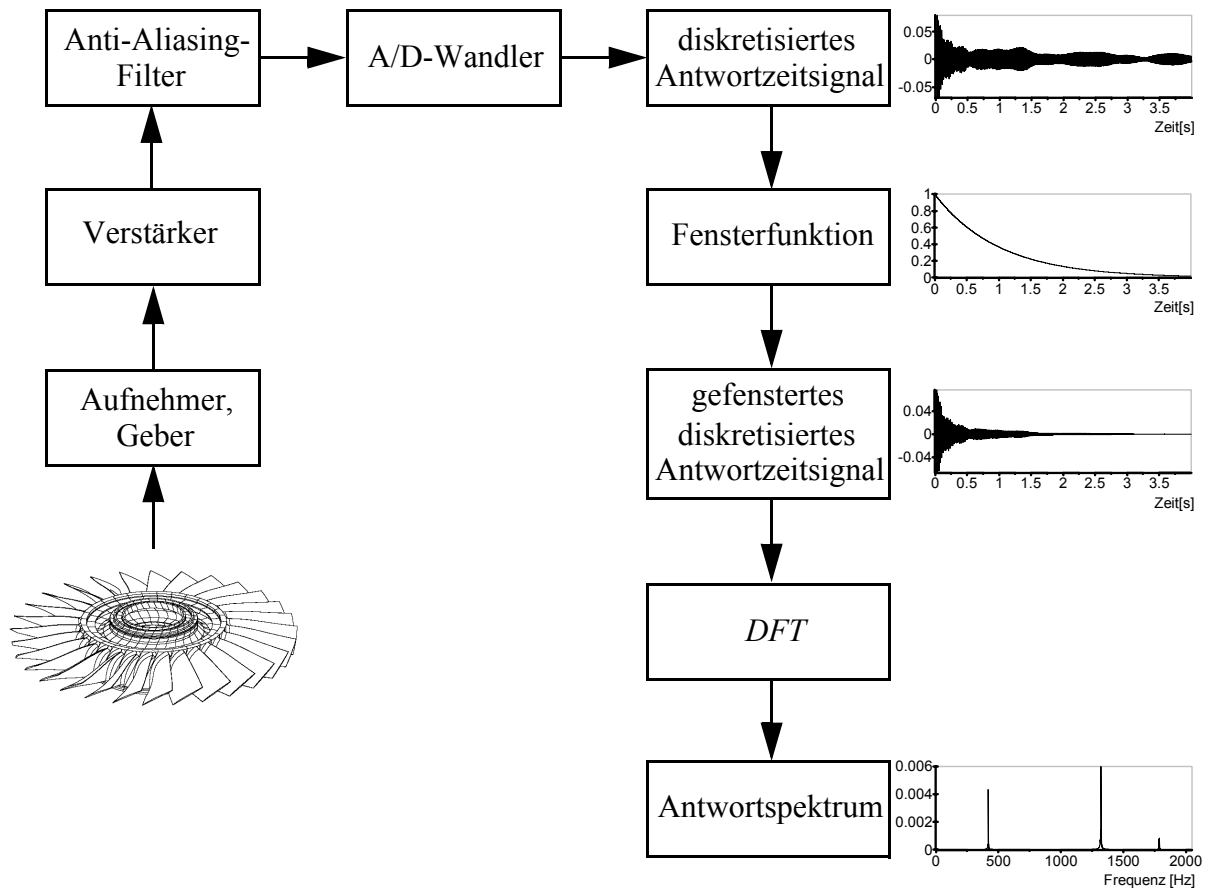


Abb. 4.2: Messkette zur Bestimmung der Schaufeleigenfrequenzen mittels LDV

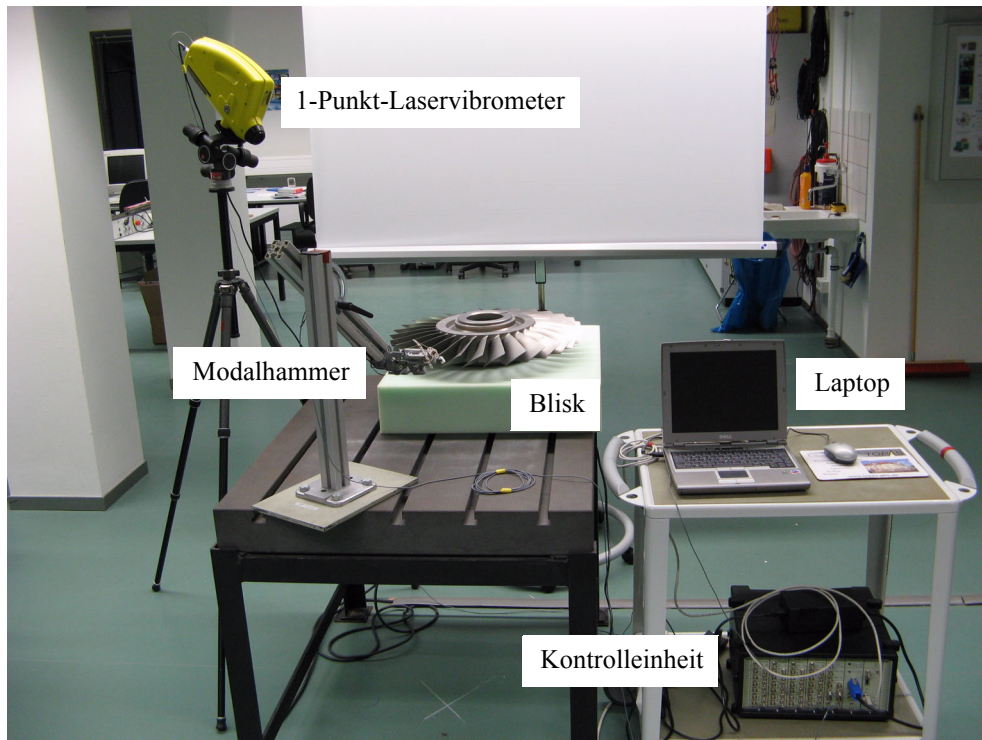


Abb. 4.3: Messaufbau zur Bestimmung der Blisk-Verstimmungsverteilung mittels LDV

Einen umfassenden Überblick über die Auswirkungen verschiedener Versuchsrandbedingungen auf die Bestimmung der Schaufeleigenfrequenzverteilung über den Umfang bietet ebenfalls N. Setzepfand [2006].

4.2.1.2 Bestimmung der Schaufeldämpfung

Neben den individuellen Eigenfrequenzen der einzelnen Schaufeln weisen auch die Dämpfungswerte der dazugehörigen lokalisierten Eigenschwingformen Schwankungen auf.

Unter der Annahme eines linearen Schwingverhaltens können die individuellen Dämpfungen der i -ten Schaufel durch die Ermittlung der Halbwertsbreite bestimmt werden^{1 2}.

Hierbei werden die zur Halbwertsbreite gehörenden Kreisfrequenzen Ω_{i_1} und Ω_{i_2} an den Punkten abgelesen, bei denen die Vergrößerungsfunktion $V_i(\Omega) = |H_i(i\Omega)|$ auf den $1/\sqrt{2}$ -fachen Wert des Maximums abgefallen³ ist (siehe Abb. 4.4)

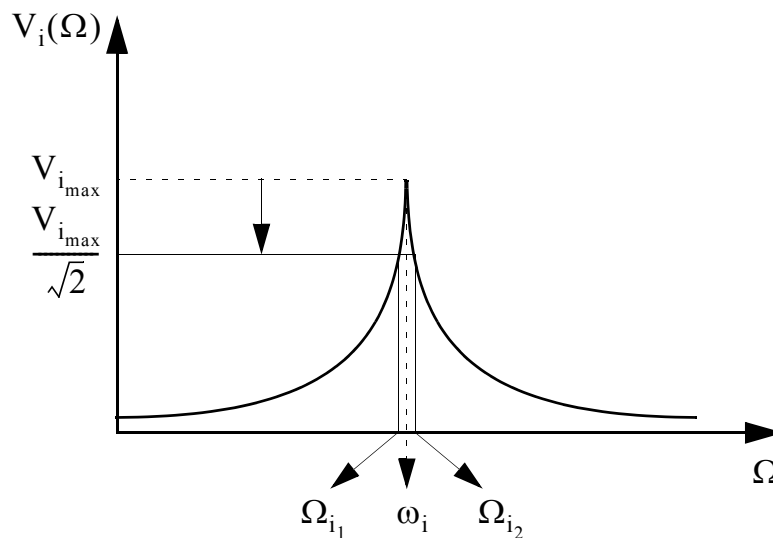


Abb. 4.4: Bestimmung der Halbwertsbreite

Das Lehr'sche Dämpfungsmaß ergibt sich somit zu:

$$D_i = \frac{\Omega_{i_2} - \Omega_{i_1}}{\Omega_{i_1} + \Omega_{i_2}}, \quad (4.1)$$

-
1. Es sei angemerkt, dass bei der Verwendung von Schwinggeschwindigkeitssignalen anstelle von Wegsignalen Fehler resultieren, welche jedoch bei geringen Dämpfungen vernachlässigbar sind. Zusätzlich muss darauf hingewiesen werden, dass die Methode der Halbwertsbreite nur bei modal entkoppelten Eigenformen angewendet werden darf, da es sich um ein sogenanntes Ein-Freiheitsgrad-Verfahren (1-FHG, eng.: single degree of freedom, *SDOF*) handelt, welches auf der Theorie des Einmassenschwingers basiert. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle D. J. Ewins [2000] empfohlen.
 2. Treten stärkere Schwingungsanfachungen auf, so entstehen hieraus im Allgemeinen höhere Schwingamplituden, welche einen nichtlinearen Charakter aufweisen können. In diesem Fall ist von einer Verwendung der Halbwertsbreitenmethode abzusehen.
 3. Diese Punkte besitzen in logarithmischer Darstellung gegenüber dem Maximum der Vergrößerungsfunktion einen Abfall von 3 dB.

bzw.

$$D_i = \frac{f_{i_2} - f_{i_1}}{f_{i_1} + f_{i_2}}. \quad (4.2)$$

Aufgrund der Diskretisierung der Fouriertransformation ergibt sich der Verlauf der Vergrößerungsfunktion durch die Aneinanderreihung einer Vielzahl diskreter Stützstellen. Da im Allgemeinen die benötigten Frequenz-Amplituden-Wertepaare nicht in diesem diskreten Spektrum enthalten sind, ist eine Interpolation zur Erzeugung der exakten Wertepaare hilfreich (Abb. 4.5). Desweiteren erlaubt diese Vorgehensweise die Anwendung der Halbwertsbreitenmethode trotz modaler Kopplung, da eine Isolierung der relevanten Resonanzspitze ohne eine Beeinflussung durch benachbarte Resonanzspitzen erreicht wird.

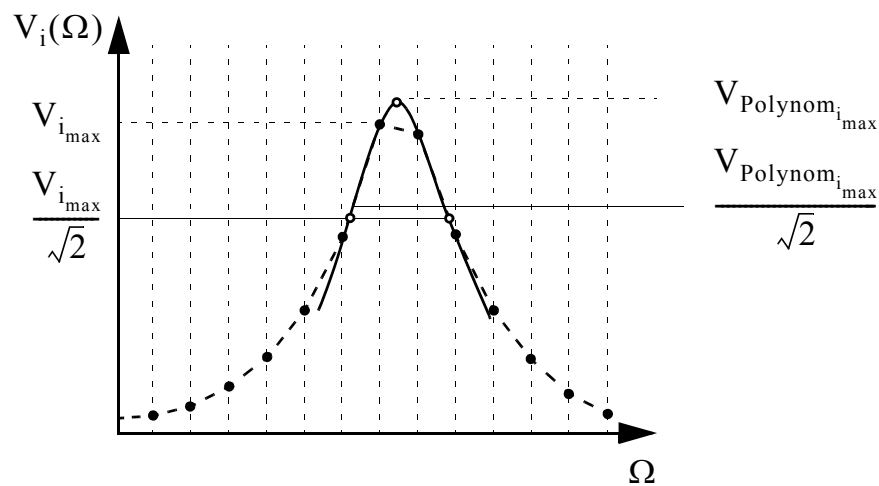


Abb. 4.5: Interpolation der gesuchten Wertepaare der Vergrößerungsfunktion $V_i(\Omega)$ mittels Approximation durch ein quadratisches Polynom

Hierbei wird die Resonanzspitze durch ein quadratisches Polynom approximiert, wobei eine zuvor definierte Anzahl angrenzender Frequenzpunkte Verwendung findet. Die Parameter des quadratischen Polynoms ergeben sich durch eine Minimierung der Fehlerquadrate.

Im Gegensatz zum deutschsprachigen Raum, in welchem die Dämpfung allgemein in Form des Lehr'sches Dämpfungsmaßes D angegeben wird, dominiert speziell in der Flugtriebwerksindustrie der Überhöhungsgrad Q (eng.: quality factor) sowie der dimensionslose Verlustfaktor η . Zwischen den unterschiedlichen Variablen gelten die folgender Zusammenhänge:

$$D = \frac{1}{2Q} = \frac{\eta}{2}. \quad (4.3)$$

Im Folgenden sei neben dem Lehr'schen Dämpfungsmaß D stets der Überhöhungsfaktor Q ergänzend genannt.

4.2.2 Bestimmung lokalisierter Schwingformen mittels Laser-Scan-Verfahren

Für die vollständige Visualisierung komplexer Schwingformen realer Blisks wird mit dem zweidimensionalen Laser-Scan-Verfahren eine Methodik bereitgestellt, mit welcher es ermöglicht wird, die vorab beschriebenen Lokalisierungsphänomene experimentell nachzuweisen. Hierbei ist es notwendig, dass im Gegensatz zum zuvor beschriebenen *LDV*-Verfahren nicht nur ein Messpunkt auf einer Schaufel sondern eine Vielzahl von Messpunkten auf jeder Rotor-schaukel während der Schwingungsanfachung abgetastet werden (siehe Abb. 4.6).

Zu diesem Zweck wird die zu untersuchende Blisk auf Schaumstoff gelagert und mit einer Shakerankopplung versehen (siehe Abb. 4.7b).

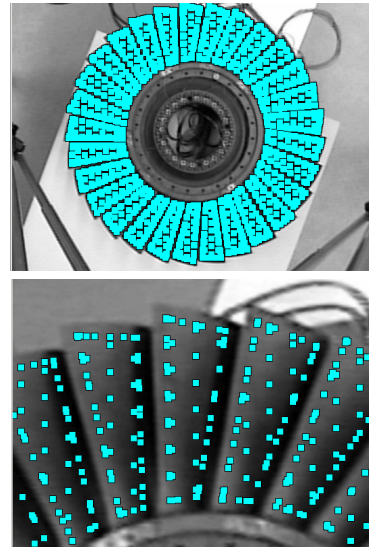


Abb. 4.6: Definition des abzutastenden Messpunktegitters am Beispiel des E3E-I-HDV Rotor 1

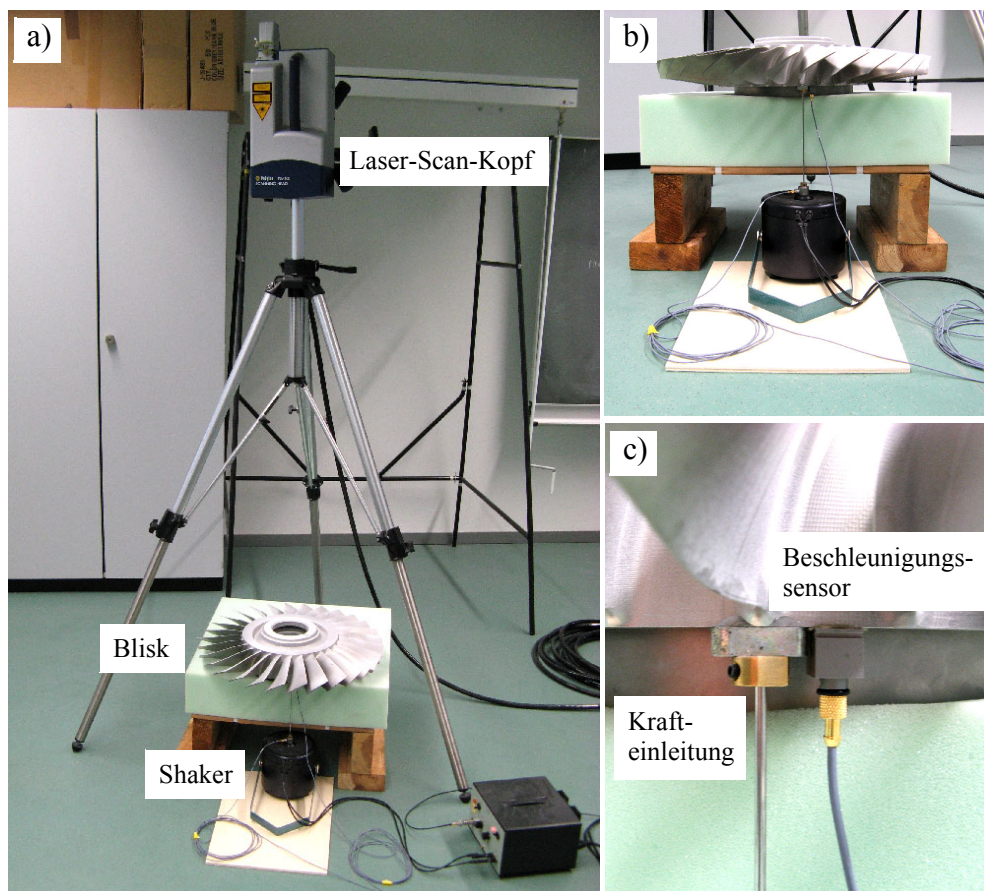


Abb. 4.7: Messaufbau des Laser-Scan-Verfahrens am Beispiel des E3E-I-HDV Rotors 1; a) Überblick, b) Ankopplung des Shakers, c) Krafteinleitung und Referenz-Beschleunigungssensor

Das Laser-Scan-Verfahren erfolgt flächig unter Gleitsinuserregung im relevanten Frequenzbereich und ist infolge von Abschattungseffekten im Allgemeinen auf vordere Schaufelabschnitte begrenzt. Die Berechnung der Schwingformen erfolgt mittels Phasentrennungsverfahren, wobei aus Redundanzgesichtspunkten zusätzlich ein Referenzbeschleunigungssensor im Bereich der Shaker-Ankoppelung appliziert wurde (siehe Abb. 4.7c).

Die während der experimentellen Untersuchung verwendete Messtechnik ist im Detail in Anlage A-1-2 auf Seite 146 beschrieben.

Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf Polytec [2004, 2006] sowie I. A. Sever [2004] verwiesen.

4.3 Vor- und Nachteile der experimentellen Verstimnungsuntersuchungen

Die berührungslose Bestimmung der individuellen Schaufeleigenfrequenzen bzw. Schaufelschwingformen mittels Laser-Vibrometrie- bzw. Laser-Scan-Verfahren ermöglicht die detaillierte Untersuchung auch kleinster Effekte des Schwingverhaltens verstimmt integraler Laufräder.

Um jedoch die in der Realität meist eng benachbarten Schaufel-, Scheiben- und Koppelmoden voneinander isoliert betrachten zu können, sind, speziell im Bereich hoher modaler Dichten, zuvor geeignete Versuchsrandbedingungen zu ermitteln. Hierbei hat sich in vielen Fällen die Versteifung der Scheibe mittels massiver Ring- oder Glockenkonstruktionen bewährt, um störende Schaufel-Scheibe-Kopplungen weitgehend zu reduzieren.

Weiterhin ist für die Isolation der individuellen Schaufelresonanzspitzen die vorstehend beschriebene Applikation von Zusatzmassen sinnvoll.

Während des (Test-)Betriebs weisen die miteinander zu einer Blisktrommel verbundenen einzelnen Bliskrotoren im Vergleich zu den zuvor näher beschriebenen, Messsituationen während der Bestimmung der Schaufelverstimnungsverteilungen unterschiedliche Randbedingungen auf.

Neben den Fliehkräften, den Temperaturverteilungen des Bauteils und den Belastungen durch den statischen Druck, welche allesamt im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet werden, sind speziell die elastischen Bettungen an den Stirnflächen der Scheiben, hervorgerufen durch die Montage bzw. das Verschweißen der Einzelblisks miteinander, zu nennen, welche Auswirkungen auf das Schwingverhalten besitzen. Exemplarisch seien hierzu die Kopplungsdiagramme aller 6 Versuchsblisks für den frei gelagerten Fall sowie für elastische gebettete Bliskstirnflächen¹ in Anlage A-2-2 auf Seite 149 ff. gegenübergestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass im Falle der elastischen Bettung eine Abnahme bzw. eine deutliche Verschiebung der Scheiben- und Koppelmoden auftritt, wohingegen die Schaufeleigenfrequenzen nur geringe Veränderungen erfahren.

Desweiteren sind die geeigneten Positionen zur Schwingungserregung mittels Impulshammer

1. Die Bestimmung der Steifigkeit pro Flächeneinheit der verbindenden Stirnflächen der Einzelblisks erfolgt hierbei anhand der realen Hochdruckverdichtertrommel überschlägig mittels $k/A = E/l$.

stets von den anzuregenden Schaufelschwingformen¹ und den dazugehörigen Eigenfrequenzen² abhängig. Dies erzwingt bei der sequentiellen Bestimmung der individuellen Schaufeleigenfrequenzen in Abhängigkeit der elementaren Schwingformen einer Schaufel u. U. eine erneute Ausrichtung der Anschlagstelle sowie des Anschlagwinkels.

Bedingt durch das Absinken des Erregerkraftspektrums des Impulshammers mit zunehmender Frequenz wird das mit dieser Methodik untersuchbare Frequenzband auf moderate Frequenzen eingeschränkt³ (siehe Abb. 4.1). Ist eine Erweiterung des Messbereichs notwendig, beispielsweise zur Bestimmung des Schaufelverstimmvorgangs höherer Moden, so wird die Verwendung eines elektrodynamischen Shakers, piezo-elektischen Shakers oder einer akustischen Anregung obligat.

-
1. Um ein günstiges Signal-zu-Rausch-Verhältnis zu erzielen, ist es sinnvoll, die Schaufel an einer Position anzuschlagen, welche in der zu untersuchenden Schwingform einen Schwingungsberg aufweist. Umgekehrt können durch das Anschlagen eines Schwingungsknotens respektive einer Knotenlinie auf der Schaufel nur minimale Schwingungsamplituden erzielt werden, was in einem schlechten Signal-zu-Rausch-Verhältnis bzw. einem geringen Kohärenzwert resultiert.
 2. Im Allgemeinen gilt in Hinblick auf ein ausreichendes Erregerkraftspektrum: Je höher die anzuregende Eigenfrequenz, um so weiter muss der Anschlagpunkt des Modalhammers von der Schaufelspitze hin zum Übergangsbereich zwischen Schaufel und Scheibe verschoben werden.
 3. Im Allgemeinen ist bei der Nutzung eines Impulshammers als Erregerquelle stets ein Frequenzband anfachbar, welches die eindeutige Identifikation der ersten drei Schaufeleigenfrequenzen auch hinterer HDV-Rotoren ermöglicht.

Hierbei wird die Blisk in N Einzelsektoren unterteilt, welche vereinfachend jeweils durch die Sektormasse m_{Sek} und die Schaufelmasse m_S modelliert werden. Weiterhin bedeuten:

k_{S_i} Schaufelsteifigkeit der i -ten Schaufel, k_{Sek} Sektorsteifigkeit,
 k_K Koppelsteifigkeit,
 d_S Schaufeldämpfung, d_{Sek} Sektordämpfung.

Die Sektormasse ergibt sich aus der anteiligen Scheibenmasse zu

$$m_{\text{Sek}} = \frac{m_{\text{Scheibe}}}{N}. \quad (5.1)$$

Analog folgt für die Sektorsteifigkeit:

$$k_{\text{Sek}} = \frac{k_{\text{Scheibe}}}{N}. \quad (5.2)$$

Die Scheibensteifigkeit k_{Scheibe} wird hierfür zunächst mittels

$$k_{\text{Scheibe}} = 4\pi^2(N \cdot m_S + m_{\text{Scheibe}})f_{\text{Scheibe}}^2 \quad (5.3)$$

abgeschätzt¹. Die Scheibenfrequenz entspricht der im Rahmen einer *FEM*-Berechnung an einem Basismodell gewonnenen und zur maximalen Anzahl an Knotendurchmesserlinien bei annähernd starrer Schaufelanbindung zugehörigen Eigenfrequenz f_{Scheibe} . Diese Frequenz wird dem Kopplungsdiagramm des Bliskrotors entnommen (vgl. Abb. 3.8 auf Seite 20²). Weiterhin ist die minimale Eigenfrequenz der scheibendominierten Schwingformen dem Kopplungsdiagramm zu entnehmen.

Das Frequenzband beider Eigenschwingformen begrenzt somit den Frequenzbereich, indem sich auch die, mittels Ersatzmodell mit annähernd starrer Schaufelmodellierung berechneten, Eigenfrequenzen bewegen müssen. Unter dieser Vorgabe wird mittels Parametervariation die bislang noch unbekannte Koppelsteifigkeit k_K bestimmt.

Im nachfolgenden Schritt werden mit nunmehr bekanntem k_K die Schaufelfreiheitsgrade freigegeben. Hierbei werden den Schaufelsteifigkeiten und somit den Schaufeleigenfrequenzen zur Berücksichtigung der Schaufelverstimmung individuell verschiedene Werte zugewiesen.

Die verbleibenden Dämpfungsparameter d_{Sek} und d_S werden auf Grundlage der vorab durchgeführten experimentellen Modalanalyse festgelegt, so dass nunmehr sämtliche Systemmatrizen der Dimension $2N \times 2N$ im Gleichungssystem

$$\underline{\underline{M}}\ddot{\underline{x}} + \underline{\underline{D}}\dot{\underline{x}} + \underline{\underline{K}}\underline{x} = \underline{p} \quad (5.4)$$

-
1. Basierend auf der Eigenfrequenz des ungedämpften Ein-Massen-Schwingers $\omega = \sqrt{k/m} = 2\pi f$.
 2. An dieser Stelle sei angemerkt, dass zugunsten einer besseren Anschaulichkeit der drei niederfrequenten Schaufelmodelfamilien auf eine Darstellung höherfrequenter Eigenschwingformen und insbesondere der zuvor beschriebenen Scheibenschwingformen im Kopplungsdiagramm auf Seite 20 verzichtet wurde.

aufgebaut werden können. Die Massenmatrix ist in diesem Fall nur in der Hauptdiagonalen besetzt. Der Aufbau der Dämpfungsmatrix gestaltet sich analog.

Der Erregervektor $\mathbf{p}$ zur Modellierung der Impulsanregung der i -ten Schaufel ist entsprechend nur in der $N+i$ -ten Zeile besetzt. Vereinfachend wird hierbei der reale Hammerschlag durch einen Rechteckimpuls der Dauer $1/10.000$ s modelliert.

Die Berechnung der Systemantwort erfolgt mittels Wilson- Θ -Zeitschrittintegrationsverfahren¹, so dass es notwendig ist, die Systemantwort mittels Fouriertransformation in den Frequenzbereich zu überführen.

Da aufgrund der Systemverstimmung im Extremfall N verschiedene Resonanzspitzen innerhalb eines nur wenige Hertz umfassenden Frequenzbandes in den Übertragungsfunktionen auftreten können, bestehen hohe Genauigkeitsanforderungen hinsichtlich der zu wählenden Frequenzauflösung. Um diesen gerecht zu werden, wird ein zu berechnender Zeitraum von $T=84$ s ausgewählt, wodurch sich eine Frequenzauflösung von $\Delta f=0,01192$ Hz ergibt.

Abbildung 5.2 zeigt exemplarisch typische Verläufe berechneter und messtechnisch ermittelter Fourierpektren der Systemantwort des *E3E-I-HDV*-Rotors 1. Hierin wird zunächst die Dominanz einer Resonanzspitze deutlich, welche von einer Reihe weiterer Spitzen begleitet wird.

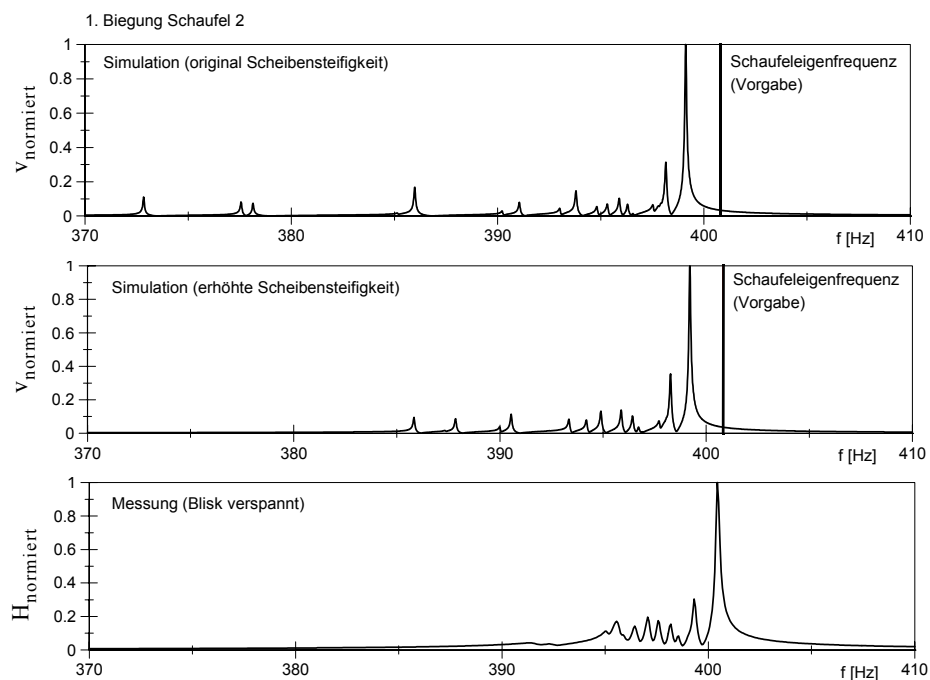


Abb. 5.2: Experimentell bestimmte sowie simulierte Schaufelantworten, vereinfachtes Bliskmodell nach B. Beirow [2006], *E3E-I-HDV*-Rotor 1

Der Vergleich von Berechnungen frei-gelagerter und zur Simulation der Verspannung mit erhöhter Scheibensteifigkeit ausgeführter Systeme (Abb. 5.2, Mitte) verdeutlicht, dass die von der Scheibe-Schaukel-Kopplung geprägten Spitzen im letztgenannten Fall bereichsweise unterdrückt werden. Tendenziell gelingt auf diese Weise die qualitative Annäherung an die Messsi-

1. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf E. L. Wilson [1973] verwiesen.

tuation. Im Umkehrschluss wird somit einem wesentlichen Problem bei der Interpretation von Messergebnissen begegnet, nämlich, dass von derartigen Kopplungen bestimmte Schwingformen durch die Verspannung reduziert werden.

Ein Vergleich der Maximalspitzenwerte, welche letztlich zur Ermittlung der Verstimmungsverteilungen herangezogen werden zeigt, dass diese im vorliegenden Fall gegenüber der Vorgabe in diesem numerischen Experiment offensichtlich geringfügig zu klein berechnet werden. Dieser Umstand ist jedoch plausibel, da sich die Kopplungen nicht vollständig eliminieren lassen. Erst eine - in der Praxis nicht realisierbare - vollständige Isolation der betrachteten Schaufel würde zum exakten Ergebnis führen.

Dass die mit Hilfe des Maximalwertkriteriums ermittelten Verstimmungsverteilungen dennoch nutzbar sind, belegen die Darstellungen in Abbildung 5.3, in welcher die vorgegebene Verstimmungsverteilung den simulierten Resultaten bezogen auf ihren jeweiligen Mittelwert gegenübergestellt sind. Es wird deutlich, dass diese im Falle der ersten Schaufelbiegung bereits am freien System ohne zusätzliche Scheibenversteifung zufriedenstellend ermittelt werden kann.

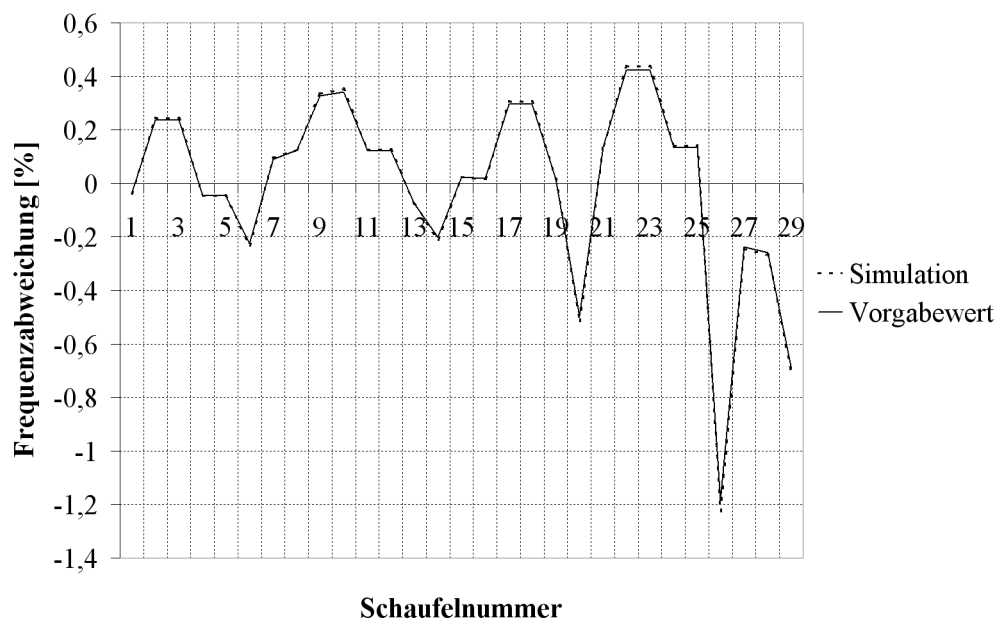


Abb. 5.3: Vergleich zw. vorgegebenen und simulierten Schaufelverstimmungsverteilungen, vereinfachtes Bliskmodell nach B. Beirow [2007], E3E-I-HDV-Rotor 1

5.3 Schlussfolgerungen der Vorüberlegungen

Durch den annähernd identischen Verlauf der vorgegebenen (gemessenen) und simulierten Verstimmungsverteilungen wird die experimentelle Vorgehensweise, bei der die Schaufeleigenfrequenzverteilungen mittels Anschlagprozesses bestimmt werden, verifiziert.

Somit vermag es ein mit Hilfe der ermittelten Verstimmungsverteilung abgeglichenes *FE*-Modell im Rahmen vorgegebener Erregerordnungen und auf der Basis der Berechnung erzwungener Schwingungsantworten diejenigen Schaufeln zu identifizieren, an denen die größten

Schwingungsamplituden zu erwarten sind, wodurch sowohl lebensdauerrelevante Schwingformen identifiziert als auch eine Auswahl der mit Dehnmessstreifen zu instrumentierenden Schaufeln getroffen werden können.

Es sei angemerkt, dass vorab skizzierte Kopplungseffekte des untersuchten *E3E-I-HDV*-Rotors 1 besonders ausgeprägt sind. Weitere untersuchte Rotoren weisen hingegen geringere Schaufelabmessungen auf, wodurch sich das Massen- und Steifigkeitsverhältnis zwischen Scheibe und Schaufel extremer gestaltet und, bedingt hierdurch, die Kopplungsproblematik unterschiedlich stark in Erscheinung tritt. Allerdings gewinnen Lokalisierungsphänomene im Falle geringer Kopplung an Bedeutung.

Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf B. Beirow [2007] verwiesen.

5.4 Experimentell ermittelte Verstimmungsverteilungen der Versuchsbliks

Mit Hilfe der in Abschnitt 4.2.1 auf Seite 46 vorgestellten Methodik wurden die charakteristischen Verstimmungsverteilungen der ersten drei elementaren Schaufeleigenfrequenzen der 6 Bliskrotoren eines Versuchsverdichters messtechnisch bestimmt (siehe Abb. 5.4).

Hierbei wurden die Schaufeleigenfrequenzen aller Bliks nicht nur nach dem Fräs- und Polierprozess sondern ergänzend auch nach jedem weiteren Fertigungsschritt der Prozesskette bestimmt.

Nachfolgende Darstellungen sollen jedoch auf die uninstrumentierten Versuchsblikskrotoren vor dem Rotorrundschleifen beschränkt werden, da zu diesem Bearbeitungszeitpunkt bereits die spezifische Verstimmungsverteilung aufgeprägt ist^{1 2} (Abb. 5.5 und Abb. 5.6).

Die während der experimentellen Untersuchung gewählten Parameter von Messbereich, Frequenzauflösung sowie Fensterfunktion sind in Anlage A-1-3 auf Seite 146 beschrieben.

-
1. An dieser Stelle sei kurz auf Kapitel 8 vorgegriffen: Im Verlauf der weiteren Rotorbearbeitung bzw. der Montage der Einzelbliks zur Blisktrommel treten, mit Ausnahme der mit *DMS* instrumentierten Schaufeln, nur geringfügige Veränderungen des qualitativen Verlaufs der Schaufelverstimmungsverteilungen auf. Globale Verschiebungen des Schaufeleigenfrequenzniveaus, welche durch eine Kürzung der Schaufelhöhen (bspw. während des Rotorrundschleifens) entstehen, verändern hingegen den spezifischen Verlauf der Schaufeleigenfrequenzabweichungen zum Mittelwert kaum.
 2. Der Verlauf der Schaufeleigenfrequenzabweichungen in Abhängigkeit der verschiedenen Fertigungsschritte wird exemplarisch für die Versuchsblik 6 in Abbildung 8.21 auf Seite 128 aufgezeigt.

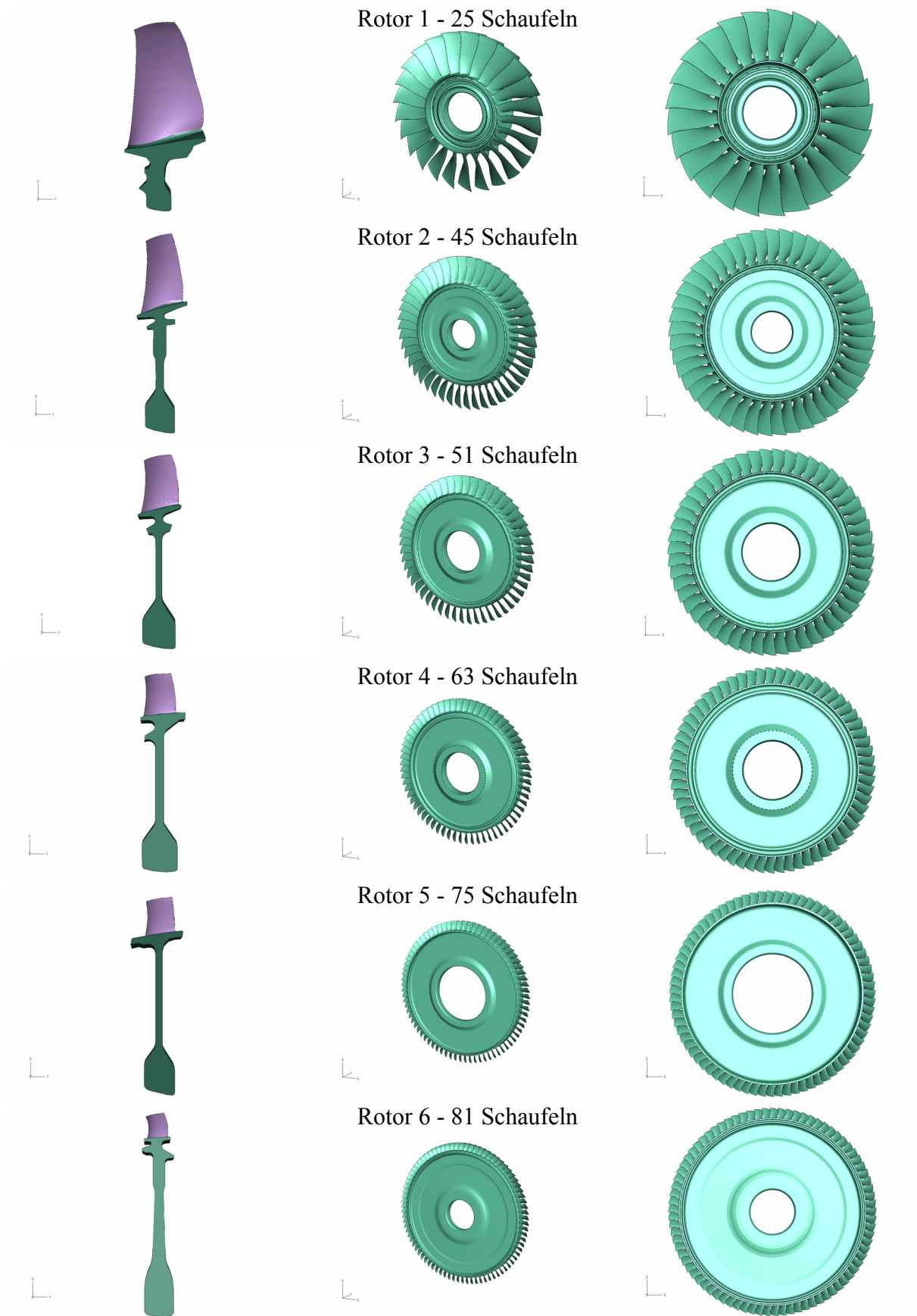


Abb. 5.4: FE-Modelle der modifizierten Versuchsblisks 1 ÷ 6; links: axialer Schnitt, rechts: Draufsicht (Blick stromabwärts)

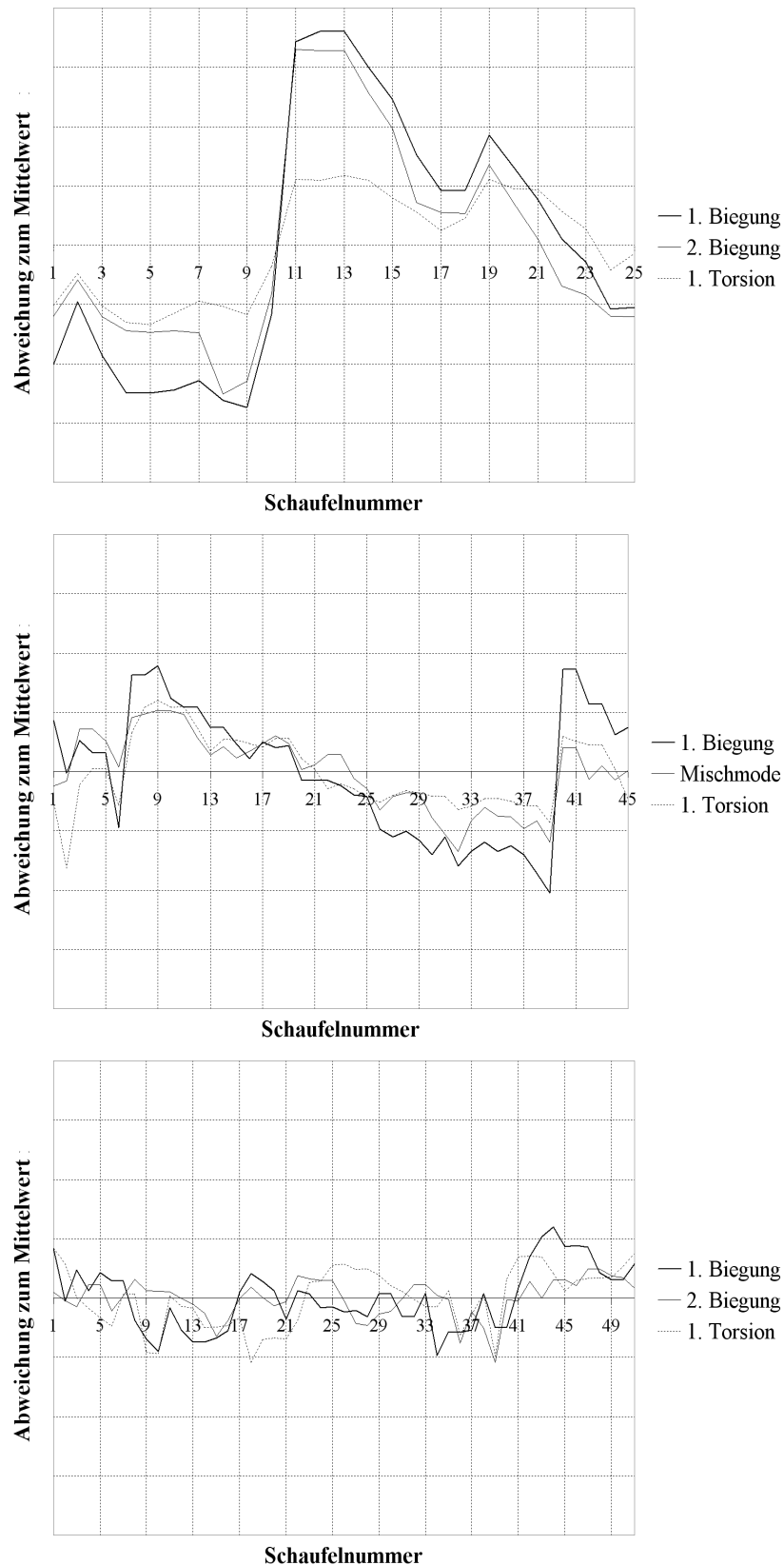


Abb. 5.5: Messtechnisch bestimmte Schaufeleigenfrequenzabweichungen vom Mittelwert aller Schaufeleigenfrequenzen, Darstellung der ersten drei elementaren Schaufelschwingformen, oben: Rotor 1, mittig: Rotor 2, unten: Rotor 3, Blickrichtung stromabwärts, Zählrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn, nicht instrumentiert

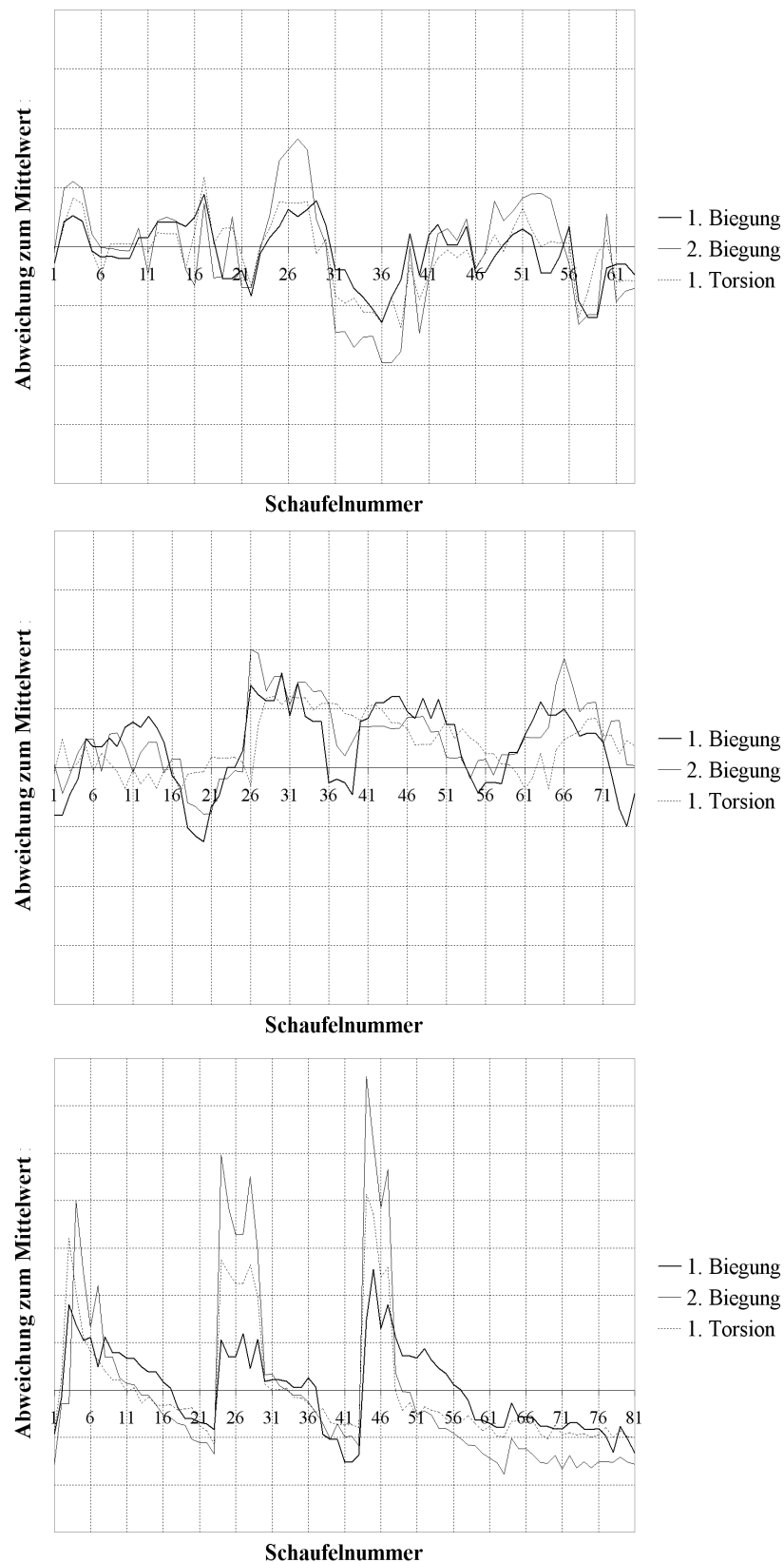


Abb. 5.6: Messtechnisch bestimmte Schaufeleigenfrequenzabweichungen vom Mittelwert aller Schaufeleigenfrequenzen, Darstellung der ersten drei elementaren Schaufelschwingformen, oben: Rotor 4, mittig: Rotor 5, unten: Rotor 6, Blickrichtung stromabwärts, Zählrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn, nicht instrumentiert

5.5 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmvungsverteilungen

Die betrachteten Rotoren stellen eine für einen Versuchshochdruckverdichter typischen Kleinstserienfertigung dar, bei der aufgrund der geringen Stückzahlen keine hohe Anzahl an Iterationsschritten zur Fertigungsoptimierung möglich ist. Dementsprechend weisen die Versuchsbilks einen im Vergleich zu einer iterativ-optimierten Serienfertigung erhöhten Verstimnungsgrad auf, welcher jedoch auch für den regulären Anlauf einer Serienfertigung charakteristisch ist (siehe Abb. 5.7).

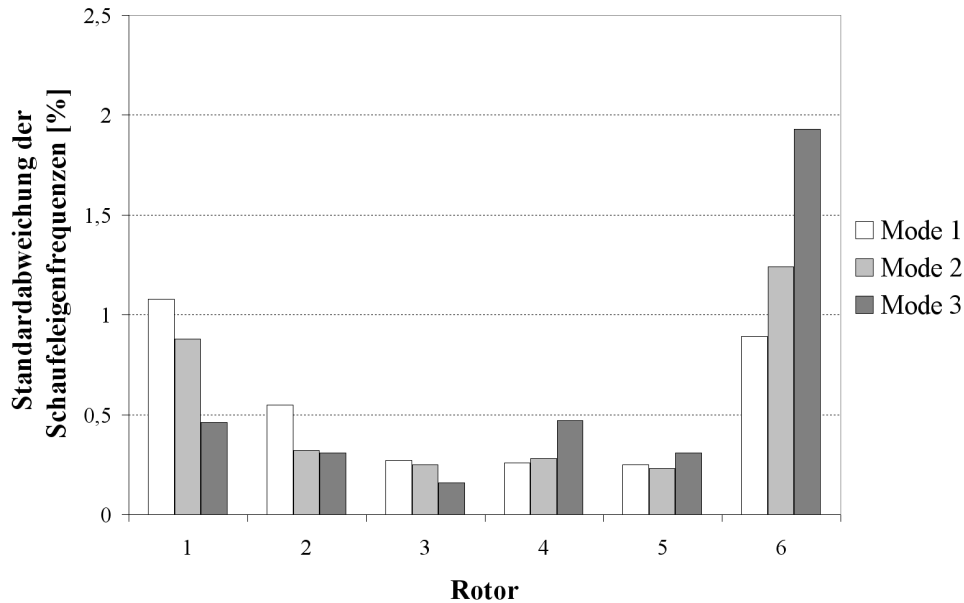


Abb. 5.7: Vergleich des Verstimnungsgrads der messtechnisch bestimmten Schaufeleigenfrequenzen, Darstellung der ersten drei elementaren Schaufelschwingformen, uninstrumentierte Rotoren

Stellt man den in Abbildungen 5.5 und 5.6 dargestellten Verstimmvungsverläufen den während des Fräsprozesses durchgeführten Werkzeugwechsel gegenüber, so wird ersichtlich, dass der Austausch verschlissener Bearbeitungswerkzeuge i.d.R mit einer sprunghaften Änderung der Schaufeleigenfrequenzen über den Umfang einhergeht. Somit stellt der Werkzeugverschleiß während des Fräsens eine der bestimmenden Einflussgrößen bezüglich der individuellen Ausprägung der Verstimmvungsverteilung über den Bliskumfang dar.

Neben dem Grad der Verstimmung selbst, welcher die quantitative Ausprägung der Verstimmung beschreibt, ist im Weiteren auch der qualitative Verlauf der Verstimmung, repräsentiert durch die Verteilungsdichte der individuellen Schaufeleigenfrequenzabweichungen vom Mittelwert, von Interesse. Summiert man hierzu die Wertepaare gleicher, relativer Abweichungsbeträge $|\Delta f|$ auf und trägt diese über die Frequenzabweichung auf, so erhält man die charakteristische Weibull-Verteilung der Form

$$f_{\text{Weibull}} = \left(\frac{k}{c}\right) |\Delta f|^{k-1} e^{-\left(\frac{|\Delta f|}{c}\right)^k} \quad (5.5)$$

mit den über die *E3E-I-HDV*-Rotoren 1 und 6 sowie den Versuchsblisks 1 ÷ 6 gemittelten Parameterwerten $\bar{c} = 3,6625$ und $\bar{k} = 1,892$ (siehe Abb. 5.8).

