



# Abschlussbericht

—



# LeKoGussWEA



Zuwendungsempfänger:

RWTH Aachen

Institut für Werkstoffanwendungen  
im Maschinenbau (IWM)

Institut für Strukturmechanik und Leichtbau  
(SLA)

Center for Wind Power Drivers (CWD)

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

Förderkennzeichen: 0324279A

Vorhabenbezeichnung: Verbundvorhaben: LeKoGussWEA - Leichtbaukonzepte für  
Gussstrukturbauteile von Windenergieanlagen

Teilvorhaben: Lokale Auslegungskonzepte für optimierte WEA-  
Gussstrukturbauteile

Laufzeit des Vorhabens: 01.01.2020 bis 31.12.2023

Autoren: Felix Weber, M.Sc.  
Vitali Züch, M.Sc.  
Lukas Kettenhofen, M.Sc.  
Lutz Horbach, M.Sc.  
Sofia Fries, M.Sc.  
Dipl.-Ing. Alexander Bezold

Datum: 24.06.2024

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor

## Inhalt

Inhalt .....	2
Abbildungsverzeichnis .....	4
Tabellenverzeichnis .....	10
I. Kurzdarstellung .....	11
Aufgabenstellung .....	11
Voraussetzungen .....	11
Planung und Ablauf des Gesamtvorhabens .....	12
Wissenschaftlicher und technischer Stand .....	13
Konstruktionswerkstoffe .....	13
Auslegung von Gussstrukturkomponenten .....	13
Numerische Berechnung der mechanischen Eigenschaften .....	14
Topologieoptimierung von Gussteilen .....	15
Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....	15
II. Eingehende Darstellung .....	16
AP A: Aufbau eines Werkstoffkatalogs .....	16
AP B: Ermittlung lokaler Beanspruchbarkeit .....	16
AP B1-B3: Abguss Rohmaterial .....	16
AP B4: Metallographische Charakterisierung des Probenmaterials .....	17
AP B5 – B11, B14, B15: Experimentelle Ermittlung von Werkstoffeigenschaften .....	24
AP B12, B13, B16: Experimentelle Ermittlung von Werkstoffeigenschaften .....	36
AP B19: Bestimmung von ZTU-Diagramm für Mehrphasenansatz .....	47
AP C: Bauteildesign .....	51
Stand der Technik .....	51
AP C1, C2, C6: Topologieoptimierung .....	52
AP C3: Festigkeitsnachweis und Mehrkörper-Simulation .....	55
AP C16, C21: Erweiterter Festigkeitsnachweis .....	58
AP C4, C5: Simulationskette zur Optimierung von Gussstrukturkomponenten .....	61
AP C15, C16 & C17: Optimierung der Drehmomentstütze .....	62
AP C16: Iterative Formoptimierung DMST mit Festigkeitsnachweis .....	65
AP C18, C19, C21, C22: Optimierung und Skalierung des Planetenträgers .....	73
AP C7, C8, C9, C10: Optimierung der Rotorhohlwelle .....	88
AP C7, C9: Rotorhohlwelle - Iterativer Mehrkörpersimulation und Festigkeitsnachweis .....	89

---

AP C8, C10: Rotorhohlwelle - Iterative Topologieoptimierung .....	89
Zusammenfassung AP C .....	90
AP D: Bauteilherstellung .....	92
AP E: Bauteilverifizierung.....	95
AP E1 - E8: Bauteilverifizierung der optimierten Drehmomentstütze auf dem Systemprüfstand .....	95
AP E9: Verifizierung der FE-Modellierungstiefe der optimierten Drehmomentstütze .....	96
AP E9: Validierung der simulierten Beanspruchung im höchst belasteten Bereich der Drehmomentstütze .....	99
AP E14 - E16: Bauteilverifizierung der approximiert skalierten Planetenträger auf dem Komponentenprüfstand .....	103
AP E14: Festlegung der Lastniveaus und Versuchsdurchführung .....	104
AP E16: Validierung der Beanspruchung in der Kerbe .....	105
AP E16: Versuchsergebnisse .....	107
AP E16: Validierung der Versuchsergebnisse durch Vergleich mit FKM und Probewürfeln .....	108
AP E16: Diskussion der Ergebnisse .....	109
AP F: Machbarkeitsstudie .....	110
Verwendbarkeit anderer Gusswerkstoffe im Optimierungsprozess .....	110
AP F1- F4: Anwendung der Topologieoptimierung bei Gussstrukturkomponenten .....	111
AP F1 - F4: Bestimmung gefügeabhängiger Werkstoffkennwerte.....	112
AP F1 - F4: Erweiterte Festigkeitsnachweis .....	113
AP F1 - F4: Fazit und Ausblick der Machbarkeitsstudie.....	114
Literatur .....	116
Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit .....	118
Verwertbarkeit der Ergebnisse .....	118
Aktuelle Erkenntnisse aus der Literatur .....	119
Veröffentlichungen .....	119

## Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 1:</b> Abkühlsimulation der Abgussanordnung der EN-GJS-500-14 Probenkörper bei der Eisengießerei Torgelow.....	16
<b>Abbildung 2:</b> Entnahmestellen der Gefügeproben aus den Probenkörper des EN-GJS-500-14.....	17
<b>Abbildung 3:</b> Vergleich der Gefügeanalyse an den drei Entnahmestellen eines EN-GJS-500-14 Würfel der Seitenlänge 200 mm .....	18
<b>Abbildung 4:</b> Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 200mm .....	19
<b>Abbildung 5:</b> Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 300mm .....	19
<b>Abbildung 6:</b> Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 500mm .....	19
<b>Abbildung 7:</b> Entnahmestellen der Gefügeproben aus den kubusförmigen Probenkörper des ADI-GJS-1050-6.....	20
<b>Abbildung 8:</b> Vergleich der Gefügeanalyse an der Entnahmestelle M.....	21
<b>Abbildung 9:</b> Gefüge der Güte ADI-GJS-1050-6 (geätzt) an der Entnahmestelle M für verschiedene Gießmodule.....	21
<b>Abbildung 10:</b> Gusssimulation 200 mm Würfel ADI-GJS-1050-6. ....	22
<b>Abbildung 11:</b> Gefügedeskriptoren in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-500-14.....	23
<b>Abbildung 12:</b> Gefügedeskriptoren in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-1050-6.....	23
<b>Abbildung 13:</b> Ferritkorngröße in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-500-14. ....	24
<b>Abbildung 14:</b> Spannungs-Dehnungs-Kurven aus Zugversuchen an EN-GJS-1050-6 verschiedener Gießmodule.....	25
<b>Abbildung 15:</b> Wöhlerkurve für EN-GJS-500-14 mit der Zuordnung der rissauslösenden Defekte.....	26
<b>Abbildung 16:</b> Repräsentative rissauslösende Lunker in EN-GJS-500-14 verschiedener Gießmodule.....	26
<b>Abbildung 17:</b> Durchmesser der rissauslösenden Lunker in EN-GJS-500-14 verschiedener Gießmodule.....	27
<b>Abbildung 18:</b> Kitagawa-Diagramm für EN-GJS-500-14 mit eingezeichneten Defektgrößen verschiedener Gießmodule.....	27
<b>Abbildung 19:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	28
<b>Abbildung 20:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	28
<b>Abbildung 21:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	28
<b>Abbildung 22:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 5,0 cm.....	29

<b>Abbildung 23:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 5 cm .....	29
<b>Abbildung 24:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 5 cm .....	29
<b>Abbildung 25:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 8,3 cm.....	30
<b>Abbildung 26:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 8,3 cm.....	30
<b>Abbildung 27:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 8,3 cm.....	30
<b>Abbildung 28:</b> Oxideinschluss und Pore als rissauslösende Defekte in EN-GJS-1050-6.....	31
<b>Abbildung 29:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 2,5 cm.....	32
<b>Abbildung 30:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 2,5 cm.....	32
<b>Abbildung 31:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 2,5 cm.....	32
<b>Abbildung 32:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	33
<b>Abbildung 33:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	33
<b>Abbildung 34:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 3,3 cm.....	33
<b>Abbildung 35:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 4,2 cm.....	34
<b>Abbildung 36:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 4,2 cm.....	34
<b>Abbildung 37:</b> Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfel mit Gießmodul 4,2 cm.....	34
<b>Abbildung 38:</b> Versuchsaufbau für die instrumentierte Schwingprüfung.....	35
<b>Abbildung 39:</b> Experimentelle Daten eines Laststeigerungsversuchs .....	35
<b>Abbildung 40:</b> Auswertung der Temperatursteigerung zur Ermittlung der Schädigung.....	36
<b>Abbildung 41:</b> Darstellung der Von-Mises Spannung in einem 2D-RVE unter uniaxialer Belastung von 0.06N in X-Richtung. Niedrigste Lasten sind ausreichend für die Shakedown-Analyse und vermeiden numerische Effekte durch größere Verformungen. ....	38
<b>Abbildung 42:</b> Schema der inversen Kalibration .....	39
<b>Abbildung 43:</b> Probengeometrie für in-situ Zugversuche.....	40
<b>Abbildung 44:</b> Digital Image Correlation für die Bestimmung der lokalen Dehnungsfelder. Links: Beginn des in-situ Zugversuchs, rechts: Ende des in-situ Zugversuchs .....	40
<b>Abbildung 45:</b> Shakedown-Limit (entspricht Oberspannung bei $R=0$ ) in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14. ....	42
<b>Abbildung 46:</b> Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14. ....	43

<b>Abbildung 47:</b> Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14.....	43
<b>Abbildung 48:</b> Haigh-Diagramm für EN-GJS-1050-6 mit experimentellen und simulativen Daten.....	44
<b>Abbildung 49:</b> Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-1050-6.....	44
<b>Abbildung 50:</b> Aufbau von Generative Adversarial Network.....	45
<b>Abbildung 51:</b> vorhandenen Trainingsdaten und durch das CCGAN erzeugte Bilder.....	46
<b>Abbildung 52:</b> Gefügedeskriptoren, ausgewertet auf den Trainingsdaten sowie den Ergebnisdaten und einem im Training nicht berücksichtigten Testdatenset.....	46
<b>Abbildung 53:</b> ZTU-Diagramm für EN-GJS-500-14.....	47
<b>Abbildung 54:</b> lichtmikroskopische Aufnahme für die ferritisch, perlitischen sowie martensitischen Gefüge in EN-GJS-500-14.....	48
<b>Abbildung 55:</b> isothermes ZTU-Diagramm für die Güte EN-GJS-500-14.....	49
<b>Abbildung 56:</b> Gefüge für die im ZTU-Diagramm beschriebenen Gefügevariationen für EN-GJS-500-14.....	49
<b>Abbildung 57:</b> Dilatometeruntersuchungen für EN-GJS-1050-6.....	50
<b>Abbildung 58:</b> Ausferrit-Gefüge für Auslagertemperaturen von 320°C – 410°C für EN-GJS-1050-6.....	50
<b>Abbildung 59:</b> Optimierungsschleife.....	51
<b>Abbildung 60:</b> Lasten und Randbedingungen für die Topologieoptimierung der Drehmomentstütze.....	52
<b>Abbildung 61:</b> Einbausituation der Drehmomentstütze im Getriebe (links) und daraus abgeleiteter Design- und Non-Design Space für die Topologieoptimierung.....	53
<b>Abbildung 62:</b> Einfluss des Bestrafungsexponenten p auf die Konvergenz [19].....	54
<b>Abbildung 63:</b> Ergebnis der Topologieoptimierung (links) sowie Rekonstruktion der entstandenen Geometrie (rechts).....	55
<b>Abbildung 64:</b> Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie (7.Edition / 2020) [20].....	56
<b>Abbildung 65:</b> Prozess zur Lastermittlung mit dem Gesamtanlagenmodell der FVA-Gondel.....	57
<b>Abbildung 66:</b> Ermittelte Lasten für FEM im MKS-Modell der FVA-Gondel.....	58
<b>Abbildung 67:</b> Lastableitung für die Optimierung und den Festigkeitsnachweis der Drehmomentstütze und des Planetenträgers.....	58
<b>Abbildung 68:</b> Schematische Darstellung des erweiterten Festigkeitsnachweises um lokale Werkstoffkennwerte mittels Gussimulation und mikromechanischer Analyse (rechts) in Anlehnung an den klassischen Nachweis der FKM-Richtlinie (links).....	59
<b>Abbildung 69:</b> Ergebnisse der Gussimulation einer Rohteilgeometrie inklusive Bearbeitungszugabe des Gussstrukturbauteils.....	60
<b>Abbildung 70:</b> Exemplarische Visualisierung der Funktion „Mapped Fields“ zur Interpolation der Ergebnisse.....	61
<b>Abbildung 71:</b> LeKoGuss Ansatz zur Optimierung von Gussbauteilen auf Basis lokaler Werkstoff-eigenschaften.....	62