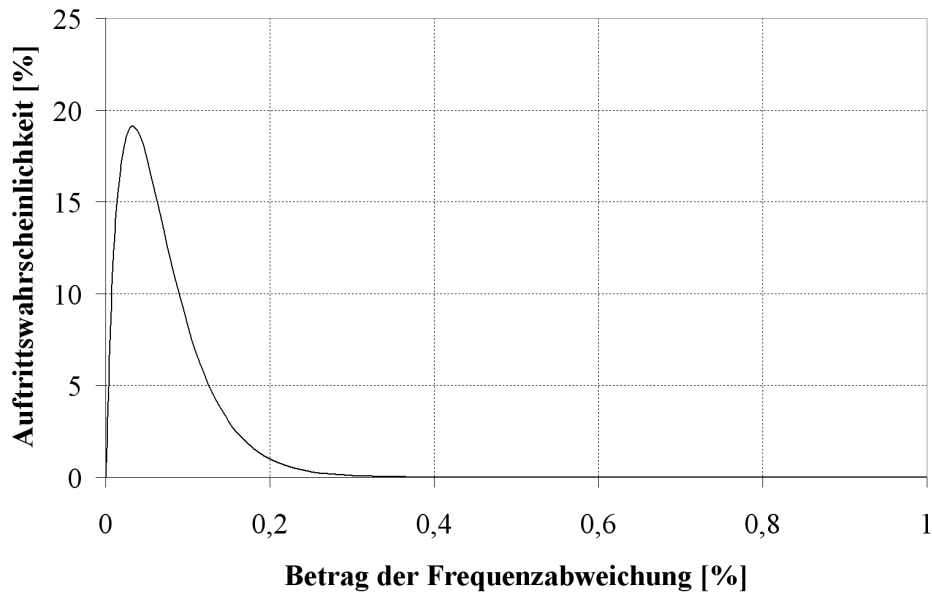


Abb. 5.8: Darstellung der gemittelten Weibull-Verteilungen aller 6 Versuchsblisks und der *E3E-I-HDV*-Rotoren 1 und 6

Analog zu den Verstimmungsgraden der elementaren Schaufelmoden weisen auch die Strukturdämpfungen der verschiedenen Schaufelmodenfamilien unterschiedlich hohe Werte auf (siehe Abb. 5.9). An dieser Stelle sei ergänzt, dass Scheiben- bzw. Koppelmoden im Vergleich zu Schaufelmoden i. d. R. signifikant höhere Dämpfungen aufweisen.

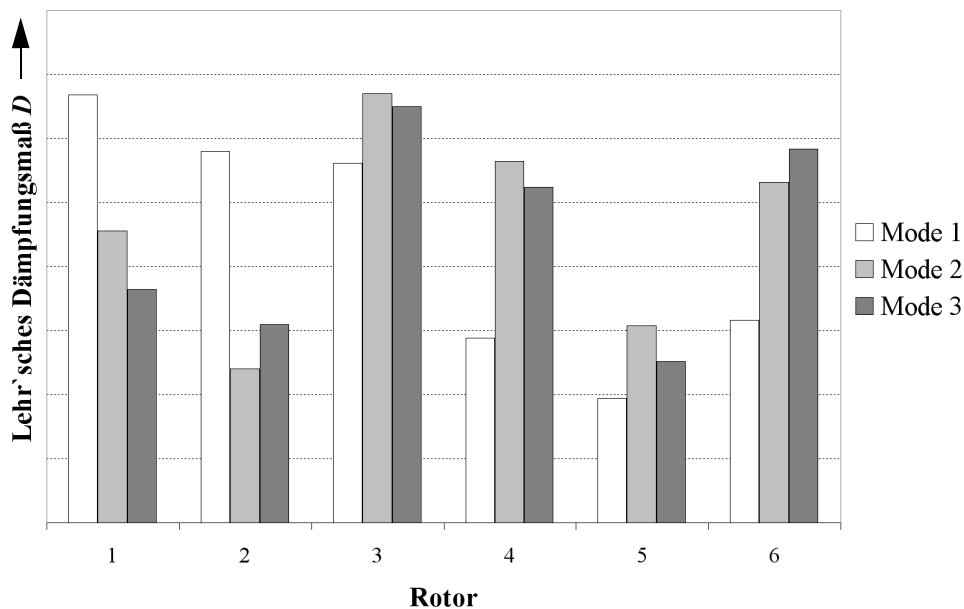


Abb. 5.9: Vergleich der gemittelten Dämpfungen der messtechnisch bestimmten Schaufeleigenschwingformen, Darstellung der ersten drei elementaren Schaufelschwingformen, uninstrumentiert

6 Grundsatzuntersuchung zu Mode-Lokalisierungsphänomenen an Versuchsblisks - Eigenschwingverhalten

Mit dem Ziel eines besseren Verständnisses für die unterschiedlichen Sensitivitäten verschiedener Bliskrotoren bezüglich der Schaufelverstimmung, soll nachfolgend zunächst das Eigenschwingverhalten der einzelnen Versuchsrotoren betrachtet werden.

Die Beurteilung der individuellen Bliskcharakteristika erfolgt hierbei mittels der vorstehend in Kapitel 3 erläuterten Größen des Amplitudenüberhöhungsfaktors, des Lokalisierungsgrads, der Modenfülligkeit sowie des Anteils der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie einer Blisk, welche, gefolgt von einer Gegenüberstellung aller 6 Bliskrotoren, einführend an Hand der Versuchsblisk 1 detailliert erläutert werden.

6.1 Allgemeine Gesichtspunkte

Als Grundlage der Untersuchungen dienen *FE*-Modelle¹ der einzelnen Bliskrotoren, welchen im Falle des unverstimmten Systems identische, bzw. im Falle verstimmter Blisks unterschiedliche Schaufelelastizitätsmoduli zugewiesen werden (siehe Abb. 5.4 auf Seite 59).

Um eine bessere Vergleichbarkeit der unterschiedlich gestalteten Rotoren gewährleisten zu können, soll auf die in der Realität vorhandenen, vielzähligen (teilweise filigranen) Anbauteile, wie z.B. Flansche, Dichtungssysteme, etc., verzichtet werden. Die Entfernung dieser zusätzlichen Komponenten bewirkt hierbei primär eine Reduktion der auftretenden Scheiben- und Koppelmoden, wohingegen die Steifigkeit der Scheibe und insbesondere des ausschlaggebenden Übergangsbereich zwischen Schaufel und Scheibe nur unwesentlich verändert wird². Die Charakteristik des Bliskschwingverhaltens bleibt somit unverändert, was die notwendige Voraussetzung für die Vereinfachung der realen Verdichterräder bildet.

Während die Prüfstandsläufe des Versuchsverdichtes mit zu einer Blisktrommel verbundenen Laufräder erfolgen und somit für sämtliche Blisks unterschiedliche Randbedingungen bestehen, soll die Untersuchung des Schwingverhaltens der Einzelblisks zur Erzielung einer besseren Vergleichbarkeit ausschließlich unter freien Randbedingungen erfolgen.

Desweiteren beschränken sich die Ausführungen, konform zu den vorangegangenen Kapiteln, auf die ersten drei Schaufeleigenschwingformen³. Eine zusammenfassende Darstellung dieser elementaren Schaufelschwingformen aller 6 Versuchsblisks findet sich in Anlage A-2-1 auf Seite 148.

-
1. Hierbei wird der *FE*-Löser *ABAQUS* in der Version 6.6-1 genutzt. Die *FE*-Modelle enthalten zwischen ~ 117.000 und ~ 569.000 Tetraederkontinuums-elemente mit Zwischenknoten (Nomenklatur C3D10).
 2. Eine Gegenüberstellung der Kopplungsdiagramme der originalen sowie der modifizierten Bliskrotoren findet sich in Anlage A-2-2 auf Seite 149 ff.
 3. Im Falle der Versuchsblisk 6 tritt die dritte und vierte Schaufelmodelfamilie eng benachbart auf, so dass sich bei höheren Verstimmungsgraden *MCSM* beider Schaufelschwingformen im Frequenzbereich überschneiden. Für die Bestimmung des Schwingverhaltens sollen dementsprechend die Maximalwerte beider Modelfamilien herangezogen werden.

6.2 Verwendete Verstimmvungsverteilungen

Neben den messtechnisch ermittelten Verstimmvungsverteilungen, (siehe Abschnitt 5.4 auf Seite 58) sollen zum Zweck der besseren Vergleichbarkeit verschiedene sinusförmige Verstimmvungsverteilungen mit unterschiedlichen Amplituden herangezogen werden.

Aufbauend auf der, in Abschnitt 3.4.1 auf Seite 28 vorgestellten Schaufelverstimmvungsverteilung, welche eine Sinuswelle über den Umfang beinhaltet, erfolgt ergänzend die Verwendung von vier bzw. CSM_{max} Sinuswellen über den Umfang.

Die Amplituden der Sinuswellen der Schaufelverstimmvungsverteilungen (repräsentiert durch die Modifikation der Schaufelelastizitätsmoduli) wurden hierbei so gewählt, dass die resultierenden Standardabweichungen der Schaufeleigenfrequenzen bezüglich ihres Mittelwerts jeweils einen Wert von 0,07 %, 0,15 %, 0,24 %, 0,68 %, 1,36 % und 2,71 % aufweisen (siehe Abb. 6.1).

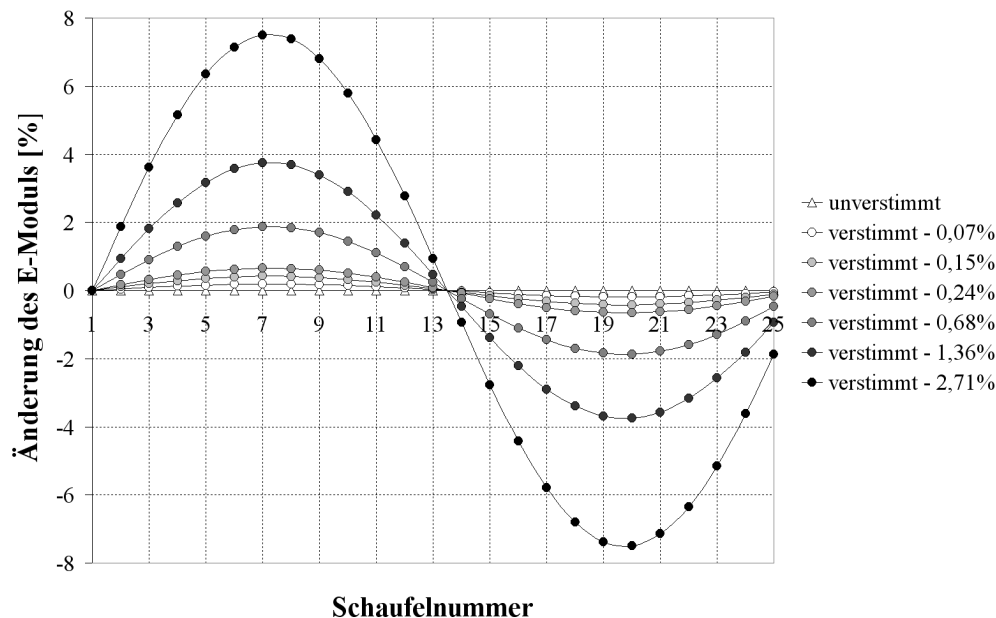


Abb. 6.1: Künstliche Schaufelverstimmung durch Verwendung sinusförmiger Verstimmvungsverteilungen mit unterschiedlichen Amplituden am Beispiel der Versuchsblisk 1

6.3 Detaillierte Ausführungen am Beispiel der Versuchsblisk 1

Exemplarisch sollen nachfolgend die grundlegenden Auswirkungen unterschiedlicher Schaufelverstimmvungsniveaus sowie der Einfluss der Scheibensteifigkeit auf das Schwingverhalten an Hand der Versuchsblisk 1 und im Besonderen des ersten Schaufeltorsionsmodes (Verstimmvungsverteilung mit einer Sinuswelle über den Umfang) ausführlich veranschaulicht werden.

6.3.1 Einfluss des Verstimmvungsgrads

Ausgehend vom unverstimmten Rotor, bei welchem sämtliche Schwingformen ohne Lokalisierung auftreten, steigt mit zunehmender Schaufelverstimmvung der Lokalisierungsgrad aller Mo-

den an (Abb. 6.2, Abb. 6.6). Hierbei ist zu beobachten, dass Scheiben- bzw. Koppelmoden aufgrund des geringeren Anteils der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie (Abb. 6.3, vgl. mit Abb. 3.7 auf Seite 19) signifikant niedrigere Lokalisierungsgrade aufweisen.

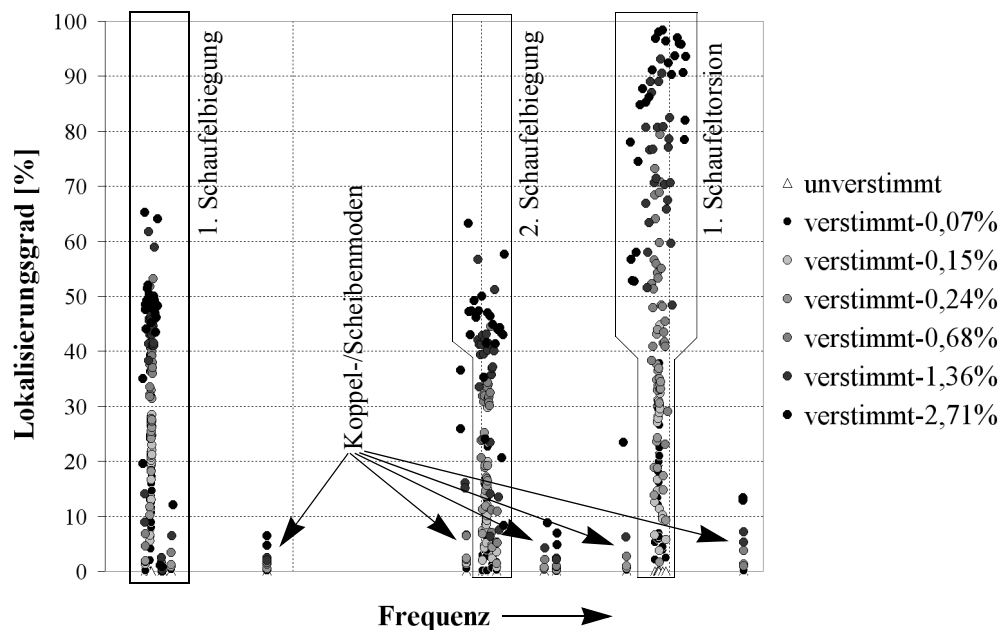


Abb. 6.2: Zusammenhang zwischen Lokalisierungsgrad und Schaufelverstim- mungsgrad am Beispiel der Versuchsblisk 1

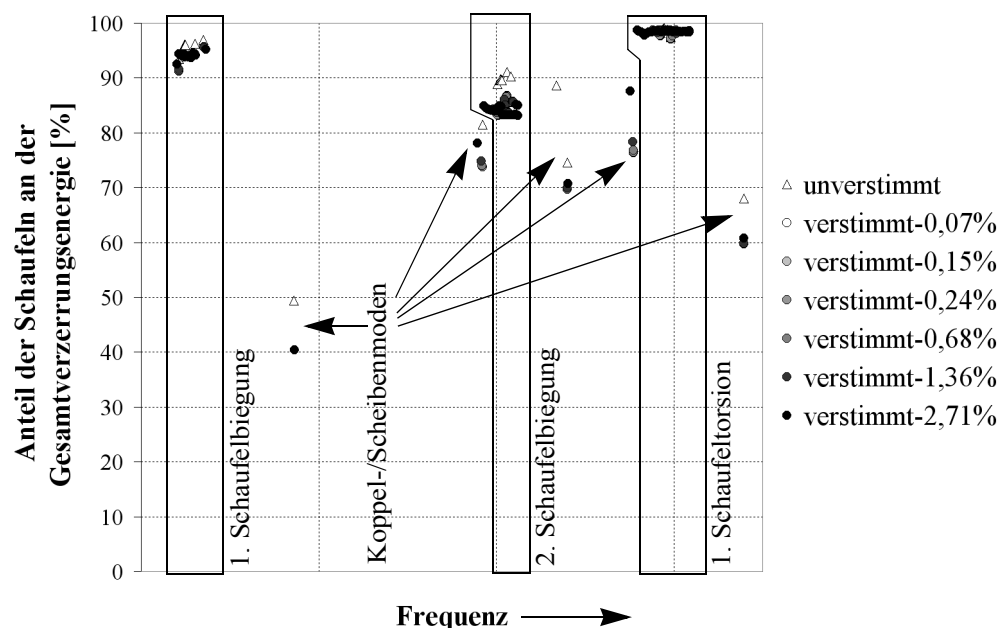


Abb. 6.3: Zusammenhang zwischen dem Anteil der Schaufeln an der Gesamt- verzerrungsenergie und dem Schaufelverstim mungsgrad am Bei- spiel der Versuchsblisk 1 (Mittelung über Doppelmoden des unverstimmten Systems)

Ergänzend sei bemerkt, dass unterschiedliche Schaufelmodefamilien ebenfalls voneinander ab- weichende Lokalisierungsniveaus besitzen. So erzeugt eine identische Verstimmungsverteilung

im Falle des 1. Schaufeltorsionsmodes, bedingt durch die geringere Kopplung über die Scheibe, im Vergleich zum 1. und 2. Schaufelbiegemode deutlich höhere Mode-Lokalisierungen. Neben dem Anstieg der Lokalisierung ist ebenso die Aufspaltung der Doppelmoden, also die Auffächerung des durch die Schaufelschwingformen belegten Frequenzbereichs zu beobachten (Abb. 6.4).

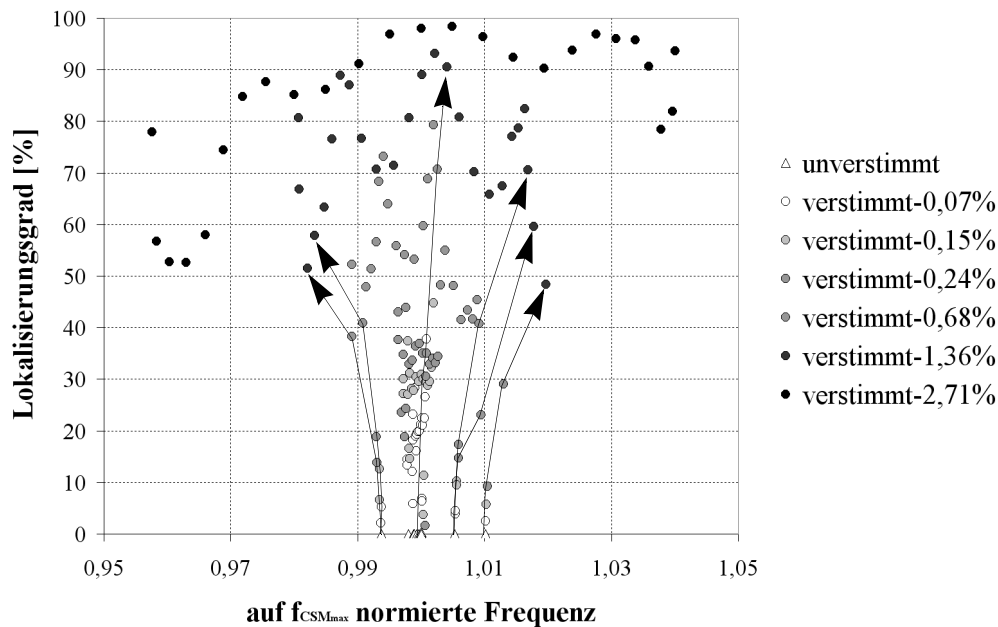


Abb. 6.4: Zusammenhang zwischen Lokalisierungsgrad und Schaufelverstimmungsgrad am Beispiel der 1. Schaufeltorsionsmoden der Versuchsblisk 1

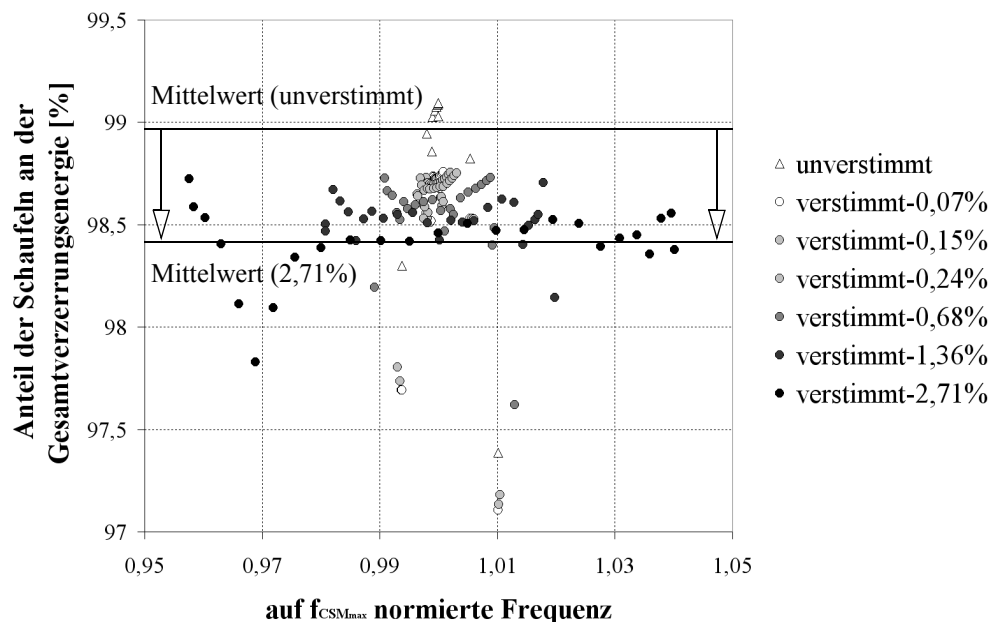


Abb. 6.5: Zusammenhang zwischen dem Anteil der Schaufeln an der Gesamtverformungsenergie und dem Schaufelverstimmungsgrad am Beispiel der 1. Schaufeltorsionsmoden der Versuchsblisks 1 (Mittelung über Doppelmoden des ungestimmten Systems)

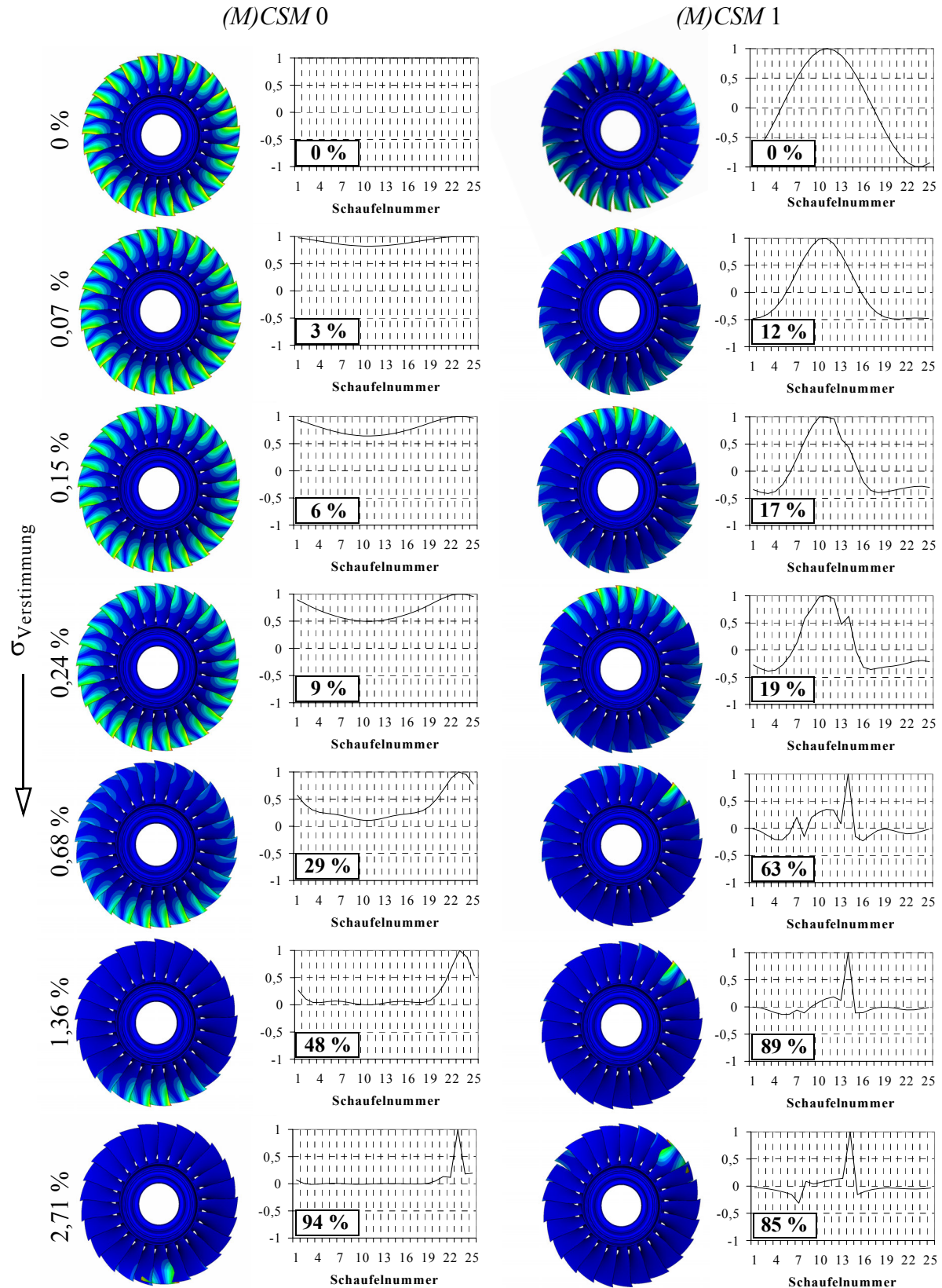


Abb. 6.6: Mit steigendem Verstimmungsgrad zunehmende Lokalisierung unterschiedlicher (M)CSM, 1. Schaufeltorsionsmoden der Versuchsblisk 1, Darstellung der Verschiebungsbeträge (Bilder), normierter axialer Verschiebungen der Schaufelvorderkantenspitzen (Diagramme) und des Lokalisierungsgrads (Zahlenwert)

Betrachtet man ergänzend die relativen Schaufelverzerrungsenergien in Abhängigkeit des Verstimnungsgrads (Abb. 6.5), so lässt sich, verursacht durch die Abnahme der an der Schwingform beteiligten Schaufeln, bei zunehmender Verstimmung eine stetige Abnahme derselben erkennen.

Abbildung 6.6 illustriert am Beispiel der $(M)CSM$ 0 und $(M)CSM$ 1 der 1. Schaufeltorsionsmoden den sukzessiven Übergang von einer gleichmäßigen Auslenkung aller Schaufeln bzw. der reinen Sinusschwingung über den Umfang zu stark lokalisierten Schwingformen, wobei der Lokalisierungsgrad ausgeprägt nichtlinear mit zunehmendem Verstimnungsgrad ansteigt (siehe auch Abb. 6.8). Der Anteil der Schaufeln, welche maßgeblich an der Schwingform beteiligt sind, nimmt mit ansteigender Lokalisierung stetig ab, wodurch die Gesamtverzerrungsenergie einer Schwingform maßgeblich auf die beteiligten Schaufeln verteilt wird.

Im Weiteren besitzen höhere $MCSM$ -Schaufelmoden im Vergleich zu niedrigeren $MCSM$ -Schaufelmoden (mit Ausnahme der $MCSM$ 0 bis 3) bei identischem Verstimnungsgrad einen höheren Anteil der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk. So verwundert es nicht, dass hohe $MCSM$ im Allgemeinen eine stärkere Lokalisierung als Schaufelmoden mit einer niedrigen Anzahl an Knotendurchmesserlinien aufweisen.

Neben der Schaufelmodenfamilie und dem Verstimnungsgrad der Blisk, welche die dominanten Einflussparameter auf den Grad der Mode-Lokalisierung darstellen, tritt dementsprechend noch die Anzahl der Knotendurchmesserlinien als weitere Einflussgröße in Erscheinung.

6.3.2 Einfluss der Scheibensteifigkeit

Da im Vergleich zu dem positiven Effekt der Schaufelverstimmung bei selbsterregten Schwingungen (Flattern) die negativen Auswirkungen auf das Schwingverhalten bei erzwungenen Schwingungen überwiegen (A. V. Srinivasan [1997], B. Mück [2004]), ist man bemüht, im Rahmen der konstruktiven Möglichkeiten die Bliskgeometrie (hierbei speziell die Scheibengeometrie) so zu gestalten, dass diese eine Lokalisierung der Schaufelschwingformen nach Möglichkeit nicht verstärkt.

Als eine Einflussgröße wurde hierzu unter anderem die Scheiben- bzw. Koppelsteifigkeit ermittelt, wobei sowohl S. Baik [2004] bei Verwendung eines vereinfachten Mehrmassenschwingermodells als auch R. Bladh [2003] unter Verwendung eines komplexeren FE -Modells Bereiche kritischer Scheibensteifigkeiten aufzeigten, bei welchem sich ein Maximum der Schaufelamplitudenüberhöhungen einstellte.

Um die Bereiche günstiger sowie ungeeigneter Scheibensteifigkeit realer Verdichterrotoren näher bestimmen zu können, soll exemplarisch für die Versuchsblisk 1 das Scheibenelastizitätsmodul um ± 50 % variiert werden (Abb. 6.7).

Verursacht durch den weicheren Scheibenabschnitt reduzieren sich neben den Eigenfrequenzen der scheibendominierten Schwingformen ebenso die Einspannsteifigkeiten der Schaufeln¹ auf der Scheibe und somit deren Eigenfrequenzen. In gleicher Weise nehmen, bedingt durch die reduzierte Scheibensteifigkeit, die Anteile der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie stetig

1. Infolge der verringerten Einspannsteifigkeit der Schaufeln auf der Scheibe, werden zudem größere Schaufelauslenkungen bei vergleichbarem Verzerrungsniveau ermöglicht. Siehe hierzu auch Abschnitt 7.2.4 Einfluss der Scheibensteifigkeit auf Seite 81.

ab, wohingegen bezüglich der Mode-Lokalisierung, im Falle des betrachteten Scheibensteifigkeitsbereichs der Versuchsblisk 1, zwischen den verschiedenen Schaufelmoden unterschieden werden muss.

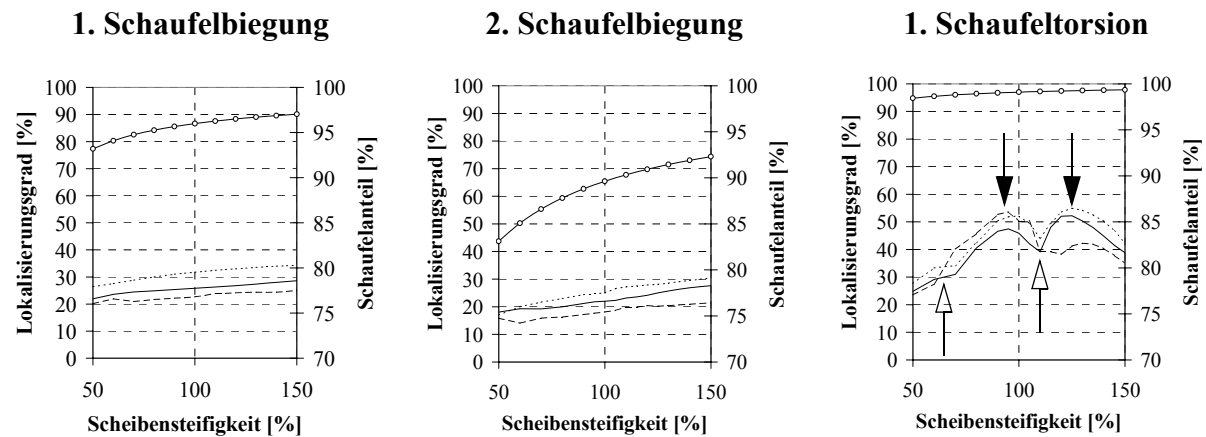


Abb. 6.7: Zusammenhang zwischen der Scheibensteifigkeit der Blisk, dem gemittelten Lokalisierungsgrad der Schaufelschwingformen und dem Anteil der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk (—○—) am Beispiel der Versuchsblisk 1 ($\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68\%$, ··· 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen)

So steigt der Lokalisierungsgrad der Schaufelschwingformen sowohl für die erste als auch für die zweite Schaufelbiegung bei zunehmender Scheibensteifigkeit stetig an, wohingegen sich im Falle der ersten Schaufeltorsion lokale Maxima bei $\sim 90\%$ und 120% sowie lokale Minima bei $\sim 70\%$ und $\sim 110\%$ der Ausgangsscheibensteifigkeit einstellen.

Somit bedingt, im Hinblick auf die Versuchsblisk 1, eine Reduktion der Scheibensteifigkeit, welche mit einer Erhöhung des Scheibenanteils an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk verbunden ist, nicht in jedem Fall ein Absinken der Lokalisierungsgrade. Bei Vernachlässigung der lokalen Maxima und Minima reduziert im Falle des Versuchsrotors 1 jedoch tendenziell eine verringerte Scheibensteifigkeit den Grad der Mode-Lokalisierung. Dementsprechend ist eine Variation der Scheibensteifigkeit hinsichtlich einer Reduktion der individuellen Schaufelbelastungen, im Rahmen weiterer konstruktiver Restriktionen, sowohl möglich als auch anzustreben.

6.4 Gegenüberstellung aller 6 Versuchsblisks

6.4.1 Vergleich der maximalen Lokalisierungsgrade und Modenfülligkeiten

Im Kontrast zu dem vorangegangenen Abschnitt, in dessen Mittelpunkt der Versuchsrotor 1 stand, sollen nachfolgend die Resultate sämtlicher Bliskrotoren des Versuchsverdichters gegenübergestellt werden. Hierbei sind die von dem Grad der Verstimmung abhängigen Lokalisierungsgrade sowohl für die drei rein sinusförmigen Schaufelverstimmungsverläufe als auch die resultierenden Lokalisierungsgrade der experimentell ermittelten Verstimmungsverteilungen (Siehe Abschnitt 5.4 auf Seite 58) in Abbildung 6.8 dargestellt. Ein entsprechender Vergleich der dazugehörigen Modenfülligkeiten findet sich ergänzend in Abbildung 6.9.

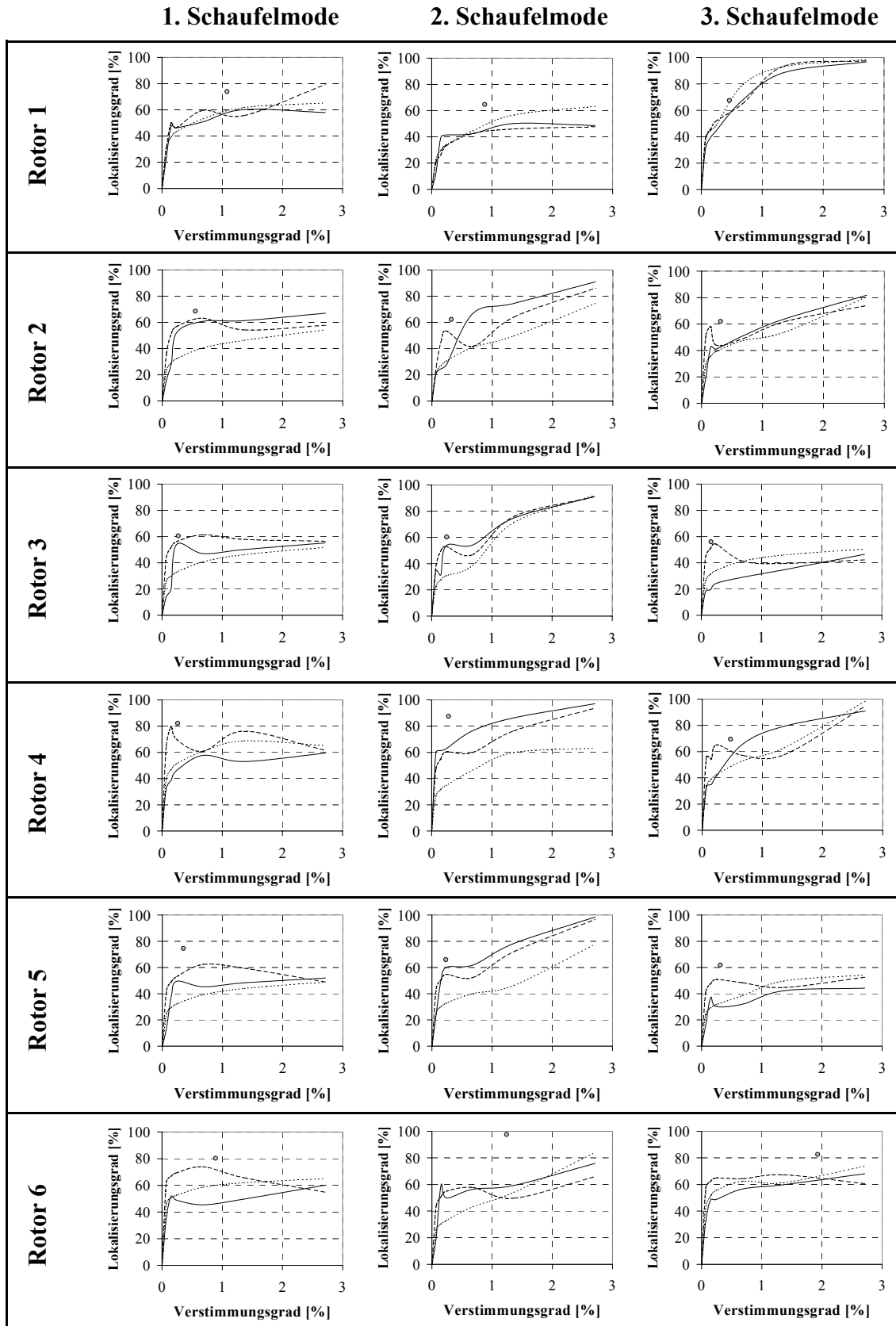


Abb. 6.8: Vergleich der maximalen Lokalisierungsgrade aller 6 Versuchsblisks in Abhängigkeit des Verformungsgrads, Verformungsverteilungen über den Umfang:
 ... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

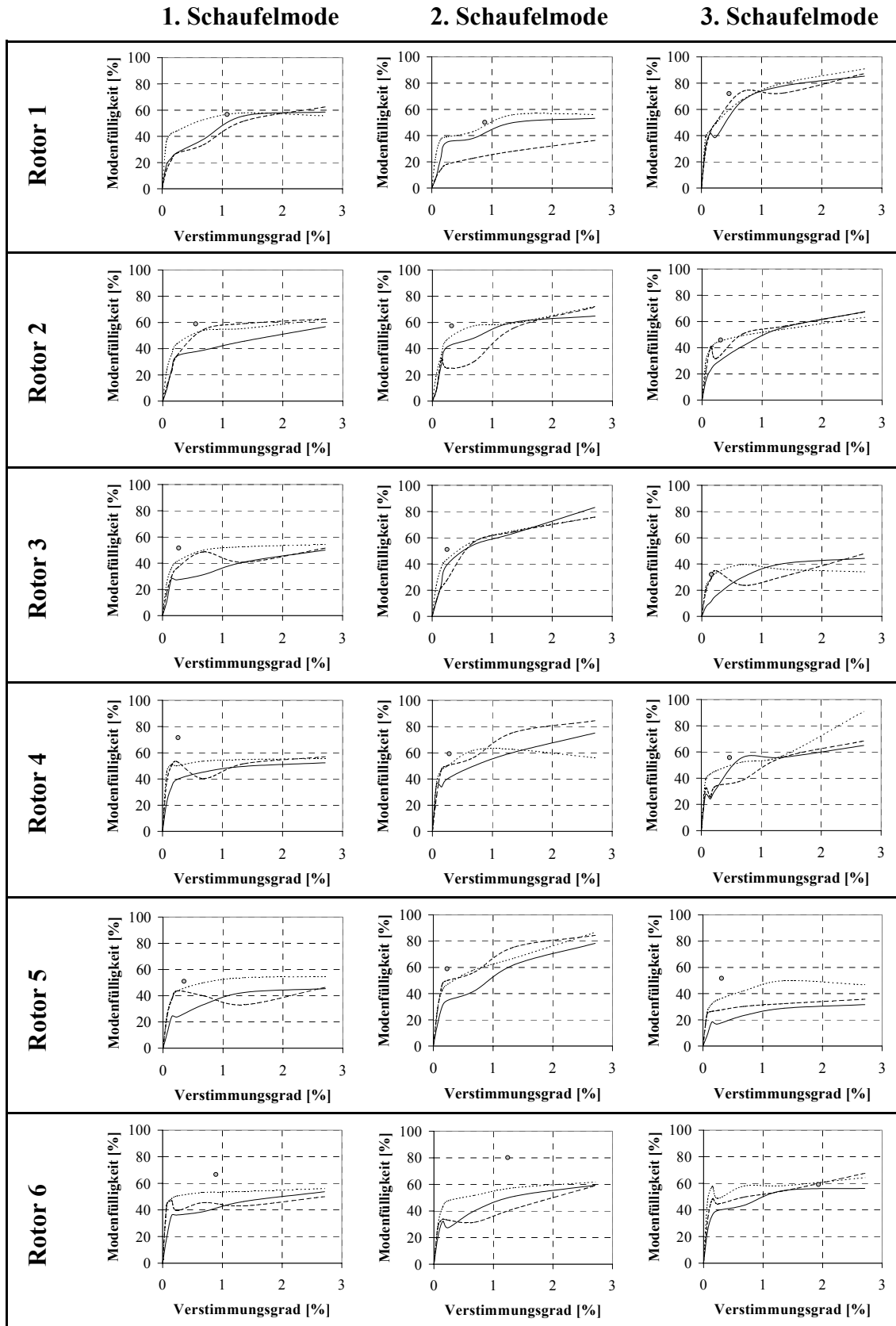


Abb. 6.9: Vergleich der maximalen Modenfülligkeitsgrade aller 6 Versuchsblisks in Abhängigkeit des Verformungsgrads, Verformungsverteilungen über den Umfang:
 ... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

Sowohl für die Lokalisierung der Schaufelschwingform, als auch für deren Modenfülligkeit, bilden sich charakteristische Kurvenverläufe aus, welche durch ihre vergleichsweise steilen Anstiege im Bereich minimaler Schaufelverstimmungen ($0\% < \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 0,15\%$) gekennzeichnet sind (siehe Abb. 6.11 auf Seite 77).

Dies veranschaulicht sogleich die grundlegende Problematik bei der Herstellung von Blisks: Sollen die negativen Auswirkungen der Mode-Lokalisierung minimiert werden, so steigen die Anforderungen an Fertigungstoleranzen und Materialhomogenität überproportional an, was in der Praxis aus wirtschaftlichen Erwägungen nicht praktikabel ist¹.

Wird die Systemverstimmung weiter erhöht ($0,15\% < \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 0,3\%$), so stellt sich ein, mehr oder minder ausgeprägtes, lokales Maximum ein, welchem i.d.R. ein lokales Minimum nachfolgt ($0,3\% < \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 0,7\%$) und von einem kontinuierlichen Anstieg der Lokalisierungsgrade bzw. der Modenfülligkeiten abgeschlossen wird ($0,7\% < \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 2,71\%$).

6.4.2 Vergleich der ermittelten Lokalisierungsgrade

Während die qualitativen Ausbildungen der zuvor genannten Merkmale für alle 6 Versuchsblisk weitgehend identisch sind, so sind ihre quantitativen Ausprägungen jedoch von Blisk zu Blisk verschieden.

Zur Bewertung der Empfindlichkeit unterschiedlicher integraler Laufräder gegenüber verstimmungsbedingter Mode-Lokalisierung soll nachfolgend der, über den Bereich $0\% \leq \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 2,71\%$ gemittelte Lokalisierungsgrad LokaGra sowie der maximal auftretende Lokalisierungsgrad $\text{LokaGra}_{\text{max}}$ herangezogen werden (Abbildung 6.10).

Hierbei ist zunächst zu erkennen, dass kein genereller Zusammenhang zwischen der Laufradnummer und den auftretenden Lokalisierungsgraden besteht. Vielmehr weisen die einzelnen Rotoren eine stark von der jeweiligen Schaufelmodenfamilie abhängige Sensitivität gegenüber Schaufelverstimmungen auf, welche auf die deutlich variierenden Verhältnisse von Schaufel- und Scheibengeometrie zurückgeführt werden kann:

Während die Versuchsblisk 1 die höchsten mittleren Lokalisierungsgrade im Falle der Schaufeltorsionsmoden aufweist (62,6 %), können für die Versuchsblisk 4, welche über eine besonders steife Scheibenkonstruktion verfügt, sowohl im Falle der ersten (37,0 %) als auch im Falle der zweiten Schaufelbiegemodenfamilie (41,8 %) die größten mittleren Lokalisierungswerte beobachtet werden. Hingegen ist das Schaufel-Scheiben-Verhältnis hinsichtlich einer Modenlokalisierung für die Versuchsblisk 3 (erste und zweite Biegemodenfamilie, 25,3 % bzw. 17,2 %) bzw. für die Versuchsblisk 6 (erste Torsionsmodenfamilie, 34,2 %) am vorteilhaftesten.

1. Ergänzend sei an dieser Stelle angemerkt, dass im Laufe des Kompressorbetriebs aufgrund der ebenfalls durchströmenden Staub- und Schmutzpartikel ein kontinuierlicher Verstimmungsprozess stattfindet, welcher die bei Verdichtermontage vorherrschende Systemverstimmung fortlaufend variiert (siehe auch J. Hou [2005]).

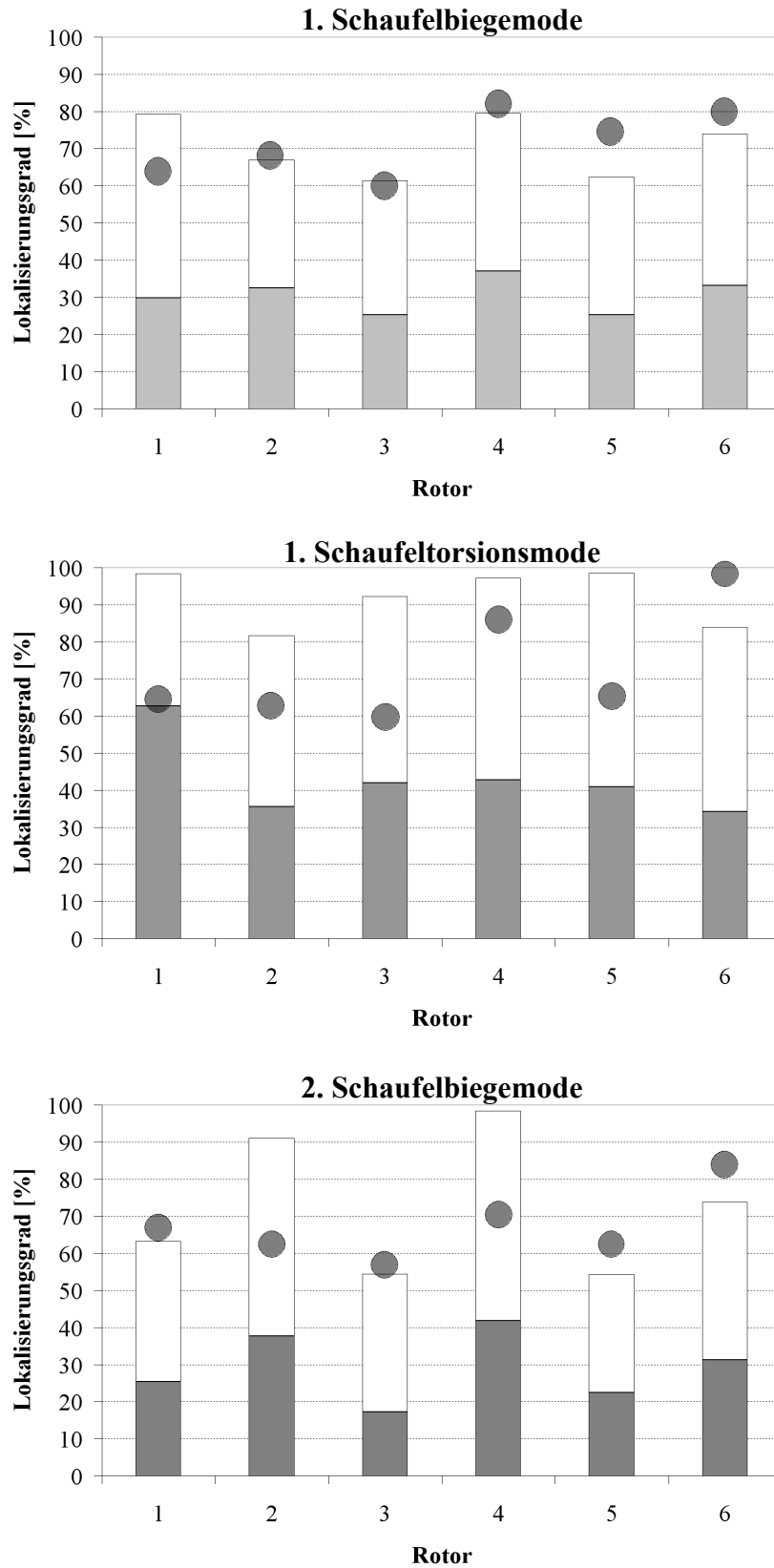


Abb. 6.10: Vergleich des mittleren (■) und des maximalen (□) Lokalisierungsgrads der ersten drei elementaren Eigenschwingformen aller 6 Versuchsblisks im Bereich $0 \leq \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 2,71\%$ sowie der experimentell ermittelten Verstimmungsverteilungen (●)

Bei der Untersuchung der unterschiedlichen Bliskrotoren konnte weiterhin festgestellt werden, dass mit Ausnahme der Versuchsblisk 4 alle weiteren Blisks mit einer hohen Sensitivität bezüglich Mode-Lokalisierung von Schaufelbiegemoden weniger hohe Lokalisierungsgrade bei Schaufeltorsionsmoden aufweisen und umgekehrt. Versuchsblisks mit durchweg niedrigen bzw. ausschließlich hohen Lokalisierungsgraden bezüglich aller drei fundamentalen Schaufelmodenfamilien treten somit nur vereinzelt auf.

Im Durchschnitt besitzen die Schaufeltorsionsmoden um 13,0 % höhere mittlere Lokalisierungsgrade bzw. eine um 9,3 % höhere mittlere Modenfülligkeit im Vergleich zu den Schaufelbiegemoden, was auf die geringere Kopplung der Einzelschaufeln über den Scheibenkranz zurückzuführen ist.

Schaufeltorsionsmoden zeichnen sich demnach durch eine besonders hohe Sensitivität hinsichtlich Schaufelverstimmungen aus, welches sowohl während der Instrumentierung, als auch während der Auswertung der Resultate des Schwingungsüberwachungssystems bedacht werden muss.

Desweiteren erzeugen in der Mehrzahl der untersuchten Fälle Verstimmungsverteilungen mit CSM_{max} Sinuswellen über den Bliskumfang die höchsten Lokalisierungsgrade, begleitet durch niedrige Modenfülligkeiten, wohingegen Verstimmungsverteilungen mit einer Sinuswelle über den Umfang i. d. R. die geringsten Lokalisierungsgrade sowie die höchsten Modenfülligkeiten bedingen.

Dementsprechend kann geschlussfolgert werden, dass reale Verstimmungsverteilungen, in deren Zerlegung höhere Fourierkoeffizienten dominieren, hinsichtlich Mode-Lokalisierung kritischer zu beurteilen sind.

6.4.3 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilung

Hervorgerufen durch den Fertigungsprozess der Versuchsblisks weisen die Schaufeleigenfrequenzverteilungen vergleichsweise geringe Standardabweichungen von 0,16 % bis 1,93 % (Mittelwert: $\sim 0,57$ %) auf. Somit ist insbesondere der untere Wertebereich bezüglich der ausgewählten Systemverstimmungen von Interesse.

Durch die rein sinusförmigen, künstlichen Verstimmungsverteilungen entstehen in Abhängigkeit der Anzahl der umlaufenden Sinuswellen Schaufeln bzw. Schaufelbereiche mit annähernd identischen Eigenfrequenzen, welche im Resonanzfall simultan angefacht werden, wodurch eine annähernd gleichmäßige Verteilung der Anregungsenergie auf diese Schaufeln erfolgen kann. Diese gleichmäßige Anordnung identisch verstimmter Schaufeln ist hingegen bei den experimentell ermittelten Verstimmungsverteilungen¹ der realen Verdichtertrotoren nicht zu beobachten (siehe hierzu Abbildungen 5.5 und 5.6 auf Seite 60 ff.).

So besitzen sämtliche untersuchte, reale Versuchsblisks charakteristische Schaufeleigenfrequenzverläufe über den Bliskumfang, welche neben einem bzw. mehreren niedrigen dominie-

1. Werden die Verläufe der realen Schaufelverstimmungen über den Umfang mittels Fouriertransformation in ihre harmonischen Bestandteile zerlegt, so ist zu erkennen, dass im Allgemeinen niedrige Fourierkoeffizienten dominieren ($1 \div 5$). Höhere Harmonische sind hingegen nur schwach besetzt.

renden Fourierkoeffizienten eine Vielzahl weiterer, schwach besetzter Fourierkoeffizienten aufweisen. Dementsprechend kann im Allgemeinen der individuelle Schaufelverstimmungsverlauf der untersuchten realen Blisks durch eine bzw. mehrere verrauschte Sinuswellen abgebildet werden.

Diese spezielle Eigenart realer Verstimmungsverläufe resultiert im Vergleich zu den künstlichen, rein sinusförmigen Verstimmungsverteilungen bei identischem Verstimmungsniveau sowohl in um bis zu 15 % höhere Lokalisierungsgrade als auch in höheren Modenfülligkeiten, da in diesem Fall die Anregungsenergie nicht im gleichen Maße auf verschiedene Schaufeln aufgeteilt wird (für detailliertere Ausführungen siehe auch Abschnitt 7.3.3 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilungen auf Seite 92 sowie Abschnitt A-4-2 Abhängigkeit der Amplitudenüberhöhung von der Charakteristik der Schaufelverstimmungsverteilung auf Seite 168).

6.5 Auswertung und Schlussfolgerungen

Erfährt eine Blisk, bedingt durch eine Individualisierung der Schaufeleigenfrequenzen, eine Systemverstimmung, so treten in Abhängigkeit der Rotorgeometrie und der betrachteten Modefamilie unterschiedliche charakteristische Merkmale bezüglich des Eigenschwingverhaltens auf, welche nachfolgend zusammengefasst werden. Hierzu zählen:

- **Aufsplitten der doppelten Eigenwerte**
 - Auffächerung des durch die Schaufelmoden belegten Frequenzbereichs,
 - Erweiterung des anfachbaren Frequenzbereichs,
- **Lokalisierung der Schwingform**
 - Verlust der zyklisch-symmetrischen Schwingform,
 - Konzentration der Verzerrungsenergie eines Modes auf einige wenige Schaufeln,
- **Anstieg der Modenfülligkeit**
 - Erweiterung des möglichen Anregungsspektrums je Schwingform,

wobei sich ein ausgeprägt nichtlinearer Zusammenhang zwischen dem Grad der Verstimmung und den zuvor beschriebenen Eigenschaften einstellt, welcher wie folgt unterteilt werden kann:

- starker, annähernd linearer Anstieg der Mode-Lokalisierung und der Modenfülligkeit bei geringen Verstimmungsgraden ($0 \rightarrow 0,15\%$, siehe Abb. 6.11, Abschnitt A),
- teilweises Erreichen eines lokalen Maximums, gefolgt vom Abklingen bis zum lokalen Minimum (Abb. 6.11, Abschnitte B und C),
- weiterer, abgeschwächter Anstieg der Lokalisierung und Modenfülligkeit mit zunehmender Schaufelverstimmung (Abb. 6.11, Abschnitt D).

Hierbei weisen im Allgemeinen Torsionsmoden im Vergleich zu Schaufelbiegemoden, bedingt durch die geringe Kopplung zwischen den Schaufeln durch die Scheibe, stets höhere Lokalisierungsgrade und Modenfälligkeiten bei identischer Schaufelverstimmung auf (siehe Abb. 6.8 und Abb. 6.9).

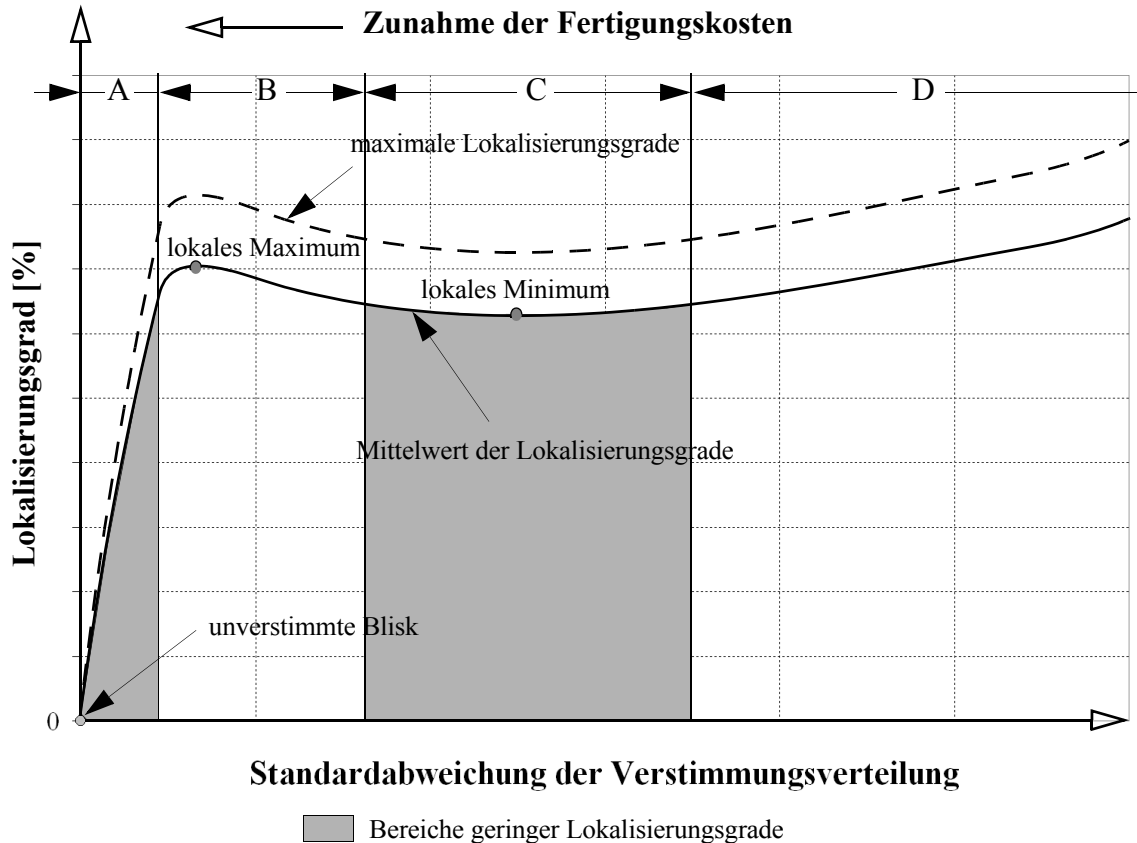


Abb. 6.11: Schematische Darstellung der Abhängigkeiten vom Verstimmungsgrad der Schaufeln am Beispiel des Lokalisierungsgrads

Desweiteren besitzt ebenfalls die Steifigkeit der Scheibe einen, je nach Schaufelmode unterschiedlich stark ausgeprägten, Einfluss auf die Ausbildung der Mode-Lokalisierung. So verursacht eine Erhöhung der Scheibensteifigkeit im Allgemeinen nachfolgende Effekte:

- **globaler Anstieg der Eigenfrequenzen**
 - deutliche Erhöhung der Scheiben- und Koppelmode-Eigenfrequenzen,
 - leichte Erhöhung der Schaufelmode-Eigenfrequenzen,
- **Anstieg des Schaufelanteils an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk**
 - weitere Entkopplung der Schaufeln voneinander,
- **tendenzielle Erhöhung des Lokalisierungsgrads und der Modenfälligkeit unter Ausprägung lokaler Maxima und Minima**
 - Verringerung der an der Schwingform beteiligten Schaufeln,
 - Erweiterung des potentiellen Erregerspektrums.

7 Untersuchungen erzwungener Schwingungen

Analog zu dem vorangegangenen Kapitel soll zunächst wiederum am Beispiel der Versuchsblick 1 das Verhalten bei Schwingungsanfachung ausführlich beschrieben werden, wobei im Besonderen der Einfluss der Dämpfung und der Scheibensteifigkeit betrachtet wird. Nachfolgend werden die numerischen Resultate aller 6 Versuchsblicks in Abhängigkeit des Verstimnungsgrads gegenübergestellt sowie miteinander verglichen.

Im Anschluss sollen sowohl die numerischen Vorhersagen exemplarisch für die *E3E-I-HDV*-Rotoren 1 und 6 anhand des Laser-Scan-Verfahrens (siehe Abschnitt 4.2.2 auf Seite 51) verifiziert als auch probabilistische Studien im Hinblick auf weitere Einflussgrößen, wie z.B. der anfachenden Erregerordnung, vorgestellt werden.

7.1 Allgemeine Gesichtspunkte

Die zuvor beschriebenen Eigenschwingformen der Rotoren erfahren während des Betriebs stetig schwankende aerodynamische Anregungen, welche in Abhängigkeit des Betriebspunktes unterschiedlich stark ausgeprägt sind und die Blick zu Schwingungen anfachen können.

Die sich einstellenden Schwingungsamplituden werden hierbei durch die Gesamtdämpfung des Systems, welche sich aus der vernachlässigbar geringen mechanischen Dämpfung¹ und der dominierenden aerodynamischen Dämpfung², verursacht durch die Umströmung der Schaufeln mit verdichteter Luft, zusammensetzt, begrenzt. Bei Letzterem ist eine Fluid-Struktur-Interaktion zu beobachten, bei welcher die mitschwingende Luftmasse zwischen den sich gleichphasig aber auch gegenphasig bewegenden Schaufeln ebenfalls zur Steigerung der Gesamtdämpfung beiträgt. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle exemplarisch auf S. Schrape [2006] verwiesen.

Als Ausgangswert für die Gesamtdämpfung des Systems soll hierbei ein einheitliches, im Bereich moderner Hochdruckverdichter realistisches Lehr'sches Dämpfungsmaß von $D=0,1 \%$ ($Q=500$) gewählt werden.

Die zur Quantifizierung der erzwungenen Schwingungen ausgewählten Anfachnungen entsprechen umlaufenden Erregungen des stehenden Systems mit den EO 1, 4 und $CSM_{\max}$ im Frequenzbereich der ersten drei³ elementaren Schaufelschwingformen.

7.2 Detaillierte Ausführungen am Beispiel der Versuchsblick 1

7.2.1 Unverstimmte Blick

Im Falle unverstimmter Blisks erfolgt eine Schwingungsanfachung unter Einhaltung folgender zwei Resonanzbedingungen:

1. Übereinstimmung von Resonanz- und Erregerfrequenz und

-
1. welche experimentell bestimmt werden kann (siehe Abschnitt 4.2.1.2 Bestimmung der Schaufeldämpfung auf Seite 49)
 2. welche mittels *CFD*-Simulation in Abhängigkeit des Kompressorbetriebspunkts ermittelt wird
 3. im Falle des Versuchsrotors 6: Verwendung des Frequenzbereichs der ersten vier Schaufeleigenschwingformen

2. Übereinstimmung von Eigenschwingform und Erregerform.

(Siehe Abschnitt 3.3 Fremderregte Schwingungen unverstimmter Blisks auf Seite 21). Dementsprechend tritt im Idealfall des unverstimmten Systems während des Durchfahrens des Frequenzbereichs ausschließlich eine Resonanzspitze je elementarer Schaufelschwingform in Erscheinung (siehe Abb. 7.1). Gemäß (3.20) werden die sich hierbei einstellenden, maximalen Schaufelamplituden als Referenzgrößen zur Beurteilung der verstimmten Systeme in den nachfolgenden Abschnitten herangezogen.

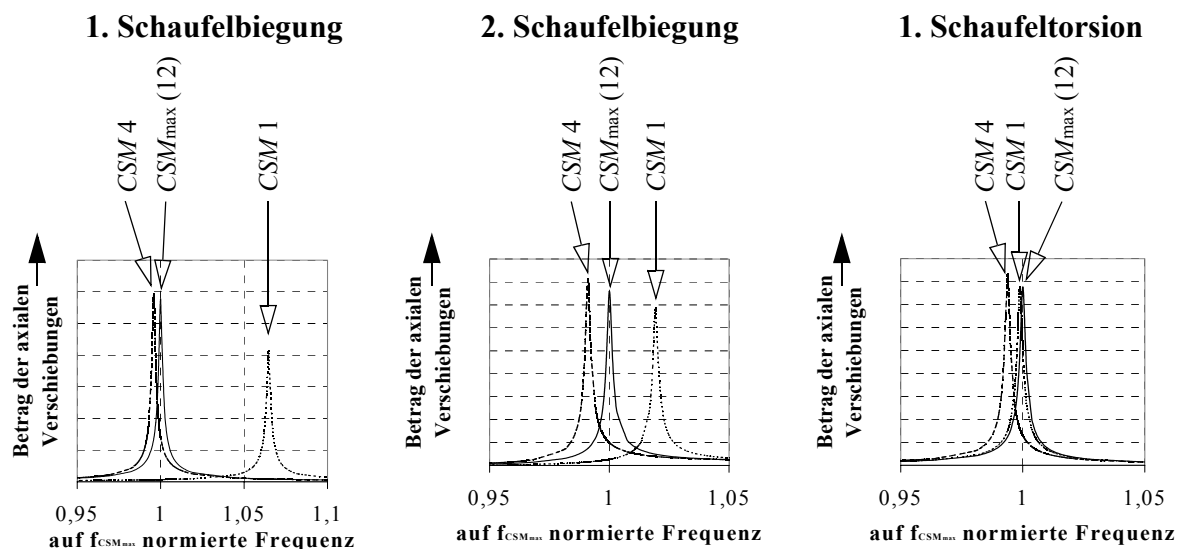


Abb. 7.1: Vergleich der axialen Verschiebungsbeträge der unverstimmten Versuchsblisk 1 in Abhängigkeit der Erregerordnung, $D=0,1\%$ ($Q=500$), $\cdots$ EO 1, $---$ EO 4, $-$ EO CSM_{max} (12)

7.2.2 Verstimmte Blisk

Aufgrund der Superposition einer Vielzahl von harmonischen Schwingungen zu einer in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads mehr oder minder stark lokalisierten Schwingform ist im Gegensatz zu unverstimmten Systemen eine Anregung des verstimmten Systems durch jede Erregerordnung möglich, welche als Koeffizient in der Fourierzerlegung der entsprechenden Schwingform enthalten ist (siehe Abschnitt 3.5 Fremderregte Schwingungen verstimmter Blisks auf Seite 32.)

Neben den experimentell bestimmten Schaufelverstimmungsverteilungen werden, konform zu Kapitel 6, die drei vorgestellten sinusförmigen Verstimmungsverteilungen mit sechs unterschiedlichen Verstimmungsgraden als Ausgangsmatrix herangezogen.

Abbildung 7.2 verdeutlicht am Beispiel der 6. Schaufel die mit zunehmender Verstimmung ansteigende Anzahl von Resonanzspitzen, welche durch die Erhöhung der Modenfülligkeit der Eigenschwingformen verursacht wird. Neben der dargestellten Erhöhung der Schaufelamplituden in Bezug auf das unverstimmte System im Falle der Schaufel # 6 tritt jedoch ebenso eine, für die Schwingfestigkeit zuträglich Verminderung der maximal auftretenden Amplituden einiger anderer Schaufeln auf.

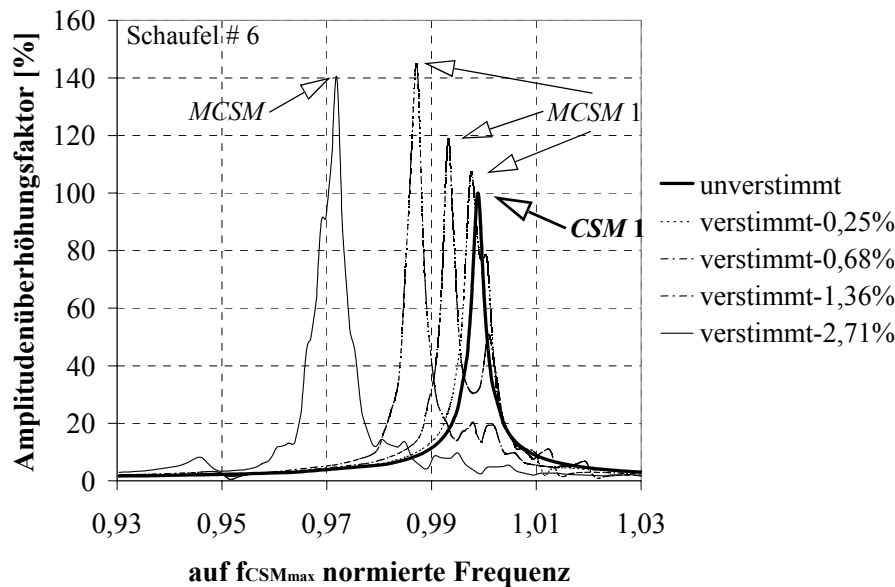


Abb. 7.2: Vergleich der axialen Verschiebungsüberhöhungsfaktoren des unverstimmten und ausgewählter verstimmter Versuchsblisks 1 am Beispiel der Schaufel # 6, 1. Schaufeltorsionsmode, EO 1, 1 Sinuswelle als Verstimmung über den Umfang, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

7.2.3 Einfluss der Dämpfung

Neben der Verringerung und Aufweitung der Resonanzspitzen der Schaufelamplituden infolge zunehmender Dämpfung (siehe Abb. 7.3, Vergleich hierzu auch mit Abschnitt 4.2.1.2 Bestimmung der Schaufeldämpfung auf Seite 49), erfolgt ebenso eine Abnahme der sich maximal einstellenden Lokalisierungsgrade und Modenfülligkeiten (Abb. 7.4).

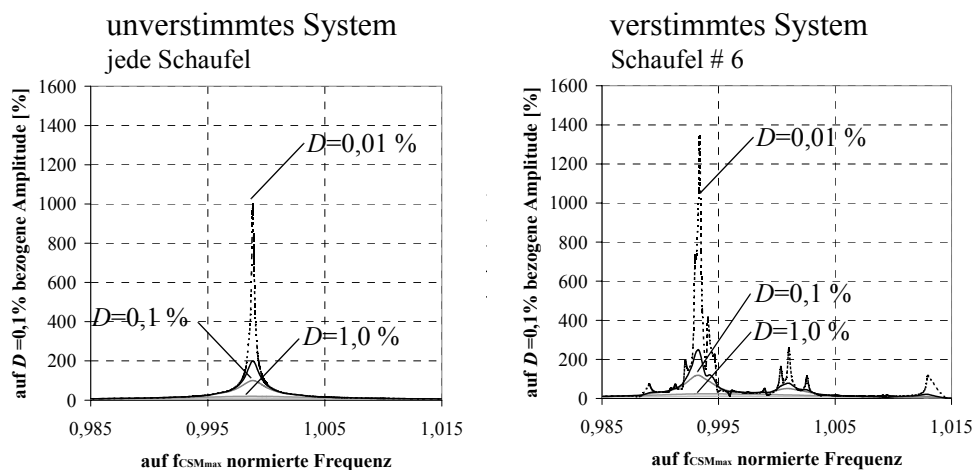


Abb. 7.3: Vergleich axialer Verschiebungsbeträge der unverstimmten (links) und der verstimmten Versuchsblisk 1 (rechts) in Abhängigkeit der modalen Dämpfung am Beispiel der Schaufel # 6, 1. Schaufeltorsionsmode, EO 1; verstimmtes System: Verstimmungsverteilung mit 1 Sinuswelle über den Umfang, $\sigma_{\text{Verstimmung}}=0,68\%$

Bedingt durch die „Glättung“ der individuellen Übertragungsfunktionen der Einzelschaufeln des verstimmt Systems vermindert eine ansteigende Systemdämpfung sowohl die Mode-Lokalisierung als auch die Modenfülligkeiten. Im Gegenzug ist die Abnahme der Dämpfung i. d. R. mit einem Anstieg der Resonanzamplituden und einer Erhöhung des Lokalisierungsgrads sowie mit ansteigender Modenfülligkeit verbunden. Ebenso wird die Ausprägung der lokalen Maxima und Minima der Lokalisierungsgrade in Abhängigkeit des Verstimnungsgrads reduziert (vgl. Abb. 6.8 auf Seite 71 und Abbildungen 7.7 ÷ 7.12 auf Seite 84 ff.). Dementsprechend resultiert eine Erhöhung der Systemverstimmung im Falle gedämpfter erzwungener Schwingungen im Allgemeinen in einem stetigen Anstieg der Mode-Lokalisierung.

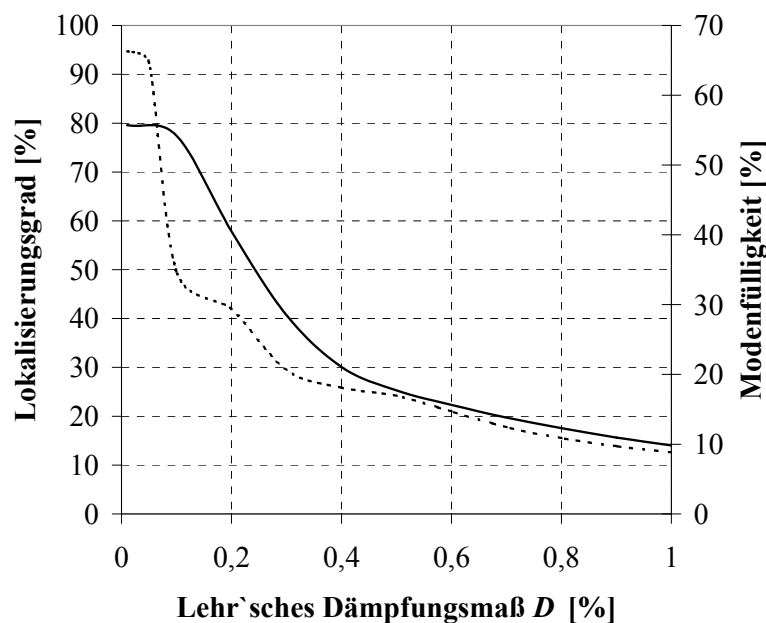


Abb. 7.4: Vergleich der max. Lokalisierungsgrade (—) und max. Modenfülligkeiten (--) der verstimmten Versuchsblisk 1 in Abhängigkeit der modalen Dämpfung, 1. Schaufeltorsionsmode, $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 0,68$ %, EO 1; Verstimnungsverteilung mit 1 Sinuswelle über den Umfang

7.2.4 Einfluss der Scheibensteifigkeit

Ergänzend zu Abschnitt 6.3.2, in welchem der Einfluss der Scheibensteifigkeit auf die Ausprägung der Lokalisierung der Eigenschwingformen betrachtet wurde, sollen nun die Auswirkungen im Falle erzwungener Schwingungen detailliert dargestellt werden.

Wiederum soll hierzu das Elastizitätsmodul des Scheibenabschnittes der Blisk um ± 50 % variiert werden, während die mechanischen Eigenschaften der Schaufeln unverändert beibehalten werden.

Bedingt durch die steifere Lagerung der Schaufeln auf der Scheibe bei zunehmender Scheibensteifigkeit, reduzieren sich i. d. R. die maximalen, absoluten Schaufelamplituden bei Schwingungsanfachung, wobei der Anteil der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk und somit deren mechanische Belastung zunimmt (siehe Abb. 7.5).

Hierbei ist anzumerken, dass sich mit zunehmenden CSM , welche im Falle des unverstimmten Systems durch höhere EO^1 angefacht werden, die relative Abnahme der Schaufelamplituden reduziert.

Ohne die Berücksichtigung des Schaufelverzerungsanteils (→ Abschnitt 6.3.2 auf Seite 69) bestünde, ausschließlich auf dem Vergleich der (axialen) Schaufelamplituden basierend, unter Umständen die Gefahr einer Missinterpretation der Auswirkungen veränderter Scheibensteifigkeiten auf das Schwingverhalten.

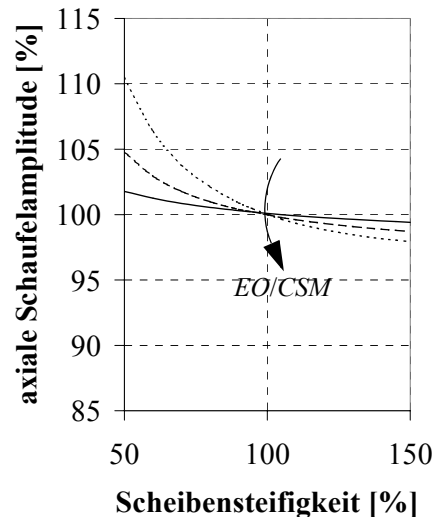


Abb. 7.5: Vergleich der maximalen, axialen Schaufelamplituden für die Versuchsblick 1 in Abhängigkeit der Scheibensteifigkeit, unverstimmtes System, 1. Schaufeltorsionsmoden, $D=0,1\%$ ($Q=500$), $\cdots$ $EO\ 1$, $---$ $EO\ 4$, $-$ $EO\ CSM_{max}$ (12)

Betrachtet man die in Abbildung 7.6 dargestellten Verläufe der Lokalisierungsgrade in Abhängigkeit der Scheibensteifigkeit, so ist zu erkennen, dass im Falle der Versuchsblick 1 eine Erhöhung der Scheibensteifigkeit mit einer stetigen Vergrößerung der maximalen Lokalisierungsgrade hinsichtlich der ersten sowie der zweiten Schaufelbiegemoden verbunden ist, wobei dieses Verhalten im Falle der zweiten Schaufelbiegemoden deutlich ausgeprägter ist.

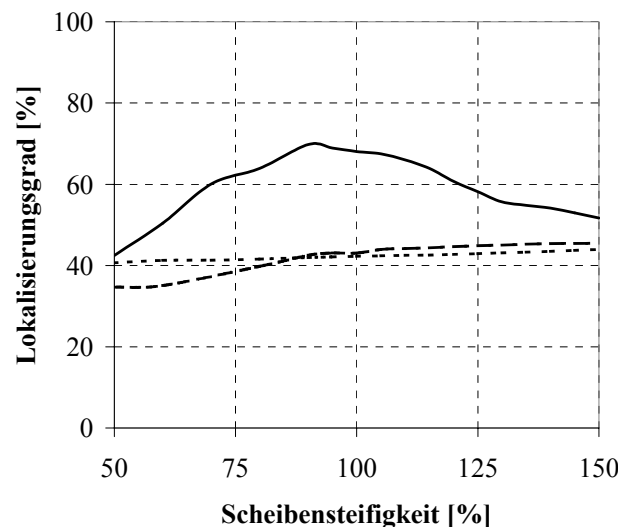


Abb. 7.6: Vergleich der maximalen Lokalisierungsgrade für Versuchsblick 1 in Abhängigkeit der Scheibensteifigkeit, $D=0,1\%$ ($Q=500$), $\sigma_{Verstimmung}=0,68\%$, Mittelung über die drei sinusförmigen Verstimmungsverteilungen sowie $EO\ 1$, $EO\ 4$ und $EO\ CSM_{max}$; $\cdots$ 1. Schaufelbiegemoden, $---$ 2. Schaufelbiegemoden, $-$ 1. Schaufeltorsionsmoden

1. im Bereich $0 \leq EO \leq CSM_{max}$, siehe hierzu auch Abschnitt 3.3.3 auf Seite 24

Im Gegensatz hierzu bilden sich hinsichtlich der ersten Schaufeltorsionsmoden Bereiche minimaler und maximaler Mode-Lokalisierungen aus, welche ebenso während der Analyse der Eigenschwingformen beobachtet werden konnten (siehe Abschnitt 6.3.2 auf Seite 69), wobei insbesondere Scheibensteifigkeiten bis $\sim 60\%$ und ab $\sim 120\%$ hinsichtlich geringer Lokalisierungsgrade vorteilhaft erscheinen.

Generell erscheint jedoch eine möglichst weiche Scheibe in Bezug auf eine Minimierung der Schwingungslokalisierung zielführend, da in diesem Fall Kopplungen zwischen den einzelnen Schaufeln verstärkt werden, wodurch der lokalen Schwingungsbegrenzung entgegengewirkt wird. Eine Optimierung der Scheibensteifigkeit hinsichtlich einer Reduktion der zusätzlichen verstimmungsinduzierten Schaufelbelastung sollte jedoch stets unter Berücksichtigung aller relevanten Schaufelmodedefamilien erfolgen.

7.3 Gegenüberstellung aller 6 Versuchsblisks

Wurden vorstehend die Auswirkungen unterschiedlicher Einflussgrößen (Dämpfung, Scheibensteifigkeit) auf das Schaufelschwingverhalten hinsichtlich Mode-Lokalisierung ausschließlich am Beispiel der Versuchsblisk 1 erläutert, sollen nachfolgend die Konsequenzen, sowohl unterschiedlicher Schaufelverstimmungsverteilungen als auch verschiedener Schwingungsanregungen in Bezug auf sämtliche 6 Versuchsblisks dargestellt werden.

Analog zum Verlauf der Schaufelverstimmungen über die Bliskumfänge wurden diesbezüglich die Erregerordnungen 1, 4 und CSM_{max} zur Schwingungsanfachnung ausgewählt.

7.3.1 Darstellung der maximalen Lokalisierungsgrade und Amplitudenüberhöhungsfaktoren

Die berechneten Verläufe der Lokalisierungsgrade sowie der Amplitudenüberhöhungsfaktoren in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads, der Anzahl der Sinuswellen über den Rotorumfang und der anfachenden Erregerordnung einer jeden Versuchsblisk sind nachfolgend in den Abbildungen 7.7 bis 7.12 gegenübergestellt. Analog zu Abschnitt 6.4.1 sind die entsprechenden Werte der messtechnisch bestimmten Verstimmungsverläufe ergänzt. Als Lehr'sches Dämpfungsmaß wurde ein einheitlicher Wert von $D=0,1\%$ ($Q=500$) für alle Schaufelmoden gewählt.

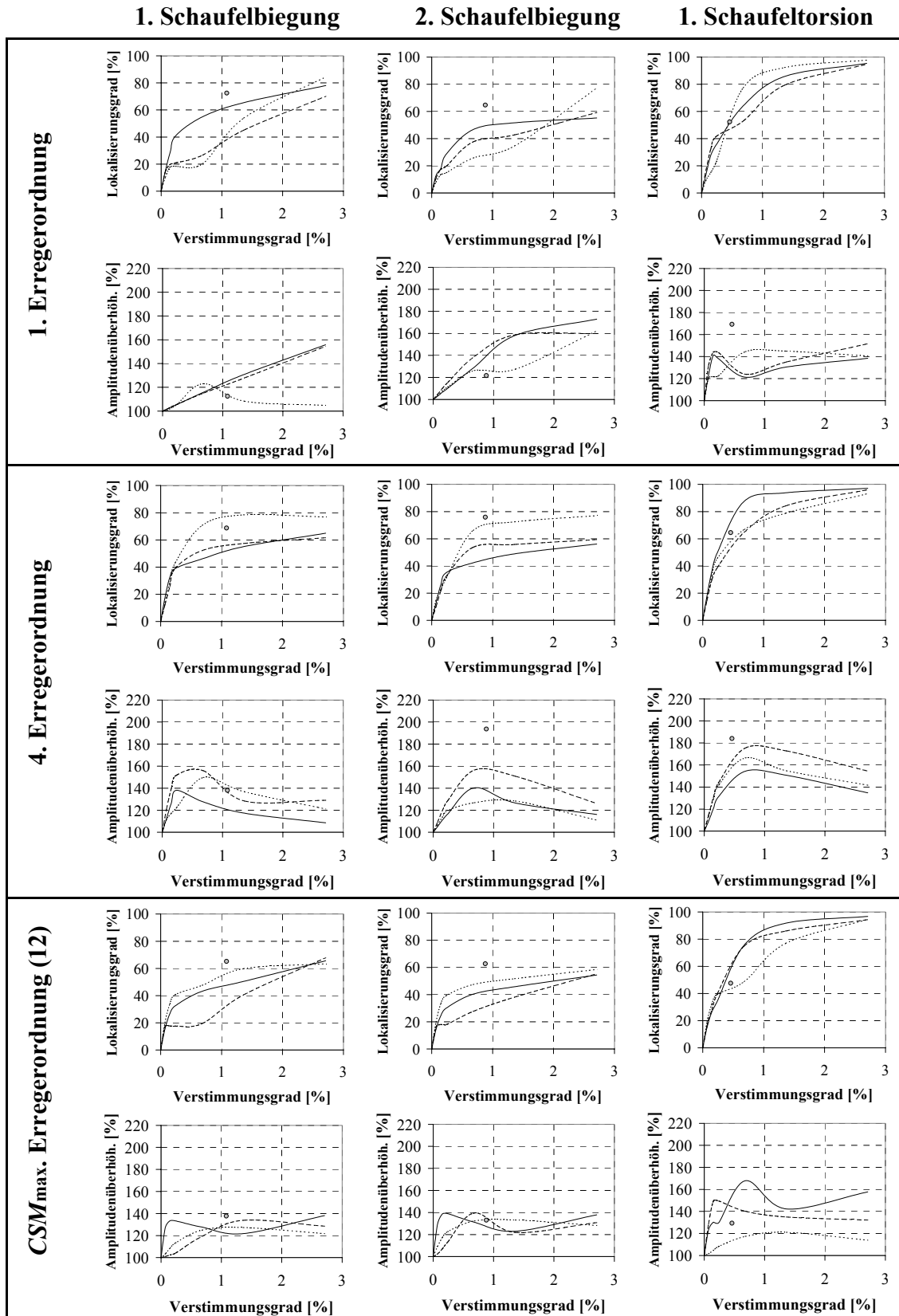


Abb. 7.7: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen für Versuchsblick 1 in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verstimmungsverteilungen über den Umfang:

⋯ 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

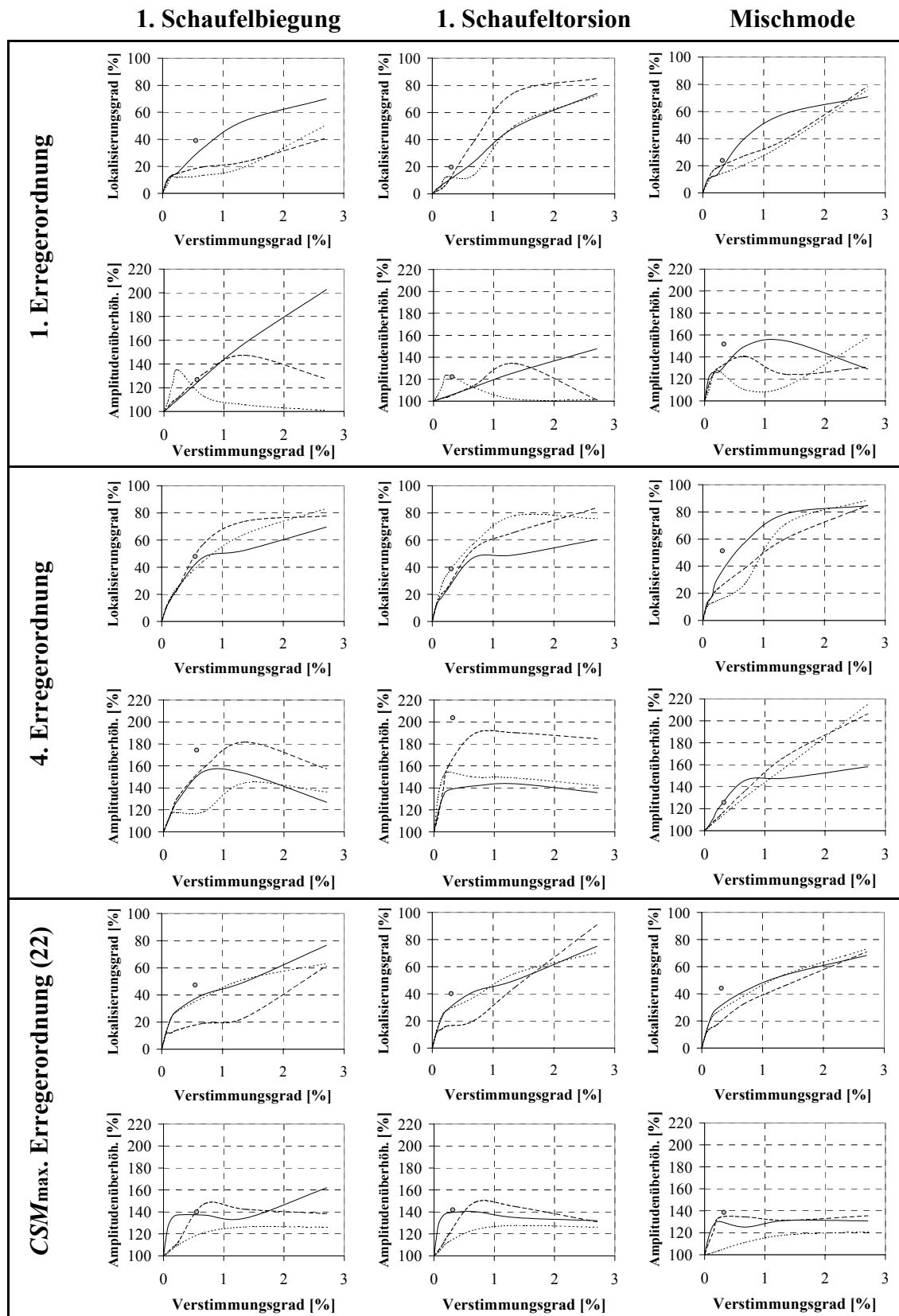


Abb. 7.8: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen für Versuchsblisk 2 in Abhängigkeit des Verformungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verformungsverteilungen über den Umfang:
 ... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

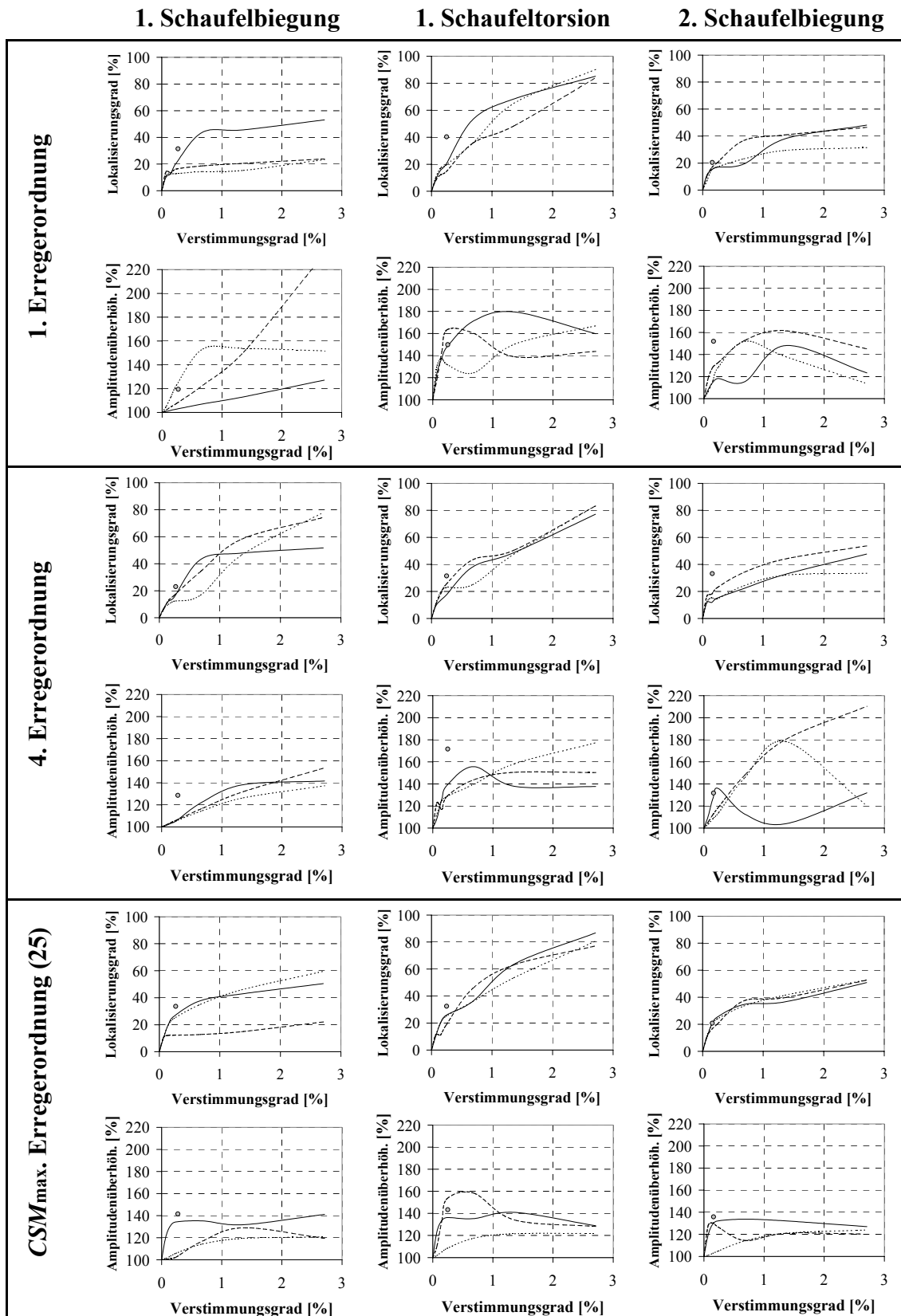


Abb. 7.9: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen für Versuchsblisk 3 in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verstimmungsverteilungen über den Umfang:
 $\cdots$ 1 Sinuswelle, $---$ 4 Sinuswellen, $-$ CSM_{max} Sinuswellen, $\bullet$ realer Verlauf

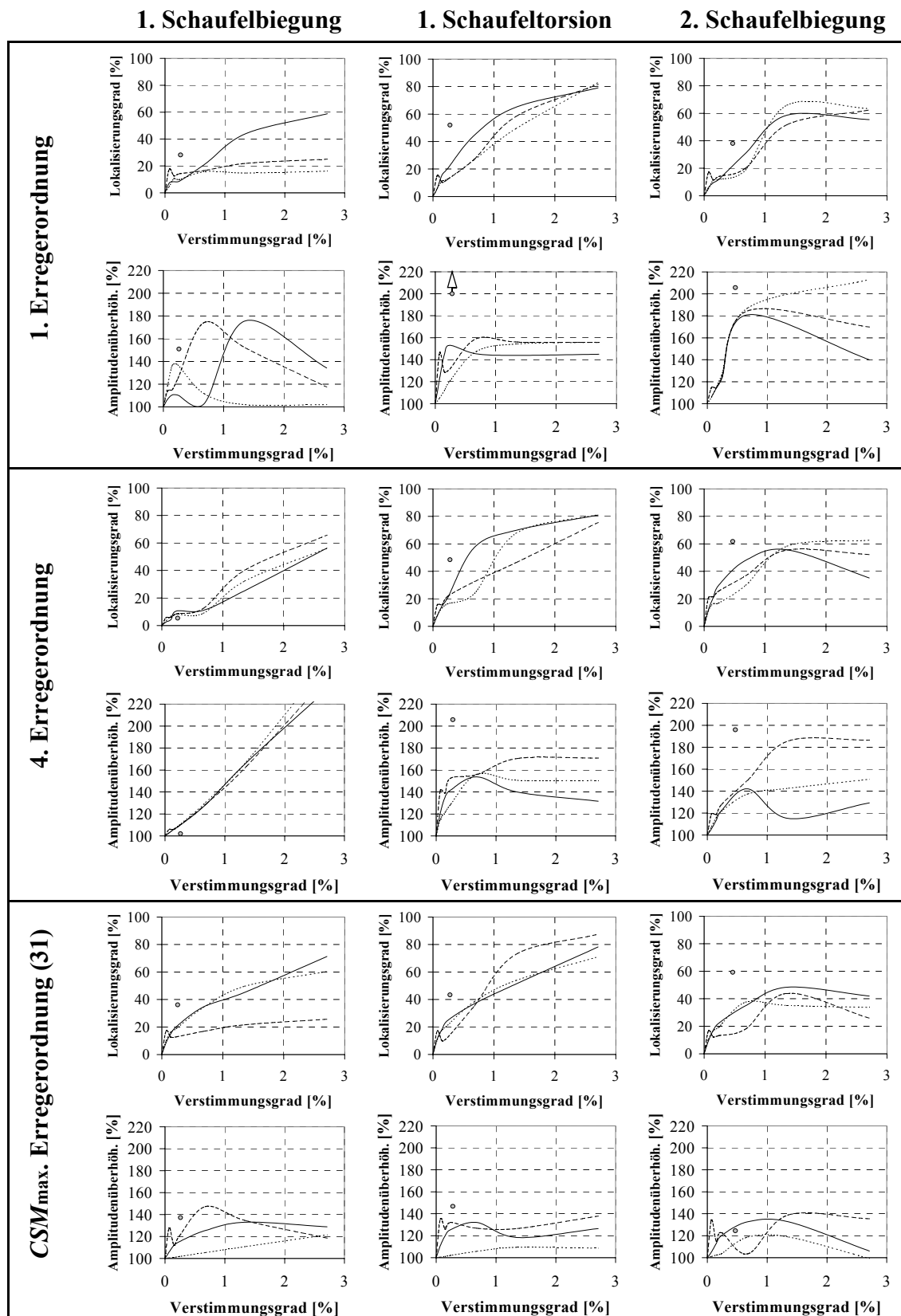


Abb. 7.10: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen für Versuchsblisk 4 in Abhängigkeit des Verformungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verformungsverteilungen über den Umfang:

... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

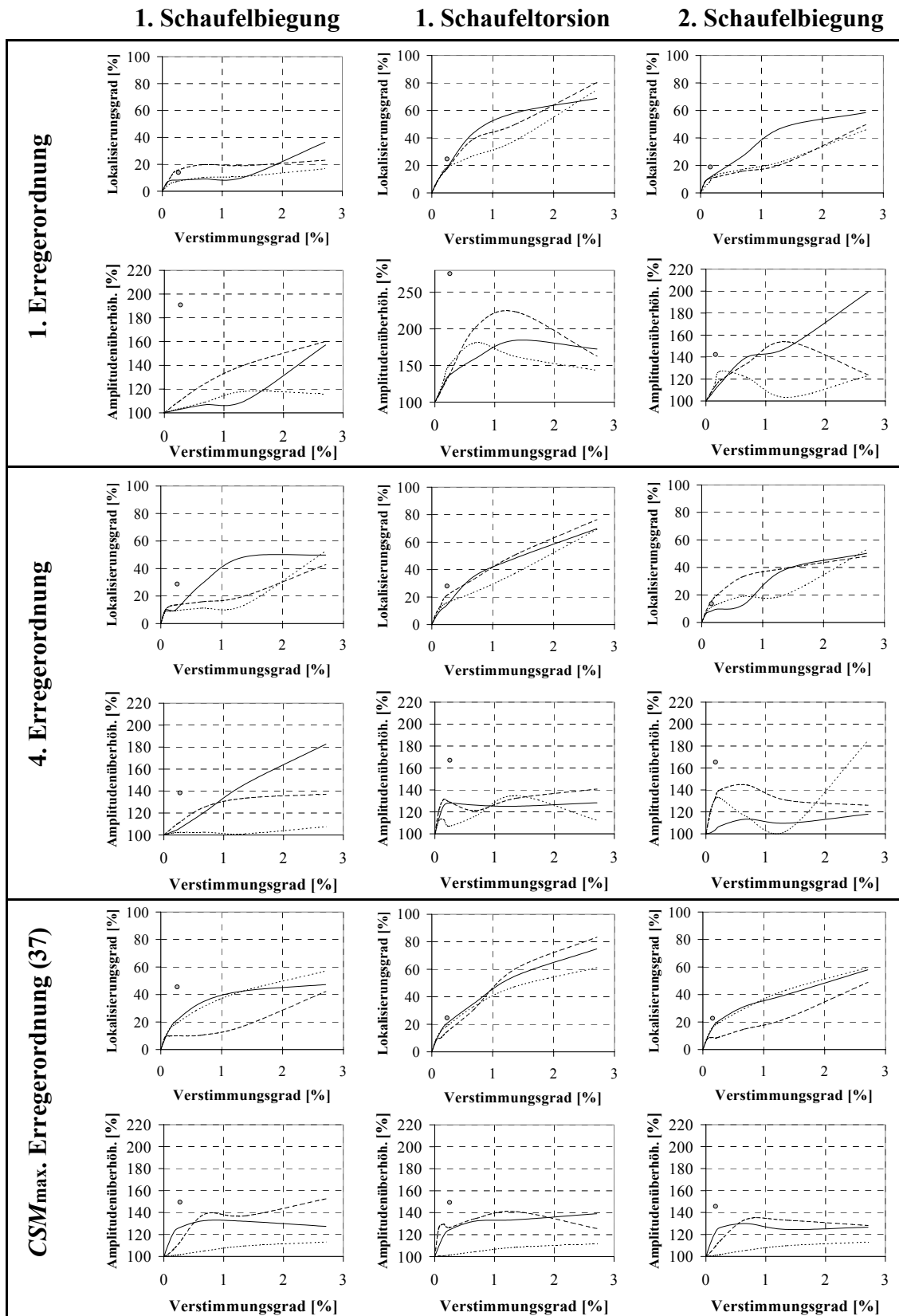


Abb. 7.11: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen für Versuchsblisk 5 in Abhängigkeit des Verstimnungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verstimnungsverteilungen über den Umfang:

... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

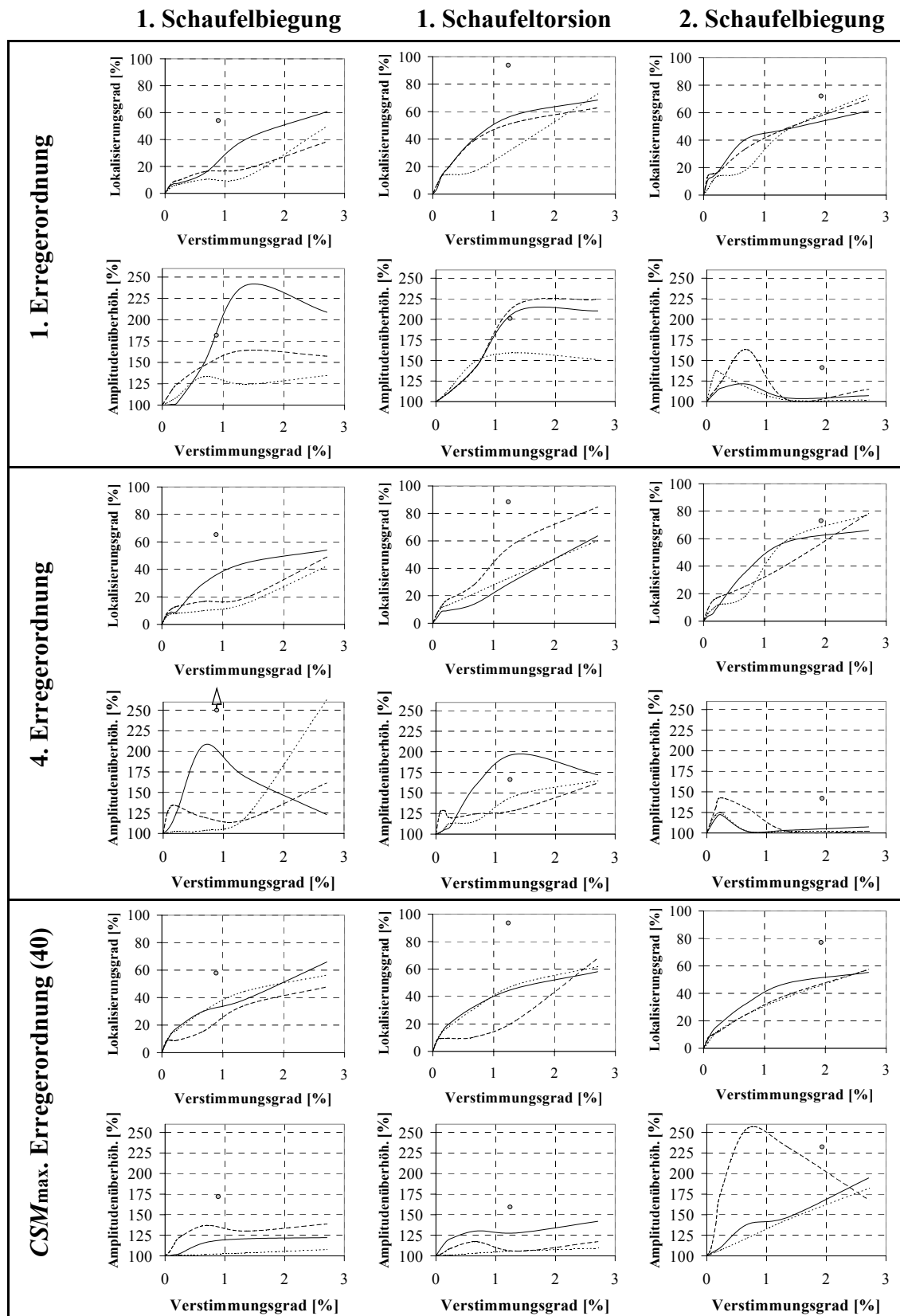


Abb. 7.12: Vergleich maximaler Lokalisierungsgrade und maximaler Amplitudenüberhöhungen Versuchsblisk Rotor 6 in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads, $D=0,1\%$ ($Q=500$), sinusförmige Verstimmungsverteilungen über den Umfang:

... 1 Sinuswelle, --- 4 Sinuswellen, — CSM_{max} Sinuswellen, ● realer Verlauf

7.3.2 Zusammenfassender Vergleich aller 6 Versuchsblisks

Analog zu Kapitel 6.4.2 sollen für die Bewertung der Empfindlichkeit verschiedener Versuchsblisks gegenüber verstimmungsbedingten Mode-Lokalisierungen die über den Bereich $0 \leq \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 2,71 \%$ gemittelten Amplitudenüberhöhungsfaktoren $(U_{vt}/U_{uv})_{\max}$ und $(U_{vt}/U_{uv})_{10\%}$ ergänzend herangezogen werden (Abb. 7.13).

Während die qualitative Ausprägung der zuvor dargestellten Verläufe von Lokalisierungsgraden dieselben charakteristischen Merkmale aufweisen, welche gleichfalls während der Analyse der Eigenschwingformen beobachtet werden konnten, zeigen sich jedoch deutliche Unterschiede sowohl hinsichtlich der Ausprägung der lokalen Extremwerte als auch zwischen den quantitativen Verläufen der einzelnen Erregerordnungen und Schaufelverstimmungsverteilungen.

Hierbei sind sowohl die Werte der auftretenden (lokalen) Maxima der Lokalisierungsgrade und Amplitudenüberhöhungsfaktoren als auch der dazugehörige Grad der Verstimmung selbst von Rotor zu Rotor verschieden.

Einfluss der Dämpfung

Generell ist aufgrund des gewählten Dämpfungswerts von $D=0,1 \%$ ($Q=500$) jedoch eine deutlich reduzierte Ausprägung der lokalen Maxima und Minima zu beobachten, wodurch in der Vielzahl der untersuchten Fälle ein stete, wenngleich auch ungleichmäßige Zunahme der Lokalisierungsgrade bei ansteigender Schaufelverstimmung erfolgt.

Einfluss der Verstimmungsverteilungen

Im Allgemeinen treten im Falle einer Schaufelverstimmung mit $CSM_{\max}$ Sinuswellen über den Rotorumfang die höchsten Amplitudenüberhöhungsfaktoren sowie moderate Lokalisierungsgrade auf. Im Gegensatz hierzu resultieren Schaufelverstimmungsverteilungen mit 4 Sinuswellen über den Rotorumfang in mittleren Amplitudenüberhöhungsfaktoren und den höchsten Lokalisierungsgraden. Schaufelverstimmungsverteilungen mit einer Sinuswelle über den Rotorumfang bedingen hingegen sowohl niedrige Amplitudenüberhöhungsfaktoren als auch die geringsten Lokalisierungsgrade.

Einfluss der Erregerordnungen

Während Anregungen niedriger EO (1 und 4) i. d. R. starke Amplitudenüberhöhungen bewirken, erfahren die Versuchsblisks bei Anfachungen hoher EO ($CSM_{\max}$) die niedrigsten Amplitudenüberhöhungen.