<b>Abbildung 72:</b> Schrittweise Steigerung der Modellierungstiefe durch Hinzufügen der Bauteile 1 Drehmomentstütze, 2 vorderer Gehäusedeckel, 3 Hohlrad, 4 Stirnradgetriebegehäuse, 5 Planetenträger, 6 Verschraubung .....	63
<b>Abbildung 73:</b> Vergleich des Verformungs- und Festigkeitsverhalten der Drehmomentstütze mit der höchsten Modellierungstiefe M6 .....	63
<b>Abbildung 74:</b> Getriebe der FVA Gondel, hervorgehoben sind die zu optimierende Drehmomentstütze (orange) und der Planetenträger (blau) als auch die angrenzenden Bauteile: Hohlrad (pink), Getriebedeckel (grün).....	64
<b>Abbildung 75:</b> Gestaltoptimierung der Drehmomentstütze .....	65
<b>Abbildung 76:</b> Anpassung der aus der Topologieoptimierung resultierenden Geometrie auf Basis von gießtechnischen Überlegungen und zur Verringerung der auftretenden Spannungsspitzen.....	65
<b>Abbildung 77:</b> Leichtbau durch Reduzierung des Öffnungswinkels im Übergangsbereich zwischen Flansch und Bolzen. ....	66
<b>Abbildung 78:</b> Festigkeitskennwerte im untersuchten Bereich nach klassischen (links) und erweiterten (rechts) Festigkeitsnachweis.....	67
<b>Abbildung 79:</b> Statische Festigkeitskennwerte $R_m$ und $R_p$ an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels im Übergangsbereich .....	68
<b>Abbildung 80:</b> Zyklische Festigkeitskennwerte $\sigma_A$ an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels im Übergangsbereich .....	68
<b>Abbildung 81:</b> Auslastungsgrad an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels .....	69
<b>Abbildung 82:</b> Gewichtsersparnis zwischen ursprünglichem (links) und gewähltem (rechts) Öffnungswinkel.....	70
<b>Abbildung 83:</b> Schematische Darstellung der-Topografie des MKS-Modells, (orange: Sub-Modell Getriebe).....	71
<b>Abbildung 84:</b> MKS-Model der FVA Gondel und der Versuchsplanung zur Bewertung des System-einflusses .....	71
<b>Abbildung 85:</b> Koordinatensysteme der betrachteten Größen, Hauptlager des Triebstrangs (links), getriebe- und generatorseitige Kupplungsschnittstelle (rechts) .....	72
<b>Abbildung 86:</b> Getriebeverschiebungen an der Kupplung zwischen Getriebe und Generator für das Kennfeld $M_y$ , $M_z$ .....	73
<b>Abbildung 87:</b> Gestaltoptimierung des Planetenträgers .....	74
<b>Abbildung 88:</b> Änderung der Torsionssteifigkeit über der Gewichtsersparnis für den Planetenträger.....	75
<b>Abbildung 89:</b> Auswirkung der Dichtefunktion auf die Gestalt des Planetenträgers.....	75
<b>Abbildung 90:</b> Darstellung des originalen (links) und optimierten (rechts) Planetenträgers .	76
<b>Abbildung 91:</b> Feedmod- und Ausferrit-Verteilung am originalen (links) und optimierten (rechts) Planetenträger.....	76
<b>Abbildung 92:</b> Vergleich der lokale Dauerfestigkeiten der klassischen (links) und erweiterten (rechts) FKM am Planetenträger .....	77
<b>Abbildung 93:</b> Vergleich der lokalen Auslastungsgrade der klassischen (oben) und erweiterten (unten) FKM am Planetenträger.....	78