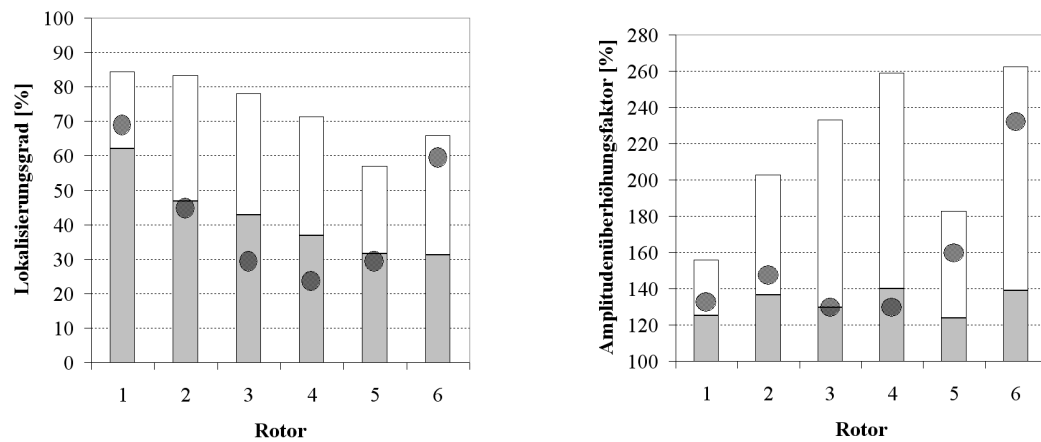
Bedingt durch die hohe Anzahl an $MCSM$, in deren Fourierzerlegung unter anderem die 4. Harmonische signifikant vertreten ist, kann ebendiese Vielzahl von Moden mittels $EO 4$ zu Schwingungen angefacht werden, wodurch im Falle der untersuchten Verstimmungs- und Anregungsvariationen im Allgemeinen die höchsten Lokalisierungsgrade hervorgerufen werden.

Im Kontrast zu höheren $MCSM$, welche eine größere Sensitivität bezüglich Schaufelverstimmungen aufweisen und gemeinhin, entsprechend durch hohe EO ($CSM_{\max}$) angeregt, ausgeprägte Lokalisierungen bewirken, treten im Falle einer Anregung niedriger $MCSM$ durch $EO 1$ vergleichsweise niedrige Lokalisierungsgrade auf.

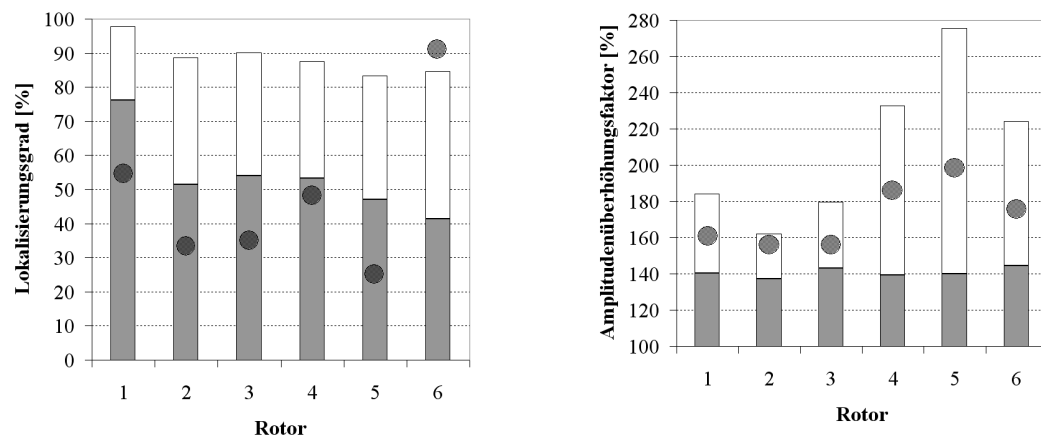
Dies wird sowohl durch den geringen Anteil der ersten Harmonischen in einer Vielzahl von

MCSM als auch durch die verringerte Sensitivität von Moden mit einer niedrigen Anzahl von Knotendurchmesserlinien bezüglich Mode-Lokalisierung hervorgerufen.

1. Schaufelbiegemode



1. Schaufeltorsionsmode



2. Schaufelbiegemode

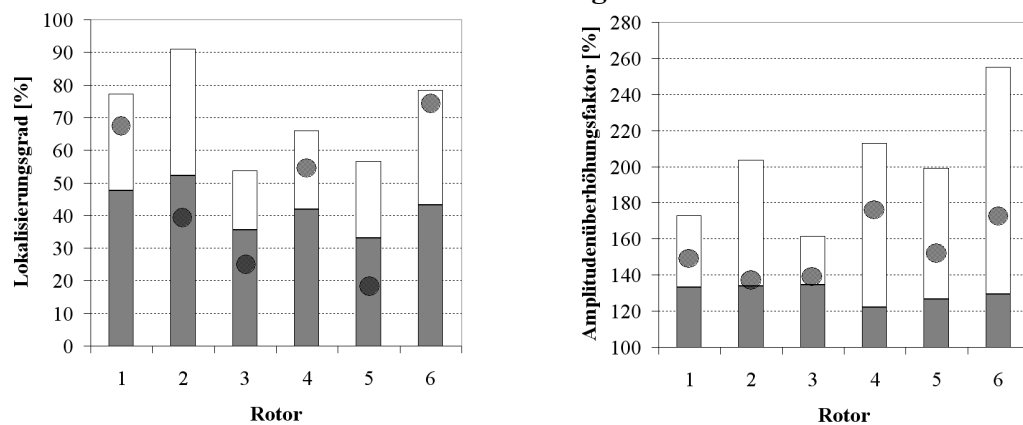


Abb. 7.13: Gegenüberstellung der mittleren (■) und maximalen (□) Lokalisierungsgrade, der mittleren (■) und maximalen (□) Amplitudenüberhöhungsfaktoren sowie der gemittelten Resultate der experimentell bestimmten Verstimmungsverteilungen (●) bei erzwungenen Schwingungen für die ersten drei elementaren Schaufelschwingformen aller 6 Versuchsblisks, $D=0,1\%$ ($Q=500$)

Für weiterführende Untersuchungen sei an dieser Stelle auf Abschnitt 7.5 Probabilistische Verstimnungsuntersuchungen mittels SC80-MISTRES auf Seite 94 verwiesen.

Einfluss des angefachten Schaufelmoden

Liegen die gemittelten Lokalisierungsgrade¹ und ebenso die Amplitudenüberhöhungsfaktoren² beider Schaufelbiegemoden aller Rotoren auf etwa gleichem Niveau, so zeigen Torsionsmoden aufgrund ihrer geringeren Kopplung der Schaufeln durch die Scheibe, in nahezu allen untersuchten Fällen im Vergleich hierzu ausgeprägt höhere Lokalisierungsgrade (im Mittel + 12 %) und Amplitudenüberhöhungsfaktoren (+10 %).

Einfluss der Versuchsbliskgeometrie

Bei der Verwendung einer modalen Dämpfung der Schaufelmoden von $D=0,1\%$ ($Q=500$) stellen sich, in Abhängigkeit des Verstimnungsgrads, Amplitudenüberhöhungsfaktoren im Vergleich zum unverstimmten System im Bereich von $100 \div 276\%$ ein.

Hierbei können die mittleren Amplitudenüberhöhungsfaktoren im Bereich $0 \leq \sigma_{\text{Verstimmung}} \leq 2,71\%$ zwischen 122 % (Versuchsblisk 4, 2. Schaufelbiegemode) und 144 % (Versuchsblisk 6, 1. Schaufeltorsionsmode), die maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren zwischen 156 % (Versuchsblisk 1, 1. Schaufeltorsionsmode) und 276 % (Versuchsblisk 5, 1. Schaufeltorsionsmode) erreichen.

Gleichzeitig weisen die angefachten Schaufelschwingformen im identischen Verstimnungsreich mittlere Lokalisierungsgrade zwischen 31 % (Versuchsblisk 6, 1. Schaufelbiegemode) und 76 % (Versuchsblisk 1, 1. Schaufeltorsionsmode), sowie maximale Lokalisierungsgrade von 54 % (Versuchsblisk 3, 2. Schaufelbiegemode) bis zu 98 % (Versuchsblisk 1, 1. Schaufeltorsionsmode) auf.

In Anbetracht der hohen Lokalisierungsgrade, welche beispielsweise im Falle der Versuchsblisks 1 und 2 beobachtet werden konnten (Abb. 7.13, links), muss diesen sowohl hinsichtlich der Bauteillebensdauer als auch in Bezug auf eine DMS-Instrumentierung besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden.

Weiterhin ist augenscheinlich, dass keine ausgeprägte Korrelation zwischen den Maxima bzw. Minima der auftretenden Lokalisierungsgrade und Amplitudenüberhöhungsfaktoren besteht. Versuchsblisks mit hohen Lokalisierungsgraden können demnach gleichwohl vergleichsweise niedrige Amplitudenüberhöhungsfaktoren aufweisen und umgekehrt (siehe Rotor 5, Abb. 7.13).

7.3.3 Einordnung der experimentell bestimmten Verstimnungsverteilungen

Reale Verstimnungsverteilungen sind aufgrund ihrer speziellen Charakteristik (Überlagerung einer oder mehrerer dominanter Sinusschwingungen und einem Rauschanteil) im Vergleich zu rein sinusförmigen Schaufelverstimnungsverläufen sensitiver bezüglich Mode-Lokalisierungsphänomenen (Siehe ergänzend Abschnitt A-4-2 Abhängigkeit der Amplitudenüberhöhung von der Charakteristik der Schaufelverstimnungsverteilung auf Seite 168).

Hierdurch bedingen die messtechnisch bestimmten Verstimnungsverteilungen im Vergleich zu

1. $\overline{\text{LokaGra}}$, 1. Schaufelbiegung: 41,8 %; 2. Schaufelbiegung: 42,2 %

2. $(\overline{U_{vt}/U_{uv}})_{10\%}$, 1. Schaufelbiegung: 132 %; 2. Schaufelbiegung: 130 %

den künstlichen, rein sinusförmigen Verformungsverteilungen sowohl erhöhte Lokalisierungsgrade (+ ~ 13 %), als auch höhere Amplitudenüberhöhungen (+ ~ 17 %).

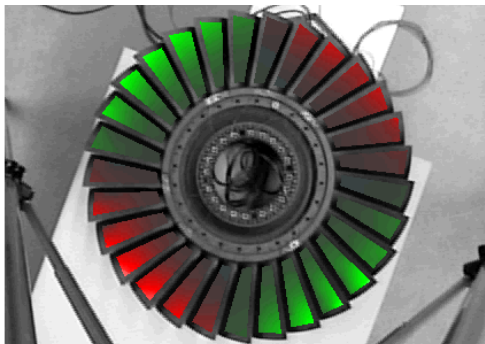
7.4 Vergleichende Untersuchung lokalisierter Blisk-Schwingformen am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 1 mittels Laser-Scan-Verfahren

Unter Verwendung des in Abschnitt 4.2.2 zuvor erläuterten Laser-Scan-Verfahrens sollen nachfolgend am Beispiel des in Kapitel 3 ausführlich beschriebenen E3E-I-HDV-Rotors 1 (29 Schaufeln), die sich einstellenden Schwingformen sichtbar gemacht werden.

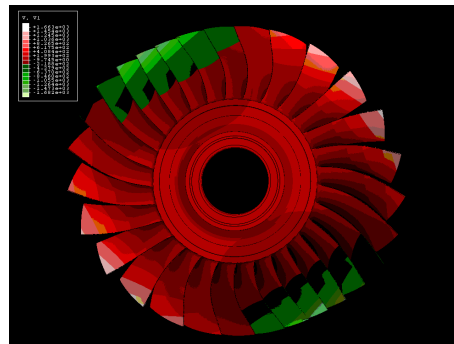
Die Anpassung der FE-Modelle an die messtechnisch ermittelten Schaufelverformungsverteilungen erfolgt mittels Gleichung (3.17). Eine detaillierte Darstellung der Verformungsverteilungen des Bliskrotors findet sich ergänzend in Anlage A-3-1 auf Seite 154. Die Schwingungsanfachung erfolgte sowohl im FE-Modell als auch experimentell durch eine am Scheibenkranz eingeleitete Gleitsinuserregung im betreffenden Frequenzband (siehe Abb. 4.7 auf Seite 51).

Stellvertretend für die Vielzahl auftretender Schaufelschwingformen seien nachfolgend zwei korrespondierende Moden der Laser-Scan- und FE-Resultate der ersten Schaufelbiegung gegenübergestellt (Abb. 7.14).

schwach lokalisierte Schwingform (MCSM 2)

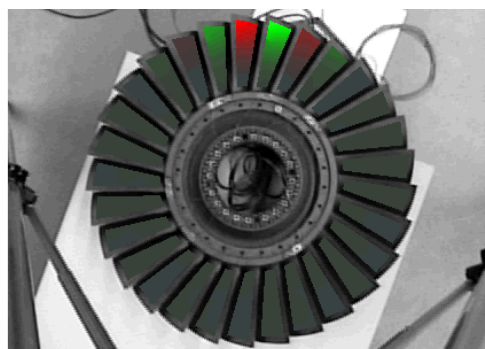


$f_{\text{scan}} = 380,0 \text{ Hz}$, LokaGra = 3,8 %

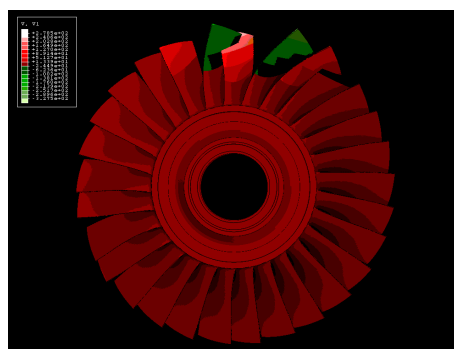


$f_{\text{FE}} = 381,3 \text{ Hz}$, LokaGra = 1,2 %

stark lokalisierte Schwingform



$f_{\text{scan}} = 401,4 \text{ Hz}$, LokaGra = 83,6 %



$f_{\text{FE}} = 401,0 \text{ Hz}$, LokaGra = 54,7 %

Abb. 7.14: Vergleich ausgewählter Schaufelschwingformen des E3E-I-HDV-Rotors 1, 1. Biegemode, Sinus-Erregung; links: Laser-Scan-Verfahren, rechts: angepasstes FE-Vollmodell, Darstellung der Schwinggeschwindigkeiten

Es ist zu bemerken, dass sowohl die numerisch bestimmten Schwingformen als auch die dazugehörigen Resonanzfrequenzen eine sehr gute Übereinstimmung mit den messtechnisch ermittelten Resultaten aufzeigen, was die angewandte Methode zur Bestimmung der individuellen Schaufeleigenfrequenzverteilungen bestätigt.

Wie zuvor in Kapitel 6 erläutert wurde, sind i. d. R. die Mode-Lokalisierungen hoher *MCSM* im Vergleich zu niedrigen *MCSM* deutlich ausgeprägter. Dementsprechend weist auch der in Abbildung 7.14 unten dargestellte, höhere *MCSM* eine intensivere Lokalisierung auf, während der *MCSM* 2 nur schwach lokalisiert (Abb. 7.14, oben). Abweichungen zwischen den berechneten Lokalisierungsgraden des *FE*-Modells und denen der realen Blisk können durch die nicht vollständig zyklisch-symmetrische Abtastung der Schaufelauslenkungen im Falle des Laser-Scan-Verfahrens erklärt werden.

Weitere Abwicklungen der Schaufelschwingformen im Bereich der 1. Biegung, der 2. Biegung und der 1. Schaufeltorsion sowie eine Gegenüberstellung der berechneten und numerisch bestimmten Lokalisierungsgrade aller Schwingformen sind in Anlage ab Seite 155 ff. dargestellt. Die während der experimentellen Untersuchung gewählten Parameter von Messbereich, Frequenzauflösung sowie Fensterfunktion sind in Anlage A-1-3 auf Seite 146 beschrieben.

7.5 Probabilistische Verstimnungsuntersuchungen mittels *SC80-MISTRES*

7.5.1 Vorgehensweise

Aufgrund der Begrenztheit der zur Verfügung stehenden experimentell ermittelten Verstimnungsverteilungen je individueller Bliskkonstruktion stellen alle diesbezüglichen Resultate nur einen kleinen Ausschnitt aus dem Spektrum aller möglichen Ergebnisse dar, welche in der Realität von einer Vielzahl sich überlagernder Fertigungs- und Umwelteinflüsse erzeugt werden können.

Um diese Unzulänglichkeiten geringer Stichprobengrößen ausgleichen zu können, werden in der Regel probabilistische Untersuchungen durchgeführt, bei denen die entsprechenden Schwankungsparameter¹ in realistischen Grenzen zufällig variiert werden.

Somit kann trotz des Verzichts auf ebenso zeit- wie und kostenaufwändige messtechnische Untersuchungen ein repräsentativer Querschnitt des in der Realität möglichen Ergebnisbereichs abgedeckt werden, welcher das individuelle Schwingungsverhalten der Blisk in Abhängigkeit des Verstimnungsgrades bestimmt.

Da die Nutzung eines verstimmtten *FE*-Vollmodells stets an einen hohen Zeitbedarf gekoppelt ist, scheidet dieser Ansatz aufgrund der hohen Anzahl der für eine aussagekräftige Analyse notwendigen Proben aus. Aus diesem Grund soll für die nachfolgenden probabilistischen Untersuchungen ein weiteres Programm eingesetzt werden, welches auf der modalen Kondensation / Reduktion eines *FE*-Sektormodells basiert (*SC03/SC80 MISTRES*²).

1. In diesem Fall die individuelle Verteilung der Schaufeleigenfrequenzen über den Umfang.

Als Generator für die unterschiedlichen Schaufelverstimmvungsverteilungen wurde *Hyperstudy* in der Version 7.0 von Altair herangezogen.

Als Ausgangswert wurde eine Probengröße von $N_{\text{Proben}}=500$ individuellen Latin-Hypercube-Verstimmungsverteilungen¹ ausgewählt. Unter Berücksichtigung der messtechnisch bestimmten Verstimmungsverteilungen wurde der zu untersuchende Wertebereich auf $\sigma_{\text{Verstimmung, min}} = 0 \%$ (unverstimmt System) bis $\sigma_{\text{Verstimmung, max}} = 3 \%$ (stark verstimmtes System) begrenzt.

Nach Abschluss der Probengenerierung werden die Verstimmungsverteilungen mit Hilfe eines auf der Skriptsprache *Python* basierenden Programms auf einen zuvor definierten Wert der Standardabweichung skaliert, welcher in den angegebenen Grenzen stetig erhöht wird².

Aufgrund der zu erwartenden Sensitivität der Blisk-Rotoren gegenüber leichten Schaufelverstimmvungen wird der Anstieg der Standardabweichung der Proben im Bereich $0 \% \leq \sigma_{\text{Verstimmung, n}} \leq 1 \%$ mittels *e*-Funktion³ in stetig zunehmenden Abständen definiert, wohingegen die Standardabweichung im Bereich $1 \% < \sigma_{\text{Verstimmung, n}} \leq 3 \%$ äquidistant erhöht wird⁴. Hierdurch wird die, im Bereich hoher Gradienten notwendige, hohe Populationsdichte erzeugt (siehe Abb. 7.16).

Die skalierten Verstimmungsverteilungen dienen als

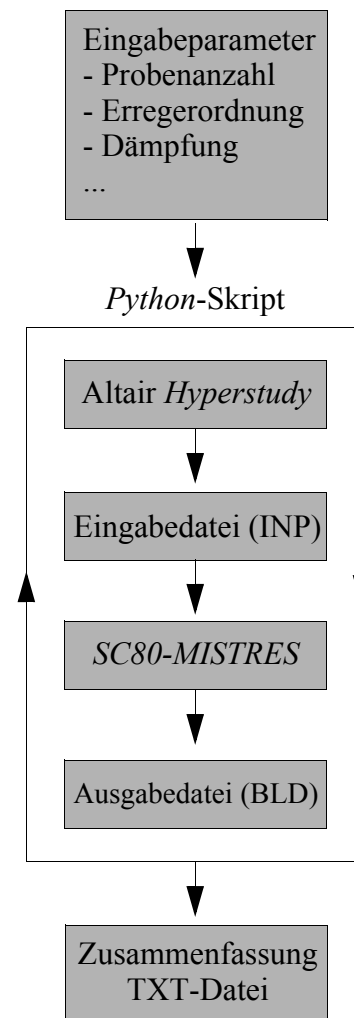


Abb. 7.15: Schematische Darstellung der probabilistischen Verstimmungsuntersuchungen

2. *SC80 MISTRES* wurde am britischen Imperial-College als optionales Programmmodul für das bei Rolls-Royce verwendete *FE*-Programm *SC03* entwickelt. Hierbei wird ein Störmatrixalgorithmus genutzt, um basierend auf einem *FE*-Sektormodell die Schaufelamplituden des verstimmten Systems für definierte Erregerordnungen zu bestimmen. In umfangreichen Vergleichsrechnungen erzwungener Schwingungen verstimmter Blisk-Rotoren zeigte sich eine gute Übereinstimmung mit dem kommerziellen *FE*-Programm *ABAQUS*. Abstriche sind hingegen bei der teilweisen Begrenzung der Ein- und Ausgabegrößen zu machen, so ist beispielsweise ausschließlich die Verwendung eines einzigen Dämpfungswertes für alle Schwingformen möglich. Für weitere Informationen siehe auch E. P. Petrov et. al. [2000, 2002].

1. Latin-Hypercube-Verteilungen zeichnen sich durch eine hohe Probengüte aus, welche durch eine zusätzliche Unterteilung des globalen Parameterwertebereichs in eine Vielzahl äquidistante Abschnitte, aus denen jeweils die identische Anzahl an Einzelparametern mittels Zufallsgenerator extrahiert werden, gewonnen wird.

Für weitere Informationen sei an dieser Stelle auf Altair [2005] verwiesen.

Eingabegrößen für das Rolls-Royce eigene Programmpaket *SC03/SC80 MISTRES*, welches für die Analyse der sich einstellenden Schaufelantworten bei erzwungenen Schwingungen bestimmter Blisks genutzt wird (siehe Abb. 7.15).

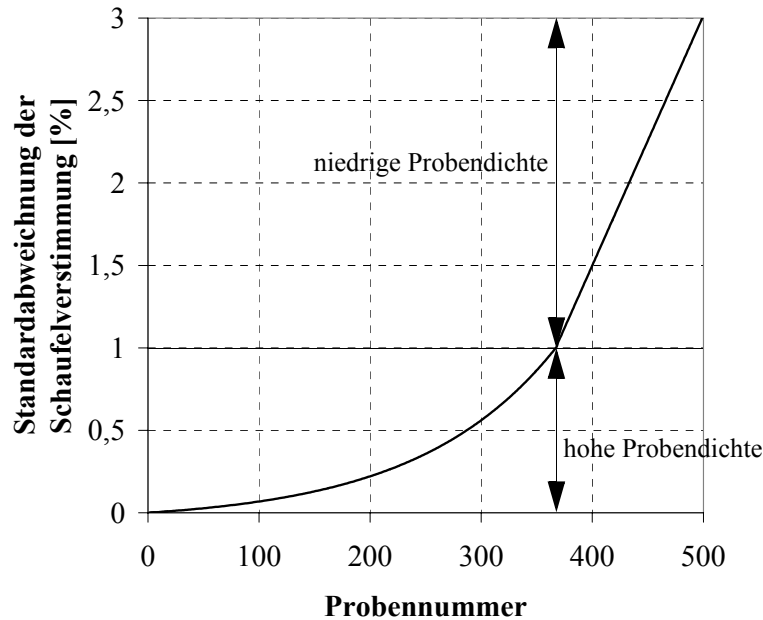


Abb. 7.16: Zusammenhang zwischen Probennummer und zugewiesener Standardabweichung der Schaufelverstimmungsverteilung

Als geeignete Auswertegrößen jeder Einzelrechnung werden die maximalen Schaufelamplituden bezogen auf den unverstimmten Fall $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{\max}$ sowie $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{10\%}$ genutzt.

7.5.2 Abhängigkeit vom Verstimmungsgrad und der Schaufelschwingform

Zunächst soll der Einfluss des Verstimmungsgrads selbst, d.h. die Abweichungen der einzelnen Schaufeleigenfrequenzen von dem idealen Design, welche die Fertigungsgüte widerspiegelt, näher untersucht werden.

Als Grundlage für die nachfolgenden Untersuchungen soll hierbei der Rotor 1 des *E3E-I*-Hochdruckverdichters mit einer einheitlichen Dämpfung von $D=0,1\%$ ($Q=500$) und einer Anfachung durch die 8. Erregerordnung gewählt werden.

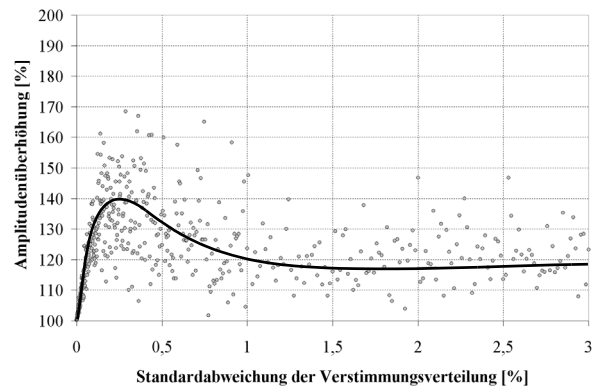
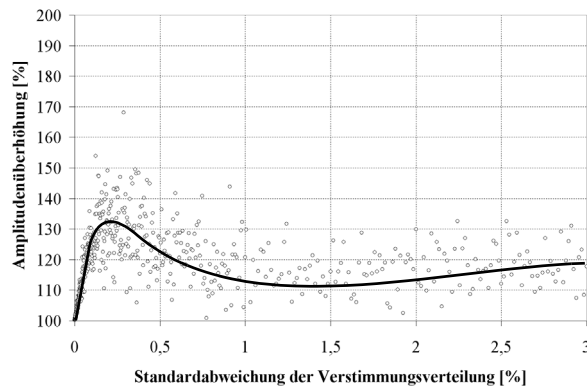
Die resultierenden Punktwolken der probabilistischen Untersuchungen der ersten drei elementaren Schaufelschwingformen sind nachfolgend in Abbildung 7.17 gegenübergestellt.

2. Somit ist jede Einzelprobe durch eine individuelle Schaufelverstimmungsverteilung und einen unterschiedlichen Wert ihrer Standardabweichung gekennzeichnet.

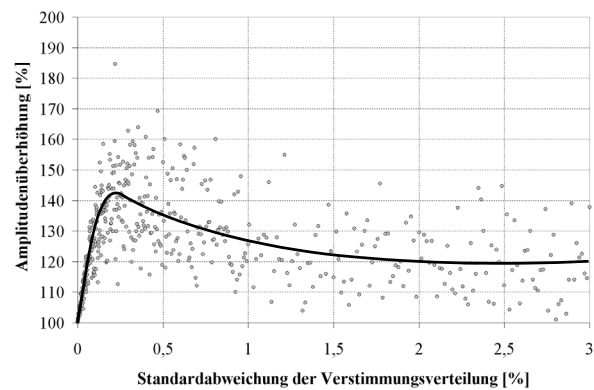
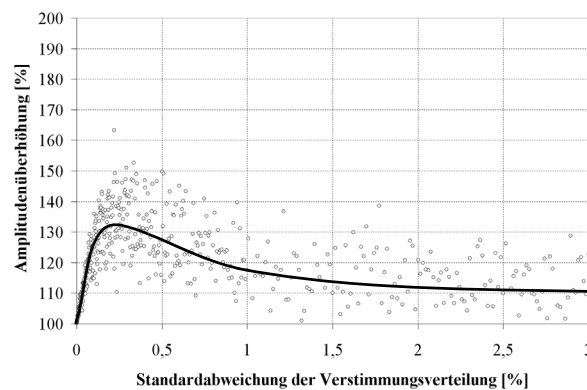
$$3. \quad \sigma_{\text{Verstimmung}, n} = \sigma_{\text{Verstimmung}, \max} \times \frac{1}{1 - e^{-4}} \left(-e^{-4} + \frac{e^{\left(\frac{4}{N_{\text{Proben}}}\right)n}}{e^4} \right) [\%] \text{ für } 0\% \leq \sigma_{\text{Verstimmung}, n} \leq 1\%$$

$$4. \quad \sigma_{\text{Verstimmung}, n} = 1\% + \frac{\sigma_{\text{Verstimmung}, \max} - 1\%}{132} (132 - n) [\%] \text{ für } 1\% < \sigma_{\text{Verstimmung}, n} \leq 3\%$$

1. Schaufelbiegeschwingung, EO 8



1. Schaufeltorsionsschwingung, EO 8



2. Schaufelbiegeschwingung, EO 8

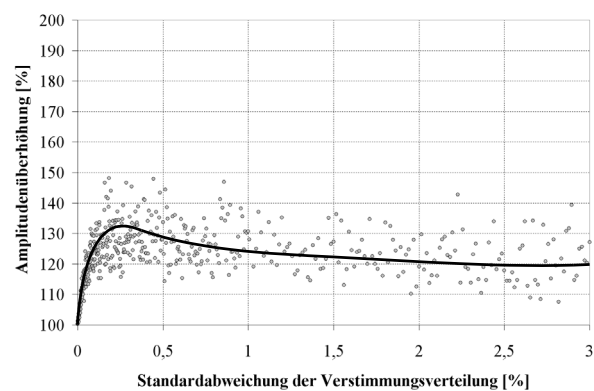
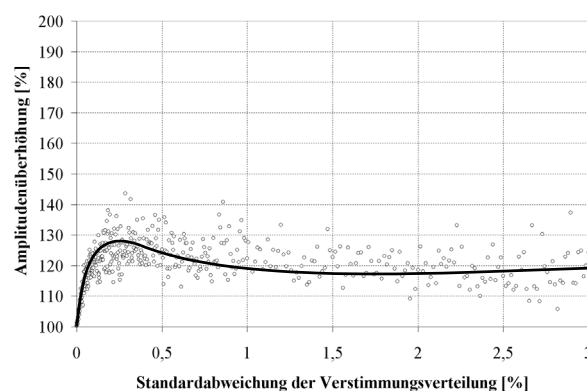


Abb. 7.17: Vergleich der Amplitudenüberhöhungen für verschiedene Schaufelschwingformen in Abhängigkeit vom Verstimmsgrad $\sigma_{\text{Verstimmsverteilung}}$ am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 1, $D=0,1\%$ ($Q=500$), EO 8, links: $(U_{vt}/U_{uv})_{10\%}$, rechts: $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{\max}$

Es stellt sich der für schwach gedämpfte, verstimmsverteilte Systeme charakteristische Kurvenverlauf dar, welcher auch in S. T. Wei [1987b], J. M. Brown [2002] und R. Kielb [2004] beschrieben wird.

Eine mögliche Deutung für dieses Verhalten wird in J. M. Brown [2002] angegeben. Demnach weisen im unverstimmten Fall sämtliche Schaufeln identische Amplituden auf, bedingt durch die gleichmäßige Verteilung der Verzerrungsenergie auf alle Schaufeln.

Mit ansteigender Schaufelverstimmung erfahren die Schaufeln eine teilweise Entkoppelung, wobei die Schaufeln leicht unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweisen. Hierbei stellt sich eine lokale Amplitudenerhöhung einzelner Schaufeln ein, welche durch einen Energieübertrag benachbarter sich nahe der Resonanz befindlicher Schaufeln gekennzeichnet ist (Bereich A/B, Abb. 7.21 auf Seite 102).

Erhöht sich die Schaufelverstimmung weiter, so verringert sich ebenfalls die Wahrscheinlichkeit, dass benachbarte Schaufeln ähnliche Resonanzfrequenzen aufweisen, so dass die Wahrscheinlichkeit eines möglichen Energieübertrags zwischen benachbarten Schaufeln ebenfalls absinkt. Die Erhöhung der Amplituden einzelner Schaufeln in Resonanz kann sich demnach weniger deutlich ausprägen (Bereich C, Abb. 7.21).

Weichen die Schaufeleigenfrequenzen weitaus stärker voneinander ab, so sind diese nahezu vollständig voneinander entkoppelt, was durch einen stetigen Anstieg der Amplituden mit zunehmender Schaufelverstimmung charakterisiert wird (Bereich D, Abb. 7.21).

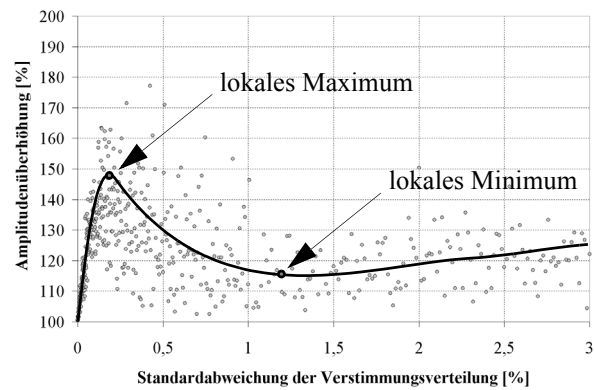
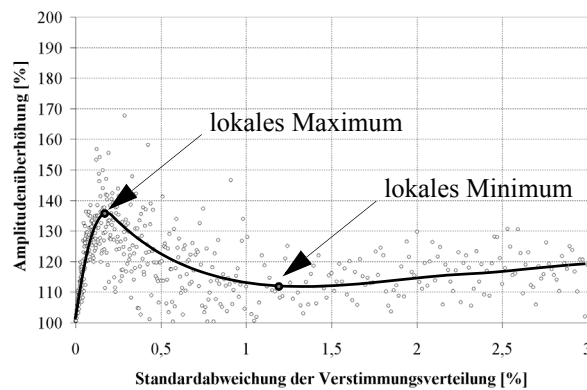
Demnach sind vergleichsweise geringe Verstimmungsgrade schwach gedämpfter Blisks ungleich kritischer zu betrachten als moderate Verstimmungsgrade, was in Bezug auf die Auswahl der anzustrebenden Fertigungstoleranzen einer Blisk als vorteilhaft angesehen werden kann.

7.5.3 Einfluss der Dämpfung

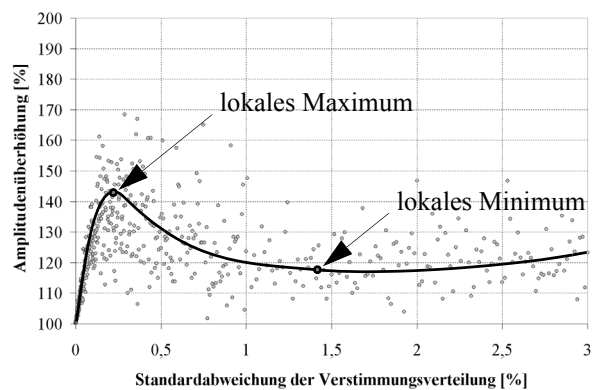
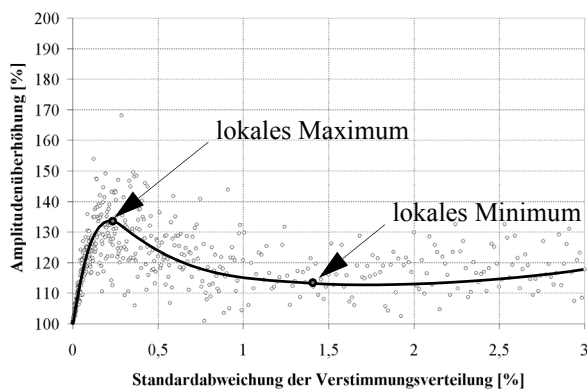
Die Auswirkungen unterschiedlich hoher Dämpfung auf den charakteristischen Verlauf der Amplitudenüberhöhungen in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads ist in Abbildung 7.18 anhand dreier Beispiele dargestellt.

Im Falle abnehmender Dämpfung prägt sich sowohl ein lokales Maximum im Bereich kleiner Verstimmungsgrade als auch ein lokales Minimum bei moderaten Verstimmungsgraden aus, wohingegen diese mit zunehmender Dämpfung zunächst weniger stark ausgebildet werden und im Falle weiter ansteigender Dämpfung auch verloren gehen. Desweiteren ergeben sich im Bereich hoher Verstimmungsgrade bei geringen Dämpfungswerten im Vergleich zu höheren Dämpfungswerten leicht ansteigende Amplitudenüberhöhungsfaktoren.

geringe Dämpfung, $D=0,05\%$ ($Q=1000$)



moderate Dämpfung, $D=0,1\%$ ($Q=500$)



hohe Dämpfung, $D=0,5\%$ ($Q=100$)

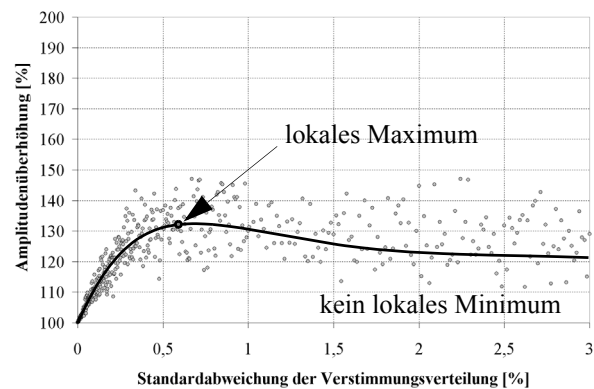
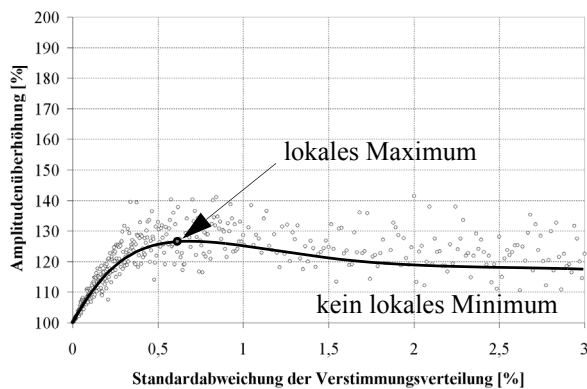


Abb. 7.18: Vergleich der Amplitudenüberhöhungen für die 1. Schaufelbiegeschwingung in Abhängigkeit der Dämpfung am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 1, EO 8, links: $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{10\%}$, rechts: $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{\max}$

7.5.4 Einfluss der Erregerordnung

Im realen Betrieb können die Rotoren in Abhängigkeit der Triebwerksgestaltung stärker oder schwächer durch eine Vielzahl von Drehzahlharmonischen zu Schwingungen angefacht werden.

Desweiteren nimmt durch die stetig fortschreitende Verwendung kleinerer Schaufelseitenverhältnisse die Anzahl anregbarer Schwingformen im Betriebsbereich zu ($\rightarrow$ Anstieg der modalen Dichte), so dass unter ungünstigen Umständen auch mehrere Erregerordnungen gleichzeitig auf eine Blisk einwirken können.

Somit ist es vorteilhaft die Auswirkungen unterschiedlicher Drehzahlharmonischer bei der Anfachung identischer Schaufelmodelfamilien näher zu bestimmen. Zu diesem Zweck wurden die in Abbildung 7.17 dargestellten probabilistischen Berechnungen um sämtliche weiteren Erregerordnungen im Bereich $1 \leq EO \leq CSM_{\max}$ ergänzt (Abb. 7.20).

Hierbei kann unabhängig von der Schaufelschwingform festgestellt werden, dass der Anstieg der Erregerordnungen im Bereich $1 \leq EO \leq 0,7 \times CSM_{\max}^1$ im Allgemeinen mit einem Abfall der maximalen Amplitudenüberhöhungen verbunden ist². Im Bereich $EO \approx 0,7 \times CSM_{\max}^1$ erreichen die maximalen Amplitudenüberhöhungen zunächst ihr Minimum, gefolgt von einem leichten Anstieg bis $EO = CSM_{\max}^1$ (siehe Abb. 7.19).

Das lokale Maximum der Amplitudenüberhöhungen bei niedrigeren Erregerordnungen besitzt im Vergleich zu höheren Erregerordnungen zudem eine deutlichere Ausprägung, wobei eine Verschiebung in Richtung höherer Verstimmungsgrade beobachtet werden kann (Abb. 7.20).

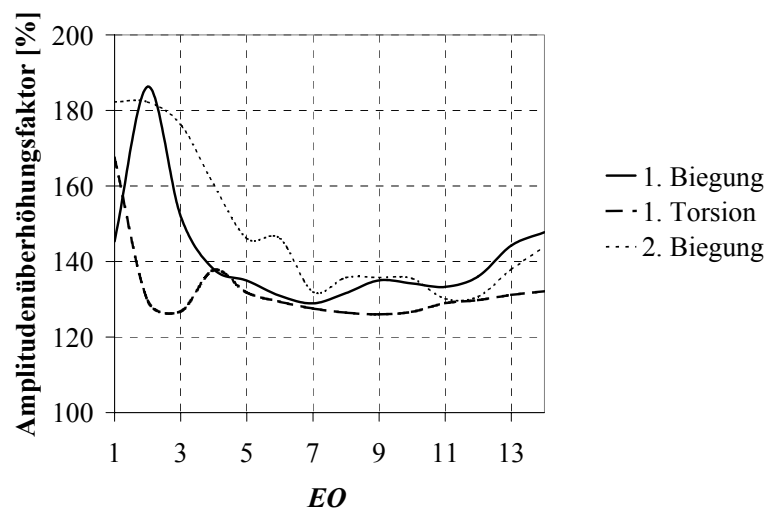


Abb. 7.19: Vergleich der maximalen Amplitudenüberhöhungen für die ersten drei Schaufelschwingmoden in Abhängigkeit der Erregerordnung am Beispiel des E3E-HDV-Rotors 1, $D=0,1\%$ ($Q=500$), $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{10\%}$

Weitere Darstellungen probabilistischer Untersuchungen hinsichtlich des E3E-I-HDV-Rotors 6 finden sich in Abschnitt A-3-6 auf Seite 164 ff.

-
1. respektive einer entsprechenden Alias-EO
 2. Vergleichbare Untersuchungen führte ebenfalls S. Baik et. al. [2005], jedoch am Beispiel eines 24-blättrigen Versuchsrotors, durch, wobei eine Anfachung durch die zweite Erregerordnung in den maximalen Amplitudenüberhöhungen resultierte.

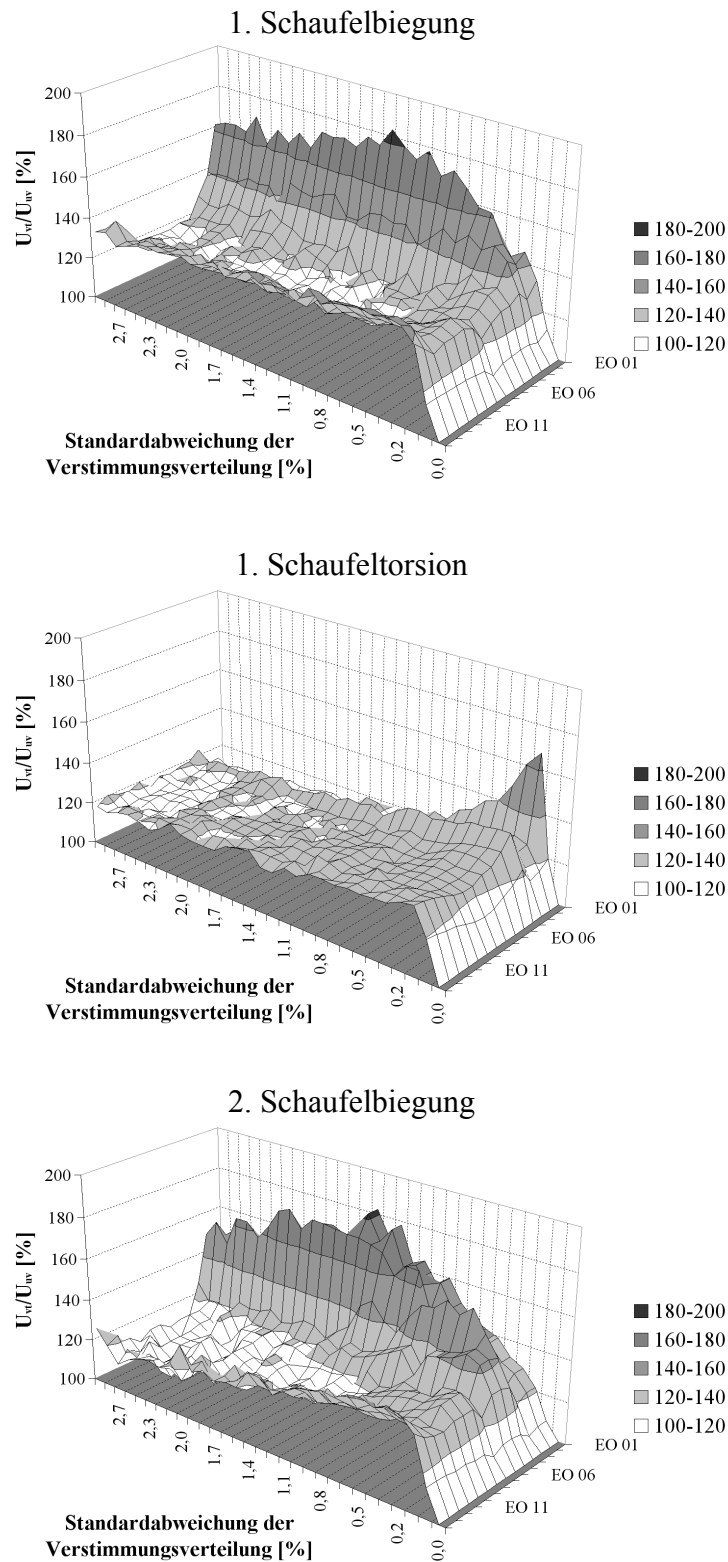


Abb. 7.20: Vergleich der maximalen Amplitudenüberhöhungen für die ersten drei Schaufelschwingmoden in Abhängigkeit der Erregerordnung am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 1, $D=0,1\%$ ($Q=500$), $(\hat{U}_{vt}/\hat{U}_{uv})_{10\%}$, äquidistante Mittelung über die Einzelproben, oben: 1. Schaufelbiegung, mittig: 1. Schaufeltorsion, unten: 2. Schaufelbiegung

7.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Werden verstimzte, leicht gedämpfte Blisks mittels umlaufender Erregung zur Schwingungen angefacht, so bildet sich in Abhängigkeit der Erregerordnung, des angefachten Schaufelmodus und des Verstimzungsgrads ein charakteristischer Kurvenverlauf aus (Abb. 7.21, rechts), welcher i. d. R. bezüglich der Schaufeln mit den höchsten Amplituden, in vier Bereiche untergliedert werden kann:

- A steiler, annähernd linearer Zusammenhang zwischen ansteigender Amplitudenüberhöhung und zunehmendem Verstimzungsgrad der Blisk,
- B Bereich der maximalen Amplitudenüberhöhungen, Ausprägung eines lokalen Maximums,
- C stetiger, leichter Abfall der Amplitudenüberhöhungen bei weiter zunehmendem Verstimzungsgrad, Ausbildung eines lokalen Minimums,
- D weiterer stetiger, leichter Anstieg der Amplitudenüberhöhungen bei zunehmendem Verstimzungsgrad.

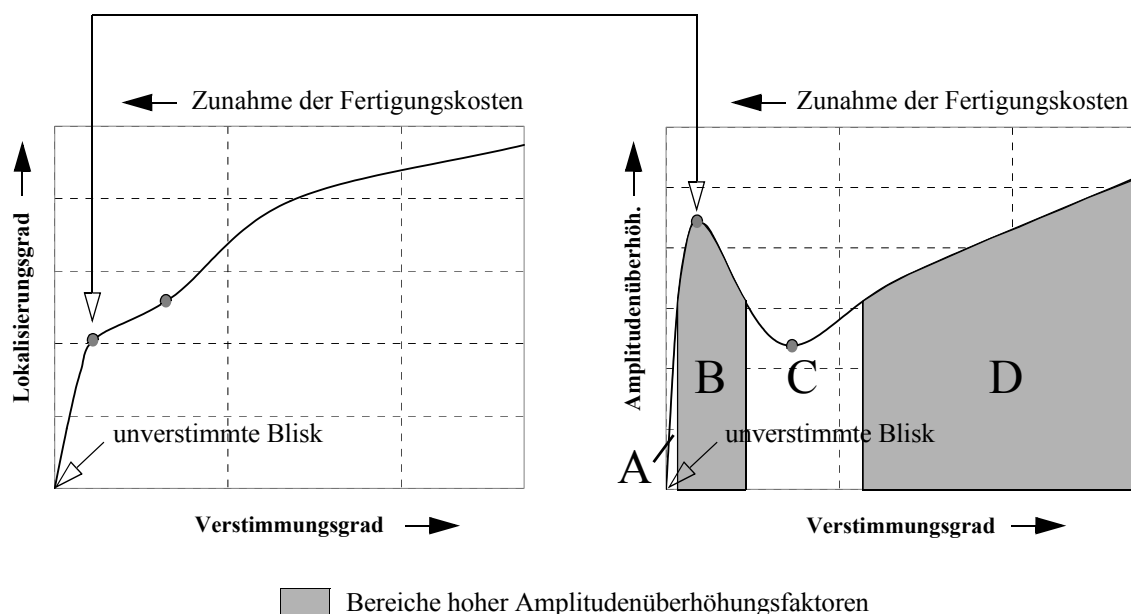


Abb. 7.21: Gegenüberstellung der qualitativen Verläufe des maximalen Lokalisierungsgrads (links) und des maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktors (rechts) in Abhängigkeit des Verstimzungsgrads am Beispiel einer schwach gedämpften Blisk

Stellt man dem Verlauf der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren den entsprechenden charakteristischen Verlauf des maximalen Lokalisierungsgrads gegenüber (Abb. 7.21, links), so lässt sich erkennen, dass im Falle gedämpfter Blisks der Grad der Lokalisierung stetig ansteigt obgleich sich Bereiche absinkender Amplitudenüberhöhungen einstellen (Abb. 7.21, Bereiche B und C). Hierbei nimmt die Isolation der einzelnen Schaufeln voneinander mit größer werden-

dem Verstimmungsgrad zu, wodurch sich der mögliche Energieübertrag zwischen den benachbarten Schaufeln reduziert und dementsprechend ein Abfall der sich einstellenden maximalen Amplitudenüberhöhungen verursacht wird (siehe auch Abschnitt 7.5.2 auf Seite 96).

Vergrößern sich die Abweichungen zwischen den einzelnen Schaufeleigenfrequenzen weiter, reduzieren sich in gleichem Maße die Kopplungen der Schaufeln untereinander, wodurch eine stärker lokalisierte Schwingung von Schaufelpaketen bzw. von einzelnen Schaufeln hervorgerufen wird, welche zunächst durch vergleichsweise geringe Amplitudenüberhöhungsfaktoren, im Bereich höherer Verstimmungsgrade hingegen durch erneut ansteigende Amplitudenüberhöhungsfaktoren gekennzeichnet ist.

Die Größe und Gestalt der in Abbildung 7.21 dargestellten einzelnen Bereiche sowie die Ausprägung der lokalen und globalen Maxima und Minima sind von einer Vielzahl von Faktoren abhängig, welche nachfolgend zusammengefaßt werden:

- **Dämpfung**

→ Mit zunehmender Dämpfung reduziert sich sowohl der Lokalisierungsgrad als auch die Modenfülligkeit. Weiterhin erscheinen die lokalen Maxima und Minima der Amplitudenüberhöhungen in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads als auch die sich einstellenden Amplitudenüberhöhungen selbst weniger ausgeprägt. Im Allgemeinen steigen der Lokalisierungsgrad und die Modenfülligkeit im Falle gedämpfter Systeme mit zunehmendem Verstimmungsgrad stetig an.

- **Schaufelmode**

→ I. d. R. erfahren Schaufeltorsionsmoden, aufgrund ihrer geringeren Kopplung durch die Scheibe, im Vergleich zu Schaufelbiegemoden höhere Lokalisierungsgrade, Modenfülligkeiten sowie Amplitudenüberhöhungen, wodurch ihnen hinsichtlich der Bauteillebensdauer und einer Instrumentierung besondere Aufmerksamkeit entgegengebracht werden sollte.

- **(M)CSM**

→ Bedingt durch ihren höheren Schaufelanteil an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk, weisen höhere *MCSM* im Vergleich zu niedrigeren *MCSM* eine größere Sensitivität bezüglich einer Schaufelverstimmung auf.

- **Charakteristik der Verstimmungsverteilung**

→ Bedingt durch die gleichmäßigere Verteilung der Anregungsenergie über den Umfang der Blisk resultieren rein sinusförmige Schaufelverstimmungsverteilungen gegenüber Schaufelverstimmungsverteilungen mit einem hohen Rauschanteil bei identischer Standardabweichung grundsätzlich in niedrigeren Amplitudenüberhöhungen.

- **Erregerordnung**

→ Im Allgemeinen weisen erzwungene Schwingungen im Bereich $1 \leq EO < 0,7 \times CSM_{\max}^{-1}$, welche durch niedere Erregerordnungen angefaßt werden, im Vergleich zu höheren Drehzahlharmonischen größere Amplitudenüberhöhungsfaktoren aus. Die geringsten Amplitudenüberhöhungen treten im Bereich $EO \approx 0,7 \times CSM_{\max}^{-1}$ auf. Desweiteren gilt: Je kleiner

die Erregerordnung, desto ausgeprägter sind die lokalen Maxima und Minima, welche sich in Abhängigkeit des Verstimmungsgrads ausbilden.

- **Scheibensteifigkeit**

→ Tendenziell ist die Erhöhung der Scheibensteifigkeit neben der Zunahme des Schaufelanteils an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk (→ Reduktion der Kopplung zwischen den Schaufeln), sowohl mit der Steigerung des Lokalisierungsgrads als auch mit einer Vergrößerung der Modenfülligkeit verbunden. Hierbei können sich gleichfalls lokale Maxima als auch Minima in Abhängigkeit der Scheibensteifigkeit ausbilden.

Demnach stellt ein stark gedämpfter, niedriger Biege-*MCSM* einer weichen Bliskkonstruktion, welcher durch $EO \approx 0,7 \times CSM_{\max}^1$ angefacht wird, den günstigsten Fall erzwungener Schwingungen eines verstimmten Rotors dar.

Im Gegensatz hierzu wird im Allgemeinen ein schwach gedämpfter, hoher Torsions-*MCSM* einer steifen verstimmten Bliskkonstruktion, welcher durch eine niedrige EO^1 erregt wird, über weitaus höhere Lokalisierungsgrade sowie Amplitudenüberhöhungen verfügen.

1. respektive einer entsprechenden Alias-*EO*

8 Sondereffekte

8.1 Allgemeine Gesichtspunkte

Neben den zuvor beschriebenen grundlegenden Auswirkungen der Schaufelimperfectionen auf das Schwingverhalten treten noch weitere zu beachtende Effekte während der Fertigungskette von der Einzel-Blisk zum kompletten, instrumentierten Hochdruckverdichterrotor auf, welche nachfolgend gemäß ihrer zeitlichen Abfolge ausführlicher betrachtet werden sollen.

Hierzu zählen neben dem Rundschleifen, der Montage der Einzel-Blisks zum Gesamttrotorverbund, dem Kürzen der instrumentierten Schaufeln auch die Dehnmessstreifen (kurz: *DMS*)-Applikation auf ausgewählten Schaufeln sowie die Unwuchtindizierung durch unterschiedliche Schaufelmassen und aufgeklebte *DMS*.

Die mittels umfangreicher Messreihen für verschiedene Verdichterlaufräder (und entsprechende Schaufelgrößen) experimentell bestimmten Auswirkungen dieser Einzelschritte sollen nachfolgend an ausgewählten Beispielen illustriert werden.

8.2 Einfluss der Schaufelverstimmungen auf die Unwucht der Blisk

Aufgrund der Schwankungen während des Fertigungsprozesses weichen die tatsächlichen Schaufelgeometrien von jenen der Konstruktionszeichnungen ab, was sich neben den vorstehend beschriebenen Auswirkungen auf die Eigenfrequenzen auch in den individuellen Schaufelmassen widerspiegelt. Diese, um den Umfang der Blisk (näherungsweise) gleichmäßig verteilten Massen besitzen somit einen, von dem Anteil der Schaufeln an der Gesamtmasse und der Fertigungsgüte abhängigen, Anteil an der Gesamtunwucht der Blisk.

8.2.1 Modellbildung

Um die Größe dieses schaufelinduzierten Anteils abschätzen zu können, ist es zunächst hilfreich, die reale Bliskgeometrie auf ein vereinfachtes Massenmodell zu reduzieren, welches folgende Annahmen beinhaltet:

- Die Unwucht u des i -ten Blisk-Sektors setzt sich aus dem Schaufelanteil $u_{\text{Schaufel},i}$ und dem Scheibenanteil $u_{\text{Scheibe},i}$ zusammen (siehe Abb. 8.1).

Es gilt somit:

$$u_i = \underbrace{m_{u_{\text{Schaufel},i}} r_{u_{\text{Schaufel}}}}_{u_{\text{Schaufel},i}} + \underbrace{m_{u_{\text{Scheibe},i}} r_{u_{\text{Scheibe}}}}_{u_{\text{Scheibe},i}} \quad (8.1)$$

$m_{u_{\text{Schaufel}}}$	Unwuchtmasse der Einzelschaufel
$m_{u_{\text{Scheibe}}}$	Unwuchtmasse des Scheibenabschnitts
$r_{u_{\text{Schaufel}}}$	Radius des Schaufelunwuchtmassenschwerpunkts
$r_{u_{\text{Scheibe}}}$	Radius des Scheibenunwuchtmassenschwerpunkts

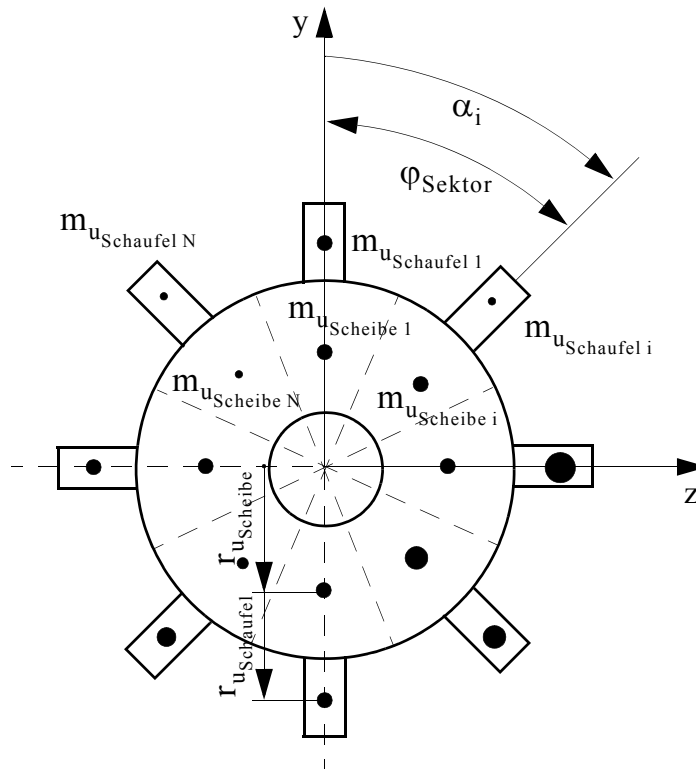


Abb. 8.1: Vereinfachtes Ersatzmodell zur Unwuchtbestimmung

Desweiteren werden folgende Annahmen getroffen:

- Der Anteil des i -ten Scheibensektors an der Bliskunwucht, repräsentiert durch den Massenpunkt $m_{uScheibe,i}$ an der einheitlichen radialen Position $r_{uScheibe}$, soll im Weiteren nicht näher betrachtet werden.
- Die Abweichung der i -ten Schaufelmasse von dem idealen Design wird durch den Massepunkt $m_{uSchaufel,i}$ repräsentiert.
- Die radiale Position der Einzelschaufelunwucht sei für alle Schaufeln konstant: $r_{uSchaufel,i} = r_{uSchaufel} = \text{konstant}$.
- Die Dickenabweichung der Schaufel sei vereinfachend als über die gesamte Schaufeloberfläche konstant angenommen, woraus sich unter der vereinfachten Annahme einer rechteckigen Schaufeloberfläche die radiale Position der Schaufelunwuchten zu $r_{uSchaufel} = r_{1/2\text{Schaufelhöhe}}$ ergibt.
- Desweiteren folgt aus dieser Annahme die Proportionalität von Schaufeleigenfrequenzabweichung und Schaufelmassenabweichung¹. Es gilt: $\Delta f_i \sim \Delta t_i \sim \Delta m_i$. Somit ergibt sich die Unwuchtmasse der i -ten Schaufel basierend auf den drei experimentell ermittelten Schaufelverstimnungsverteilungen zu:

1. Eine ausführliche Herleitung dieses Zusammenhangs ist in Anlage A-4 auf Seite 166 dargestellt.

$$m_{u_{\text{Schaufel},i}} = \overline{\Delta f_i} \cdot m_{\text{Design}}, \quad (8.2)$$

m_{Design} ideale Design-Schaufelmasse

wobei die mittlere relative Schaufeleigenfrequenzabweichung durch

$$\overline{\Delta f_i} = \sum_{\text{Mode}=1}^{\text{Mode}=3} \frac{1}{3} \frac{\Delta f_{\text{Mode},i}}{f_{\text{Mode}}} \quad (8.3)$$

definiert ist.

Die horizontalen und vertikalen Komponenten aller Schaufelunwuchten bezüglich des globalen y-z-Koordinatensystems lassen sich mittels

$$u_{\text{Schaufel},z} = \sum_{i=1}^N m_{u_{\text{Schaufel},i}} r_{u_{\text{Schaufel}}} \cos \alpha_i \quad [\text{g} \times \text{mm}] \quad (8.4)$$

und

$$u_{\text{Schaufel},y} = \sum_{i=1}^N m_{u_{\text{Schaufel},i}} r_{u_{\text{Schaufel}}} \sin \alpha_i \quad [\text{g} \times \text{mm}] \quad (8.5)$$

zusammenfassen.

Der Betrag der schaufelinduzierten Gesamtunwucht ergibt sich aus der geometrischen Addition der beiden Einzelkomponenten:

$$u_{\text{Schaufel}} = \sqrt{u_{\text{Schaufel},y}^2 + u_{\text{Schaufel},z}^2}, \quad (8.6)$$

wobei sich der dazugehörige, resultierende Winkel der Schaufelgesamtunwucht zu

$$\alpha_{u, \text{Schaufel}} = \arctan \left(\frac{u_{\text{Schaufel},z}}{u_{\text{Schaufel},y}} \right) \quad (8.7)$$

bestimmt.

8.2.2 Anwendung am Beispiel aller Versuchsblisks

Die messtechnisch ermittelten Blisk-Gesamtunwuchten und die mittels vereinfachtem Massenmodell berechneten schaufelinduzierten Unwuchten sowie die dazugehörigen resultierenden Winkel, sind in den Abbildungen 8.2 und 8.3 für alle 6 Versuchsblisks gegenübergestellt.

Speziell im Falle der Versuchsblisk 1 mit seiner geringen Anzahl vergleichsweise schwerer Schaufeln ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen beiden Werten (Betrag und Winkel) zu beobachten, woraus sich schließen lässt, dass in diesem speziellen Fall der schaufelinduzierte Betrag einen dominierenden Anteil an der Blisk-Gesamtunwucht besitzt. Mit der Abnahme des Anteils der Schaufelmasse an der Bliskmasse (hintere Hochdruckverdichterroten) sinkt auch der schaufelinduzierte Anteil an der Gesamtunwucht.

Der Vergleich der dazugehörigen resultierenden Winkel lässt, aufgrund der mäßigen Abweichungen jedoch den Schluss zu, dass der scheibeninduzierte Unwuchtanteil einen

ähnlichen qualitativen Verlauf um den Umfang und dementsprechend ebenso einen vergleichbaren resultierenden Winkel wie der schaufelinduzierte Anteil besitzt.

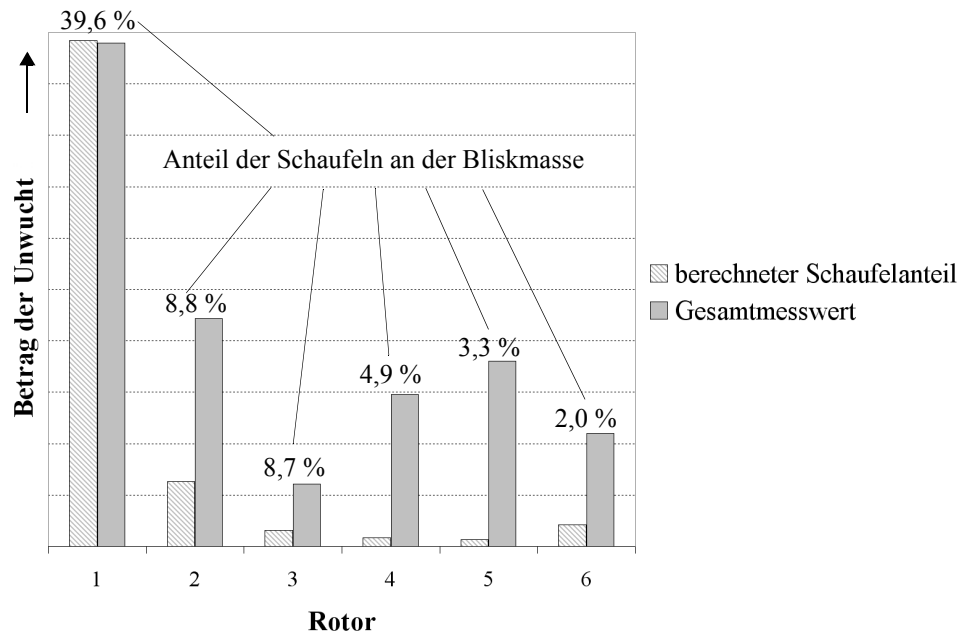


Abb. 8.2: Vergleich von rechnerisch bestimmter Schaufelunwucht und gemessener Gesamtunwucht aller Versuchsblisks

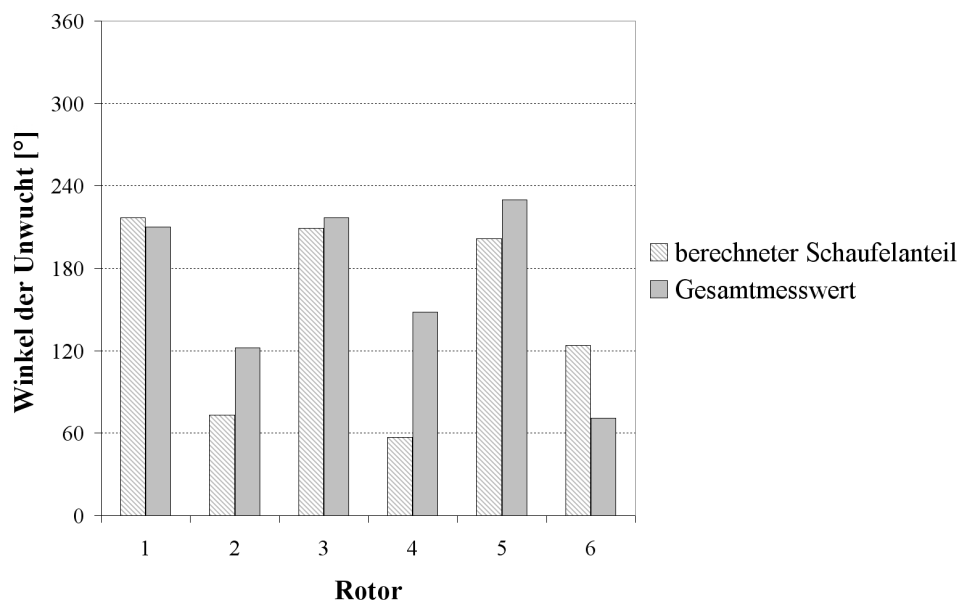


Abb. 8.3: Vergleich der rechnerisch bestimmten resultierenden Winkel der Schaufelunwuchten und des resultierenden Winkels der gemessener Gesamtunwucht aller Versuchsblisks

8.2.3 Schlussfolgerungen

Die vorgestellte vereinfachte Methode zur Bestimmung des Anteils der schaufelinduzierten Unwucht zeigte speziell im Falle der Versuchsblisk 1, hervorgerufen durch den hohen

Schaufelmassenanteil, einen hohen Grad an Übereinstimmung, sowohl den Betrag als auch den resultierenden Winkel der Unwucht betreffend.

Unbefriedigende Übereinstimmung bezüglich des Betrages zeigten sich dagegen für alle weiteren Rotoren, resultierend aus dem abnehmenden Schaufelanteil an der Gesamtmasse und entsprechend an dem Gesamtanteil der Bliskunwucht.

Die berechneten Winkel und experimentell bestimmten Winkel hinterer Rotoren zeigen im Gegensatz hierzu jedoch teilweise gute Übereinstimmungen, so dass in diesen Fällen auf eine qualitative Ähnlichkeit des Verlaufs der anteiligen Schaufelunwucht und der dominierenden Scheibenunwucht geschlossen werden kann.

Somit kann mit Hilfe des vorgestellten, vereinfachten Berechnungsverfahrens geschlussfolgert werden, dass im Falle von Blisks mit hohen Schaufelmassen der schaufelinduzierte Unwuchtanteil die Gesamtunwucht des Rotors dominiert.

8.2.4 Mögliche Verfahren zur Reduktion von Schaufelverstimmung und Blisk-Unwucht

8.2.4.1 Präventivmaßnahmen während der Fertigung

Unter der Annahme, dass der Werkzeugverschleiß einen dominierenden Faktor für die ungleichmäßigen Schaufelmassen (und der dazugehörigen individuellen Schaufel-eigenfrequenzen) darstellt, ergeben sich zwei Möglichkeiten zur Minimierung des schaufelinduzierten Unwuchtanteils der Blisk:

Neben der offensichtlichen Möglichkeit einer Verringerung der Fertigungstoleranzen¹, welche im direkten Konflikt mit den Fertigungskosten steht, wird an dieser Stelle, unter der Annahme eines annähernd identischen Werkzeugverschleißes und annähernd gleichen Materialabtrags nach jedem Werkzeugwechsel, ein zyklisch-symmetrischer Werkzeugwechsel um den Blisk-Umfang empfohlen (siehe Abb. 8.4).

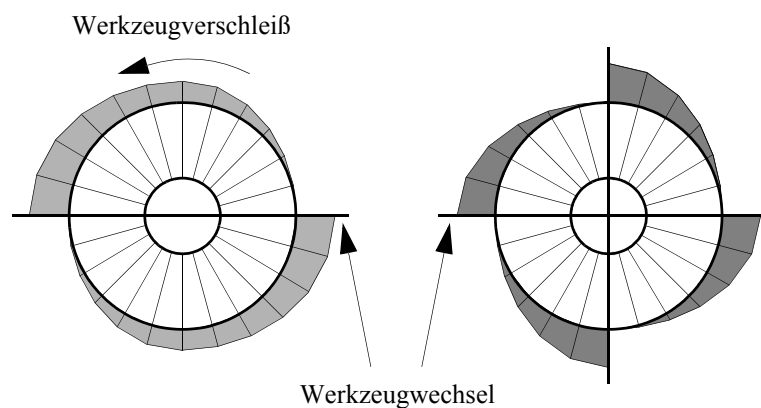


Abb. 8.4: Schematische Darstellung einer für die Blisk-Gesamtunwucht günstigen Schaufelmassenverteilung basierend auf einem zyklisch-symmetrischen Werkzeugwechsel über den Umfang

1. definiert durch den Verstimnungsgrad der Blisk

Durch die hieraus resultierende, ebenfalls (annähernd) zyklisch symmetrische, Unwuchtverteilung der Schaufeln, folgt im günstigsten Fall eine vollständige Aufhebung der entsprechenden Unwuchtkomponenten. Dieses ist im Besonderen für die vorderen Hochdruckverdichterroten mit einer geringen Anzahl massiver Schaufeln erstrebenswert, da in diesem Fall der schaufelinduzierte Unwuchtanteil überwiegt.

8.2.4.2 Korrekturmaßnahmen im Anschluss der Fertigung

Für die Reduktion unzulässig hoher Unwuchtbeträge im Nachgang der Fertigung bzw. nach der Montage der Einzelrotoren zu einer Rotortrommel stehen drei verschiedene Methoden zur Verfügung:

- Hinzufügen von zusätzlichem Material mit einem Versatz von 180° bezüglich der resultierenden Unwucht mittels Auftragschweißen (siehe G. Kappmeyer [2004]),
- Entfernen überschüssigen Materials mittels Fräsen (siehe hierzu auch B. M. Davis [2001]) oder
- Abtragen überschüssigen Materials an der Schaufeloberfläche mittels individuellem Ätzverfahren nach B. M. Davis et. al. [2004].

Da bei dem letztgenannten Verfahren die Schaufelmassen über den Umfang der Blisk angeglichen werden, reduziert sich unter der Annahme einer gleichmäßigen Dickenabweichung über die Schaufeloberfläche vor dem Ätzen und einem gleichmäßigen Materialabtrag durch das Ätzen selbst, ebenfalls die Frequenzabweichungen der Einzelschaufel untereinander, was den Verstimnungsgrad der Blisk reduziert und die Möglichkeit einer Verringerung der Schaufelamplituden bei Schwingungsanfachung schafft¹.

8.3 Einfluss des Rundschleifens der Rotoren

Der aerodynamische Wirkungsgrad eines Verdichters wird in großem Maße von den Spaltverlusten zwischen den umlaufenden Schaufeln und dem begrenzenden Zwischengehäuse (eng.: intermediate casing, *IMC*) mitbestimmt. Allgemein gilt: Je größer der vorhandene Spalt, um so größer ist die Verlustströmung und um so geringer der Verdichterwirkungsgrad. Dies gilt umso mehr für moderne Flugantriebe, bei denen das Verhältnis von Schaufelhöhe zu Schaufelbreite stetig reduziert wird.

Aufgrund der, besonders während des instationären Betriebs auftretenden, unterschiedlichen thermischen Ausdehnung von Rotor und Gehäuse und der damit verbundenen Gefahr des Schaufelanstreichens, kann die Spaltgröße nicht beliebig reduziert werden. Jedoch können durch das Rotorrundschleifverfahren (siehe Abschnitt 2.2.4 Oberflächenbehandlung/Feinbearbeitungsverfahren auf Seite 6) die Schaufeln radial so abgeschliffen werden, dass

1. Aufgrund des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Verstimnungsgrad und Schaufelamplitudenüberhöhung ist unter Umständen ebenfalls eine Erhöhung der Schaufelamplituden möglich. Vergleiche hierzu auch Abbildung 7.21 auf Seite 111.

sämtliche Schaufeln später im Gehäuse verbaut den identischen, kleinstmöglichen Spalt erzeugen. Je nach Exzentrizität des Rotors werden hierbei die Schaufeln unterschiedlich stark gekürzt, was eine Erhöhung ihrer Eigenfrequenzen bedingt. Einen Überblick über die gemittelten, von der Schaufelgangshöhe abhängigen Erhöhungen der Schaufeleigenfrequenzen aufgrund des Rundschleifens bietet Abbildung 8.5. Hierbei ist zu erkennen, dass abnehmende Schaufelhöhen mit zunehmenden Frequenzanstiegen verbunden sind, da die, auf die Ausgangshöhe bezogene Schaufelkürzung im Falle hinterer Rotoren größer ist. Das vorhandene, relative Übermaß an Schaufelhöhe nach dem Fräsprozess ist in diesen Fällen größer.

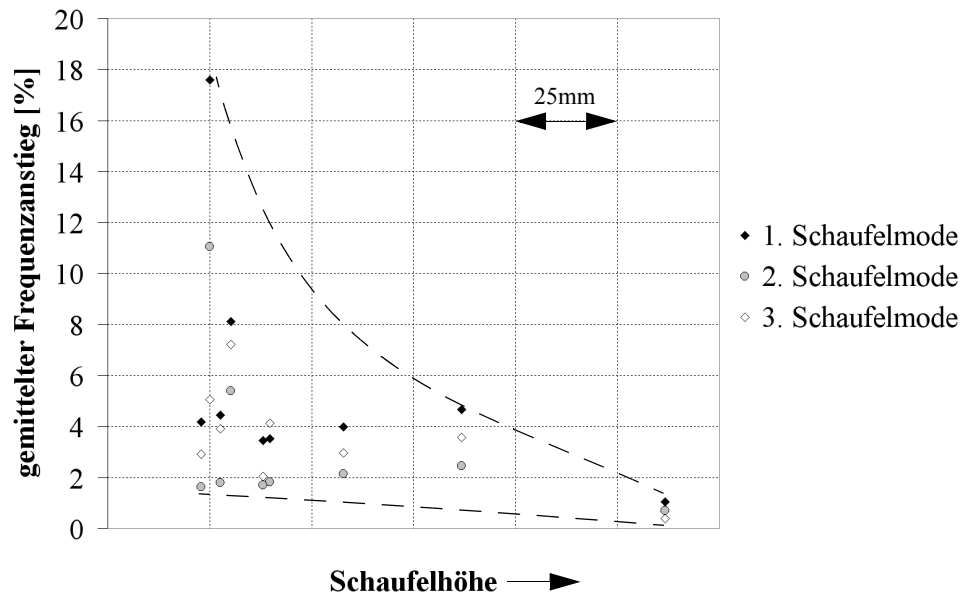


Abb. 8.5: Vergleich des messtechnisch ermittelten, gemittelten Schaufeleigenfrequenzanstiegs [%] verschiedener HDV-Rotoren nach dem Rotorrundschleifen

8.4 Einfluss der Schaufelkürzung auf zu instrumentierende Schaufeln

Die Aufklebung eines DMS (und der dazugehörigen Verkabelung) erhöht die Gesamtmasse des Schaufel-Klebstoff-DMS-Verbundes und folglich auch die bei Rotation wirkenden Fliehkräfte auf die Schaufel (siehe hierzu auch ergänzend Abschnitt 8.5.8 Unwuchtindizierung aufgrund DMS-Applikation auf Seite 126). Hierdurch erhöht sich, in Abhängigkeit der Position und der Orientierung des DMS auf der Schaufel und der Schaufelgeometrie selbst, die radiale Auslenkung, was unter ungünstigen Umständen zu einem Anstreifen der Schaufeln am Gehäuse und einer daraus resultierenden Beschädigung von Schaufeln und DMS führen kann¹. Um diesem entgegenzuwirken, werden im Allgemeinen vorbeugend die zu instrumentierenden Schaufeln radial um einige wenige Zehntel Millimeter gekürzt, was zu einem zusätzlichen Anstieg der Schaufeleigenfrequenzen führt (Abb. 8.6). Hierbei ist zu bemerken, dass sich der relative Frequenzanstieg in einem schmalen Band zwischen $\sim 0,8 \div 1,4$ % befindet, woraus sich

1. Für einen tieferen Einblick in diese Problematik sei an dieser Stelle exemplarisch J. Ahrens [2003] empfohlen.

schließen läßt, dass Schaufeln mit einer größeren Höhe (vordere Rotoren) im Vergleich zu Schaufeln mit geringerer Höhe (hintere Rotoren) eine stärkere absolute Kürzung erfahren.

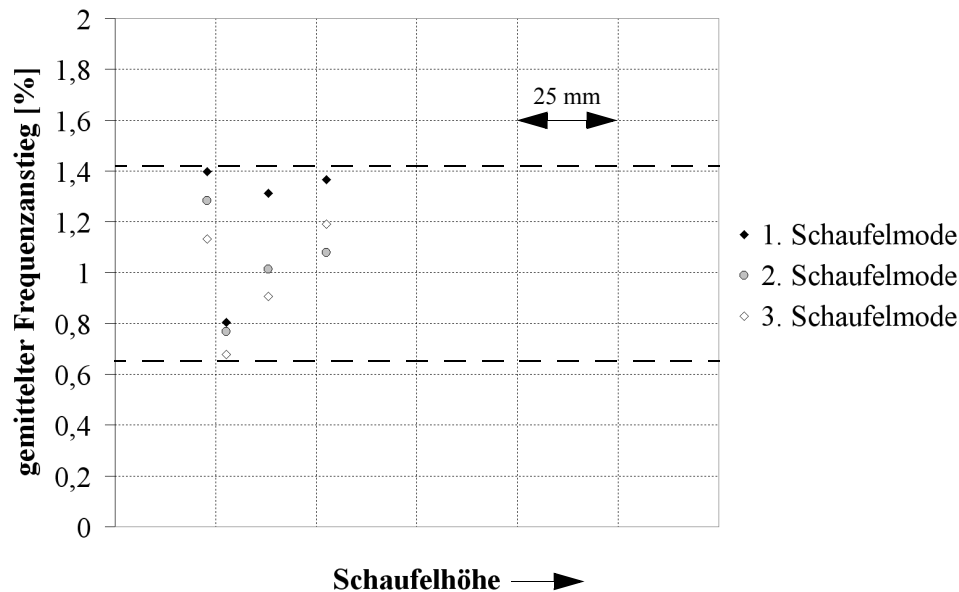


Abb. 8.6: Vergleich des messtechnisch ermittelten, gemittelten Schaufeleigenfrequenzanstiegs [%] verschiedener HDV-Rotoren aufgrund der Schaufelhöhenkürzung ($\sim 0,1$ mm) in Abhängigkeit der Schaufelausgangshöhe

8.5 Einfluss der Dehnmessstreifenapplikation

8.5.1 Allgemeines

Obwohl die numerische Vorhersage der zu erwartenden Schaufelschwingungen während des Betriebs mit der Zeit stetig verbessert wurde, sind die real herrschenden Bedingungen unter allen möglichen Kombinationen verschiedener Einstellparameter nur schwer abzuschätzen. Zudem sind die rechnerischen Resultate stets von den vorgegebenen Randbedingungen abhängig und stellen somit in der Regel eine Vereinfachung der Wirklichkeit dar.

Um diese Unzulänglichkeiten abzufangen (bzw. ebenfalls um die Simulationsergebnisse zu verifizieren), werden zur Zeit zwei Methoden, teils auch parallel, eingesetzt, um die auftretenden Schaufelschwingungen zu quantifizieren. Hierzu zählen die berührungslose Schaufelschwingungsmessung (eng.: tip-timing)¹ und die Applikation von DMS auf ausgewählte Schaufeln^{2 3} (siehe Abb. 8.7).

Aufgrund der begrenzten Anzahl von Übertragungskanälen des erforderlichen Transponders,

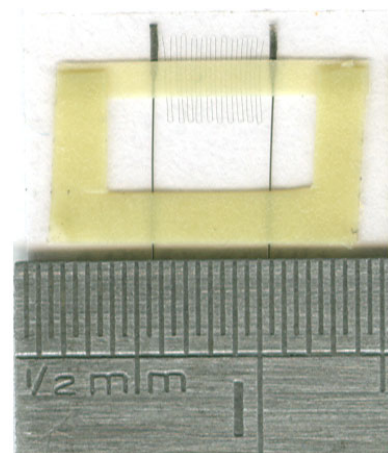


Abb. 8.7: Rolls-Royce-Freigitter-DMS, Typ EIG 26849 (B)

welcher die *DMS*-Signale von der rotierenden Welle zum stationären Auswertesystem überträgt, ist die Gesamtanzahl der applizierbaren *DMS*¹ meist stark eingeschränkt. Die Störung der Ringraumströmung² aufgrund der Aufklebung der *DMS* auf die Schaufeloberfläche trägt ebenso dazu bei, dass im Allgemeinen die Anzahl der *DMS* je Laufrad auf $6 \div 9$ begrenzt wird. Hierbei werden in der Regel mindestens zwei *DMS* je zu überwachender Schaufelschwingform appliziert.

8.5.2 *DMS*-Typen

Bei der Auswahl geeigneter *DMS*-Varianten zur Instrumentierung von Hochdruckverdichterschaukeln müssen neben der vorhandenen Schaufelgröße selbst auch die während des Betriebs zu erwartenden Temperaturen berücksichtigt werden. Grundsätzlich wird zwischen zwei Typen unterschieden:

8.5.2.1 Folien-*DMS*

Das Messgitter ist in einer 0,025 mm starken Polyimide-Folie eingebettet, welche eine einfachere Applikation ermöglicht sowie vor Verschmutzungen, Beschädigungen und Fingerschweiß schützt. Der *DMS* und die an ihn angeschlossenen Kabel werden mit Hilfe eines Epoxidharzes auf der Schaufel befestigt (siehe Abb. 8.8, links). Durch die geringe Temperaturfestigkeit des Epoxidharzes wird der Einsatzbereich auf $-75\text{ °C} \div +175\text{ °C}$ begrenzt, was die Anwendung auf vordere Verdichterrotoren mit einem geringeren Temperaturniveau einengt. Während der Testläufe eventuell auftretende Pumpstöße, bei denen die verdichtete, heiße Luft zurückströmt, führen in der Regel zur Zerstörung aufgebrachter Folien-*DMS*.

-
1. Hierbei dienen die, an verschiedenen Gehäusepunkten gemessenen Laufzeitunterschiede der Oberkante schwingender Schaufeln auf dem drehenden Rotor als Basis für die Bestimmung der Auslenkungen aller Schaufeln. Durch die Verwendung mehrerer, in axialer Richtung verteilter Sensoren können zusätzlich die verschiedenen Schaufelmoden voneinander unterschieden werden. Für vertiefende Informationen sei an dieser Stelle auf S. Heath [1996, 2000], I. B. Carrington [2001], K. R. Grant [2002] und G. Dimitriadis [2002] verwiesen.
 2. Das aus feinen Metalldrähten bestehende Messgitter des Dehnmessstreifens wird in einem Trägerwerkstoff eingebettet und auf dem Prüfkörper aufgeklebt. Aufgrund der Klebung erfährt das Messgitter (nahezu) die gleichen Dehnungen wie die Probekörperoberfläche selbst. Fließt nun ein Strom durch die gedehnten *DMS*, so ändert sich der elektrische Widerstand des Drahtes in Abhängigkeit seiner Dehnrate. Ist das Verhältnis von Dehnrate und Widerstandsänderung bekannt, so kann die Dehnung des Probekörpers an der instrumentierten Stelle bestimmt werden.
 3. Häufig werden auch *DMS* auf der Rotorscheibe selbst platziert, um auch Scheibenschwingungen während des Testbetriebs überwachen zu können.
 1. und der gleichzeitig übertragbaren *DMS*-Datenkanäle
 2. Die durch die Verengung des Ringraums ausgebildete Störung der Strömung klingt stromabwärts nur langsam ab. Aufgrund dessen ist eine weitere *DMS*-Applikation im Nachlauf einer mit *DMS* instrumentierten Schaufel unvorteilhaft.

8.5.2.2 Freigitter-DMS

Im Gegensatz zu den Folien-DMS ist das Messgitter hierbei durch keine Trägerfolie fixiert. Da als Befestigungsmaterial hochtemperaturfester keramischer Zement auf Siliziumcarbid-Basis (Typ *P354*¹) verwendet wird, beträgt die empfohlene Einsatztemperaturgrenze 800°C (kurzzeitig auch 1000°C), wodurch auch die hinteren Verdichterrotoren, bei denen ein deutlich höheres Temperaturniveau² herrscht, sicher überwacht werden können (siehe Abb. 8.8, rechts)³. Aufgrund dessen werden im Allgemeinen Hochtemperatur-DMS den Folien-DMS vorgezogen.

Insgesamt werden 5 dünne Einzelschichten des keramischen Zementklebstoffs aufgetragen - die ersten beiden Schichten isolieren das Messgitter vom leitenden Metall, die mittlere Schicht bettet das Messgitter und die angeschlossenen Kabel ein, Schicht 4 und 5 schützen vor äußeren Einflüssen und Verunreinigungen. Abschließend wird eine zusätzliche grüne Lackschicht aufgetragen, welche Wasser und Schweiß abweisen soll.

Aufgrund der zum Aushärten des keramischen Zementklebers notwendigen Wärmebehandlung (30 Minuten zu 400°C je Schicht), sind die typischen Anlassfarben des Titans nach erfolgter HT-DMS-Instrumentierung deutlich erkennbar (siehe Abb. 8.8).

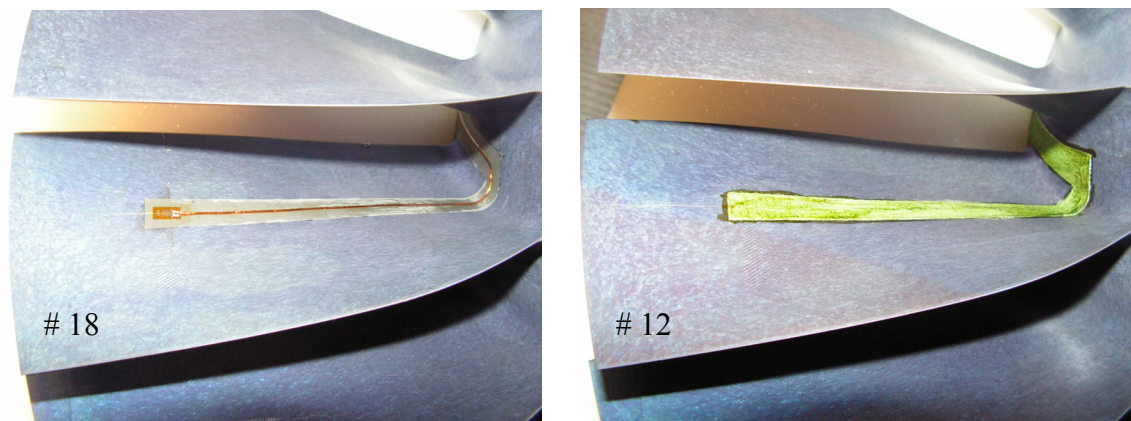


Abb. 8.8: Applikation eines Folien-DMS (links) und eines Hochtemperatur-Freigitter-DMS (rechts) am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 1, Optimierung der DMS-Position und -Orientierung hinsichtlich des zweiten Schaufelbiegemodes

Ein Vergleich der technischen Daten der beiden DMS-Typen, welche bei der Instrumentierung der E3E-I-HDV-Rotoren 1 und 6 verwendet wurden, findet sich in Anlage A-1-1 auf Seite 145. Für weitere Informationen sei auf BLH [2004] und Rolls-Royce [2004] verwiesen.

1. Nachteiligerweise sind trotz der jahrelangen Verwendung die mechanischen Eigenschaften des verwendeten keramischen Klebstoffes weitgehend unbekannt. Die Resultate der Bestimmung des E-Moduls mittels FE-Modellanpassung sind in Anlage A-1-1 auf Seite 145 angegeben.
2. Der Anstieg der Lufttemperatur in modernen Hochdruckverdichtern beträgt in Abhängigkeit des Betriebszustandes etwa 25 ÷ 50 K je Rotor bzw. Stator.
3. Eine übliche Bezeichnung für Freigitter-DMS mit keramischer Trägerschicht ist ebenfalls Hochtemperatur-DMS, kurz HT-DMS.

8.5.3 Einfluss der notwendigen Wärmebehandlung bei der Applikation von Freigitter-DMS

Werden die Eigenfrequenzen der uninstrumentierten Schaufeln vor und nach der DMS-Instrumentierung gegenübergestellt, so ist ein annähernd konstanter Frequenzanstieg aller Schaufeln einer Blisk, bedingt durch das Erhitzen während des Aushärteprozesses erkennbar. Bedingt durch die leichten Gefügeveränderungen vergrößert sich das Elastizitätsmodul der verwendeten Titanlegierung geringfügig, welches eine Versteifung der Blisk hervorruft. Der experimentell ermittelte, relative Frequenzanstieg nimmt hierbei leicht mit zunehmender Schaufelhöhe ab - die absolute Änderung der Eigenfrequenzen ist demnach von den Schaufeldimensionen (Verdichtertorotor) und dem Schaufelmode¹ abhängig (Abb. 8.9). Lässt man den zusätzlichen Frequenzanstieg der instrumentierten Schaufeln außer Acht, so kann eine weitere Vergrößerung der Schaufelverstimmung und der damit verbundenen höheren Mode-Lokalisierung aufgrund der annähernd gleichmäßigen Erhöhung aller Schaufeleigenfrequenzen ausgeschlossen werden.

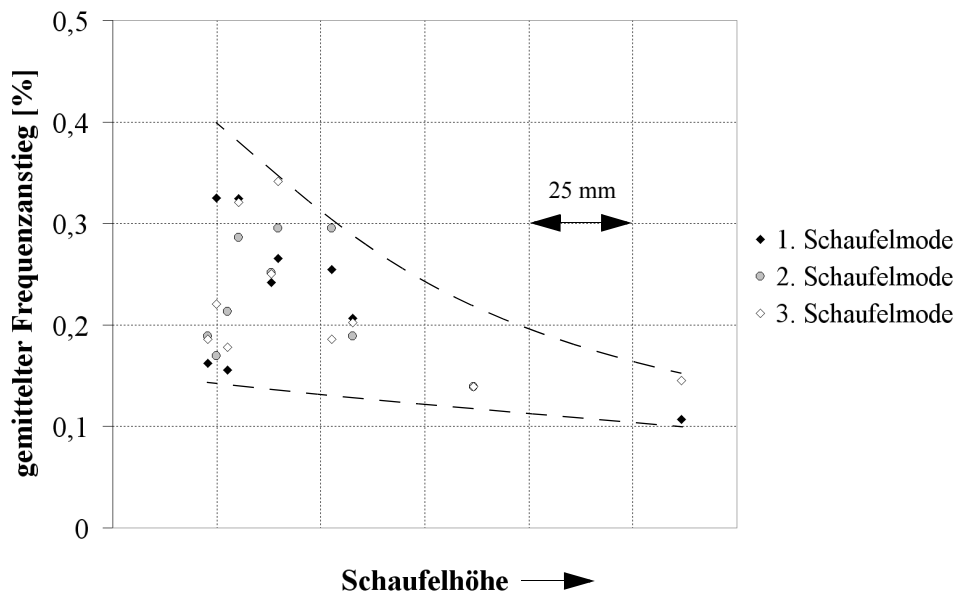


Abb. 8.9: Vergleich des messtechnisch bestimmten, gemittelten Schaufeleigenfrequenzanstiegs [%] verschiedener HDV-Rotoren nach der Wärmebehandlung in Abhängigkeit der Schaufelhöhe

8.5.4 Auswahl geeigneter Schaufeln zur DMS-Instrumentierung

Aufgrund der Lokalisierungseffekte verstimmter Laufräder können die maximal auftretenden Schaufelamplituden eines Rotors stark voneinander abweichen. Das Ziel einer optimalen DMS-Instrumentierung ist es daher, diejenigen Schaufeln zu instrumentieren, welche die größten

1. Ist der durch die Wärmebehandlung entstandene absolute Frequenzanstieg für vordere Hochdruckverdichtertrotoren noch vernachlässigbar gering (Bsp.: mittlere Schaufeleigenfrequenz von 1.800 Hz → Frequenzanstieg aufgrund Wärmebehandlung ~ 6 Hz), so ist dieser für hintere Rotoren doch wesentlich ausgeprägter (Bsp.: mittlere Schaufeleigenfrequenz = 14.000 Hz → Frequenzanstieg aufgrund Wärmebehandlung ~ 50 Hz).

Verzerrungen aufweisen, was letztendlich auch zu einem günstigeren Signal-Rausch-Verhältnis führt.

Mit dem Hinweis auf den Abschnitt 8.3 Einfluss des Rundschleifens der Rotoren auf Seite 110 und Abschnitt 8.5.7 Auswirkungen auf das Schaufelschwingverhalten auf Seite 119 sei an dieser Stelle vorweggenommen, dass aufgrund der Schaufellängenkürzung und der versteifenden Wirkung des keramischen Klebstoffs der Freigitter-*DMS* eine Erhöhung der Schaufeleigenfrequenzen erzeugt wird, welche insbesondere bei kleineren Schaufeln hinterer Hochdruckverdichterrotoren deutlich über dem verstimmungsbedingten Eigenfrequenzband liegen kann. Um diesen Effekt zumindest teilweise kompensieren zu können, erweitert sich das Kriterium für die Auswahl der für die *DMS*-Instrumentierung geeigneten Schaufeln um folgende Nebenbedingung:

Die zu instrumentierenden Schaufeln müssen neben einer deutlichen Amplitudenüberhöhung ebenfalls niedrige Schaufeleigenfrequenzen aufweisen.

Um ein schnelle und sichere Auswahl der zu instrumentierenden Schaufeln gewährleisten zu können, wird zu diesem Zwecke nachfolgend der *DMS*-Eignungsfaktor (eng.: *s/g-suitability*) definiert:

$$DMS\text{-Eignung} = -\frac{f_n - \bar{f}}{f_{\min} - \bar{f}} \times \frac{(U_{vt}/U_{uv})_n - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}}{(U_{vt}/U_{uv})_{\max} - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}}, \quad (8.8)$$

bzw. für den Sonderfall mit $\frac{f_n - \bar{f}}{f_{\min} - \bar{f}} > 0$ und $\frac{(U_{vt}/U_{uv})_n - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}}{(U_{vt}/U_{uv})_{\max} - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}} < 0$ gilt:

$$DMS\text{-Eignung} = \frac{f_n - \bar{f}}{f_{\min} - \bar{f}} \times \frac{(U_{vt}/U_{uv})_n - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}}{(U_{vt}/U_{uv})_{\max} - \overline{(U_{vt}/U_{uv})}}. \quad (8.9)$$

Ein Optimum bildet hierbei die Schaufel mit dem höchstmöglichen Wert $(+1,0)^1$. Schaufeln mit kleinen oder gar negativen *DMS*-Eignungswerten sind für eine Instrumentierung unvorteilhaft.

8.5.5 *DMS*-Positionierung und -Orientierung

Sind die geeigneten Schaufeln der Blisk für eine *DMS*-Applikation ausgewählt, so muss anschließend die Position und die Orientierung der *DMS* selbst auf der Schaufeloberfläche bestimmt werden.

Aufgrund der immer stärker werdenden Ausreizung der aerodynamisch möglichen Grenzen reagiert das die Schaufel umströmende Fluid sensibel auf etwaige Störungen, wie z.B.

1. Die für die *DMS*-Applikation ideale Schaufel besitzt die höchste Amplitudenüberhöhung und gleichzeitig die niedrigste Eigenfrequenz aller Schaufeln (*DMS*-Eignung=1,0). Im Gegenzug weist die ungünstigste Schaufel die kleinste Amplitudenüberhöhung und die höchste Eigenfrequenz auf (*DMS*-Eignung<0).

Querschnittsveränderungen oder unterschiedliche Oberflächenrauigkeiten. Um die aerodynamischen Eigenschaften eines Verdichters durch die Einbringung einer solchen Störung - das Aufkleben eines *DMS* stellt nichts anderes als dieses dar - so wenig wie möglich zu beeinflussen, wird auf eine Instrumentierung der Schaufelaußenseite verzichtet. Da die Strömung auf der Schaufeldruckseite weit unempfindlicher gegenüber diesen Einflüssen ist, wird ausschließlich diese mit *DMS* appliziert.

Zudem weist das Messgitter eine nicht infinitesimal kleine Größe auf, so dass es notwendig ist, einen Bereich auf der Schaufeldruckseite auszuwählen, welcher bei der gewünschten Schwingform sowohl hohe Dehnungen¹ als auch geringe Dehnungsgradienten aufweist. Konstruktiv bedingt mitteln Dehnmessstreifen die im Bereich des Messgitters auftretenden Dehnungen, so dass hohe Dehnungsgradienten nicht aufgelöst werden können. Auch hinsichtlich der Positionierungs- und Orientierungsgüte der *DMS* durch den Instrumentierenden ist ein Gebiet konstanter und hoher Dehnungen anzustreben.

Die Orientierung des Messgitters erfolgt parallel zur Richtung der maximalen Hauptspannungen der entsprechenden Schwingform.

Zwar sollte die Position und Ausrichtung der *DMS* hinsichtlich einer definierten, elementaren Schaufelschwingform angepasst werden, es ist jedoch ebenso von Vorteil, wenn hierbei auch hohe *DMS*-Sensitivitäten bezüglich weiterer relevanter Schwingformen erzielt werden können. Eine iterative Optimierung hinsichtlich dieser Parameter ist durch die Nutzung entsprechend erweiterter *FE*-Software möglich (siehe Abb. 8.10). Vertiefende Informationen zu diesem Thema bieten auch H. Witte [2000], J. Szwedowicz [2002] und M. P. Mignolet [2002].

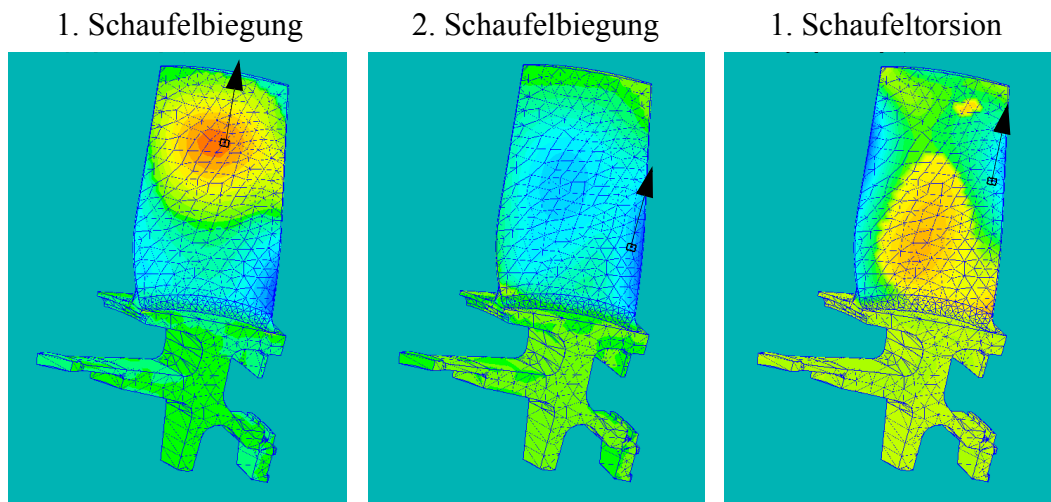


Abb. 8.10: Hinsichtlich der ersten drei Schaufelschwingformen optimierte *DMS*-Positionen und -Orientierungen, Darstellung der Hauptverzerrung, E3E-I-HDV-Rotor 1

-
1. Als Minimum für die ersten zwei Schaufelschwingformen gilt allgemein 50 % der maximal auftretenden Dehnung ($\rightarrow$ *DMS*-Sensitivität=50 %). Für alle weiteren Moden wird minimal 30 % des Maximalwerts empfohlen ($\rightarrow$ *DMS*-Sensitivität=30 %). Um die Lebensdauer des *DMS* zu schonen, sollte die Maximaldehnung auf $1500 \div 2000 \mu$ begrenzt werden.

8.5.6 Besonderheiten der DMS-Applikation

Verursacht durch die Vielzahl der von Hand durchzuführenden Arbeitsschritte, stellt jeder der auf die Schaufel applizierten DMS ein individuelles Einzelstück dar. Anhand von Messungen am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotor 6 (Abb. 8.11) konnte nachgewiesen werden, dass unter anderem die gemittelte Dicke des keramischen Klebstoffes inkl. Messgitter und Zuleitung je nach DMS im Bereich von ca. $0,25 \div 0,40$ mm schwankt (siehe Abb. 8.12). Gleiches gilt für die Umrandung des DMS und die Einbettung der Kabel.

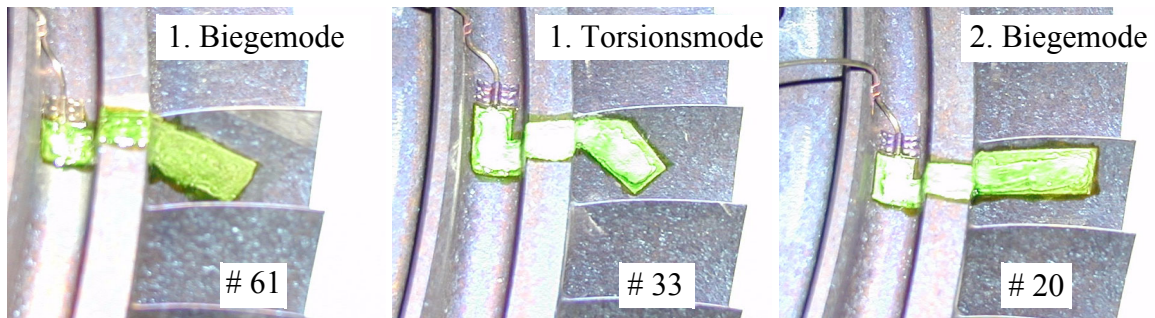


Abb. 8.11: Instrumentierte Schaufeln des E3E-I-HDV-Rotors 6, Blick stromaufwärts

Aufgrund dieser Eigenschaften stellen die messtechnisch ermittelten Änderungen des Schwingverhaltens individuelle Charakteristika einer jeden einzelnen Schaufel dar. Bedingt durch die große Schwankungsbreite dieser Ergebnisse ist eine ungefähre Abschätzung der durch die Instrumentierung entstehenden Effekte zwar möglich, eine exakte Vorhersage, insbesondere bei der Aufklebung von DMS auf kleine Schaufeln hinterer Verdichterrotoren, hingegen nicht.

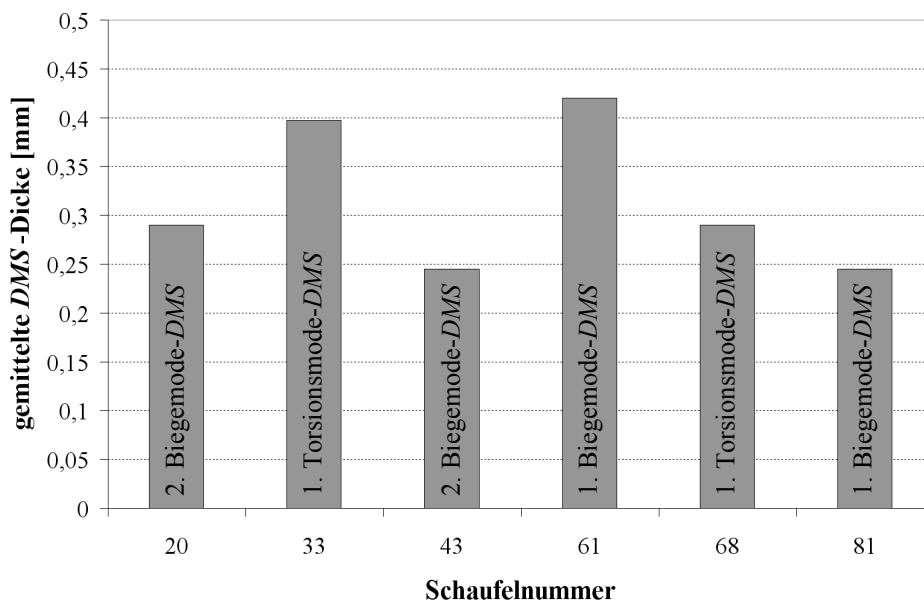


Abb. 8.12: gemittelte DMS-Schichtdicke instrumentierter Schaufeln, E3E-I-HDV-Rotor 6 (Mittelwert eines 3×3 -Messpunktgitters)

8.5.7 Auswirkungen auf das Schaufelschwingverhalten

Um die Folgen einer *DMS*-Instrumentierung von Hochdruckverdichter-Schaufeln zu verdeutlichen, soll exemplarisch der *E3E-I-HDV*-Rotor 6 herangezogen werden, welcher diesbezüglich bedingt durch seine filigranen Schaufeln, ein Extrem darstellt. Jedoch treten alle nachfolgend dargestellten Effekte, wenn auch in abgeschwächter Form, ebenso bei Rotoren mit größeren Schaufeln auf.

8.5.7.1 Eigenfrequenzen

Die Applikation des Klebstoff-*DMS*-Verbundes auf die Schaufel verursacht zwei, bezüglich der Schaufeleigenfrequenz gegenläufige Effekte. Während die Erhöhung der Gesamtmasse eine Abnahme der Eigenfrequenz bewirkt, erhöht die gestiegene, globale Steifigkeit die Eigenfrequenz des Schaufel-Klebstoff-*DMS*-Verbunds.

Durch eine vergleichende Messung der ersten drei Schaufeleigenfrequenzen aller Schaufeln vor und nach *DMS*-Instrumentierung¹ konnte festgestellt werden, dass die versteifende Wirkung des aufgetragenen keramischen Klebstoffes klar dominiert (Abb. 8.13).

Eine Applikation von *DMS* mit keramischem Klebstoff erhöht in diesem Beispiel somit die Eigenfrequenz des *DMS*-Klebstoff-Schaufel-Verbundes signifikant. Die messtechnisch ermittelte Abhängigkeit des Frequenzanstiegs ist für eine Vielzahl von Schaufelgrößen in Abbildung 8.14 dargestellt².

Weiterhin ist zu beachten, dass in diesem Fall durch den Anstieg der Eigenfrequenzen sämtliche instrumentierten Schaufeln oberhalb des Frequenzbandes aller anderen verstimmten Schaufeln liegen. Dies kann zu kritischen Situationen während des Testbetriebes führen, so dass beispielsweise während des langsamen Hochfahrens der Verdichterdrehzahl, verbunden mit dem Anstieg der Erregerfrequenzen, die nichtinstrumentierten Schaufeln ihre Resonanzfrequenzen weit vor den instrumentierten Schaufeln erreichen.

Um diese Situationen zu verhindern, sollen an dieser Stelle drei Lösungsmöglichkeiten vorgeschlagen werden:

1. Ausschließliche Instrumentierung von Schaufeln mit niedrigen Eigenfrequenzen (siehe *DMS*-Eignungsfaktor auf Seite 116).