<b>Abbildung 94:</b> Geometrische Parameter des Planetenträgers .....	81
<b>Abbildung 95:</b> von Mises-Spannungen [MPa] in Abhängigkeit der der Stufensprünge 1:1, 1:3 und 1:5 .....	82
<b>Abbildung 96:</b> Verschiebung [mm] des Planetenträgers in Abhängigkeit der Stufensprünge 1:1, 1:3 und 1:5 .....	82
<b>Abbildung 97:</b> Spannungen über den Pfad zur Ermittlung der Spannungsgradienten für Kerbe 1 (links) und Kerbe 2 (rechts) .....	84
<b>Abbildung 98:</b> Skalierung und Approximation der optimierten Planetenträgergeometrie .....	85
<b>Abbildung 99:</b> CAD-Modell des Planetenträgers auf dem Komponentenprüfstand.....	85
<b>Abbildung 100:</b> Spannungen im Bereich der kritischen Kerbe des originalen Planetenträger (1:1) links und des approximiert, skalierten Planetenträger (1:4) rechts.....	86
<b>Abbildung 101:</b> Positionen der Pfade entlang der Oberfläche (links) und Spannungsverlauf an der Oberfläche in den markierten Positionen .....	87
<b>Abbildung 102:</b> Spannungsverläufe entlang des Pfades in die Tiefe, Position eins (links) und Position zwei (rechts) vgl. Abbildung 101 .....	87
<b>Abbildung 103:</b> Vergleich der Ausgangsgeometrie der Rotorhohlwelle mit einer optimierten Innen- sowie Außenkontur.....	89
<b>Abbildung 104:</b> Darstellung der originalen (links) und optimierten (rechts) Rotorhohlwelle .	90
<b>Abbildung 105:</b> Rohteil der optimierten Drehmomentstütze .....	92
<b>Abbildung 106:</b> Fertigteile des skalierten Planetenträgers .....	92
<b>Abbildung 107:</b> Rohteilzeichnung der DMST .....	93
<b>Abbildung 108:</b> Fertigungszeichnung der DMST.....	93
<b>Abbildung 109:</b> Rohteilzeichnung des Planetenträgers.....	94
<b>Abbildung 110:</b> Fertigungszeichnung des Planetenträgers .....	95
<b>Abbildung 111:</b> Foto der Getriebe-Baugruppe inklusive optimierter DMST (links) und CAD-Modell des 4-MW-Prüfstands .....	96
<b>Abbildung 112:</b> Untersuchte Modellierungstiefen zur Simulation der lokalen Beanspruchung der optimierten DMST .....	97
<b>Abbildung 113:</b> Belastung der Modelle mit Torsionsmoment $M_x$ , Nickmoment $M_y$ und Giermoment $M_z$ .....	98
<b>Abbildung 114:</b> Modellvergleich mittels maximaler Hauptspannungen (links) und maximaler Abweichung der Hauptspannungen zum Basismodell (rechts) .....	98
<b>Abbildung 115:</b> Exemplarische Abbildung von drei DMS in einer Kerbe (links) und Markierung der Kerben (rechts) .....	100
<b>Abbildung 116:</b> Exemplarische Darstellung der stufenweisen Aufprägung von $M_x$ im Prüfstandversuch .....	101
<b>Abbildung 117:</b> Modellvergleich der simulierten maximalen Hauptspannungen mit den Messdaten.....	101
<b>Abbildung 118:</b> Foto (links) und CAD-Modell (rechts) des skalierten Planetenträgers inklusive Anbindungen und Einbau in den Komponentenprüfstand .....	104
<b>Abbildung 119:</b> EN-GJS-1050-6 Bauteil-Wöhlerkurven abgeleitet aus den Anwendungsrichtlinien des FKM und DNV sowie den auf Bauteilebene umgerechneten Werkstoff-Wöhlerlinien aus AP B.....	105

---

<b>Abbildung 120:</b> FE-Simulation der Hauptspannung und DMS in der kritischen Kerbe.....	106
<b>Abbildung 121:</b> Messschrieb der Kerbspannungen und des Moments während der Kalibrierfahrt.....	106
<b>Abbildung 122:</b> Bruchflächen der gebrochenen Planetenträger aus Versuch 1 und 2.....	107
<b>Abbildung 123:</b> Fotografie der Oberfläche der Kerbe nach Farbeindringprüfung am dritten Planetenträger.....	107
<b>Abbildung 124:</b> Vergleich der Planetenträger Wöhlerlinien mit den experimentellen Daten, auf Kerbspannungsebene .....	108
<b>Abbildung 125:</b> Schematische Darstellung des entwickelten Prozesses der Leichtbauoptimierung von Gussstrukturbauteilen .....	110
<b>Abbildung 126:</b> Visualisierung der drei Würfelgrößen und Häufigkeiten der getesteten Proben je Block für GJS-500-14 .....	112

## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b> Chemische Zusammensetzung [Gew.-%] des Probenrohmaterials der Güte EN-GJS-500-14.....	17
<b>Tabelle 2:</b> Übersicht über die Gefügeeigenschaften ermittelt an Proben von Entnahmestelle M für EN-GJS-500-14.....	18
<b>Tabelle 3:</b> Chemische Zusammensetzung [Gew.-%] der Abgüsse des Probenrohmaterials der Güte ADI-GJS-1050-6. ....	20
<b>Tabelle 4:</b> Übersicht über die Gefügeeigenschaften ermittelt an Proben von Entnahmestelle M.....	21
<b>Tabelle 5:</b> Mechanische Eigenschaften ermittelt im Zugversuch für EN-GJS-1050-6.....	24
<b>Tabelle 6:</b> Dauerfestigkeiten (50% Bruchwahrscheinlichkeit) ermittelt im Wöhlerversuch ....	25
<b>Tabelle 7:</b> Ermittelte Dauerfestigkeiten auf Basis der instrumentierten Schwingprüfung .....	36
<b>Tabelle 8:</b> Ergebnisse der Parameterkalibration auf Basis experimenteller Zugversuche für EN-GJS-1050-6.....	39
<b>Tabelle 9:</b> Ergebnisse der Parameterkalibration auf Basis experimenteller in-situ Zugversuche für EN-GJS-1050-6.....	41
<b>Tabelle 10:</b> Vergleich der experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten mit dem simulativ ermittelten Shakedown-Limit .....	42
<b>Tabelle 11:</b> Abweichung der Shakedown-Analyse zu experimentellen Kennwerten für EN-GJS-1050-6.....	44
<b>Tabelle 12:</b> Betriebsfestigkeitsrelevanten Auslegungszustände nach IEC-Norm 61400-1 [21] .....	57
<b>Tabelle 13:</b> Extremlastbereich der FVA-Gondel mit untersuchten Inkrementgrößen .....	72
<b>Tabelle 14:</b> Eigenschaften des Komponentenprüfstands .....	79
<b>Tabelle 15:</b> Technische Parameter in geometrischer Abhängigkeit mit dem Stufensprung der Länge $\varphi L$ [22].....	79
<b>Tabelle 16:</b> Geometrische Parameter und technische Größen des Planetenträgers .....	80
<b>Tabelle 17:</b> Spannungsgradienten .....	84
<b>Tabelle 18:</b> Zusammenfassung der erzielten Gewichtsreduktionen im Rahmen des AP C ..	91
<b>Tabelle 19:</b> Lastniveau des ersten Versuchs mit erwarteter Lebensdauer (LD).....	105
<b>Tabelle 20:</b> Ergebnisse der Dauerfestigkeitsversuche mit den approximiert skalierten Planetenträgern.....	107

## I. Kurzdarstellung

### Aufgabenstellung

Auf Grund der vielseitigen Probleme, die die kontinuierliche Leistungssteigerung von Windenergieanlagen (WEA) und der damit einhergehende Zuwachs des Gondelgewichts zur Folge haben, ist **Ziel** des übergeordneten Forschungsvorhabens, das Gewicht von dort verbauten Gussstrukturbauteilen um 20 % – bezogen auf den derzeitigen Stand der Technik – zu reduzieren und darüber eine wirtschaftliche Gesamtoptimierung zu erreichen.