Sollte die *DMS*-Applikation dazu führen, dass die Eigenfrequenzen der instrumentierten Schaufeln dennoch deutlich oberhalb des Frequenzbandes der nicht instrumentierten Schaufeln

-
1. Um eventuell auftretende Interaktionen zwischen den mit *DMS* applizierten Schaufeln und uninstrumentierten Schaufeln ermitteln zu können, wurde ein zweistufiger Prozess durchgeführt: Nach dem Aufkleben eines einzelnen *DMS* auf Schaufel # 61, wurde das Schwingverhalten hinsichtlich Schaufeleigenfrequenzen und Dämpfung aller Schaufeln untersucht. Anschließend wurden fünf weitere *DMS* appliziert und die Messreihe wiederholt. Durch die Vorgehensweise konnte u. a. nachgewiesen werden, dass die Beeinflussungen benachbarter Schaufeln durch die Instrumentierung einer Schaufel vernachlässigbar gering sind.
 2. Hierbei ist zu beachten, dass die dargestellten Werte aufgrund der unterschiedlichen *DMS*-Position und Orientierung auf den verschieden großen Schaufeln nur eingeschränkt vergleichbar sind.

liegen¹, so können zwei ergänzende Gegenmaßnahmen in Betracht gezogen werden.

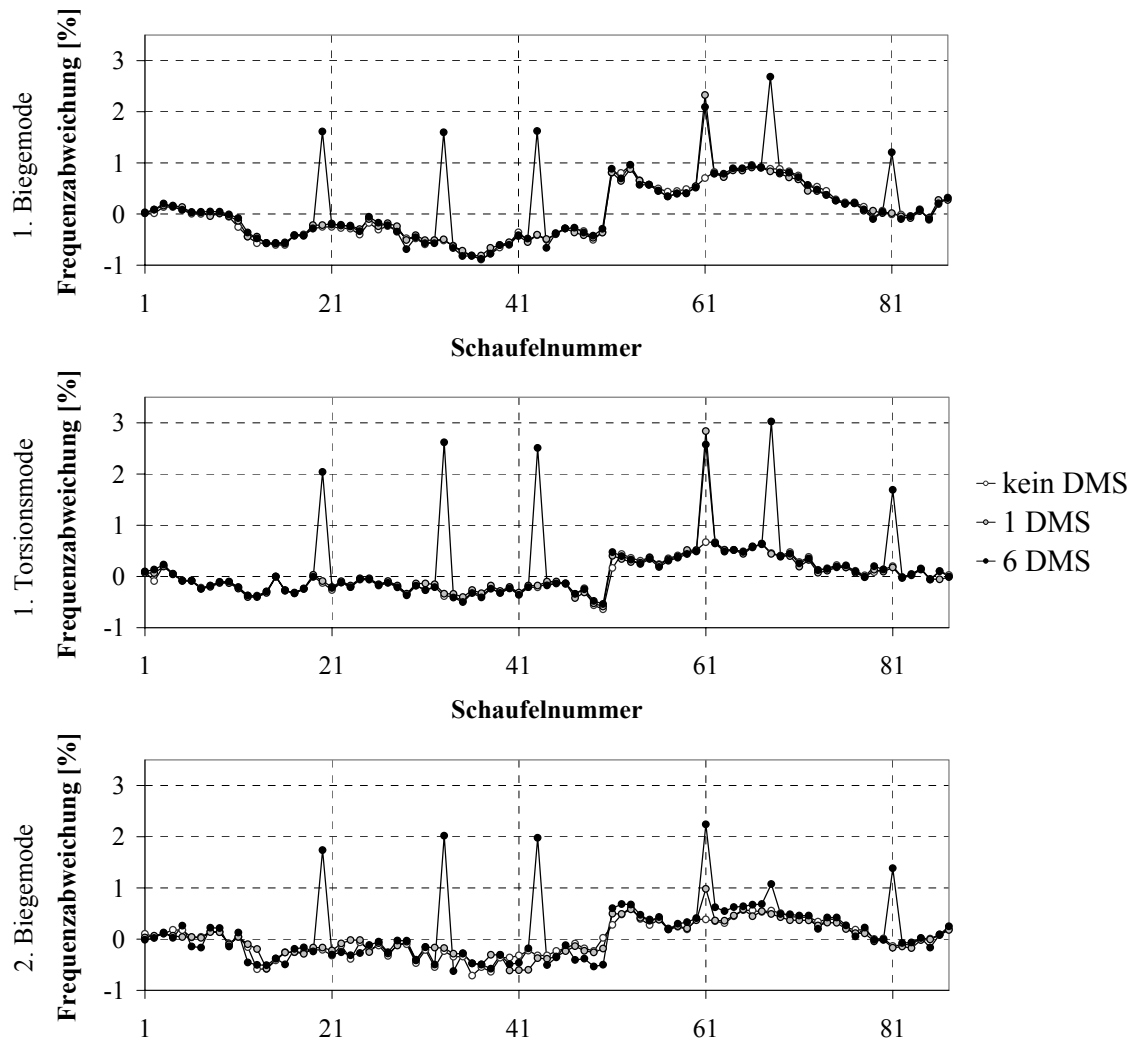


Abb. 8.13: Vergleich der messtechnisch ermittelten Schaufeleigenfrequenzabweichungen bezogen auf den Mittelwert der uninstrumentierten Schaufeln vor und nach DMS-Instrumentierung, E3E-I-HDV-Rotor 6

Diese zielen darauf ab, die Eigenfrequenzen der Schaufeln vor der Instrumentierung derart abzusenken, dass ihre Resonanzfrequenzen nach dem Aufkleben der DMS im Bereich der nichtinstrumentierten Schaufeln liegen. Hierzu zählen:

2. Nutzung eines Fräskopfes mit definiertem, größerem Durchmesser während des Fräsens der zu instrumentierenden Schaufeln. Durch den stärkeren Materialabtrag reduzieren sich die Schaufelabmessungen und analog die Schaufeleigenfrequenzen.

1. Dies tritt ein, falls die Abweichungen der minimalen und maximalen Schaufeleigenfrequenzen zueinander vor der Instrumentierung kleiner als der Frequenzanstieg aufgrund DMS-Applikation inkl. Schauffellängenkurzung ist. Demnach begünstigt ein hoher Verstimmungsgrad die Auswahl geeigneter Schaufeln zur DMS-Instrumentierung.

3. Anwendung eines selektiven Ätzprozesses im Nachgang des Fräsens. Schaufelmaterial wird durch Ätzen abgetragen und die Eigenfrequenz reduziert. (Siehe auch Abschnitt 8.2.4 Mögliche Verfahren zur Reduktion von Schaufelverstimmung und Blisk-Unwucht auf Seite 109.)

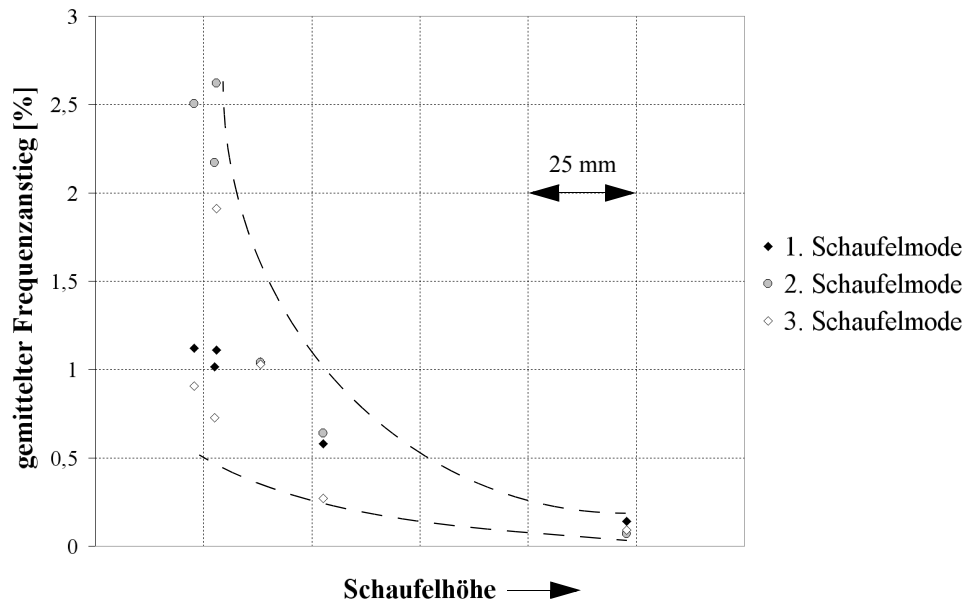


Abb. 8.14: Vergleich des messtechnisch ermittelten, gemittelten Schaufeleigenfrequenzanstiegs [%] verschiedener HDV-Rotoren aufgrund der DMS-Applikation in Abhängigkeit der Schaufelhöhe

Es sei darauf hingewiesen, dass bei Anwendung der Methoden # 2 und # 3 die Möglichkeit besteht, Schaufeln zu erzeugen, welche im Vergleich zu allen weiteren Schaufeln keine signifikant hohen Schwingamplituden besitzen und somit nach Instrumentierung ein nur mäßiges Signal-Rausch-Verhältnis aufweisen.

8.5.7.2 Dämpfungsverhalten

Neben dem Frequenzanstieg erhöht die Aufbringung des keramischen Klebstoffes ebenfalls die globale Dämpfung des Schaufel-Klebstoff-DMS-Verbunds. Instrumentierte Schaufeln weisen somit nach der DMS-Applikation neben dem Anstieg der Eigenfrequenzen zugleich eine reduzierte Resonanzamplitude auf. Die experimentell ermittelte Abhängigkeit der Dämpfungserhöhung von der Schaufelhöhe ist in Abbildung 8.15 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die DMS-Applikation im Falle vorderer HDV-Rotoren keinen signifikanten Anstieg der Schaufeldämpfung bewirkt, hingegen erhöht sich die Dämpfung hinterer HDV-Rotoren um bis zu einem Faktor von 2, was während der Datenauswertung des Schwingungsüberwachungssystems zu beobachten ist.

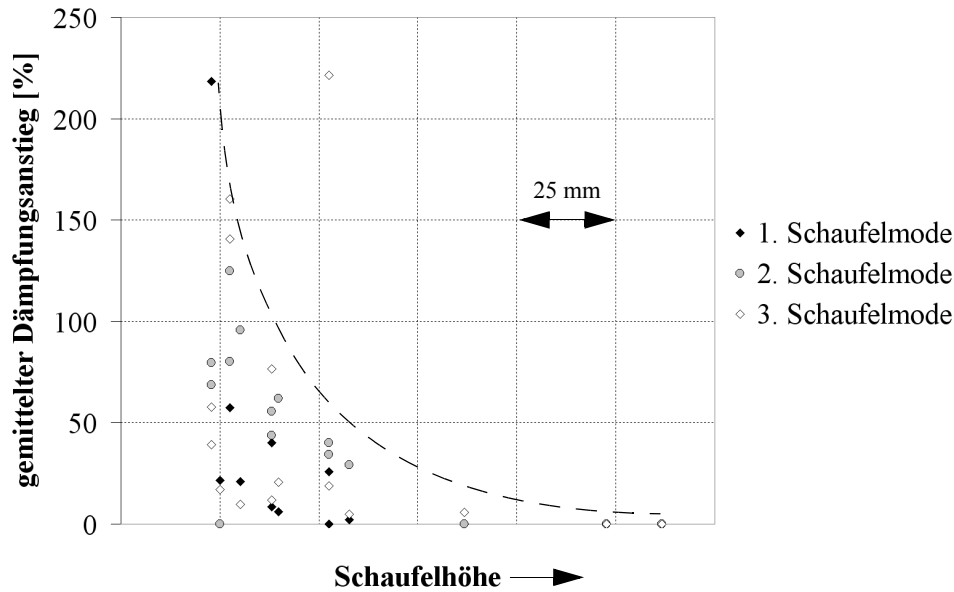


Abb. 8.15: Vergleich des messtechnisch ermittelten, gemittelten Schaufeldämpfungsanstiegs [%] verschiedener HDV-Rotoren aufgrund der DMS-Applikation in Abhängigkeit der Schaufelhöhe

8.5.7.3 Schaufelschwingform

Nachdem die Einflüsse der *DMS*-Aufklebung auf die Schaufeleigenfrequenzen und -dämpfungen ermittelt wurden, soll nachfolgend betrachtet werden, ob und in welchem Maße die, im Vergleich zur Schaufeloberfläche teilweise großflächige, Applikation von keramischem Klebstoff die Eigenschwingformen selbst variiert. Zu diesem Zweck werden numerisch und experimentell ermittelte Eigenformen instrumentierter und uninstrumentierter Schaufeln miteinander verglichen. Hierbei soll der *MAC*-Wert (Modal Assurance Criterion) zur Ermittlung der Übereinstimmung zweier Eigenschwingformen herangezogen werden¹:

$$\text{MAC}_{\text{mit/ohne DMS}} = \frac{\left\{ \frac{\Phi_{\text{mit DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{ohne DMS}}}{\Phi_{\text{mit DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{mit DMS}}} \right\} \left\{ \frac{\Phi_{\text{ohne DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{mit DMS}}}{\Phi_{\text{ohne DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{ohne DMS}}} \right\}}{\left\{ \frac{\Phi_{\text{mit DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{mit DMS}}}{\Phi_{\text{mit DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{mit DMS}}} \right\} \left\{ \frac{\Phi_{\text{ohne DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{ohne DMS}}}{\Phi_{\text{ohne DMS}}^T \cdot \Phi_{\text{ohne DMS}}} \right\}}. \quad (8.10)$$

Φ : Eigenvektor

Numerische Untersuchungen

Als Untersuchungsobjekt soll hierfür der zuvor verwendete Rotor 6 des *E3E-I*-Hochdruckverdichters verwendet werden, bei welcher aufgrund des großen Verhältnisses von

1. Ist der berechnete Wert kleiner 0,5, so sind die Eigenformen nicht linear voneinander abhängig, d.h.: Die Eigenformen sind nicht miteinander vergleichbar. Eine lineare Abhängigkeit besteht ab einem *MAC*-Wert von 0,5. Die Eigenformen sind vollkommen identisch, falls ein Wert von 1,0 erreicht wird.

beklebter Fläche zu Schaufeloberfläche der Einfluss der DMS-Applikation auf die Schaufelschwingformen im Vergleich zu vorderen Verdichterlaufrädern mit größeren Schaufeln stärker ausfällt.

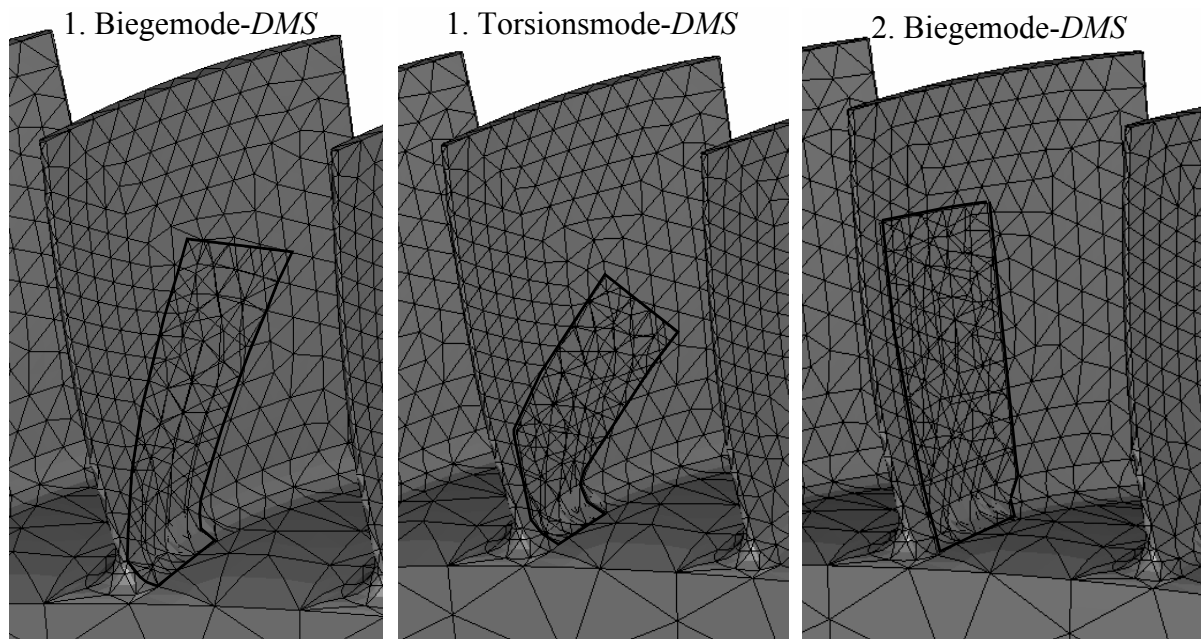


Abb. 8.16: FE-Netz mit modellierten DMS, E3E-I-HDV-Rotor 6

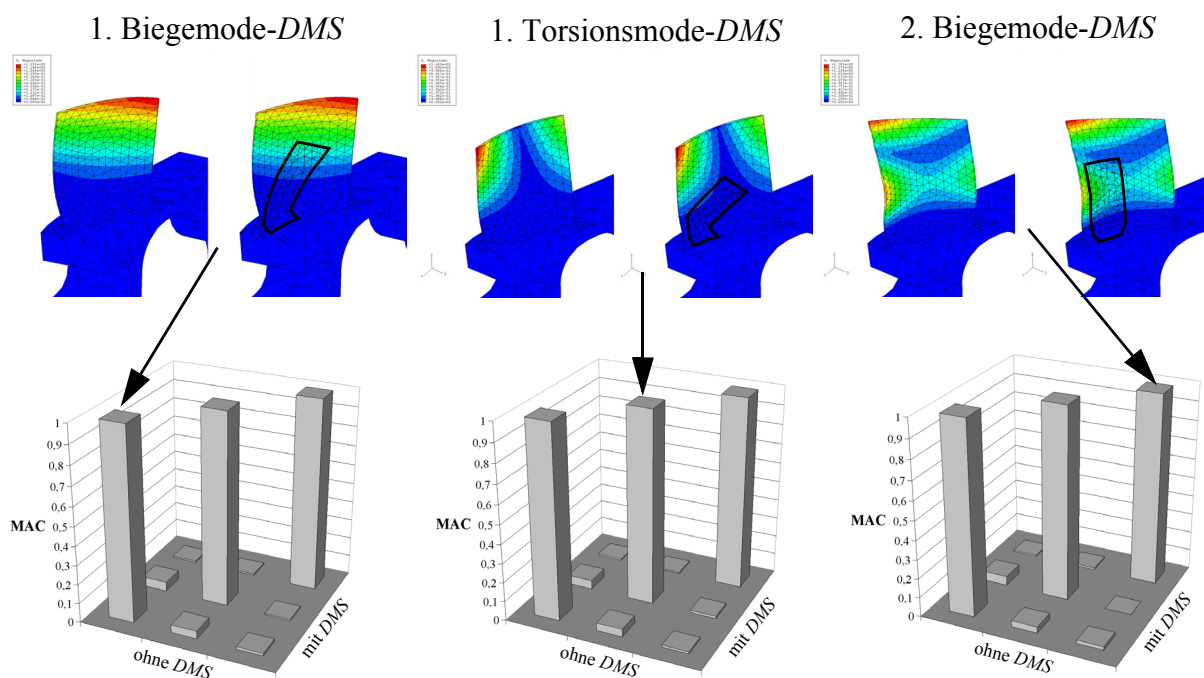


Abb. 8.17: Vergleich der Schwingformen vor und nach DMS-Applikation: Darstellung der Verschiebungsamplitude (oben, v. l. n. r.: 1. Biegemode mit 1. Biegemode-DMS, 1. Torsionsmode mit 1. Torsionsmode-DMS, 2. Biegemode mit 2. Biegemode-DMS; unten: MAC der ersten drei Eigenschwingformen vor und nach DMS-Applikation für jeden DMS-Applikationsvariante), E3E-I-HDV-Rotor 6, ABAQUS-FE-Modell

Um die Auswirkungen der *DMS*-Instrumentierung zu ermitteln, wurden auf die *FE*-Volumenmodelle des eingespannten Sektormodells des *E3E-I-HDV*-Rotors 6 Schalenelemente mittels Übergangsrandbedingung (eng.: tie constraint) fixiert, welche in Form und Abmessung den gemittelten, messtechnisch erfaßten Werten des *DMS*-Klebstoffverbundes entsprechen (siehe Abb. 8.16, vergleiche mit Abb. 8.11 und Abb. 8.12).

Nach Zuweisung der Materialeigenschaften wurden die Eigenschwingformen des entstandenen Schaufel-Klebstoff-*DMS*-Verbunds bestimmt und anschließend, analog zur uninstrumentierten Schaufel, die Verschiebungen aller Knoten auf der Schaufeldruckseite zur Ermittlung des *MAC*-Wertes extrahiert. Eine Gegenüberstellung der *MAC*-Werte bezüglich verschiedener Schaufelschwingformen und *DMS*-Positionen und -Orientierungen ist in Abbildung 8.17 dargestellt.

Anhand der hohen *MAC*-Resultate (≈ 1) der Hauptdiagonalglieder ist zu erkennen, dass die Eigenschwingformen vor und nach *DMS*-Applikation annähernd identisch sind. Somit verändert eine Instrumentierung die Eigenschwingformen der Schaufeln nur unwesentlich.

Experimentelle Untersuchungen

Ergänzend zu den zuvor vorgestellten numerischen Analysen sind in Abbildung 8.18 die mittels Laser-Scan-Verfahren ermittelten Schaufelschwingformen instrumentierter sowie benachbarter nicht-instrumentierter Schaufeln gegenübergestellt¹.

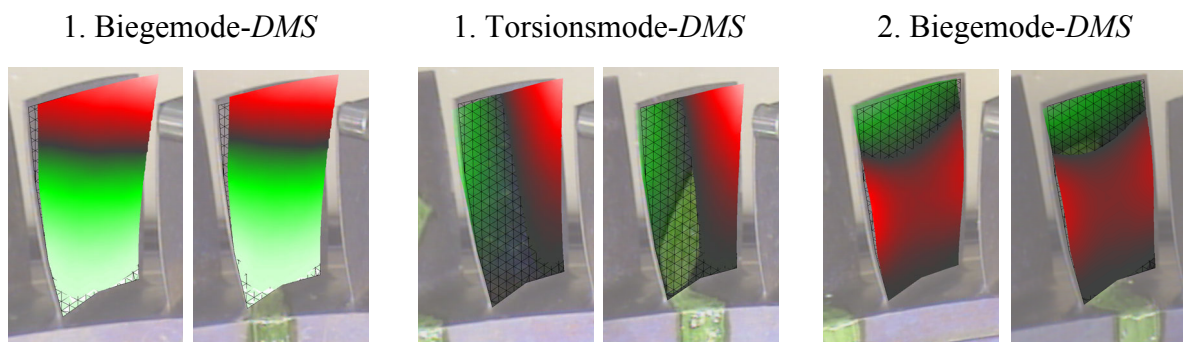


Abb. 8.18: Vergleich der mittels Laser-Scan-Verfahren ermittelten Schaufelschwingformen instrumentierter und nicht-instrumentierter Schaufeln: Darstellung der Verschiebung (v.l.n.r.: 1. Biegemode ohne/mit 1. Biegemode-DMS, 1. Torsionsmode ohne/mit 1. Torsionsmode-DMS, 2. Biegemode ohne/mit 2. Biegemode-DMS; *E3E-I-HDV* Rotor 6

Analog zu den zuvor dargestellten numerisch bestimmten Eigenschwingformen weisen auch die experimentell ermittelten Schaufelschwingformen eine deutliche qualitative Ähnlichkeit auf. Der durch die *DMS*-Applikation hervorgerufene verschwindend geringe Einfluss der Instrumentierung auf die Schaufeleigenschwingformen konnte somit, ergänzend zu den numerischen Untersuchungen, experimentell verifiziert werden.

1. Eine ergänzende Berechnung der *MAC*-Werte ist hierbei aufgrund des verwendeten zweidimensionalen Laser-Scan-Verfahrens nicht möglich.

8.5.7.4 Erzwungene Schwingungen

Während die Auswirkungen der Instrumentierung auf das Eigenschwingverhalten zuvor detailliert beschrieben worden sind, soll nun das veränderte Schwingverhalten während der Anfachung durch aerodynamische Kräfte näher untersucht werden.

Als Beispiel soll hierfür wiederum der *E3E-I-HDV*-Rotor 6 herangezogen werden, welcher exemplarisch mit der 8. Erregerordnung angefacht wird. Abbildung 8.19 verdeutlicht hierbei die unterschiedlichen Schaufelamplituden im Bereich der 1. Schaufelbiegeschwingung in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz für den nichtinstrumentierten und den instrumentierten Rotor.

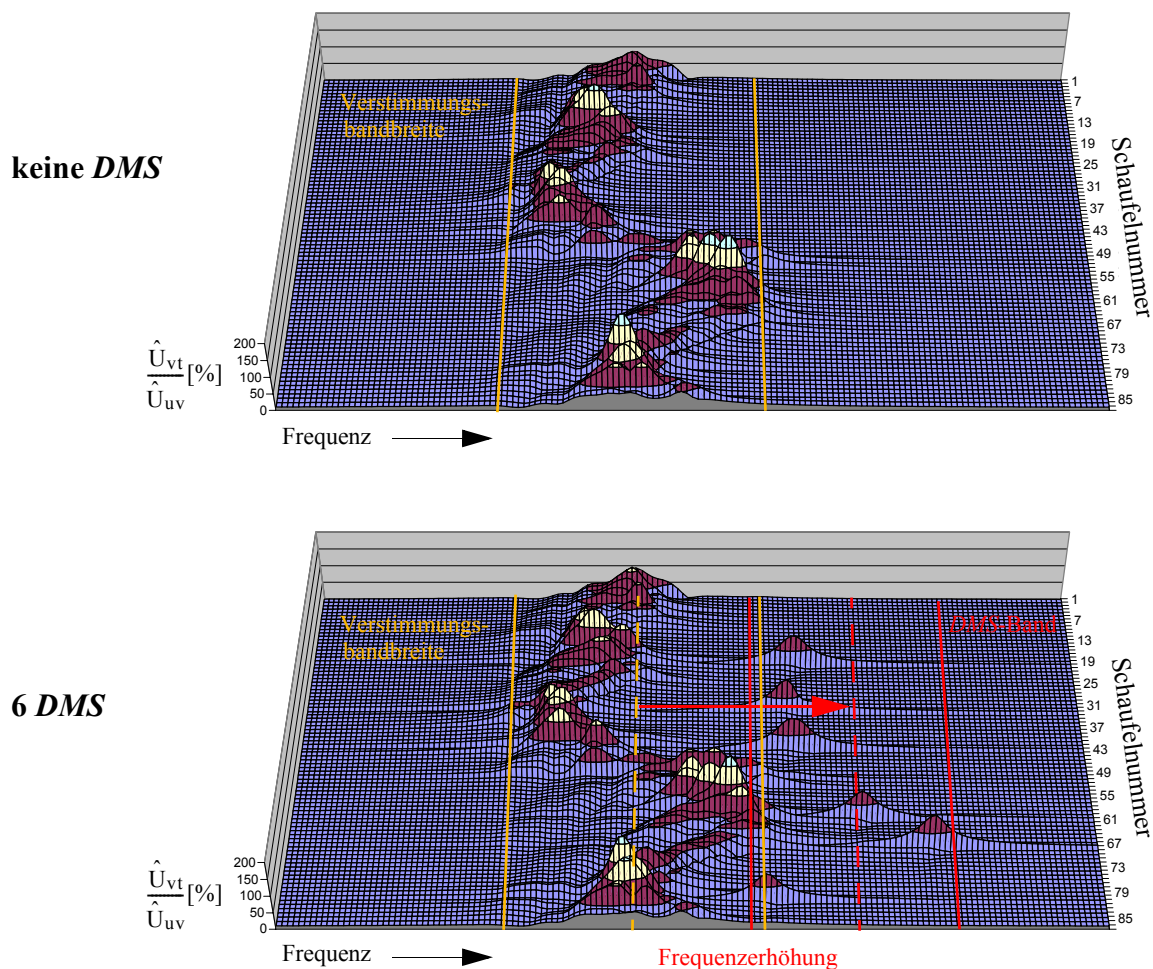


Abb. 8.19: Vergleich der Schaufelamplituden vor und nach DMS-Applikation, 1. Schaufelbiegemode, EO 8, $D=0,125\%$ ($Q=400$), SC80-MISTRES-Analyse

Es ist zu erkennen, dass mit Ausnahme der Schaufel # 81 sämtliche instrumentierten Schaufeln Resonanzfrequenzen oberhalb des Bands aufweisen, welches die Resonanzfrequenzen aller nichtinstrumentierten Schaufeln enthält, was wie zuvor bereits erläutert, bei Unkenntnis dieser Effekte zu gefährvollen Fehlinterpretationen während der Überwachung bzw. Auswertung führen kann.

Die qualitative als auch die quantitative Ausprägung der individuellen

Schaufelamplitudenverläufe der nicht-instrumentierten Schaufeln verändert sich aufgrund der DMS-Applikation nur gering.

8.5.8 Unwuchtindizierung aufgrund DMS-Applikation

Aufgrund der im Betrieb auftretenden hohen Rotordrehzahlen gelten für den Betrieb von Flugantrieben enge Unwuchtgrenzen. So ist es nicht verwunderlich, dass den zu instrumentierenden Schaufeln eine besondere Aufmerksamkeit zuteil wird.

Obwohl die Masse des DMS und des dazugehörigen keramischen Klebstoffes im Falle der instrumentierten Schaufeln¹ für den E3E-I-HDV-Rotor 6 nur etwa 1/6 g beträgt, wirken bedingt durch die hohen Umfangsgeschwindigkeiten dennoch zusätzliche Radialkräfte von bis zu 95 N je DMS auf die Blisk. Die entsprechende Unwucht beträgt in diesem Fall $\sim 34 \text{ g} \times \text{mm}$ je DMS. Um die resultierenden Kräfte mehrerer DMS auf die Blisk zu minimieren, empfiehlt sich somit eine, im Rahmen der Möglichkeiten (annähernd) gleichmäßige Verteilung der DMS über den Umfang der Blisk.

Die aufgrund der aufgeklebten DMS-Klebstoff-Verbund-Masse zusätzlichen radialen Verschiebungen der Schaufeloberkante, sind exemplarisch für einen, auf Schaufel # 61 applizierten DMS bei Maximaldrehzahl in Abbildung 8.20 dargestellt.

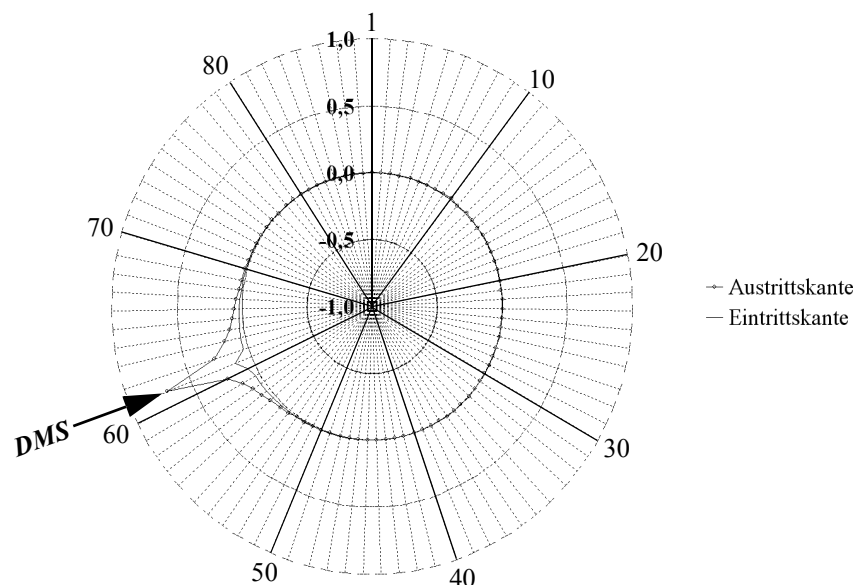


Abb. 8.20: Vergleich der berechneten radialen Zusatzverschiebungen [%] aufgrund DMS-Applikation am Beispiel des E3E-I-HDV-Rotors 6, 1 DMS auf Schaufel # 61, Maximaldrehzahl

Selbst im Falle der vergleichsweise filigranen Schaufelkonstruktion dieses hinteren Verdichterrisors ist eine maximale, zusätzliche Radialverschiebung von nur 0,12 % (Eintrittskante) bzw. 0,69 % (Austrittskante) zu beobachten, so dass eine zusätzliche Kürzung der Schaufelhöhe, welches ein Anstreifen der Schaufelspitze am Gehäuse verhindern soll,

1. Schaufel # 61 und # 81, DMS-Position und -Orientierung hinsichtlich des 1. Schaufelbiegemodes ausgelegt

überdacht werden kann.

Diese zusätzliche Kürzung der Schaufelhöhe vor der Instrumentierung vermag es jedoch, in Abhängigkeit der *DMS*-Position und -Orientierung sowie je nach Schaufelgröße die *DMS*-induzierte Zusatzunwucht mehr oder minder stark auszugleichen.

8.6 Einfluss der Rotormontage

Bedingt durch die Montage der einzelnen Blisks zu einer Blisktrommel erfolgt eine weitere Versteifung des Rotors und im speziellen des Scheibenkranzes, wodurch die Eigenfrequenzen global zusätzlich leicht angehoben werden.

Die im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen der 6 Versuchsblisks bestimmten Schaufeleigenfrequenzanhebungen liegen hierbei im Bereich von $0 \div 0,05$ %, wodurch die Auswirkungen der Rotormontage auf das Schaufelschwingverhalten verstimmter Blisks vernachlässigbar erscheinen.

8.7 Zusammenfassung aller Effekte

Während der Fräs- und der anschließende Polierprozess der Einzelblisk sowohl den qualitativen Verlauf der Schaufelverstimmungsverteilung bestimmt als auch einen (von der Schaufelmasse abhängigen) Einfluss auf die resultierende Rotorgesamtunwucht besitzt, treten während der weiteren Fertigung eine Vielzahl verschiedener Prozesse in Erscheinung, welche sowohl eine globale Verschiebung aller Schaufeleigenfrequenzen bedingen (Rotorrundschleifen, Wärmebehandlung während *DMS*-Applikation, Montage der Einzelblisks zur Blisktrommel), als auch lokale Veränderungen der Schaufelverstimmungsverteilungen erzeugen (Kürzen der zu instrumentierenden Schaufeln, *DMS*-Applikation, siehe Abb. 8.21).

Hierbei kann i. d. R. davon ausgegangen werden, dass eine alleinige Anhebung aller Schaufeleigenfrequenzen keine bzw. nur geringe Auswirkungen auf das Schwingverhalten der Blisk erzeugen. Hingegen muss der Veränderung einzelner oder einiger weniger Schaufeleigenfrequenzen, insbesondere im Hinblick auf instrumentierte Schaufeln und deren Überwachung während des Betriebs deutlich kritischer gegenübergestellt werden.

So bedingt die im Rahmen der *DMS*-Applikation erhöhte Steifigkeit einzelner Schaufeln einen, von der Schaufelgröße abhängigen Schaufeleigenfrequenzanstieg, welcher zuvor bei der Auswahl der zu instrumentierenden Schaufeln berücksichtigt werden sollte. Während diese Frequenzverschiebung im Falle vorderer Verdichterrotoren durch eine geschickte Auswahl der zu instrumentierenden Schaufeln kompensiert werden kann (→ *DMS*-Eignung, S. 107), gelingt dies aufgrund des ungleich höheren Wertes der Frequenzverschiebung hinterer Verdichterrotoren nur unzureichend.

In diesem Fall wird empfohlen, die zu instrumentierenden Schaufeln während des Herstellungsprozesses entsprechend dünner auszuführen, was im Vergleich zu den nicht-modifizierten Schaufeln anfangs zu niedrigeren Schaufeleigenfrequenzen führt.

Nach Abschluss der *DMS*-Applikation weisen hierdurch jedoch sowohl die modifizierten und mit *DMS* instrumentierten als auch die uninstrumentierten Schaufeln vergleichbare

Schaufeleigenfrequenzniveaus auf, was die Überwachbarkeit des Schwingverhaltens und die Aussagefähigkeit deren Resultate während des Betriebs signifikant verbessert.

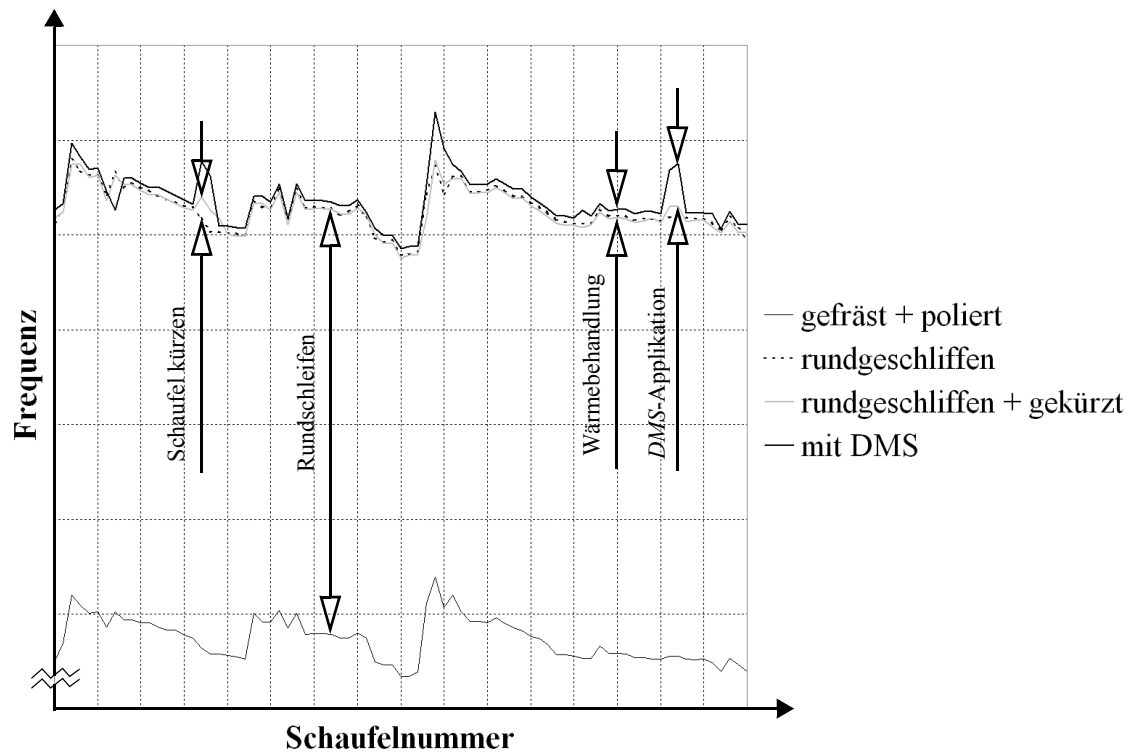


Abb. 8.21: Vergleich der messtechnisch ermittelten Schaufeleigenfrequenzen der Versuchsbisk 6 in Abhängigkeit des Fertigungsprozesses, Darstellung des 1. Schaufelbiegemodes

Eine abschließende, zusammenfassende Darstellung sämtlicher relevanten Teilprozesse der Verdichterrorotorherstellung sowie deren Auswirkungen auf das Schaufelschwingverhalten finden sich in Abbildung 8.22.

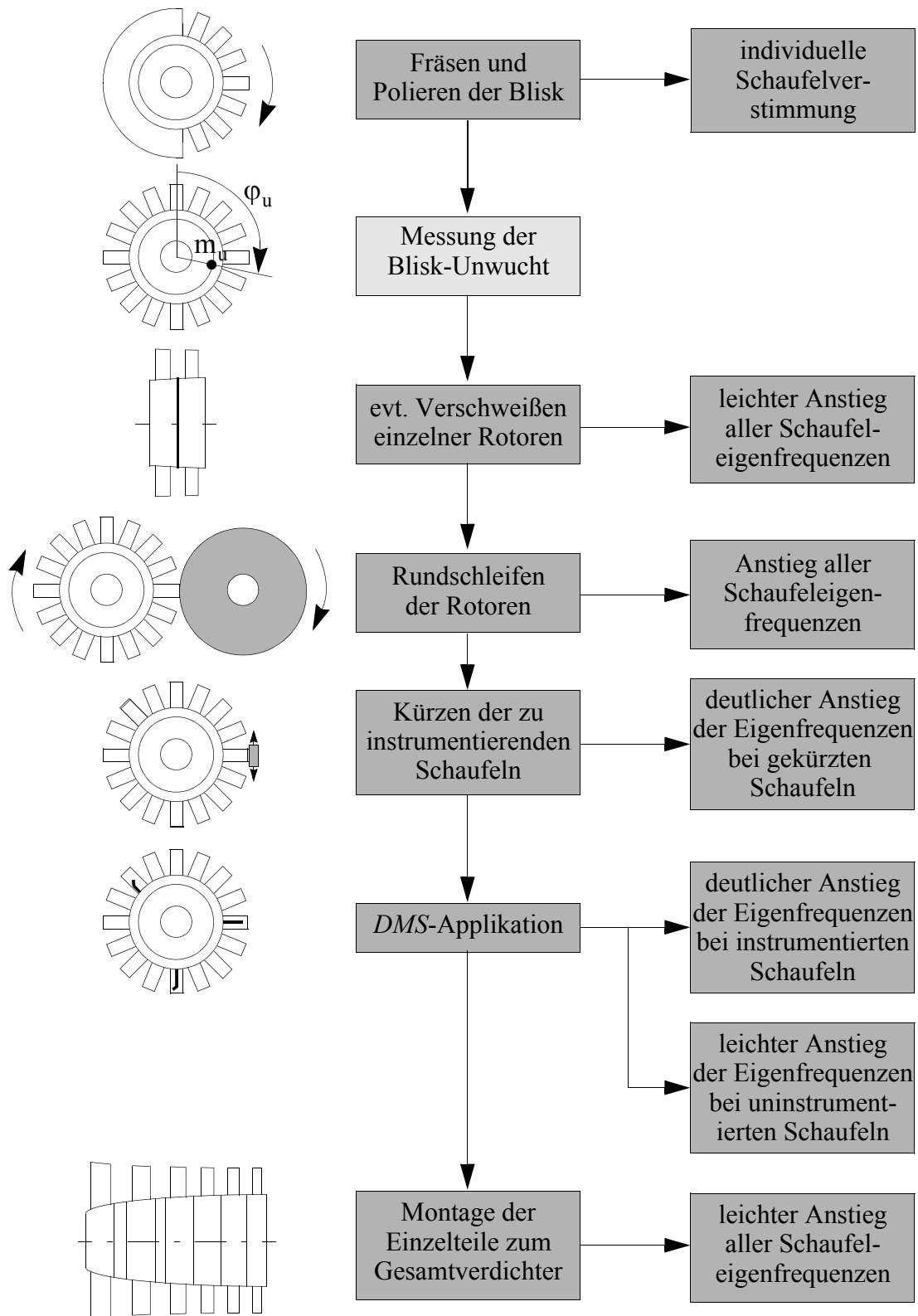


Abb. 8.22: Einflüsse der einzelnen Fertigungsprozesse auf die Schaufeleigenfrequenzen

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

Es werden die Grundlagen hinsichtlich des Schwingungsverhaltens unverstimmter sowie aufgrund von Fertigungseinflüssen und Materialinhomogenitäten verstimmter Laufräder unter besonderer Berücksichtigung integraler Hochdruckverdichterroten (Blisk) vorgestellt, welche sowohl das Eigenschwingverhalten als auch das Verhalten bei zwangserregten Schwingungen beschreiben.

Aus der Vielzahl möglicher Randbedingungen im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurde im Vorfeld dieser Arbeit eine geeignete Methodik¹ bereitgestellt, welche die sichere Ermittlung der Schaufeleigenfrequenzverläufe über den Rotorumfang und dementsprechend die Bestimmung der Abweichungen vom idealen Design-Modell ermöglicht.

Ergänzend zu den klassischen Bewertungsgrößen werden neue Beurteilungsgrößen für lokalisierte Schaufelschwingungen (Lokalisierungsgrad und Modenfülligkeit, → Seite 36 ff.) eingeführt und anhand derer für unterschiedliche reale Bliskrotoren die Sensitivität bezüglich verschiedener Schaufelverstimmungen bestimmt.

Hierdurch konnte u. a. aufgezeigt werden, dass neben dem Schaufelverstimmungsverlauf selbst, die anfachende Erregerordnung sowie die Dämpfung des Systems einige der dominanten Einflussfaktoren hinsichtlich der Mode-Lokalisierung und der damit verbundenen Erhöhung der Schaufelbelastungen darstellen.

So bedingen im Allgemeinen niedrige Erregerordnungen² im Vergleich zu höheren Drehzahlharmonischen signifikant höhere Schaufelamplitudenüberhöhungen, ein Minimum der Amplitudenüberhöhungen prägt sich bei $EO \approx 0,7 \times CSM_{\max}$ aus.

Ebenso sind reale, experimentell bestimmte Schaufelverstimmungsverteilungen, welche eine Vielzahl unterschiedlicher Fourierkoeffizienten aufweisen, hinsichtlich der sich einstellenden Belastungen als kritischer zu beurteilen, als künstliche, rein sinusförmige Schaufelverstimmungsverteilungen.

Es konnte insbesondere auch detailliert nachgewiesen werden, dass Torsionsmoden, welche durch die für sie charakteristische geringere Kopplung über die Scheibe³, deutlich ausgeprägtere Lokalisierungseigenschaften aufweisen, als vergleichbar verstimmte Schaufelbiegemoden. Selbiges Verhalten gilt ebenso für die verschiedenen Schwingformen einer Schaufelmodenfamilie: Modifizierte zyklisch symmetrische Schwingformen ($MCSM^4$), welche aus Moden hervorgegangen sind, die über eine hohe Anzahl an Knotendurchmesserlinien verfügen, besitzen aufgrund ihrer geringeren Scheibenkopplung, und der dementsprechend stärkeren Isolation der einzelnen Schaufeln voneinander, eine größere Sensitivität bezüglich einer Systemverstimmung als Moden, welche aus Schwingformen mit einer niedrigen Anzahl an Knotendurchmes-

1. siehe hierzu A. Kühhorn [2007]

2. im Bereich $1 \leq EO \leq CSM_{\max}$

3. gekennzeichnet durch einen höheren Anteil der Schaufeln an der Gesamtverzerrungsenergie der Blisk

4. Ist die eindeutige Zuordnung der verschiedenen $MCSM$ aufgrund der auftretenden (verschobenen) Knotendurchmesserlinien bei kleinen bis moderaten Systemverstimmungen noch möglich, so wird dies mit zunehmender Mode-Lokalisation teilweise erheblich erschwert bzw. unmöglich. Die Angabe bzw. die Anwendung des Terminus $MCSM$ bei stark lokalisierten Schwingformen mit nur einer einzelnen oder wenigen, an der Schwingform beteiligten, Schaufeln ist dementsprechend nicht als sinnvoll zu erachten.

serlinien hervorgegangen sind.

Neben den unterschiedlichen Schaufelmoden und der Anzahl der Knotendurchmesserlinien resultieren auch Veränderungen der Scheibensteifigkeit in mehr oder minder ausgebildeten Mode-Lokalisierungen: So bewirkt i. d. R. eine Erhöhung der Scheibensteifigkeit, neben dem Absinken der absoluten Schwingungsamplituden, aufgrund der steiferen Einspannung der Schaufeln auf dem Scheibenkranz, gleichermaßen eine Reduktion der vorhandenen Scheibenkopplung. Obgleich mit zunehmender Scheibensteifigkeit ein genereller Trend hin zu höheren Lokalisierungsgraden verbunden ist, besteht die Möglichkeit einer lokalen Extremwertausbildung in Abhängigkeit der unterschiedlichen Schaufelmodfamilien.

Somit sollten hinsichtlich einer Optimierung der Scheibensteifigkeit im Rahmen der konstruktiven Möglichkeiten mit dem Ziel einer Minimierung der Lokalisierungsausprägungen sämtliche relevanten Schaufelmoden miteinbezogen werden. Desweiteren sei an dieser Stelle, basierend auf den gewonnenen Kenntnissen, empfohlen, Lokalisierungsphänomenen bei der Entwicklung, der Instrumentierung während der Erprobungsphase als auch bei der Vorhersage der Bauteillebensdauer zukünftiger, wesentlich steiferer Bling-Konstruktionen ein besonderes Augenmerk entgegenzubringen. Hierbei erscheint die Ermittlung günstigster Scheibensteifigkeitsbereiche im Rahmen der möglichen konstruktiven Restriktionen vielversprechend.

Den zweiten Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die Entwicklung eines besseren Verständnisses hinsichtlich sekundärer Effekte verstimmter, integraler Laufräder.

Zu diesen zählen unter anderem die Auswirkungen einer ungleichmäßigen Schaufelmassenverteilungen über den Umfang auf die Rotorgesamtunwucht. Diesbezüglich konnte anhand des, in der vorliegenden Arbeit beschriebenen, vereinfachten Berechnungsverfahrens nachgewiesen werden, dass im Besonderen vordere Verdichterrotoren mit hohen Schaufelmassenanteilen einen dominanten Anteil schaufelinduzierter Unwucht aufbringen können. Aufgrund des geringen Schaufelmassenanteils weiter stromabwärts platzierter Bliskrotoren ist dieser Effekt an jenen Stellen hingegen weniger deutlich ausgeprägt. Desweiteren werden mögliche Gegenmaßnahmen zur Reduktion der schaufelinduzierten Unwuchtanteile aufgezeigt, welche sowohl während des Fräsprozesses selbst, als auch im Nachgang dieses Arbeitsschritts durchgeführt werden können.

Weitere, hinsichtlich der Schwingungsüberwachung während des Testbetriebs maßgebliche Sekundäreffekte verstimmter Blisks, werden u. a. durch die Dehnmessstreifenapplikation (*DMS*) einzelner Schaufeln hervorgerufen.

So ist im Speziellen bei der Auswahl geeigneter Schaufeln zur *DMS*-Applikation der schaufelgrößenabhängige Frequenz- und Dämpfungsanstieg der instrumentierten Schaufeln zu beachten, welcher durch die (teilweise großflächige) Aufklebung mittels keramischen Zements hervorgerufen wird. Hierbei vermag es die Nutzung des vorgestellten *DMS-Eignungsfaktors* (→ Seite 116) die sichere Auswahl geeigneter Schaufeln zu unterstützen.

Kann hingegen der Anstieg der Schaufeleigenfrequenz instrumentierter Schaufeln durch eine geschickte Schaufelauswahl nicht vollständig kompensiert werden, d.h. die Resonanzfrequenzen der mit *DMS* applizierten Schaufeln liegen signifikant außerhalb des Frequenzbandes aller weiteren nichtinstrumentierten Schaufeln, so stellt die Modifikation der Schaufeldicke im Vor-

lauf der Instrumentierung eine obligate Methode zur Vermeidung dieses Effekts und der damit verbundenen Gefahr von Fehlinterpretationen während der Schwingungsüberwachung dar.

Ergänzend konnten mit Hilfe umfangreicher messtechnischer Untersuchungen, wobei die Schaufelverstimmungsverläufe nach jedem Fertigungsschritt der verschiedenen Blisks wiederholt bestimmt wurden, die Einflüsse weiterer Fertigungsschritte sowie der Montage aufgezeigt werden, welches letztendlich eine Verbesserung der Instrumentierungs- und Kalibrierungsstrategie von Hochdruckverdichterblisks ermöglicht.

Obgleich eine Vielzahl neuer Erkenntnisse hinsichtlich des Schwingungsverhaltens verstimmter integraler Laufräder gewonnen wurden, bedarf es dem stetigen Streben nach der Erweiterung dieser Wissensbasis.

So scheint neben einer geometrischen Vermessung realer verstimmter Blisks mittels dreidimensionaler optischer Verfahren zum Zwecke des geometriebasierenden *FE*-Modellabgleichs, ebenso die probabilistische Bewertung möglicher geometrischer Bliskabweichungen als auch eine Ausweitung der Untersuchungen hinsichtlich des Scheibensteifigkeitseinflusses auf weitere Verdichterrotoren¹ sinnvoll.

Desweiteren zeigen neuere praktische Erfahrungen ein zusätzliches Anregungspotential bezüglich höherer Schaufelschwingformen auf, wodurch eine Erweiterung des experimentell untersuchten Frequenzspektrums sowie eine Anpassung der geeigneten Systemerregung erzwungen wird.

Abschließend soll auf den nicht minder dominanten Einfluss der Fluid-Struktur-Interaktion (*FSI*) hingewiesen werden, welche aufgrund der Umströmung der sowohl phasenverschoben zueinander als auch unterschiedlich stark ausgelenkt schwingenden Schaufeln zusätzliche Dämpfungskomponenten induziert, und dementsprechend das Schwingverhalten verstimmter Laufräder in Abhängigkeit des Betriebspunkts variiert.

1. Hierbei erscheint eine Ermittlung der bestmöglichen Scheibensteifigkeit hinsichtlich Mode-Lokalisierung sowohl in Abhängigkeit des Staffelungswinkels der Schaufeln auf der Scheibe, als auch bezüglich der Belastungsrichtung (axial bzw. radial) zielführend.

10 Literaturquellen

Afolabi, D.; 1982

Vibration of Mistuned Bladed Disc Assemblies, Ph.D. thesis, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science & Technology, London, U.K.

Afolabi, D.; 1985

The Frequency Response of Mistuned Bladed Disk Assemblies, ASME: 10th Biannual Conference on Mech. Vibration and Noise, S. 15-21

Ahrens, J.; 2003

Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Schaufelanstreifen, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11: Schwingungstechnik, Nr. 319, VDI Verlag, Düsseldorf

Altair Engineering GmbH, 2005

CAE Seminar, An Introduction to Structural Optimization, Böblingen

Argyris, J., Mlejnek, H.-P.; 1986

Die Methode der finiten Elemente, Vieweg-Verlag, Braunschweig

Armstrong, E. K.; 1955

An Investigation into the Coupling Between Turbine Disc and Blade Vibration, Ph. D. Thesis, University of Cambridge

Austin, S.; 2005

Technology is the Enabler; 17th International Symposium of Airbreathing Engines, AC-00378, München, 4.-9.9.2005

Baik, S.; Castanier, M. P.; Pierre, C.; 2004

Mistuning Sensitivity Prediction of Bladed Disks Using Eigenvalue Curve Veerings, Proceedings of the 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Pinehurst, NC, U.S.A.