Die Teilziele für die daran beteiligten und der RWTH Aachen angehörigen Forschungsstellen definieren sich wie folgt:

- **IWM:** Im Rahmen des Forschungsprojektes soll eine gefügebasierte lokale Festigkeitsvorhersage in Simulationstools implementiert und zur zukünftigen Auslegung von Gussstrukturbauteilen genutzt werden. Ziel des IWMs ist dabei die Korrelation zwischen lokal stark variierendem Gefüge und der daraus resultierenden Festigkeit experimentell sowie unterstützt durch numerische Methoden zu definieren. Bezüglich des Werkstoffs sollen dabei sowohl Si-GJS als auch ADI Berücksichtigung finden. Bezüglich der Festigkeit sollen die für die Bauteilauslegung relevanten statischen als auch zyklischen Werkstoffkennwerte Berücksichtigung finden.
- **CWD:** Die Arbeiten des CWDs innerhalb des Forschungsprojektes verfolgen das Ziel die betrachteten Gussstrukturbauteile unter Beachtung der optimierten Topologie, der lokalen Festigkeit und den technischen Randbedingungen so auszulegen, dass sie den auftretenden Beanspruchungen im System standhalten. Anschließend erfolgt eine Verifizierung auf einem System- und Komponentenprüfstand. Dies ermöglicht sowohl die Validierung der verwendeten Simulationsmodelle als auch die Analyse der mechanischen Interaktion der Bauteile im System.
- **SLA:** Der Arbeitsschwerpunkt seitens des SLA im Rahmen dieses Forschungsprojektes besteht in der Entwicklung einer Methode zur Topologieoptimierung von Gussteilen. Diese Methode soll anschließend verwendet werden um die in diesem Projekt zu untersuchenden Strukturbauteile hinsichtlich ihrer Topologie zu optimieren. Lokal veränderliche Festigkeits- und Ermüdungskennwerte sowie geometrische Restriktionen zur Berücksichtigung der Gussrandbedingungen werden in den Optimierungsalgorithmus implementiert.

### Voraussetzungen

Das **Institut für Werkstoffanwendungen im Maschinenbau der RWTH Aachen (IWM)** wird von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christoph Broeckmann geleitet und beschäftigt sich mit Fragen der Festigkeit metallischer und keramischer Werkstoffe, ihrer materialgerechten, konstruktiven Verwendung und deren mikrostruktureller, fraktographischer, mechanischer und korrosiver Charakterisierung. Der **Chair for Wind Power Drives der RWTH Aachen (CWD)** wird von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs geleitet. Die Forschungs- und Entwicklungsarbeiten des CWD konzentrieren sich auf die Bereiche der mechanischen Antriebstechnik von Windenergieanlagen, Beurteilung des Anlagen-Gesamtsystemverhaltens sowie Entwicklung von Prüf- und Berechnungsmethoden für Anlagen und deren Komponenten. Das **Institut für Strukturmechanik und Leichtbau der RWTH Aachen (SLA)** wurde 1955 gegründet und wird seit 2014 von Prof. Dr.-Ing. Kai-Uwe Schröder geleitet. Die Forschungsfelder des SLA sind in

drei Hauptforschungsfelder untergliedert: Methoden und Optimierung, Betriebsfestigkeit und Structural Health Monitoring (SHM) sowie Dynamik und Aeroelastik.

Die das Projekt begleitenden Industriepartner und Forschungsinstitute umfassen dabei Access, Silbitz Group Torgelow, MAGMA, Vestas, Eisengießerei Dossmann, Eisengießerei Buchholz & Cie., ZF, Flender, ADI Technik sowie den bdguss und die FVA. Insbesondere Vestas, Flender und ZF bringen langjährige Erfahrungen im Bereich von Windenergieanlagen in das Projekt ein. Die Eisengießereien Dossmann, Buchholz & Cie. und Silbitz Group Torgelow fungieren als langjährige Zulieferer und sind entsprechend in der Werkstoffherstellung sowie entwicklungsbegleitenden Produktion erfahren.

### **Planung und Ablauf des Gesamtvorhabens**

Der Projektplan untergliedert sich in folgende 6 Arbeitspakete (AP):

Um einen Überblick über die etablierten Werkstoffbeschreibungen und Richtwerte zu erhalten wird in AP A initial ein Werkstoffkatalog erstellt. Dieser Werkstoffkatalog umfasst dabei eine umfassende Beschreibung der zu berücksichtigen Kennwerte für die untersuchten Gusseisengüten EN-GJS-500-14 und EN-GJS-1050-6 und wird durch anonymisierte Inputs der Industriepartner erweitert. Die experimentelle, sowie simulative Ermittlung der lokalen Beanspruchbarkeiten der Werkstoffe in Abhängigkeit ihres lokalen Gefüges wird in AP B durchgeführt. Parallel zur Kennwertermittlung erfolgt in AP C der Aufbau einer Optimierungskette, welche unter Berücksichtigung der neu bestimmaren lokalen Beanspruchbarkeiten die Bauteiloptimierung ermöglicht. Die optimierten Bauteile werden in AP D, unter Leitung des Partners Access, gefertigt. Die Verifizierung der optimierten Bauteile erfolgt an den Versuchsständen am CWD in AP E unter repräsentativen Lasten und Betriebsbedingungen. In AP F wird das Anwendungspotential im Rahmen einer Machbarkeitsstudie bewertet.

## Wissenschaftlicher und technischer Stand

### Konstruktionswerkstoffe

Ein Großteil der **Strukturkomponenten** einer Windenergieanlage wird **heutzutage** aus GJS-400-18LT (LT: low temperature) gefertigt, wie der exemplarischen Auflistung des VDMA-Einheitsblattes 23901 [1] entnommen werden kann. Dieser Werkstoff garantiert auch bei niedrigen Temperaturen (bis  $-20 \pm 2$  °C) eine normierte Mindestkerbschlagarbeit [2] und ist klassischer Vertreter für beispielsweise Drehmomentstütze, Rotornabe und Maschinenträger. Hochbelastete Bauteile werden hingegen aus höherfesten Gusseisengüten hergestellt, wie beispielsweise der Planetenträger aus GJS-700-2 [1]. Die höhere Festigkeit dieser nahezu rein perlitischen Gusseisengüte wird dabei auf Kosten einer niedrigeren Duktilität erzielt. Dies hat, abhängig von den Umgebungsbedingungen, oft zur Folge, dass der Zertifizierer zusätzlich zum klassischen Betriebsfestigkeitsnachweis einen bruchmechanischen Nachweis fordert, da insbesondere bei niedrigen Einsatztemperaturen die Spröbruchgefahr durch einen umweltbedingten Zähigkeitsabfall steigt [3].

Innovative Werkstoffentwicklungskonzepte haben zu neuen Gusseisenwerkstoffen geführt, die im Bereich der Windenergie derzeit allerdings kaum Berücksichtigung finden. Hierzu zählen unter anderem die hochsiliziumlegierten Gusseisengüten mit Kugelgraphit (**Si-GJS**, DIN EN 1563 [2]), die über eine mischkristallverfestigte Ferritmatrix verfügen. Im Vergleich zu den ursprünglichen Güten niedrigeren Siliziumgehalts zeichnen sie sich durch eine erhöhte Duktilität und Festigkeit aus: die 0,2%-Dehngrenze konnte um 13 bis 22 % gesteigert werden [2]. Dies und ihre bemerkenswerten Verarbeitungseigenschaften im Gießprozess [4] qualifizieren den Si-GJS für Leichtbaukonzepte. Er eignet sich insbesondere zur Substitution des Werkstoffs GJS-400-18, kommt prinzipiell aber auch als Alternative für GJS-700-2 in Frage.

Eine weiteres Ergebnis der kontinuierlichen Werkstoffentwicklung sind die ausferritischen Gusseisengüten (**ADI**: Austempered Ductile Iron, DIN EN 1564 [5]) mit Kugelgraphit, deren Matrixgefüge aus nadeligem Ferrit und mit Kohlenstoff angereichertem Austenit besteht. ADI zeichnet sich durch eine hohe Reißlänge aus: das Verhältnis von Zugfestigkeit zu dem Produkt aus Dichte und Erdbeschleunigung liegt zwischen ca. 11,5 und 17,5 km [5]; im Vergleich beträgt dieses bei hochfestem Aluminium ca. 20,5 km [6]. Dieses enorme Leichtbaupotential erschließt derzeit insbesondere der Automobilbau für sich [7, 8], es sollte aber auch im Bereich der Windenergie genutzt werden. ADI eignet sich ebenfalls zur Substitution des GJS-700-2, der bei hochbeanspruchten Strukturkomponenten – wie beispielsweise dem Planetenträger – zum Einsatz kommt. Besondere Herausforderung bei der Fertigung derart großvolumiger Bauteile aus ADI ist die inhomogene Ausbildung des Gefüges auf Grund lokal variierender Abkühlkurven. Dies resultiert in einem Gradienten der Werkstoffeigenschaften, was bei der Auslegung explizit Berücksichtigung finden muss.

### Auslegung von Gussstrukturkomponenten

Die Auslegung von Getrieben und darin verbauten Strukturkomponenten einer Windenergieanlage erfolgt maßgeblich nach dem internationalen Regelwerk **IEC 61400-4** [9]. Es werden sowohl ein statischer Festigkeitsnachweis gegen Extremlasten als auch ein Betriebsfestigkeitsnachweis gegen einer über der Zeit veränderlichen Ermüdungsbeanspruchung gefordert. Unter idealisierenden und approximierenden Annahmen

werden die lokalen Beanspruchungen regulär im Rahmen einer Finiten Elemente Analyse unter Berücksichtigung linear-elastischen Materialverhaltens bestimmt, wobei die aus unterschiedlichen Belastungsarten herrührenden Beanspruchungen überlagert werden. Werkstoffkennwerte sollen international anerkannten Standards entnommen oder mittels genormter Werkstoffprüfverfahren bestimmt werden.

Im Rahmen eines **statischen Nachweises** muss gezeigt werden, dass die in den lokalen Beanspruchungshotspots sich einstellende Maximalspannung die zulässige Grenzspannung nicht überschreitet. Ein erweiterter Nachweis, der plastische Reserven bis zu einer Gesamtdehnung von maximal 1 % über eine Stützzahl erschließt, ist für Sphäroguss dabei ausschließlich bei einer Bruchdehnung größer 8 % [9] zulässig. Der **Betriebsfestigkeitsnachweis** setzt (allgemeingültigste Vorgehensweise) eine Berechnung der lokalen effektiven Hauptnormalspannungen für jeden Schritt der Lastzeitreihe voraus. Die resultierenden Spannungszyklen werden gezählt und in einer zweidimensionalen Rainflow-Matrix nach Mittelspannung und zugehöriger Amplitude klassiert. Für jedes Matrixelement wird anschließend der Schädigungsbeitrag nach der modifizierten Palmgren-Miner-Regel [10] berechnet. Zur abschließenden Bewertung der lokalen Beanspruchungshotspots muss die sich aus den Teilschädigungen ergebende Gesamtschädigung kleiner gleich eins sein. Der Werkstoffwiderstand soll auf Basis statistisch abgesicherter Wöhlerkurven beschrieben werden, die, wenn nicht verfügbar, über synthetische Wöhlerkurven approximiert werden dürfen [9].