Baik, S.; Castanier, M. P.; Pierre, C.; 2005

Some Practical Aspects of Using Reduced-Order Vibration Models for Design of Bladed Disk: Rotation Effects and Power Flow Analysis, Proceedings of the 10th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Pinehurst, NC, U.S.A.

Bathe, K.-J.; 1986

Finite-Elemente-Methoden, Springer-Verlag Berlin

Beirow, B.; Kühhorn, A.; Golze, M.; Klauke, T.; 2004

Strukturdynamische Untersuchungen an Hochdruckverdichterschaufelscheiben unter Berücksichtigung von

sichtigung von Mistuning-Effekten, VDI-Schwingungstagung, Wiesloch, VDI-Berichte Nr. 1825, VDI-Verlag, Düsseldorf

Beirow, B.; Kühhorn, A.; Klauke, T.; 2006

Lokalisierungsphänomen bei Hochdruckverdichterschaufelscheiben, VDI-Schwingungstagung „Schwingungen in Antrieben“, VDI-Berichte Nr. 1968, VDI-Verlag, Düsseldorf

Beirow, B.; Kühhorn, A.; 2007

An Equivalent Blisk Model for Forced Response Analyses, ASME Journal of Turbomachinery, Review-Prozess

Bladh, R.; Pierre, C.; Castanier, M. P.; Kruse, M. J.; 2002

Dynamic Response Predictions for a Mistuned Industrial Turbomachinery Rotor Using Reduced-Order Modeling, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 311-324

Bladh, R.; Pierre, C.; Castanier, M. P.; 2003

Effects of Multistage Coupling Disk Flexibility on Mistuned Bladed Disk Dynamics, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, S. 121-130

BLH GmbH; 2004

Strain Gauges for Stress Analysis, Katalog-Nr. 215A, Vishay Measurement Group GmbH, Heilbronn, Deutschland

Brown, J. M.; Beachkofski, B.; 2000

A Phenomenological Investigation of Sequence Effects on Mistuned Rotor Response, 36th AIAA/ASME/SEAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA-2000-3102, Huntsville, Alabama, U.S.A.

Brown, J. M.; 2003

Probabilistic Analysis of Geometric Uncertainty Effects on Blade Modal Response, Turbine engine division, Air Force Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, U.S.A.

Broichhausen, K.; 2004

Perspektiven für die Einbindung von KMUs in die Triebwerksindustrie, Innovationsforum „Flugtriebwerkstechnik in Brandenburg“, 7.-8. Dezember 2004, Cottbus

Bußmann, M.; Kraus, J.; Bayer, E.; 2005

An Integrated Cost-Effective Approach to Blisk Manufacturing, ISABE 2005, MTU Aero Engines GmbH & Co. KG, München

Campbell, W.; 1924

The Protection of Steam Turbine Disk Wheels from Axial Vibration, ASME, 46, No. 1920, S. 31-160

Carrington, I.B., Wright, J. R., Cooper, J. E., et al.; 2001

A Comparison of Blade Tip Timing Data Analysis Methods, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 215, Part G, S. 301-312

Chamis, C. C., Blankson, I. M.; 2003

Exo-Skeletal Engine - Novel Engine Concept, ASME Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea and Air, ASME GT 2003-38204, auch als NASA TM 2004-212621

Choi, K.-K.; Lentz, J. Mignolet, M. P.; Rivas-Guerra, A. J.; 2003

Optimization of Intentional Mistuning for the Reduction of the Forced Response Effects of Unintentional Mistuning: Formulation and Assessment, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, S. 131-140

Crawley, E. F., Mokadam, D. R.; 1984

Stagger Angle Dependence of Inertial and Elastic Coupling on Bladed Disk, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, April 1984, Vol. 106, S. 181-197

Davis, B. M., Ballmann, S. M.; 2001

Balancing Method for a Blisk, Methode zum Auswuchten eines Integralrotors, European Patent Specification EP 1 188 900 B1, Application number 01307858.9

Davis, B. M., Ballmann, S. M., Stamm, E. I., Young, K. E., Gutknecht, J. E.; 2004

Chemical milling of gas turbine engine blisks, Unites States Patent Application Publication, Pub. No. US2004/0045936 A1

Dello, J.; 1987

Frequency Evaluation of a Steam Turbine Bladed Disk, Turbomachinery International, Dresser-Rand, Wellsville, NY, USA

Dimitriadis, G., Carrington, I. B., Wright, J. R., Cooper, J. E.; 2002

Blade-Tip Timing Measurement of Synchronous Vibrations of Rotating Bladed Assemblies, Mechanical Systems and Signal Processing, Nr. 16(4), S. 599-622

Dubas, M.; 1984

Über die Erregung infolge der Periodizität von Turbomaschinen, Ingenieur-Archiv, Nr. 54, S. 413-426

Dye, R. C. F; Henry, T. A.; 1969

Vibration Amplitudes of Compressor Blades Resulting From Scatter in Blade Natural Frequencies, ASME Journal, S. 182-188

El-Bayoumy, L. E.; Srinivasan, A. V.; 1975

Influence of Mistuning on Rotor-Blade Vibrations, AIAA Journal, Vol. 13, No. 4, S. 460-464

Ewins, D. J.; 1966

The Effects of Detuning upon the Vibrations of Bladed Discs, Ph.D. thesis, Trinity College, Cambridge

Ewins, D. J.; 1969

The Effects of Detuning upon the Forced Vibrations of Bladed Disks, Journal of Sound and Vibration, Vol. 9, No. 1, S. 65-79

Ewins, D. J.; 1973

Vibration Characteristics of Bladed Disc Assemblies, Journal of Mechanical Engineering and Science, Vol. 15, No. 3, S. 165-186

Ewins, D. J.; 2000

Modal Testing, Theory, Practice and Application, Second Edition, Research Studies Press Ltd, Baldock, Hertfordshire, G.B.

Grant, K. R., Ivey, P.; 2002

The Experimental Validation of Tip-Timing Techniques for Condition Monitoring of *HCF* in Gas Turbines Aero-Engines, 38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 7th-10th July, AIAA-2002-4305, Indianapolis, Indiana, U.S.A

Halliwell, I.; 2001

Exoskeletal Engine Concept: Feasibility Studies for Medium and Small Thrust Engines, Modern Technologies Corporation, Middleburg Heights Ohio, NASA/CR-2001-211322, U.S.A.

Heath, S., Imregun, M.; 1996

An Improved Single-Parameter Tip-Timing-Method for Turbomachinery Blade Vibrations Measurements using Optical Laser Probes, International Journal of Mech. Science, Vol. 38 (10), S. 1047-1058

Heath, S.; 2000

A New Technique for Identifying Synchronous Resonances Using Tip-Timing, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122 (2), S. 219-225

Hou, J.; 2005

Crack-Induced Mistuning in Bladed Disks, AVT-121 Symposium on „Evaluation, Control and Prevention of *HCF* in Gas Turbine Engines for Land, Sea and Air Vehicles“

Hughes, T. J. R.; 1987

The Finite Element Method, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, U.S.A.

Imregun, M.; 1983

Structural and Aeroelastic Vibration Analysis of Bladed Systems, Ph.D. thesis, Imperial College, Mechanical Engineering Department, London

Imregun, M.; 1999a

Structural Dynamics: Advanced Topics in Bladed Disk Vibration & Basics of Rotor Vibration, Lecture series - van Kareman Institute for fluid dynamics, Vol. 5, S. J1-J4

Imregun, M.; 1999b

Structural Dynamics: Basics of Disk and Blade Vibrations, Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines, Lecture series - van Kareman Institute for fluid dynamics, Vol. 1

Irretier, H.; 1981

Zum Einfluss des Schwingungsverhaltens eines scheibenförmigen Tragkörpers auf die Eigenfrequenzen der Schaufeln thermischer Turbomaschinen, Springer-Verlag, Ingenieur-Archiv Nr. 50, S. 85-102

Judge, J.; Pierre, C.; Mehmed, O.; 2001

Experimental Investigation of Mode Localization and Forced Response Amplitude Magnification for a Mistuned Bladed Disk, ASME Journal for Engineering of Gas Turbines and Power, Vol. 123, S. 940-950

Kahl, G.; 2002

Aeroelastic Effect of Mistuning and Coupling in Turbomachinery Bladings, Ph.D. thesis, Ecole Polytechnique Federale De Lausanne, These-No. 2629

Kappmeyer, Gregor; 2004

Unwuchtkompensation von rotierenden Bauteilen, Offenlegungsschrift DE 10 2004 037 608 A1 2006.03.16, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10 2004 037 608.5

Kappmeyer, G., Janschek, P., Baumgärtner, M., Bremer, C.; 2006

Fertigungstechnologien, Entwicklungen und Trends in Technologiernetzwerken, DGLR-Tagung, Braunschweig, DGLR-2006-158

Kellerer, R.; Stetter, H.; 1992

Schwingungsverhalten beschauelter Scheiben im Resonanzbereich von Doppelmoden, visualisiert durch den Einsatz der holografischen Interferometrie, VDI-Berichte Nr. 947, Stuttgart

Kenyon, J. A.; Cross, C. J.; Minkiewicz, G. R.; 2000

Mechanical Coupling Effects on Turbomachine Mistuned Response, Journal of Propulsion and Power, Vol. 16, No. 6; S. 1149-1154

Kenyon, J. A.; Feiner, D. M.; Griffin, J. H.; 2002

Maximum Bladed Disk Forced Response from Distortion of a Structural Mode, ASME Turbo EXPO 2002, GT-2002-30426, Amsterdam, Niederlande

Kenyon, J. A.; 2004

Maximum Mistuned Bladed Disk Forced Response with Frequency Veering, 40th AIAA/

ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, Ford Lauderdale, Florida, USA, AIAA-2004-3753

Kielb, R. E., Kaza, K. R. V.; 1984

Effects of Structural Coupling on Mistuned Cascade Flutter and Response, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, S. 17-24

Kielb, R.; Miyakozawa, T.; Feiner, D.; Griffin, J.; 2004

Probabilistic Analysis of Mistuned Bladed Disk and Blisks with Aerodynamic and Structural Coupling, Pinehurst, North Carolina, U.S.A.

Klinger, H.; 2002

Das Engine 3E Technologieprogramm bei Rolls-Royce Deutschland und begleitende Kooperationen mit Forschungseinrichtungen, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, DGLR-JT2002-122

Kirkhope, J.; Wilson, G. J.; 1971

Analysis of Coupled Blade Disk Assemblies in Axial Flow Turbine and Fans, Proc. 12th AIAA/ASME Structures, Structural Dynamics and Material Conference, AIAA Paper No. 71-375, S. 1-11

König, P.; Rossmann, A.; 1999

Ratgeber für Gasturbinenbetreiber, Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch (ASUE), Vulkan-Verlag, Essen

Kosing, O. E., Scharl, R., Schmuhl, H. J.; 2001

Design Improvements of the EJ 200 HP Compressor, From Design Verification to a Future All Blisk Version, Proceedings of ASME Turbo EXPO 2001: Land, Sea and Air, New Orleans, Louisiana, U.S.A.

Kühhorn, A.; Beirow, B.; 2007

Verfahren zur messtechnischen Bestimmung der Schaufelverstimmung bei Laufrädern in Integralbauweise, Offenlegungsschrift DE N.N, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen N.N.

Lederer, R.; Renkel, M.; 2000

Engine 3E - Technologieprogramm - Bilanz der Phase 1 (1994-1999), DGLR Jahrestagung

Lim, S.-H.; Castanier, M. P.; Pierre, C.; 2004a

Predicting Mistuned Blade Amplitude Bounds and Stress Increases from Energy Formulations, 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Pinehurst, North Carolina

Lim, S.-H.; Castanier, M. P.; Pierre, C.; 2004b

Mistuning Identification and Reduced-Order Model Updating for Bladed Disks Based on a

Component Mode Mistuning Technique, Proceedings of the 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Pinehurst, NC, U.S.A.

Malkin, I.; 1942

On a Generalization of Kirchhoff's Theory of Transversal Plate Vibration Problem of Steam Turbine Disks, J. Franklin Institute 234, S. 355-370, S. 431-452

Mielke, R., Johann, E.; 2004

Verfahren und Reparatur-Schaufelteil zur Blisk-Reparatur oder zur Neuherstellung von Blisks, Offenlegungsschrift DE 10 2004 032 461 A1 2006.02.02, Deutsches Patent- und Markenamt, Aktenzeichen 10 2004 032 461.A

Mignolet, M. P.; Rivas-Guerra, A. J.; Delor, J. P.; 2001a

Identification of Mistuning Characteristics of Bladed Disks from Free Response Data - Part I, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, S. 395-403

Mignolet, M. P.; Rivas-Guerra, A. J.; Delor, J. P.; 2001b

Identification of Mistuning Characteristics of Bladed Disks from Free Response Data - Part II, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, S. 404-411

Mignolet, M. P.; Lin, C.-C.; LaBorde, B. H.; 2001c

A Novel Limit Distribution for the Analysis of Randomly Mistuned Bladed Disks, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 388-403

Mignolet, M. P.; Choi, B.-K.; 2002

Robust Optimal Positioning of Strain Gauges on Blades, Proceedings of ASME Turbo EXPO 2002, GT-2002-30454, Amsterdam, Niederlande

Moyroud, F.; Fransson, T.; Jacquet-Richardet, G.; 2002

A Comparison of Two Finite Element Reduction Techniques for Mistuned Bladed Disks, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 942-952

Mück, B.; 2004

Flutter and Forced Response Prediction in Compressor Blade Design, XI. Blade Mechanics Seminar, Schweiz

Müller, C.; Sikorski, H.; Passrucker, H.; Wackers, P.; 2005

New Design and Manufacturing Concepts for Aero Engine Compressor Components, ISABE-2005-1077, MTU Aero Engines GmbH & Co. KG, München

Myhre, M.; 2003

Numerical Investigation of the Sensitivity of Forced Response Characteristics of Bladed Disk to Mistuning, Licentiate thesis, Chair of Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Schweden

Ottarsson, G.; Pierre, C.; 1995

On the Effects of Interblade Coupling on the Statistics of Maximum Forced Response Amplitudes in Mistuned Bladed Disks, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA-95-1494-CP, New Orleans, U.S.A

Patel, B. M.; Nagpal, V. K.; Srivastava, R.; Hoge, P.: 2004

Probabilistic Mistuning Analysis of an Impeller, 9th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Charlotte, North Carolina, U.S.A.

Petrov, E. P.; Sanliturk, K. Y.; Ewins, D. J.; 2000

Quantitative Prediction of the Effects of Mistuning Arrangement on Resonant Response of a Practical Turbine Bladed Disc, Imperial College of Science, Technology and Medicine, Mechanical Engineering Department, Centre of Vibration Engineering, London, G.B.

Petrov, E. P.; Ewins, D. J.; 2001

Analysis of the Worst Mistuning Patterns in Bladed Disc Assemblies, Proceedings of the ASME Turbo EXPO 2001, 2001-GT-0292, New Orleans, Louisiana, U.S.A.

Petrov, E. P.; Sanliturk, K. Y.; Ewins, D. J. Elliott, R.; 2002

A New Method for Dynamic Analysis of Mistuned Bladed Disk Based on the Exact Relationship Between Tuned and Mistuned Systems, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 124, S. 586-597

Petrov, E. P.; Ewins, D. J.; 2005

Method of Analysis of Nonlinear Multiharmonic Vibrations of Mistuned Bladed Disks with Scatter of Contact Interface Characteristics, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 127, S. 128-136

Pianka, C.; 2004

Considering Mistuning Effects on Blisks in the Specification of Engine Vibration Surveys, XI. Blade Mechanics Seminar, Schweiz

Pierre, C.; Murthy, D. V.; 1992

Aeroelastic Modal Characteristics of Mistuned Blade Assemblies: Mode Localisation and Loss of Eigenstructure, AIAA Journal, Vol. 30, No. 10, S. 2483-2497

Pierre, C.; Ceccio, S. L.; Cross, C. J.; Judge, J.; 2000

Experimental Investigation of Mistuned Bladed Disk Vibration, Proceedings of the 5th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Chandler, Arizona, U.S.A.

Pfützner, H.; 1961

Koppelschwingungen von Rad und Schaufeln an Turbomaschinen, Dissertation, TU Berlin

Polytec GmbH, 2004

8. Vibrometer-Seminar, 27.-28. Oktober, Waldbronn

Polytec GmbH, 2006

LM INFO Special, Optical Measurement Magazine, Issue 2/2006, Waldbronn

Raack, W.; 1990

Ebene Flächentragwerke, Platten, Teil 2, Schriftenreihe Ebene Flächentragwerke, Band 4, TU Berlin, 2. Institut für Mechanik

Roche, J. M., Palac, D. T., Hunter, J. E., Myers, D. E., Snyder, C. A., Kosareo, D. N., McCurdy, D. R., Dougherty, K. T.; 2005

Investigation of Exoskeletal Engine Propulsion System Concepts, NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, NASA/TM-2005-213369, U.S.A.,
<http://gltrs.grc.nasa.gov/reports/2005/TM-2005-213369.pdf>

Rolls-Royce GmbH & Co. KG; 2004

HPC 302/3 Instrumentation Specification, Rolls-Royce GmbH & Co. KG, Blankenfelde/Mahlow

Rossi, M. R.; Feiner, D. M.; Griffin, J. H.; 2004

A Probabilistic Approach to Mistuning, 9th National Turbine *HCF* Conference

Rivas-Guerra, A. J.; Mignolet, M. P.; 2002

Maximum Amplification of Blade Response due to Mistuning: Localization and Mode Shapes Aspects of the Worst Disks, ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30323, Amsterdam, Niederlande

Rivas-Guerra, A. J.; Mignolet, M. P.; 2004

Local/Global Effects of Mistuning on the Forced Response of Bladed Disks, ASME Journal of Engineering of Gas Turbines and Power, Vol. 126, S. 131-141

Schrage, S., Kühhorn, A., Golze, M.; 2006

Simulation fluidgedämpfter Strukturschwingungen durch partitionierte Fluid-Struktur-Kopplung mittels MpCCI, Tagungsband des 3. NAFEMS *CFD*-Seminar: Simulation gekoppelter Strömungsvorgänge (Multifield FSI), Wiesbaden

Setzepfand, N.; 2006

Systematische Untersuchung der Versuchsrandbedingungen zur experimentellen Ermittlung von „Blade Alone“-Frequenzen von Hochdruckverdichterschaufelscheiben in Integralbauweise (Blisks), Diplomarbeit, Lehrstuhl für Strukturmechanik und Fahrzeugschwingungen, BTU Cottbus

Sever, I. A.; 2004

Experimental Validation Of Turbomachinery Blade Vibration Predictions, Imperial College London, Department of Mechanical Engineering

Slater, J. C., Minkiewicz, G. R., Blair, A. J.; 1999

Forced Response of Bladed Disk Assemblies - A Survey, The Shock and Vibration Digest, Vol. 31, No. 1, S. 17-24

Sikorski, S., Frischbier, J.; 2004

Betriebsfestigkeit von Leichtbau-Verdichterschaufeln aus CFK, DVM -Bericht 131, Leichtbau und Betriebsfestigkeit, 31. Tagung des DVM Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, 06. und 07. Oktober 2004, München, ISSN 0944-5242

Simpson, G.; 2001

Foreign Comparative Test Program on „Russian Erosion Resistant Coatings for US Navy GTE Compressors“, JTEG Meeting at Lima Army Tank Plant, 24.-26. Juli 2001

Sladojevic, I.; Petrov, E. P.; Imregun, M.; 2006

Forced Response Variation of Aerodynamically and Structurally Mistuned Turbo Machinery Rotors, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, GT2006-90948, Barcelona, Spanien

Smarsly, W.; 2002

Triebwerksstoffe - „Quo Vadis“, DLR Werkstoffkolloquium zu Ehren des 75. Geburtstages von Prof. Dr. W. Bunk, Bonn

Soares, C. A. M.; Petyt, M.; Salama, A. M.; 1976

Finite Element Analysis of Bladed Disks, Proc. Winter Annual Meeting ASME, S. 73-92

Song, S. H., Castanier, M. P., Pierre, C.; 2005

Multi-Stage Modeling of Mistuned Turbine Engine Rotor Vibrations, AVT-121 Symposium on „Evaluation, Control and Prevention of High Cycle Fatigue in Gas Turbine Engines for Land, Sea and Air Vehicles, RTO-MP-AVT-121

Spieler, S., Staudacher, S., Kappmeyer, G., Lou, W.; 2006

Reparaturverfahren und ihre Bedeutung für die Bewertung von Blisks über den Lebenszyklus von Flugtriebwerken, DGLR-Tagung, Braunschweig, DGLR-2006-160

Steffens, K., Wilhelm, H.; 2000

Next Engine Generation: Materials, Surface Technology, Manufacturing Processes, What comes after 2000?, SurTec Conference, Cannes, Frankreich

Steffens, K.; 2001

Advanced Compressor Technology - Key Success Factor for Competitiveness in Modern Aero

Engines; 15th International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE, Bangalore, Indien

Steffens, K., Platz, A., Buckl, F.; 2002

Feinbearbeitungsverfahren - Schlüsseltechnologien für moderne Luftfahrtverdichter, 10. Feinbearbeitungskolloquium, Braunschweig

Srinivasan, A. V.; 1997

Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119, S. 742-775

Szwedowicz, J.; Senn, S. M., Abhari, R. S.; 2002

Optimum Strain Gauge Application to Bladed Assemblies, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT-2002-30306, Amsterdam, Niederlande

Tobias, S. A., Arnold, S. M.; 1957

The Influence of Dynamic Imperfection on the Vibration of Rotating Disks, Proceedings of the Inst. Mech. Engineering, 171, S. 669-690

Walther, R.; Frischbier, J. Selmeier, R.; 2000

Aeromechanische Gestaltung fortschrittlicher Triebwerksverdichter, DGLR Jahrestagung

Wei, S. T.; Pierre, C.; 1987a

Localization Phenomena in Mistuned Assemblies with Cyclic Symmetry, Part I: Free Vibrations, Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan, Ann Arbor, MI, U.S.A.

Wei, S. T.; Pierre, C.; 1987b

Localization Phenomena in Mistuned Assemblies with Cyclic Symmetry, Part II: Forced Vibrations, Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan, Ann Arbor, MI, U.S.A.

Whitehead, D. S.; 1964

Torsional Flutter of Unstalled Cascade Blades at Zero Deflection, Aeronautical Research Council, R & M, No. 3429

Whitehead, D. S.; 1966

Effect of Mistuning on the Vibration of Turbomachine Blades Induced by Wakes, ASME Journal of Mechanical Engineering and Science, Vol. 8, No. 1, S. 15-21

Whitehead, D. S.; 1976

Research Note: Effect of Mistuning on Forced Vibration of Blades with Mechanical Coupling, ASME Journal of Mechanical Engineering and Science, Vol. 18, No. 6, S. 306-307

Whitehead, D. S.; 1998

The Maximum Factor by Which Forced Vibration of Blades Can Increase due to Mistuning, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, S. 115-119

Wildheim, J.; 1979

Excitation of Rotationally Periodic Structures, ASME Journal of Applied Mechanics, 46, S. 878-882

Wilson, A.; Utengen, T.; 1993

Turbine Blade Dynamics and Blade-Vane Interaction in a Radial Inflow Turbine, Ulstein Turbine A/S, Kongsberg, Norwegen

Wilson, E. L.; Farhoomand, I.; Bathe, K. J.; 1973

Nonlinear Dynamic Analysis of Complex Structures, Earthquake Engineering and Structural Mechanics, 1, S. 241-252

Witte, H.; Pianka, Ch.; 2000

Validierung einer Verdichter-Schaufelscheibe (Blisk) in der Erprobung - Echtzeit-Signalanalyse und iterative Modellanpassung, VDI-Berichte Nr. 1550, S. 377-396

Xiao, B.; Rivas-Guerra, A. J.; Mignolet, M. P.; 2003

Identification of the Maximum Responding Blade in Mistuned Bladed Disks, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Arizona State University, Proceedings of the Turbo Expo 2003, GT-2003-38966, Atlanta, Georgia, U.S.A.

Yingfeng, W.; Jun, H.; Yong, Z.; 2005

Effect of Upstream Rotor on The Aerodynamic Force of Downstream Stator Blades, ISABE-2005-1268, Najing University of Aeronautics an Astronautics, China

Zienkiewicz, O.C.; 1971

The Finite Element Method in Engineering Science, McGraw-Hill, London, G.B.

Anlage

A-1 Technische Daten und Messparameter

A-1-1 Technische Daten ausgewählter *DMS*

Tabelle A-1: Vergleich ausgewählter *DMS*-Eigenschaften

Eigenschaft/Typ	Rolls-Royce EIG 26849 (B) Freigitter- Hochtemperatur- <i>DMS</i> , P354 Keramischer Zementklebstoff	Vishay AE-05-062-AQ-350 Folien- <i>DMS</i> , PCD700 Epoxidharz
elektrischer Widerstand	200 Ohm	350 Ohm
Toleranz des elektrischen Widerstands	1 %	+/- 0.15 %
<i>DMS</i> -Faktor	3.77	2.07
Drahtgröße	0.0007“ (0.01778mm)	-
Drahtmaterial	PtW	Konstantan (400)
Gitterlänge	0.137“ (3.4798mm)	0.062“ (1.5748mm)
Gitterbreite	0.16“ (4.064mm)	0.062“ (1.5748mm)
Bogenanzahl	10	10
Standardlänge	4.000“ (101.6mm) ^a	0.114“ (2.90mm) ^b
<i>DMS</i> -Gesamtdicke	0.2 ÷ 0.4mm	0.038mm
minimaler/maximaler Einsatzbereich	kurzzeitig 1000°C	-195 ÷ +202°C
empfohlener Einsatzbereich	+315 ÷ +800°C	-75 ÷ +175°C
E-Modul des Trägerwerkstoffs	31.000 ÷ 54.000 N/mm ² (ermittelt durch <i>FE</i> -Modellanpassung ^c)	~ 3.000 ÷ 4.000 N/mm ² (Zugbelastung)

a. Anschlusskabel beinhaltet

b. keine Anschlusskabel beinhaltet

c. Verwendung der messtechnisch bestimmten, gemittelten Klebstoffschichtdicke; Dichte und Querkontraktionszahl entsprechen denen des reinen Siliziumkarbids.

A-1-2 Technische Daten der Aufnehmer, Geber

Tabelle A-2: Geber- und Aufnehmervergleich (Laser-Doppler-Vibrometrie-Verfahren)

Eigenschaft/Typ	Impulshammer ENDEVCO Typ 2311-500	Einpunkt-Laservibrometer Image Automation Ltd. Ometron VH 300+
Art	Kraftaufnehmer	Geschwindigkeits- aufnehmer
Seriennummer	3221	1690
Sensitivität	23,65 mV/N	10 V/ms ⁻¹
Messbereich	-44 ÷ 44 N	0,01 ÷ 25 kHz

Tabelle A-3: Geber- und Aufnehmervergleich (Laser-Scan-Verfahren)

Eigenschaft/Typ	Beschleunigungs- sensor Bruel & Kjaer Typ 4508 B	Elektrodynamischer Shaker BK 4808	Laser-Scan- Vibrometer Polytec PSV 400
Seriennummer	10221	1742191	603-1908
Sensitivität/ Maximalwert	10,04 mV/ms ⁻²	10 N	2/10/50 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$ /V
Mess-/ Anregungsbereich	2 ÷ 5000 Hz	10 Hz ÷ 20 kHz	→ 350 kHz (digital)

A-1-3 Einstellungen während der Blisk-Messungen

Tabelle A-4: Allgemeine Einstellungen und Parameter der Fensterfunktionen (Laser-Doppler-Vibrometrie-Verfahren)

	Erregung
Erregung	Hammerschlag
gemessene Bandbreite	400 Hz
Frequenzauflösung Δf	0,0625 Hz
Mittelungsverfahren	linear
Anzahl der Mittlungen	3 ÷ 10
Erregerfensterfunktion	Rechteckfenster (Länge 200 ms, Zeitversatz=16 ms)
Antwortfensterfunktion	Exponential-Fenster (Abklingkonstante: $\delta = 100/281$ 1/s)

Tabelle A-5: Allgemeine Einstellungen und Parameter der Laser-Scan-Verfahrens

	Erregung
Erregung	Gleitsinus
gemessene Bandbreite	200 Hz
Frequenzauflösung Δf	0,13 Hz
Mittelungsverfahren	linear
Anzahl der Mittlungen	10 ÷ 20
Erregerfensterfunktion	-
Antwortfensterfunktion	Flattop

A-2 Versuchsblisks 1 - 6

A-2-1 Schaufelmoden der Versuchsblisks

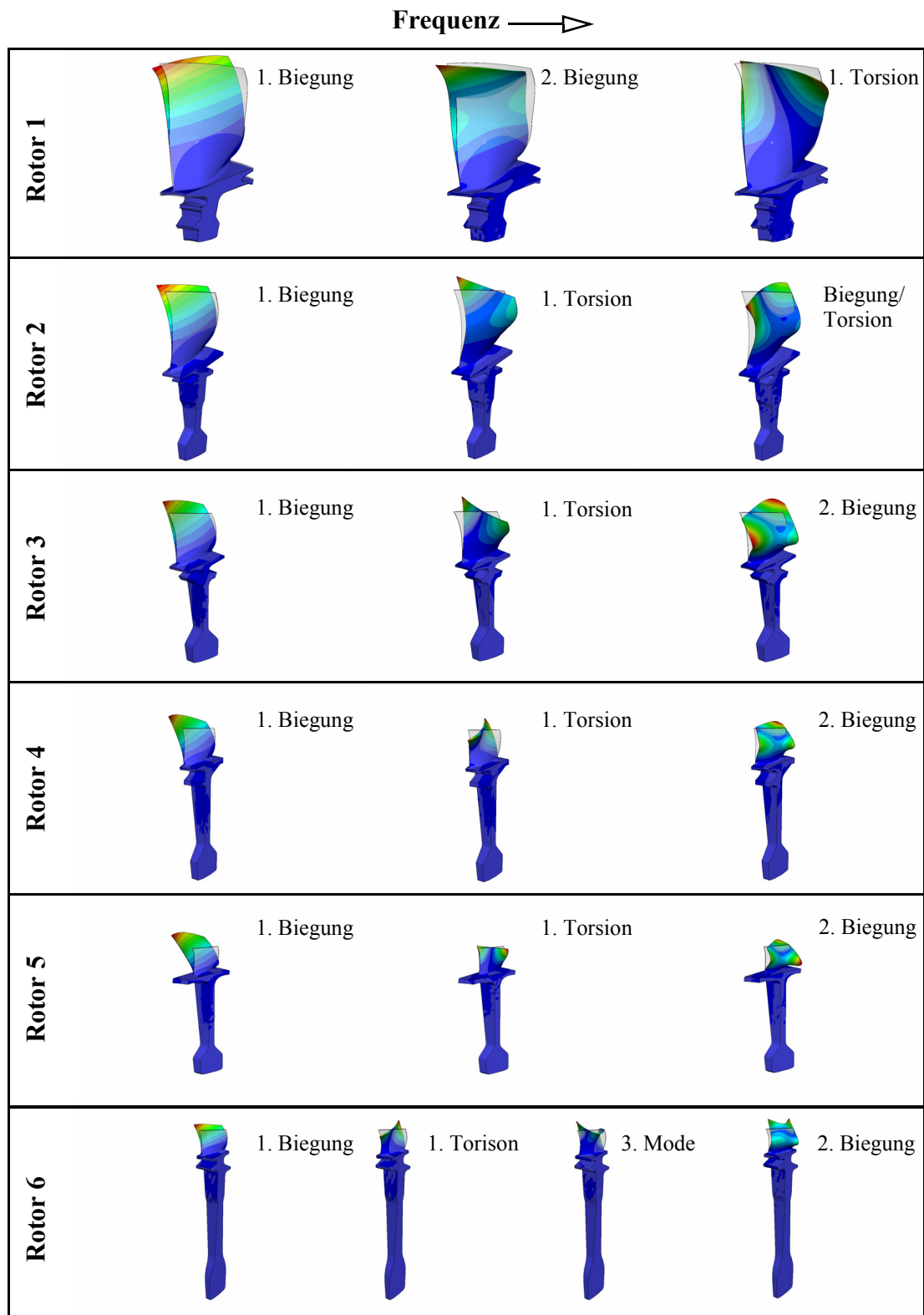


Abb. A-1: Elementare Schaufeleigenmoden der eingespannten Sektormodelle, Darstellung der Verschiebungsbeträge

A-2-2 Kopplungsdiagramme der Versuchsblisks

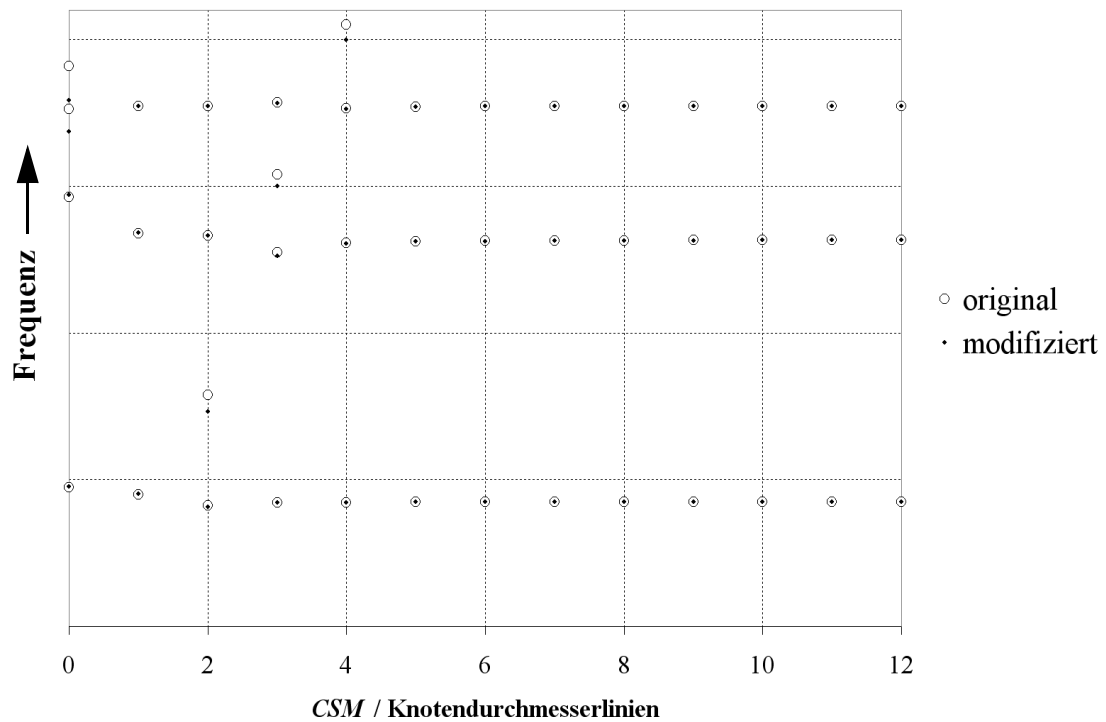


Abb. A-2: Kopplungsdiagramme der realen und modifizierten Versuchsblisk 1 (freie Lagerung)

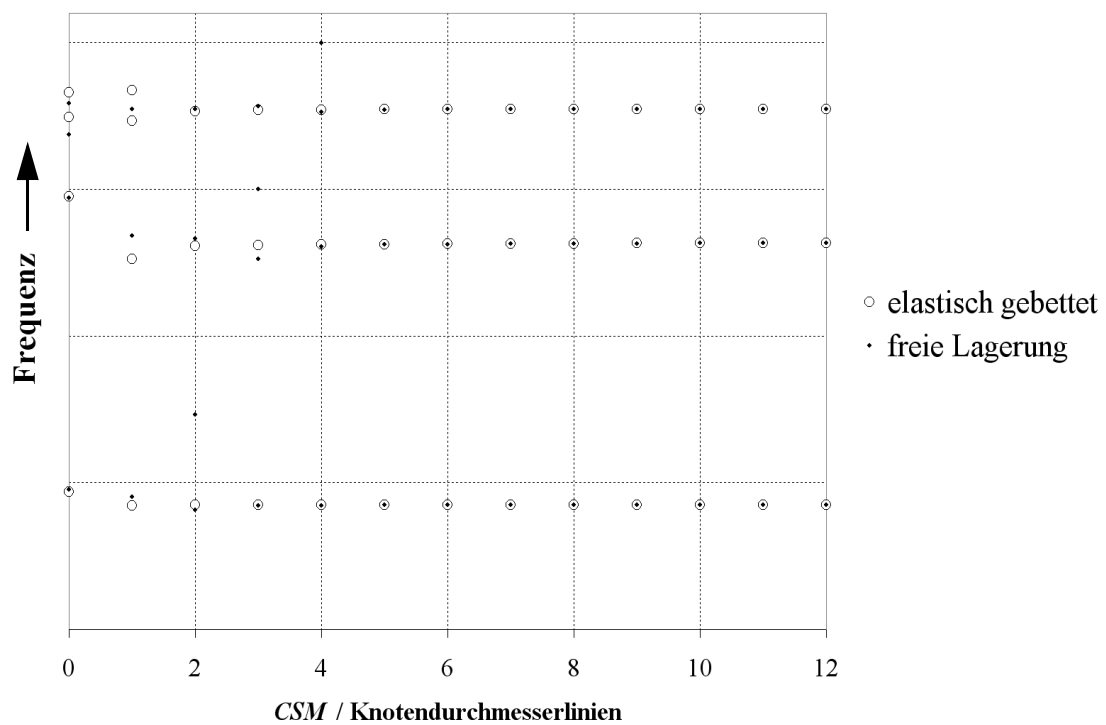


Abb. A-3: Kopplungsdiagramme der modifizierten Versuchsblisk 1, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

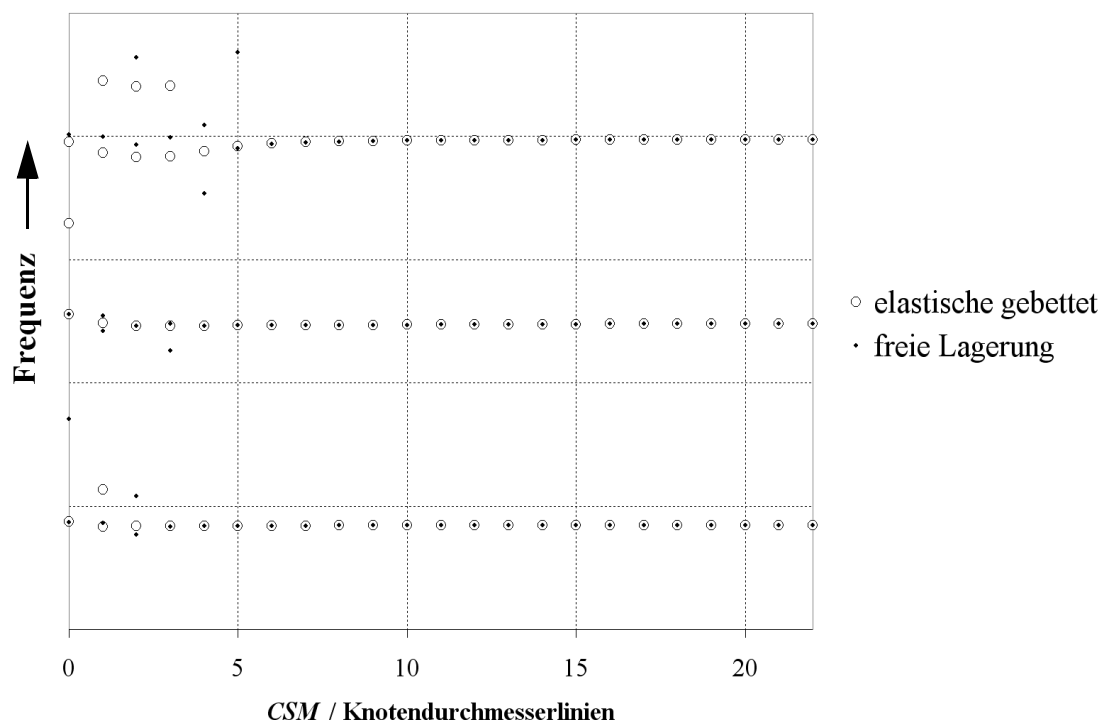


Abb. A-4: Kopplungsdiagramme der Versuchsblisk 2, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

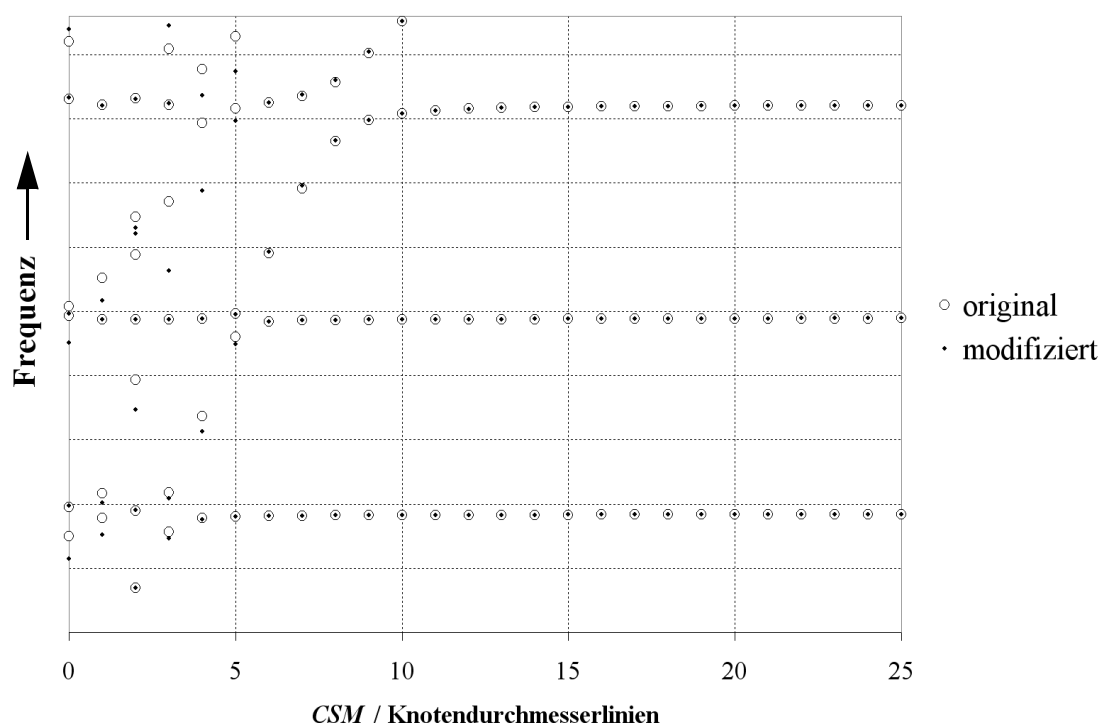


Abb. A-5: Kopplungsdiagramme der realen und modifizierten Versuchsblisk 3

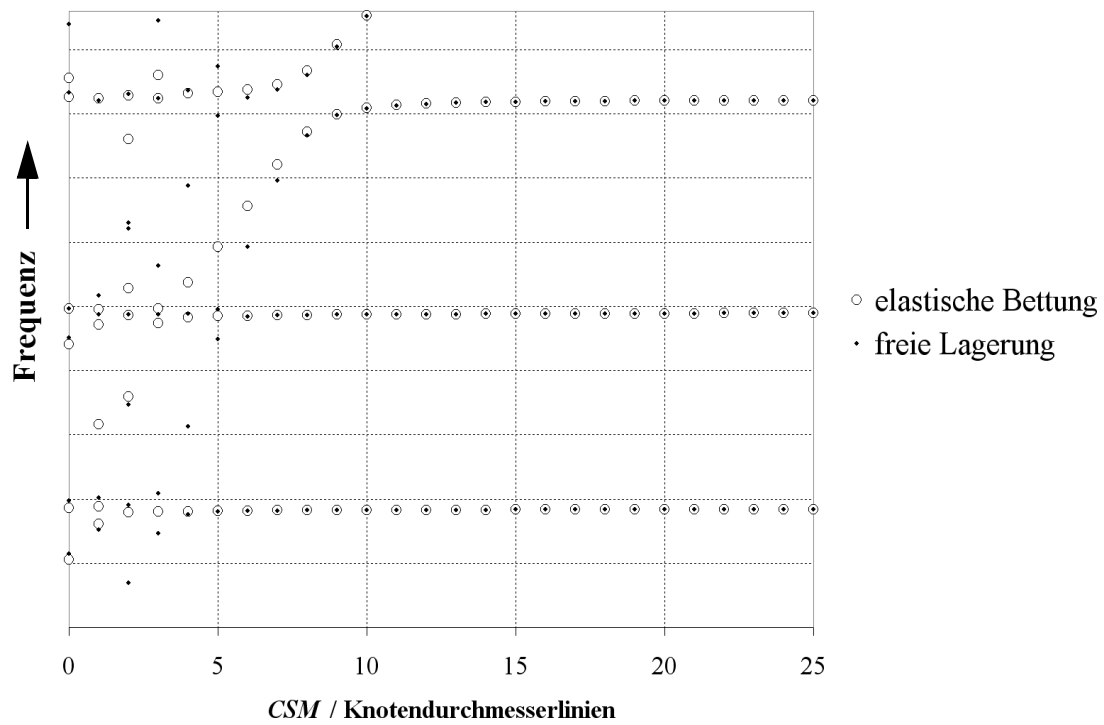


Abb. A-6: Kopplungsdiagramme der modifizierten Versuchsblisk 3, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

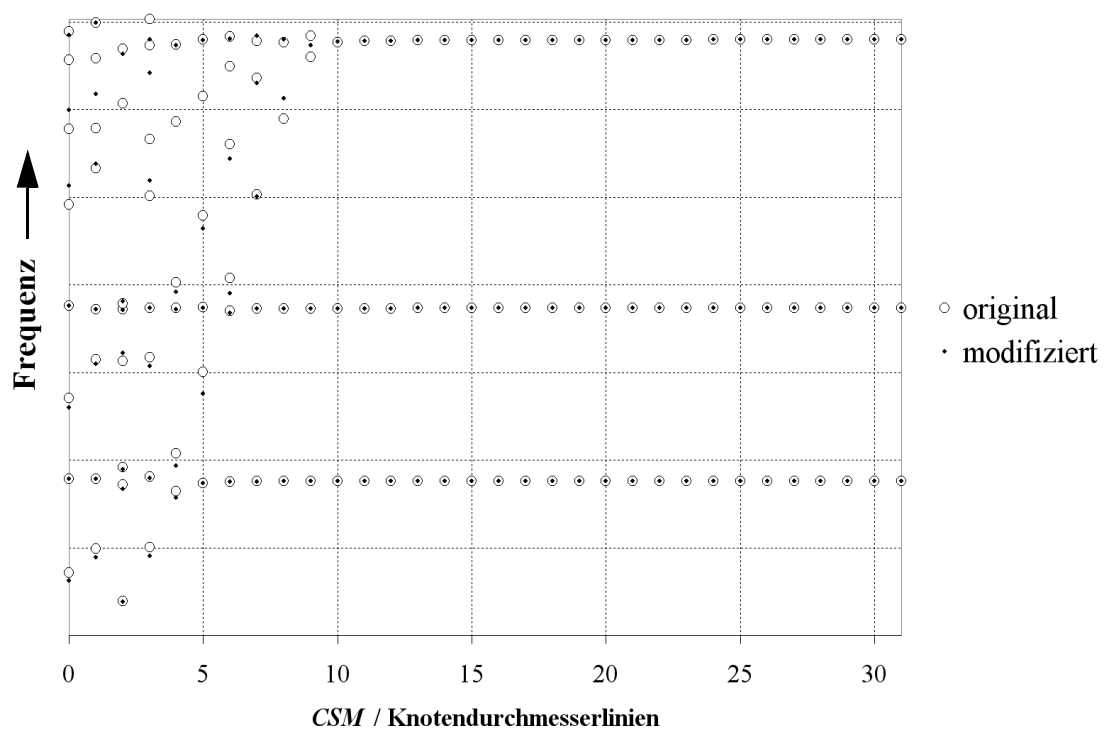


Abb. A-7: Kopplungsdiagramme der realen und modifizierten Versuchsblisk 4, freie Lagerung

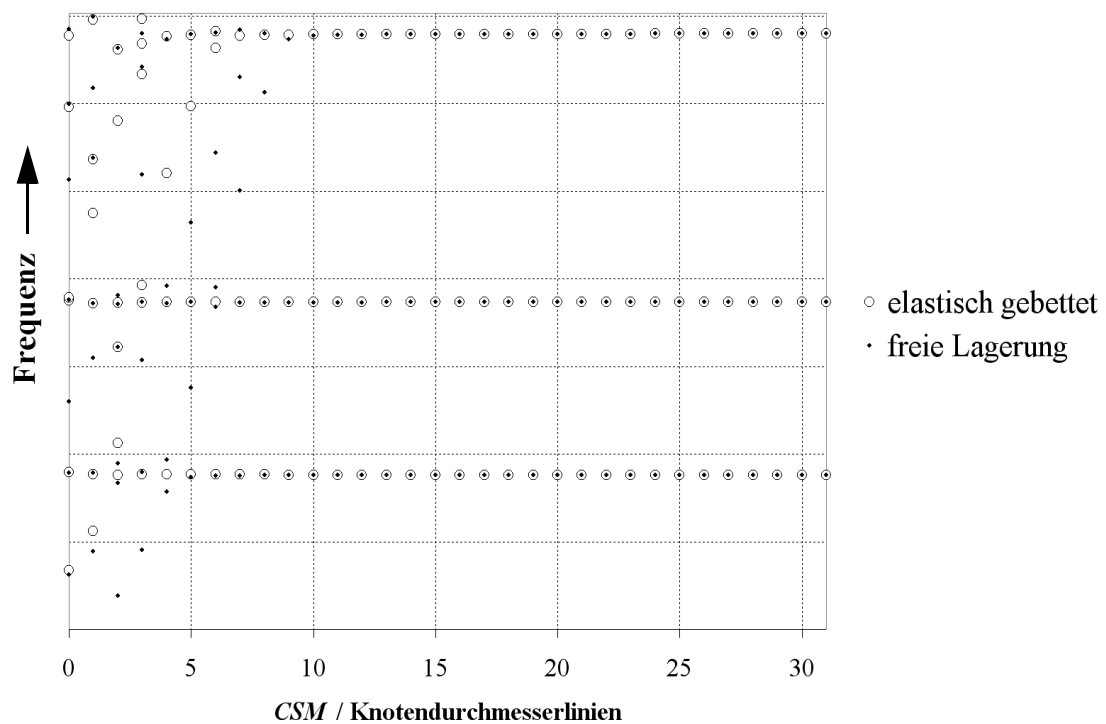


Abb. A-8: Kopplungsdiagramme der modifizierten Versuchsblick 4, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

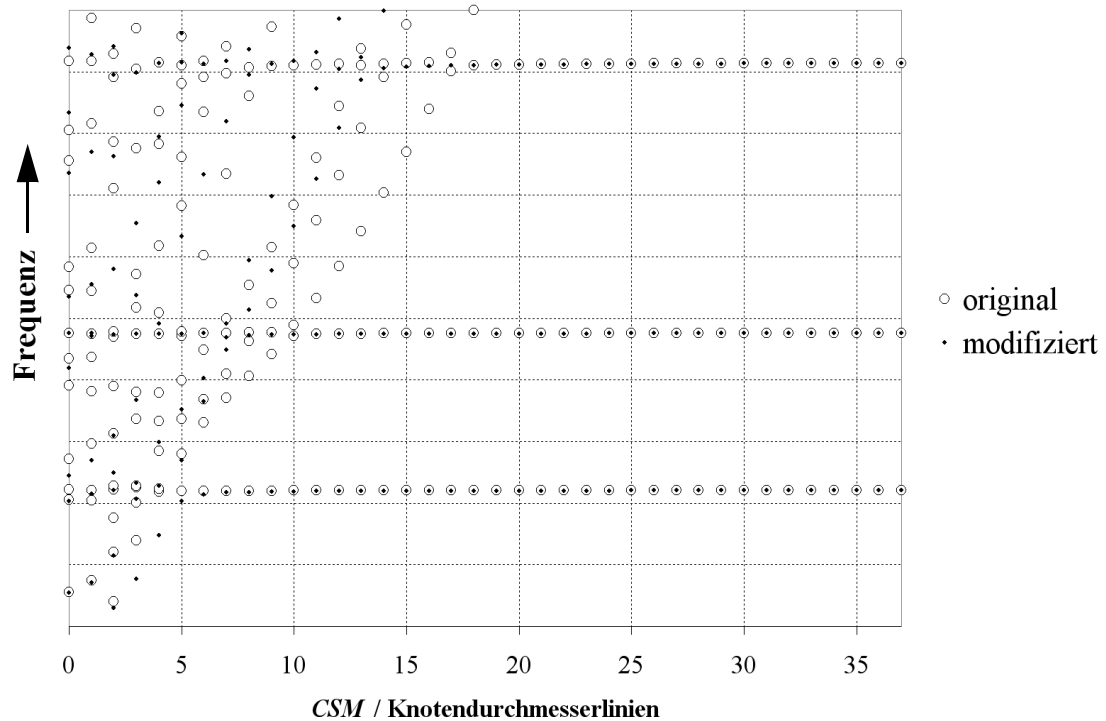


Abb. A-9: Kopplungsdiagramme der realen und modifizierten Versuchsblick 5, freie Lagerung

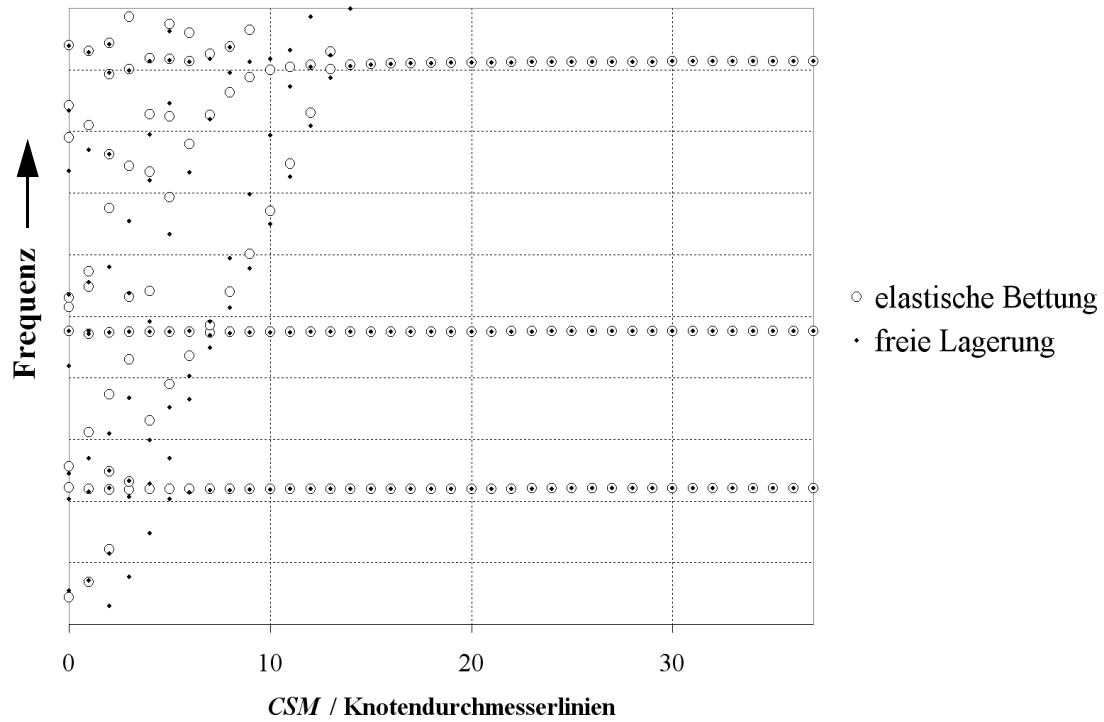


Abb. A-10: Kopplungsdiagramme der modifizierten Versuchsblisk 5, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

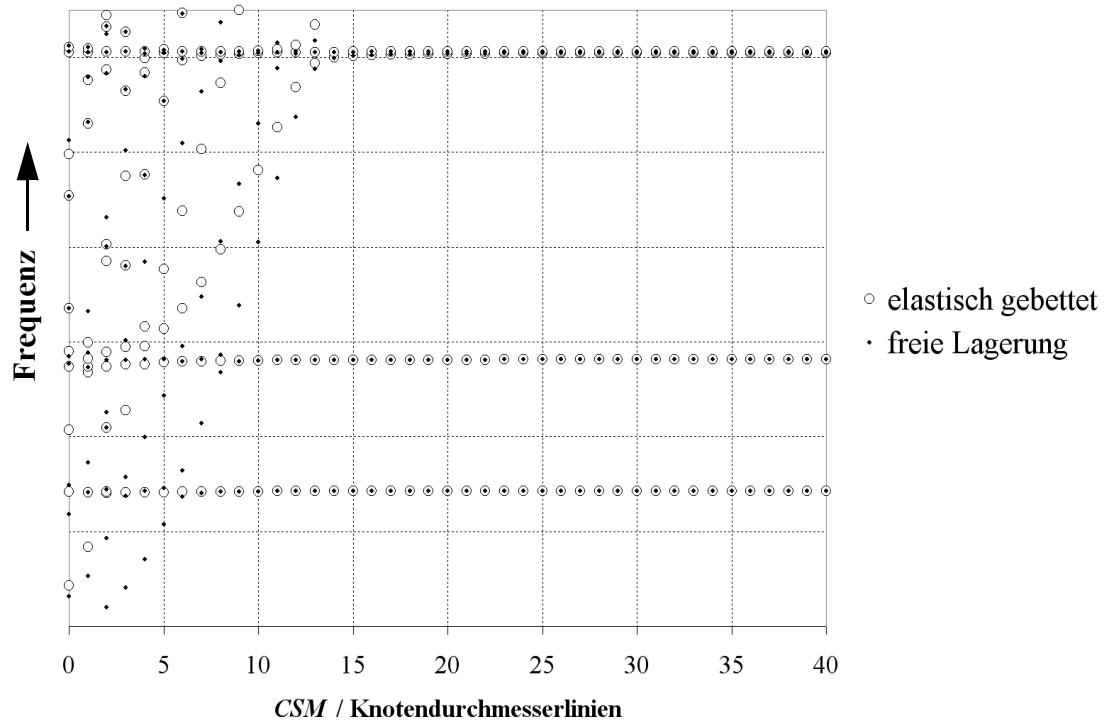


Abb. A-11: Kopplungsdiagramme der realen Versuchsblisk 6, Vergleich von freier Lagerung und elastischer Bettung

A-3 E3E-I-HDV-Rotoren 1 und 6

A-3-1 Vergleich der experimentell ermittelten Schaufelverformungsverteilungen der E3E-I-HDV-Rotoren 1 und 6

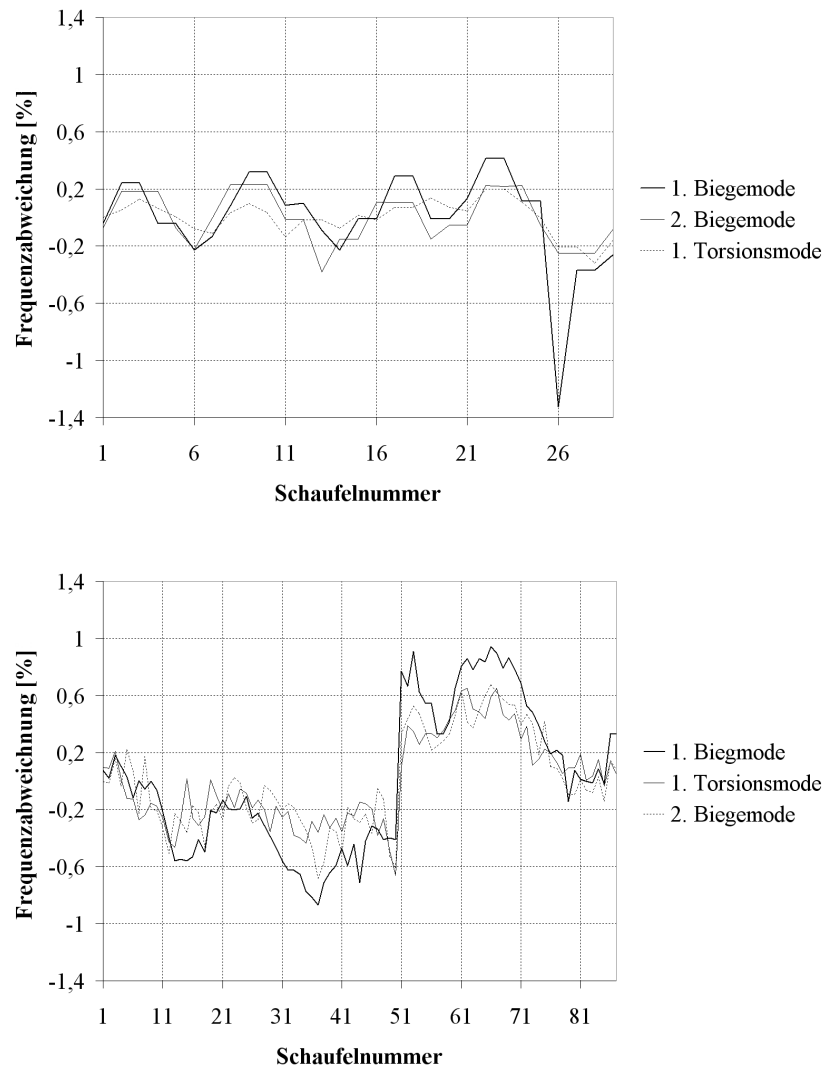


Abb. A-12: Darstellung der individuellen Schaufeleigenfrequenzabweichungen vom Mittelwert; oben: E3E-I-HDV-Rotor 1, unten E3E-I-HDV-Rotor 6

A-3-2 Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten Lokalisierungsgrade der Schaufelschwingformen des *E3E-I-HDV*-Rotors 1

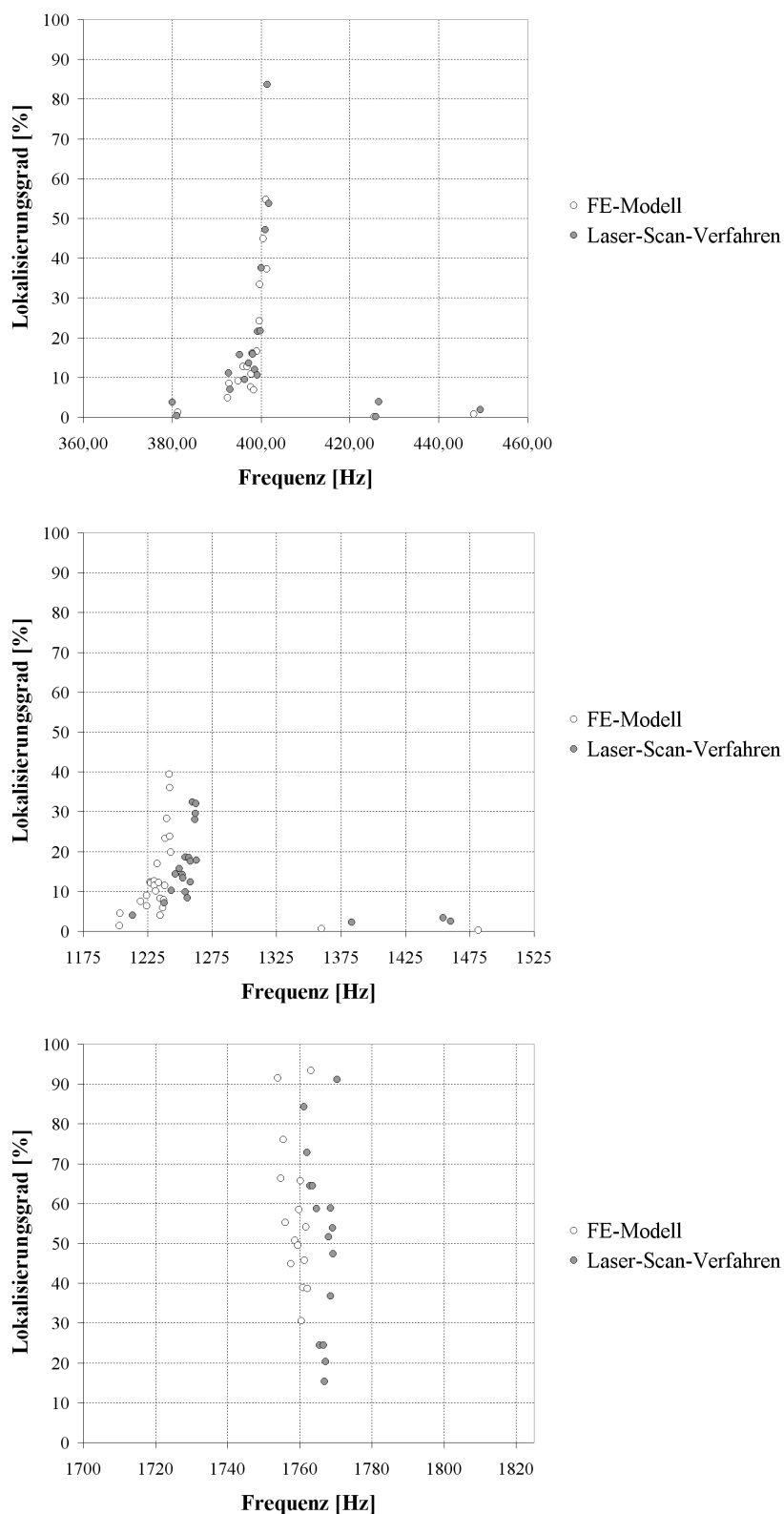
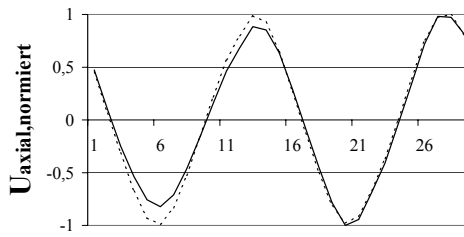


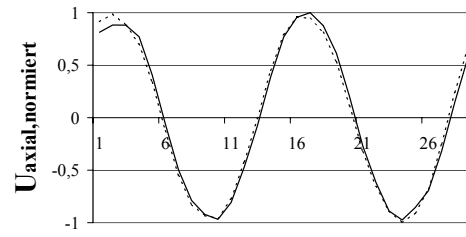
Abb. A-13: Gegenüberstellung des Lokalisierungsgrade der Schaufelschwingformen; oben: 1. Schaufelbiegung, mittig: 2. Schaufelbiegung, unten: 1. Schaufeltorsion

A-3-3 Vergleich der experimentell (–) und numerisch ermittelten Abwicklungen (···) der Schaufelschwingformen des E3E-I-HDV-Rotors 1 (1. Biegung, Auszug)



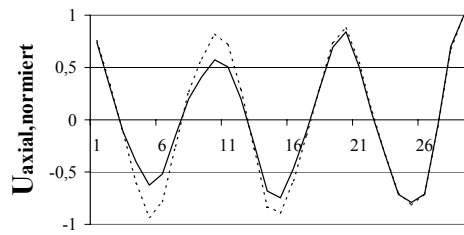
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 380.0000 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 381.3079 \text{ Hz}$



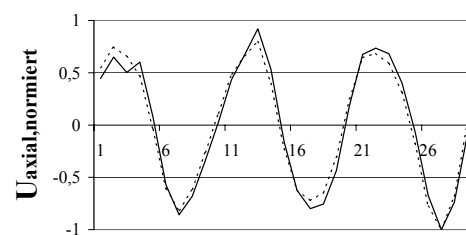
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 381.0000 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 382.1177 \text{ Hz}$



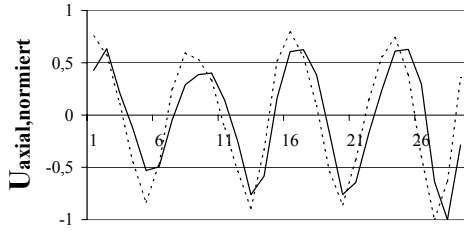
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 392.6875 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 392.4792 \text{ Hz}$



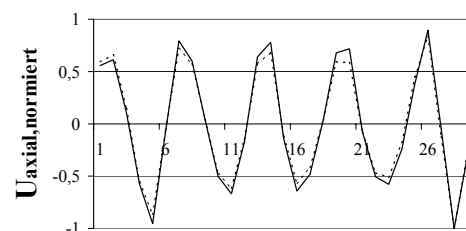
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 393.0000 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 392.7881 \text{ Hz}$



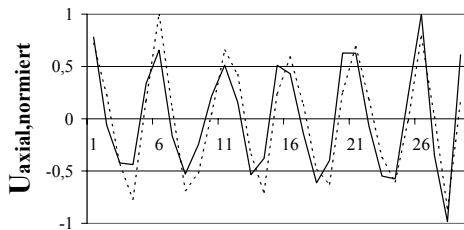
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 395.1875 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 394.8942 \text{ Hz}$



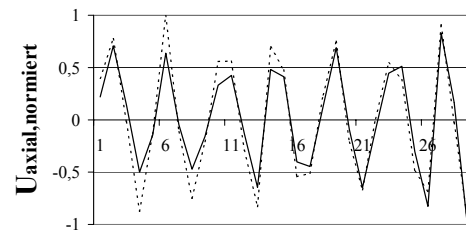
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 396.3125 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 395.9844 \text{ Hz}$



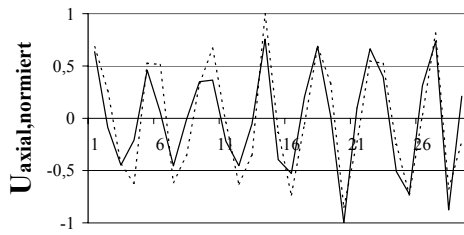
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 397.2500 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 396.9283 \text{ Hz}$



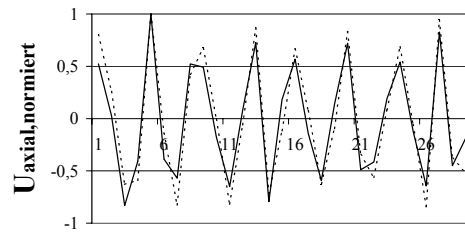
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 398.0000 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 397.6596 \text{ Hz}$



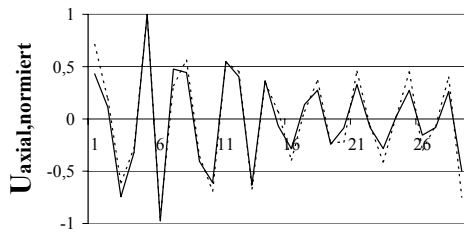
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 398.1250 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 397.7755 \text{ Hz}$$



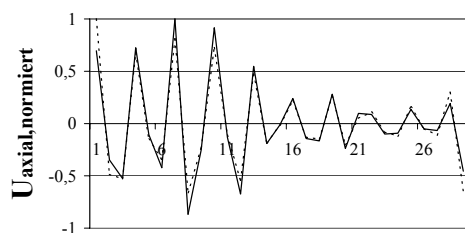
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 398.6250 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 398.3458 \text{ Hz}$$



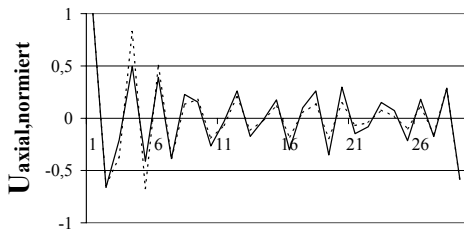
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 399.2500 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 398.9725 \text{ Hz}$$



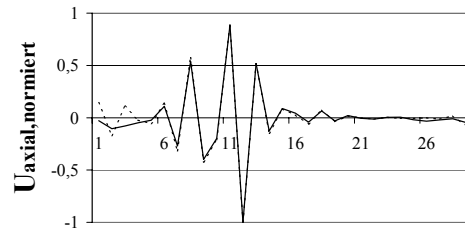
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 399.8750 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 399.5684 \text{ Hz}$$



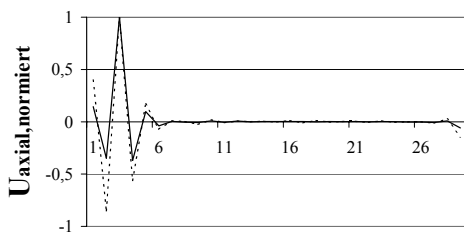
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 400.0625 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 399.7560 \text{ Hz}$$



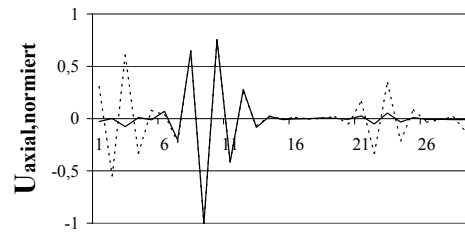
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 400.9375 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 400.5418 \text{ Hz}$$



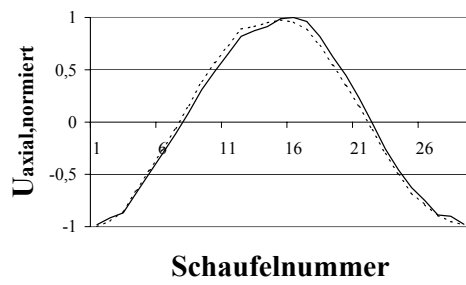
Schaufelnummer

$$f_{\text{Scan}} = 401.3750 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 401.0192 \text{ Hz}$$

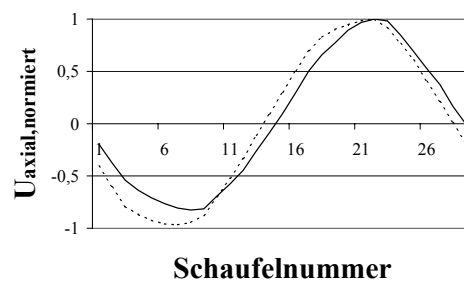


Schaufelnummer

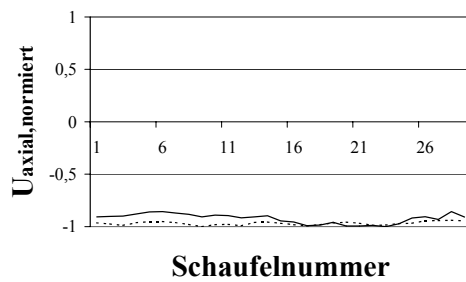
$$f_{\text{Scan}} = 401.7500 \text{ Hz}, f_{\text{FEM}} = 401.3446 \text{ Hz}$$



$$f_{\text{Scan}} = 425.8125 \text{ Hz}, f_{FEM} = 424.9578 \text{ Hz}$$

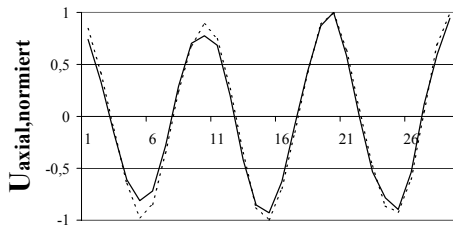


$$f_{\text{Scan}} = 426.5625 \text{ Hz}, f_{FEM} = 425.4445 \text{ Hz}$$



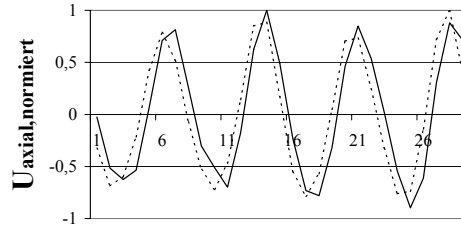
$$f_{\text{Scan}} = 449.3125 \text{ Hz}, f_{FEM} = 447.8484 \text{ Hz}$$

A-3-4 Vergleich der experimentell (–) und numerisch ermittelten Abwicklungen (···) der Schaufelschwingformen des E3E-I-HDV-Rotors 1 (2. Biegung, Auszug)



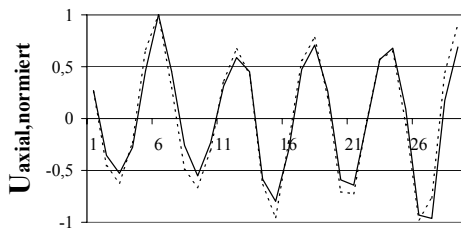
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1213.250 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1203.041 \text{ Hz}$



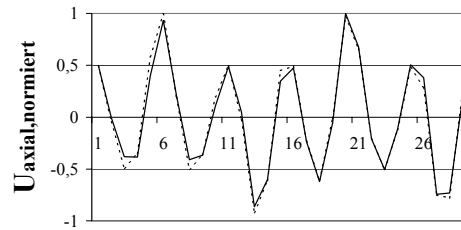
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1237.750 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1219.565 \text{ Hz}$



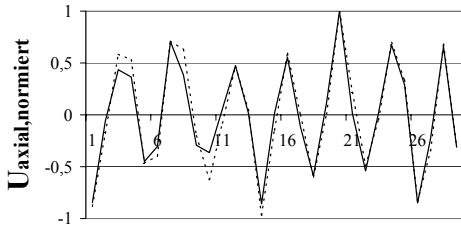
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1243.188 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1224.316 \text{ Hz}$



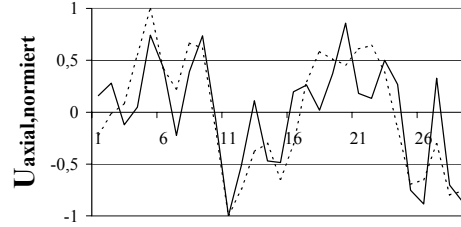
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1246.250 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1227.070 \text{ Hz}$



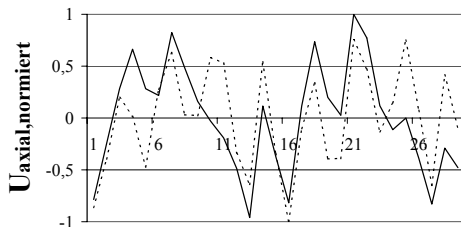
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1249.438 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1230.175 \text{ Hz}$



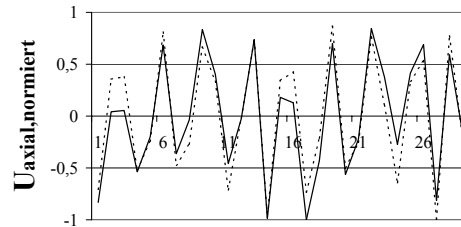
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1251.750 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1231.320 \text{ Hz}$



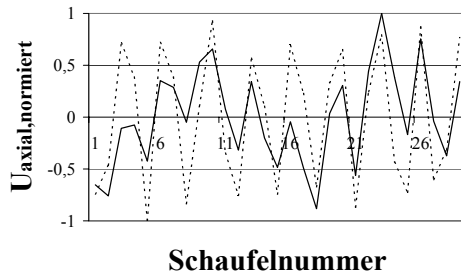
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1252.125 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1232.387 \text{ Hz}$

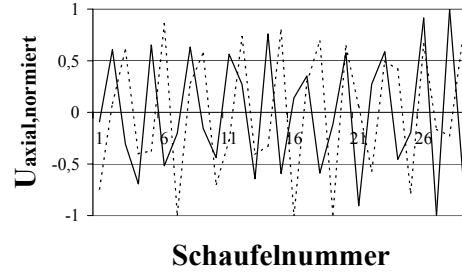


Schaufelnummer

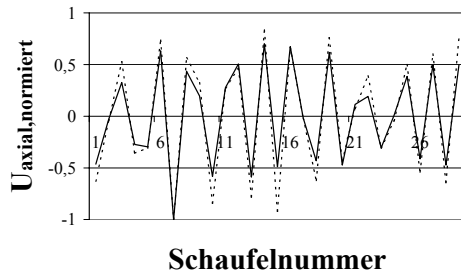
$f_{\text{Scan}} = 1254.063 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1234.565 \text{ Hz}$



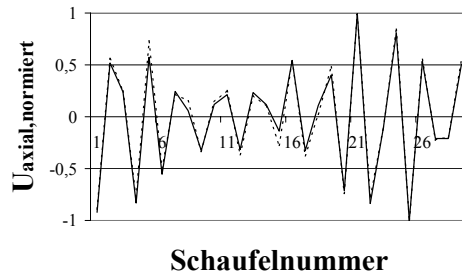
$$f_{\text{Scan}} = 1254.375 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1234.817 \text{ Hz}$$



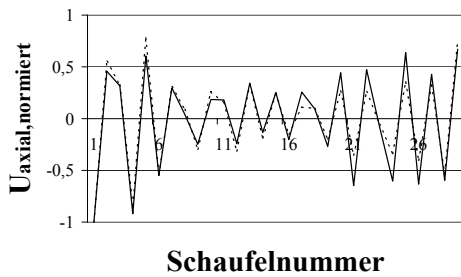
$$f_{\text{Scan}} = 1255.688 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1236.756 \text{ Hz}$$



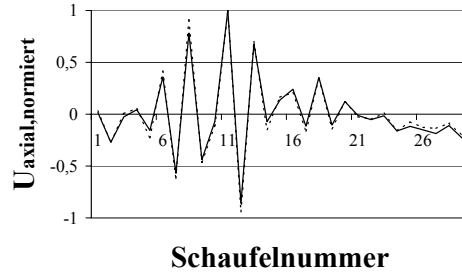
$$f_{\text{Scan}} = 1257.063 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1237.470 \text{ Hz}$$



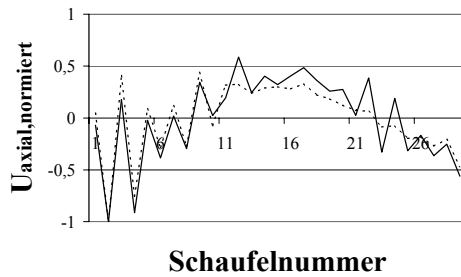
$$f_{\text{Scan}} = 1258.000 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1238.218 \text{ Hz}$$



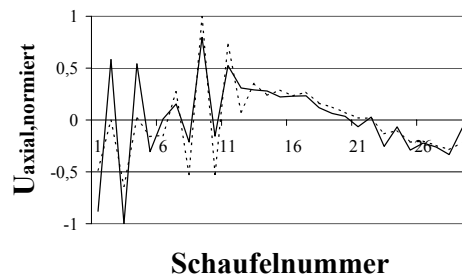
$$f_{\text{Scan}} = 1258.250 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1238.531 \text{ Hz}$$



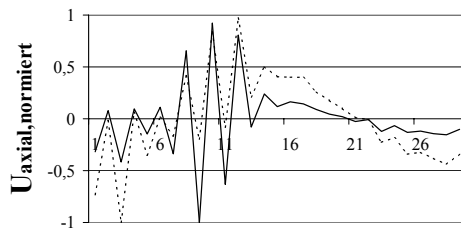
$$f_{\text{Scan}} = 1259.563 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1239.748 \text{ Hz}$$



$$f_{\text{Scan}} = 1261.563 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1241.754 \text{ Hz}$$

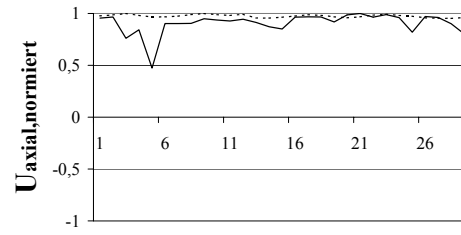


$$f_{\text{Scan}} = 1262.063 \text{ Hz}, f_{FEM} = 1241.995 \text{ Hz}$$



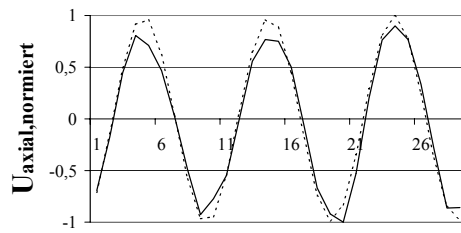
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1262.375 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1242.274 \text{ Hz}$



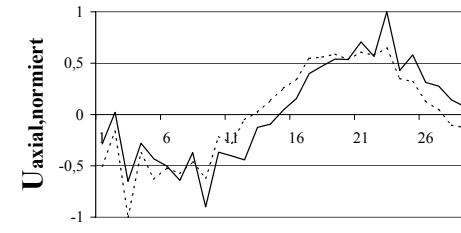
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1383.250 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1360.039 \text{ Hz}$



Schaufelnummer

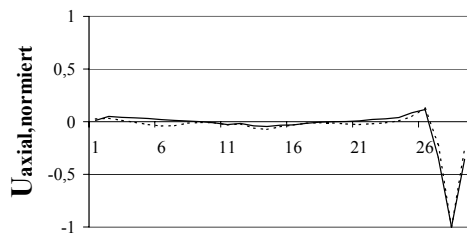
$f_{\text{Scan}} = 1454.250 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1481.884 \text{ Hz}$



Schaufelnummer

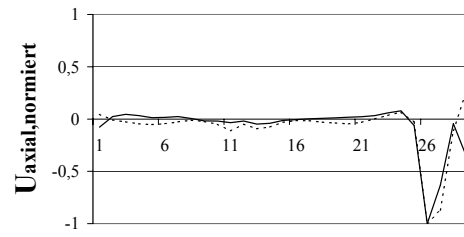
$f_{\text{Scan}} = 1262.688 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1242.879 \text{ Hz}$

A-3-5 Vergleich der experimentell (–) und numerisch ermittelten Abwicklungen (···) der Schaufelschwingformen des E3E-I-HDV-Rotors 1 (1. Torsion, Auszug)



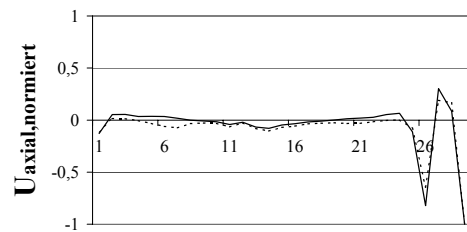
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1761.125 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1753.966 \text{ Hz}$



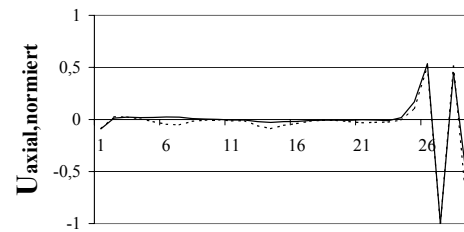
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1762.000 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1754.818 \text{ Hz}$



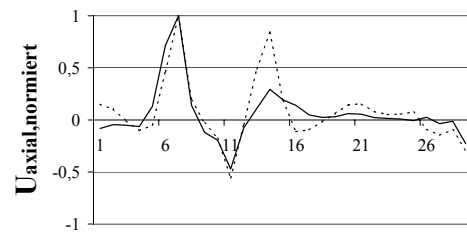
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1762.813 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1755.460 \text{ Hz}$



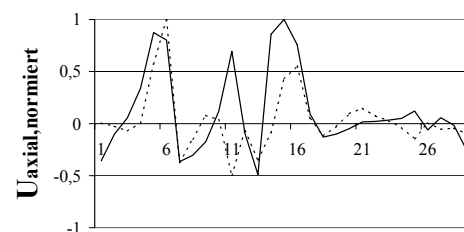
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1763.500 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1755.958 \text{ Hz}$



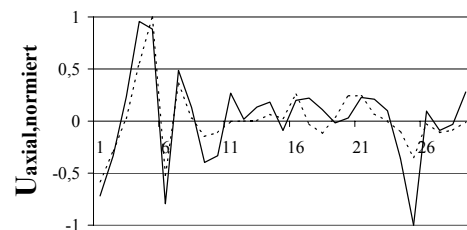
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1764.688 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1757.605 \text{ Hz}$



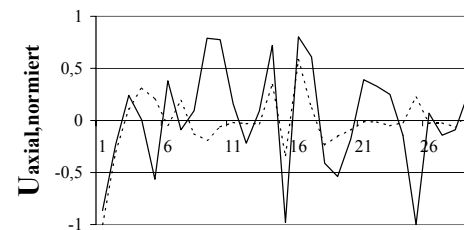
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1765.438 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1758.677 \text{ Hz}$



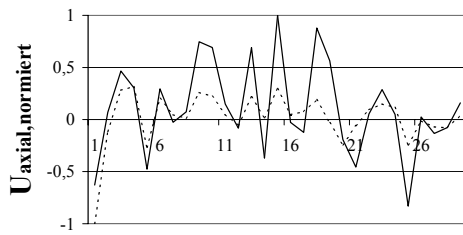
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1766.563 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1759.542 \text{ Hz}$



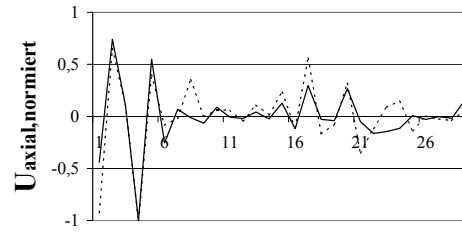
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1766.938 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1759.796 \text{ Hz}$



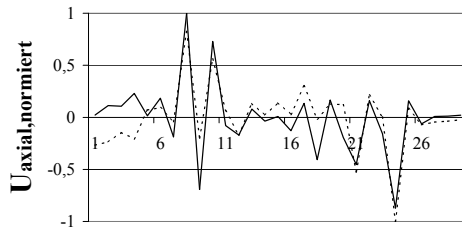
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1767.188 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1760.155 \text{ Hz}$



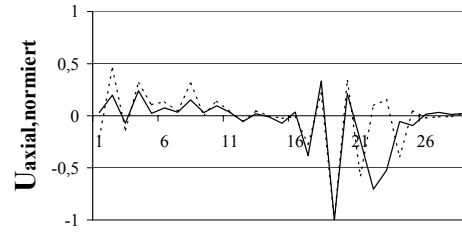
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1768.063 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1760.925 \text{ Hz}$



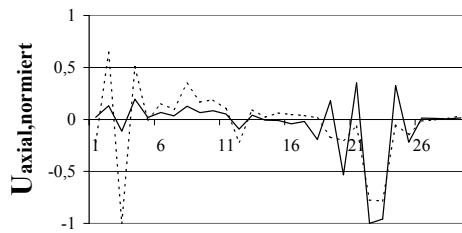
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1768.625 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1761.362 \text{ Hz}$



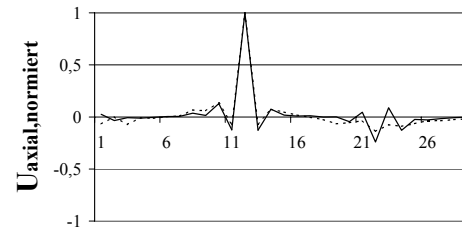
Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1769.188 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1761.770 \text{ Hz}$



Schaufelnummer

$f_{\text{Scan}} = 1769.313 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1762.203 \text{ Hz}$

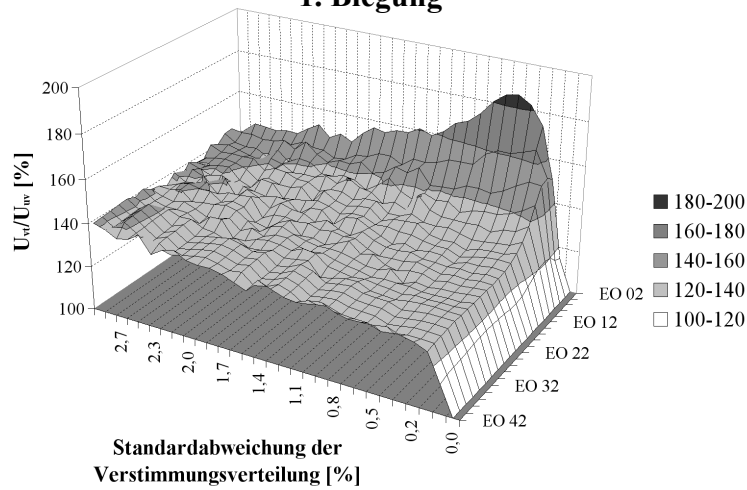


Schaufelnummer

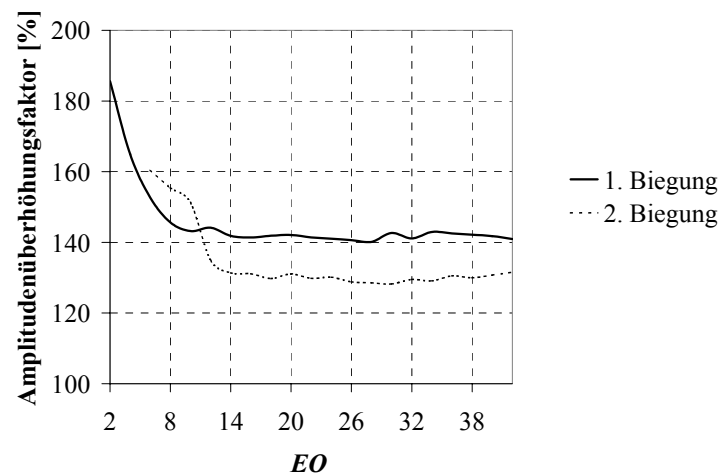
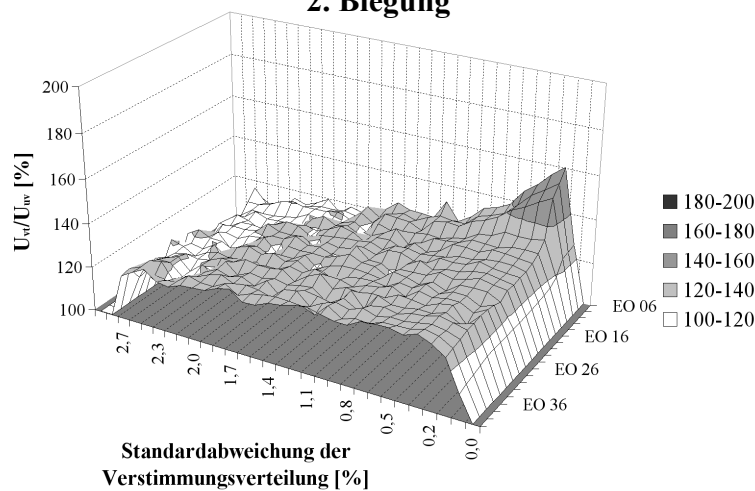
$f_{\text{Scan}} = 1770.375 \text{ Hz}$, $f_{\text{FEM}} = 1763.150 \text{ Hz}$

A-3-6 Gegenüberstellung der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren zweier elementarer Schaufelschwingformen des *E3E-I-HDV*-Rotors 6 in Abhängigkeit der Erregerordnungen und des Verstimnungsgrads [$(U_{vt}/U_{uv})_{10\%}$, $D=0,1\%$ ($Q=500$)]

1. Biegung

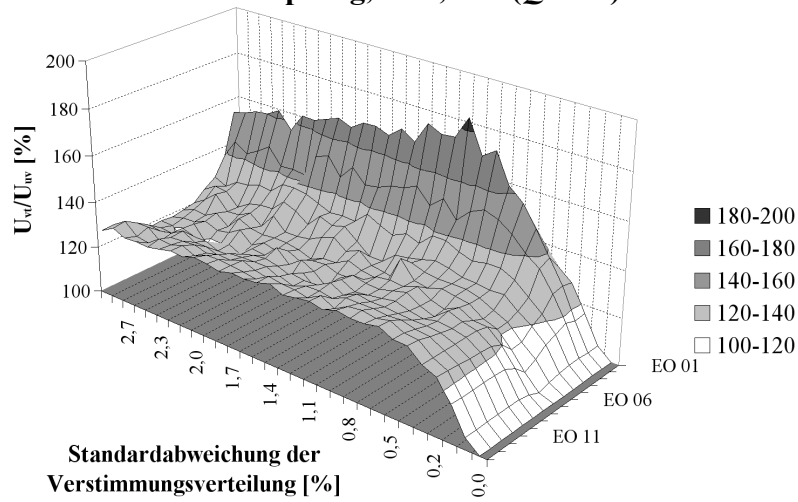


2. Biegung

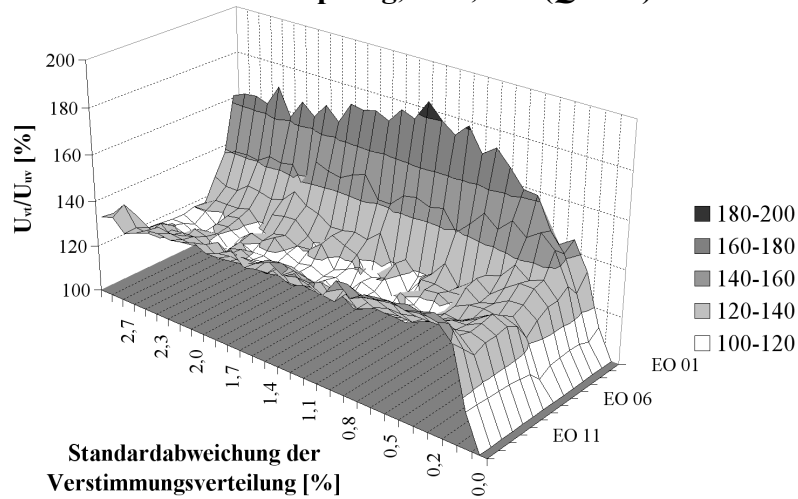


A-3-7 Gegenüberstellung der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren der 1. Schau- felschwingformen des *E3E-I-HDV*-Rotors 1 in Abhängigkeit des Dämpfungsgrads

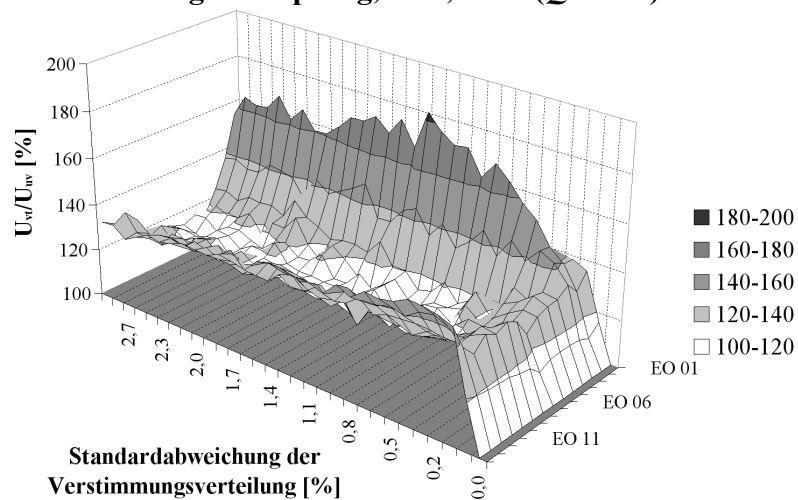
hohe Dämpfung, $D=0,5\%$ ($Q=100$)



moderate Dämpfung, $D=0,1\%$ ($Q=500$)



niedrige Dämpfung, $D=0,05\%$ ($Q=1000$)



Anlage A-4 Sonstiges

A-4-1 Herleitung des vereinfachten Zusammenhangs zwischen Schaufeldicke und Schaufelmasse

Vereinfachend soll die gekrümmte Schaufelgeometrie durch eine ebene Platte mit der Breite b , der Höhe h und der Dicke t repräsentiert werden. Die Eigenkreisfrequenz der Platte bestimmt sich nach W. Raack [1990] zu

$$\omega_{lm} = \pi \left(\frac{l^2}{b^2} + \frac{m^2}{h^2} \right) \sqrt{\frac{Et^2}{12(1-\nu^2)\rho}}, \quad (\text{A.1})$$

wobei l die Anzahl der halben Sinuswellen entlang der Schaufelbreite und m die Anzahl der halben Sinuswellen über die Schaufelhöhe angeben.

Unter der Annahme identischer, absoluter Abweichungen Δx für alle Schaufelmaße gilt für die i -te Schaufel:

$$t_i = t_{\text{Design}} - \Delta x_i \quad (\text{A.2})$$

und aufgrund $t \ll b$ und $t \ll h$

$$b_i = b_{\text{Design}} - \Delta x_i \approx b_{\text{Design}} = b \quad (\text{A.3})$$

sowie

$$h_i = h_{\text{Design}} - \Delta x_i \approx h_{\text{Design}} = h. \quad (\text{A.4})$$

Somit ergibt sich für die Eigenkreisfrequenz der i -ten Schaufel der Term:

$$\omega_{lm,i} = \underbrace{\pi \left(\frac{l^2}{b^2} + \frac{m^2}{h^2} \right) \sqrt{\frac{E}{12(1-\nu^2)\rho}}}_{\text{konstant}} t_i, \quad (\text{A.5})$$

bzw. der Zusammenhang

$$\omega_i \sim t_i \quad (\text{A.6})$$

und schließlich mittels $f_i = \omega_i / 2\pi$

$$f_i \sim t_i \text{ sowie } \Delta f_i \sim \Delta t_i. \quad (\text{A.7})$$

Unter Berücksichtigung von (A.3) und (A.4) folgt für die individuelle Masse der i -ten Schaufel entsprechend

$$m_i = b \cdot h \cdot t_i \cdot \rho. \quad (\text{A.8})$$

Es gelten die Zusammenhänge

$$m_i \sim t_i \text{ sowie } \Delta m_i \sim \Delta t_i. \quad (\text{A.9})$$

Durch Kombination von (A.7) und (A.9) folgt schließlich

$$\Delta f_i \sim \Delta m_i, \quad (\text{A.10})$$

d.h.: Unter der Annahme des vereinfachten Falls einer ebenen Platte als Schaufelgeometrie und identischer absoluter Abweichungen aller Schaufelmaße bezüglich des idealen Ausgangsmodells ist die Änderung der Schaufeleigenfrequenz Δf_i proportional zur Änderung der Schaufelmasse Δm_i .

A-4-2 Abhängigkeit der Amplitudenüberhöhung von der Charakteristik der Schaufelverstimmungsverteilung

Messtechnisch bestimmte Schaufelverstimmungsverläufe realer Blisks weisen in der Regel eine bzw. mehrere dominante Sinuswellen über den Umfang auf, welche mit einem mehr oder minder ausgeprägten Rauschen überlagert sind (siehe Abbildungen 5.5 und 5.6 auf Seite 60 ff.).

Um den Einfluß der Schaufelverstimmungscharakteristik auf die resultierenden Amplitudenüberhöhungen näher zu bestimmen, wird nachfolgend der Anteil des, der Sinuswelle überlagerten, Rauschens schrittweise erhöht. Als Ausgangsbasis dient hierbei eine „reine“ Sinuswelle als Schaufelverstimmungsverteilung über den Bliskumfang, welche eine Standardabweichung von 1,0 % aufweist (siehe Abb. A-14). Anschließend wird der Anteil des überlagerten Rauschens¹ stetig erhöht, bis schließlich die Amplituden des Rauschens A_{Rauschen} und die der Sinuswelle A_{Sinus} identisch sind. Die Schaufeleigenfrequenzabweichungen der nun verrauschten Sinusverstimmungsverteilung werden im Abschluß stets so skaliert, dass sich wiederum eine Standardabweichung von 1,0 % einstellt. Der Grad der Verrauschung ist durch den

$$\text{Rauschfaktor} = \frac{A_{\text{Rauschen}}}{A_{\text{Sinus}}} [\%] \quad (\text{A.11})$$

definiert.

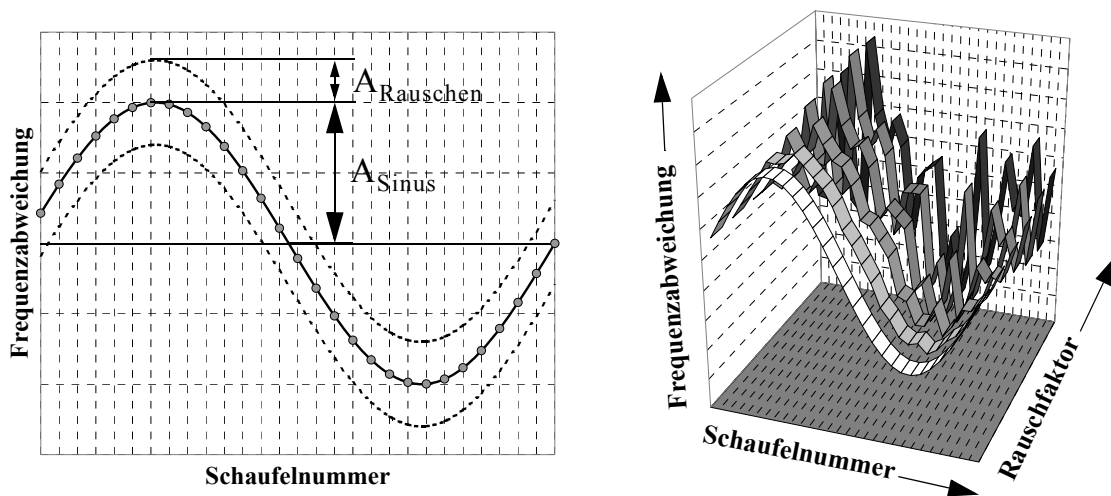


Abb. A-14: Komposition der Schaufelverstimmungsverteilung durch Überlagerung einer Sinuswelle und Rauschen am Beispiel des E3E-I-HPC-Rotors 1,
 $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 1,0 \%$

Der Verlauf der maximalen Amplitudenüberhöhungsfaktoren in Abhängigkeit des Rauschfaktors ist exemplarisch für die erste Schaufelbiegemoden, angefacht durch die 3. Erregerordnung, in Abbildung A-15 dargestellt. Hierbei ist zu beobachten, dass rein sinusförmige Verstimmungsverteilungen im Vergleich zu Verstimmungsverteilungen mit einem höheren Rauschanteil die geringsten Amplitudenüberhöhungen hervorrufen. Steigt der Rauschfaktor an, so erfolgt

1. Hierbei wird das Rauschen durch eine Latin-Hypercube-Zufallsverteilung erzeugt.

hieraus ebenfalls eine Vergrößerung der Amplitudenüberhöhung und dementsprechend der individuellen Schaufelbelastung bei Schwingungsanfachung.

Die Ausprägung dieses Effekts nimmt im Allgemeinen mit steigender Anzahl der Sinuswellen über den Schaufelumfang ab, wobei generell ab einem Rauschfaktor von $\sim 50\%$ eine Sättigung der Amplitudenüberhöhungen eintritt.

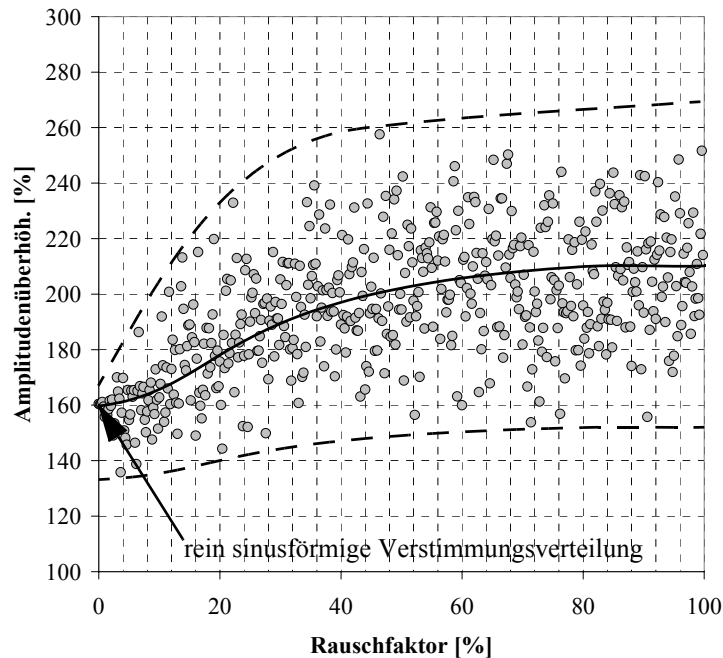


Abb. A-15: Abhängigkeit der Amplitudenüberhöhungsfaktoren vom Rauschfaktor der Schaufelverstimmungsverteilung am Beispiel des E3E-I-HPC-Rotors 1, 1. Schaufelbiegemode, EO 3, $D=0.1\%$ [$Q=500$], $\sigma_{\text{Verstimmung}} = 1,0\% = \text{konstant}$

Aufgrund der unvermeidlichen Fertigungstoleranzen und Materialinhomogenitäten ist es zu diesem Zeitpunkt nicht möglich sowie ebenfalls ökonomisch nicht sinnvoll eine nahezu unverstimmte Blisk herzustellen. Zudem ist der eventuelle Einsatz vordefinierter Schaufelverstimmungsverteilungen unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse nicht aussichtsreich, da bedingt durch den, während des Flugtriebwerkbetriebs kontinuierlich ablaufenden, Verschleißprozess, eine stetige Änderung der Schaufelverstimmungsverteilungen auftritt. Eine eventuelle Reduktion der resultierenden Schaufelamplituden im Falle einer Schwingungsanfachung durch Nutzung einer vordefinierten Verstimmungsverteilung wäre demnach nur in der ersten Phase der Triebwerksnutzung in Betracht zu ziehen.