Die aktuelle Nachweisführung für Gussstrukturkomponenten einer Windenergieanlage berücksichtigt zwar die lokale Beanspruchung, stellt dieser jedoch keine, sich abhängig vom Gefüge ergebende, lokale Beanspruchbarkeit gegenüber. Vielmehr werden für letzteres oft die sich global ergebenden Minimalwerte zur Bauteilbewertung herangezogen und erhebliche Werkstoffreserven verschenkt. Durch ein lokales Auslegungskonzept, das den technologischen Größeneinfluss berücksichtigt, könnten diese Reserven erschlossen werden.

### **Numerische Berechnung der mechanischen Eigenschaften**

Die mechanischen Eigenschaften sind maßgeblich abhängig vom zugrundeliegenden Gefüge. Letzteres kann im Rahmen einer Finiten Elemente Analyse und in Form repräsentativer Volumenelemente (RVE) geometrisch abgebildet werden. Dabei können Gefügeanomalien, wie beispielsweise fertigungstypische Defekte oder Graphitentartungen bei Gusseisen, über das Einlesen von Schlibbildern erfasst werden. Auf Basis zahlreicher Daten können Programme dahingehend trainiert werden, selbstständig virtuelle Gefüge nach vom Benutzer vorgegebenen Kriterien zu erstellen. Ferner benötigen die numerischen Modelle, neben Informationen zur Geometrie, auch solche zu den Eigenschaften einzelner Gefügephasen. Wenn hierzu keine Literaturwerte vorliegen, können diese experimentell bestimmt oder im Rahmen einer Parameterstudie analysiert werden. Das endgültig definierte RVE ist letztlich repräsentativ für das globale Werkstoffverhalten, sodass im Rahmen einer Finiten Elemente Analyse das Werkstoffverhalten bei definierten Beanspruchungszuständen analysiert und daraus auf den globalen Werkstoffwiderstand geschlossen werden kann. [11]

Werkstoffspezifisch stellt sowohl die Definition von Phaseneigenschaften als auch die Berücksichtigung einer Vielzahl möglicher Geometriezustände eine besondere Herausforderung dar. Daher ist die Kopplung der beschriebenen, numerischen Methode mit Simulationstools der Herstellung, wie beispielsweise einer Gieß- und Erstarrungssimulation zu

Gusseisen, erstrebenswert. Denn dies würden die geometrischen Informationen unmittelbar in numerischer Form liefern, sodass der Umweg über metallographische Schliffe wegfallen würde.

### **Topologieoptimierung von Gussteilen**

In den vergangenen Jahren wurde ein erheblicher Fortschritt bei der Optimierung von Gussteilen in Hinsicht auf Gewicht, Festigkeit, Steifigkeit und Frequenzverhalten erzielt (siehe z.B. [12–14]). Dabei ist die **Topologieoptimierung** ein wichtiges Werkzeug um optimale geometrische Eigenschaften zu bestimmen [13]. Die Topologieoptimierung basiert auf der Finite Elemente Analyse der Kräfte im zu entwickelnden Bauteil. In einem zuvor definierten Bauraum, der alle möglichen geometrischen Optionen umfasst, wird dem Vorbild der Natur folgend Material in Bereichen mit hoher mechanischer Beanspruchung hinzugefügt und in Bereichen mit geringer Beanspruchung weggenommen.

Jedoch tendiert die Topologieoptimierung dazu hohle und rahmenartige Geometrien zu berechnen, welche die Anforderungen von Gießprozessen nicht erfüllen. Dies kann umgangen werden, indem **Anforderungen aus dem Gießprozess** in den Optimierungsprozess integriert werden [14, 15]. Das beantragte Projekt baut auf diesem Ansatz auf und erweitert ihn um den Einsatz von lokalen mechanischen Eigenschaften, die sich aus der Gießsimulation ergeben.

### **Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Das Vorhaben wurde zusammen mit dem Forschungsinstitute Access (Gieß- und Prozesssimulation im Eisenguss) und den Industriepartnern MAGMA (Gieß- und Prozesssimulation im Eisenguss) und Silbitz Group Torgelow (Eisengießerei im Großguss) durchgeführt. Assoziierte Partner waren Vestas (Windanlagen-entwicklung), Eisengießerei Dossmann (Eisenguss), Eisengießerei Buchholz & Cie. (Eisenguss), ZF (Getriebeentwicklung), Flender (Getriebe-entwicklung), ADI Technik (Wärmebehandlung) sowie den bdguss (Fachverband) und die FVA (Fachverband).

## II. Eingehende Darstellung

Im Folgenden werden die an der RWTH Aachen innerhalb des Teilprojekts „Lokale Auslegungskonzepte für optimierte WEA-Gussstrukturbauteile“ durchgeführten Arbeiten zu den jeweils betreffenden Arbeitspaketen dargestellt.

### AP A: Aufbau eines Werkstoffkatalogs

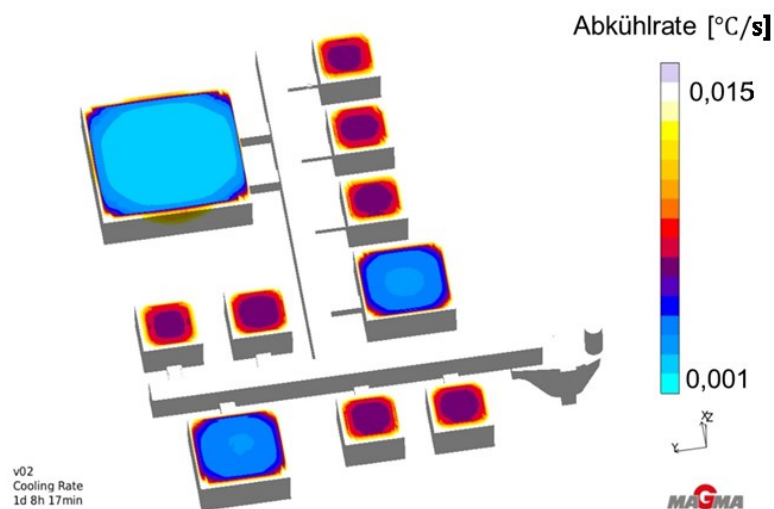
Ziel des Arbeitspakets A ist die Zusammenstellung und die Diskussion wesentlicher Vor- und Nachteile von potentiellen Gusseisengüten für den Einsatzbereich Windenergie. Zu diesem Zweck wurden in Zusammenarbeit mit den Industriepartnern wesentliche Konstruktions- und Herstellungsspezifikationen zusammengetragen. Dabei umfassen die Konstruktionspezifikationen Anforderungen an die Mikrostruktur, die mechanischen Werkstoffeigenschaften sowie die Oberflächenqualität. In den Herstellungsspezifikationen wird der Einfluss chemischer Elemente auf die Mikrostruktur, die Herstellungsrouten für Gusseisen mit Kugelgraphit sowie spezifische Parameter für Abgüsse der Güte EN-GJS-500-14 dargestellt.

### AP B: Ermittlung lokaler Beanspruchbarkeit

Ziel des Arbeitspakets B ist die experimentelle Charakterisierung des statischen als auch zyklischen Werkstoffwiderstandes und die numerisch gestützte Korrelation dessen mit der individuellen Gefügeausbildung für verschiedene Gusseisengüten.

#### AP B1-B3: Abguss Rohmaterial

Das Rohmaterial zur Probenfertigung für die experimentelle Werkstoffcharakterisierung des EN-GJS-500-14 wurde von der Eisengießerei Torgelow abgegossen. Der Abguss umfasste insgesamt 10 Kuben mit Seitenlängen 200 mm, 300 mm und 500 mm, die in einem Abguss gegossen wurden. Das Abkühlverhalten dieser Kuben wurde im Vorfeld simuliert, sodass drei unterschiedliche Abkühlbedingungen sichergestellt werden konnten (vgl. **Abbildung 1**). Dadurch ist der Abguss drei verschiedener Gefüge der Güte EN-GJS-500-14 sichergestellt worden.



**Abbildung 1:** Abkühlsimulation der Abgussanordnung der EN-GJS-500-14 Probenkörper bei der Eisengießerei Torgelow

Das Rohmaterial zur Probenfertigung für die experimentelle Werkstoff-charakterisierung des EN-GJS-1050-6 wurde von der Gießerei Buchholz & Cie. Giesserei GmbH abgegossen. Hier umfasste der Abguss 31 Kuben mit Seitenlängen 150 mm, 200 mm und 250 mm. Diese Kuben wurden zur Wärmebehandlung an die ADI Technik GmbH übergeben, welche die Ausferritisierung des Gefüges durchgeführt hat.

#### AP B4: Metallographische Charakterisierung des Probenmaterials

Es wurden je drei Proben in jeder Kubengröße der Güten EN-GJS-500-14 und EN-GJS-1050-6 entnommen (vgl. **Abbildung 2**). Das Gefüge aller Entnahmestellen wurde lichtmikroskopisch untersucht, sodass sowohl eine Übersicht über die lokale Variation des Gefüges in einem einzelnen Würfel als auch über die Variation zwischen verschiedenen Würfelgrößen gewonnen werden konnte (vgl. **Abbildung 2**).

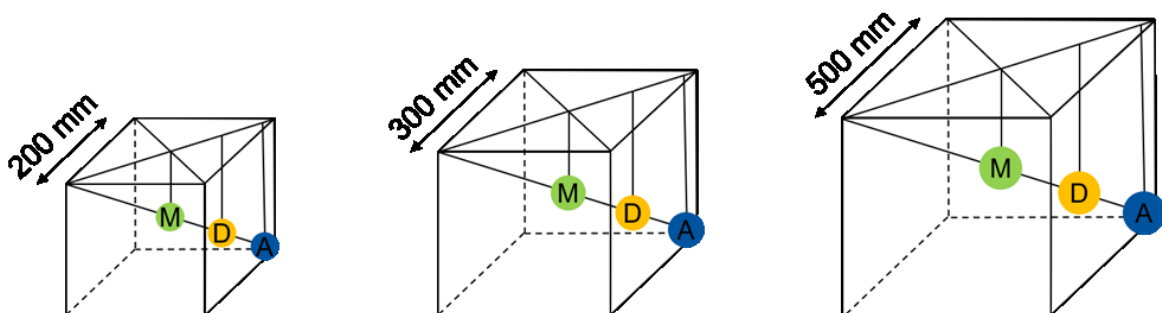
##### EN-GJS-500-14

Die chemische Zusammensetzung gemäß des Abgussprotokolls ist in **Tabelle 1** dargestellt.

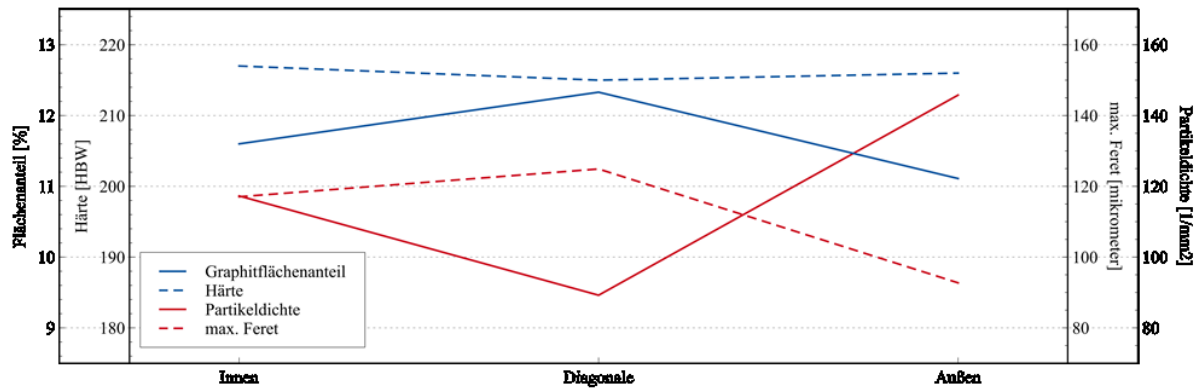
**Tabelle 1:** Chemische Zusammensetzung [Gew.-%] des Probenrohmaterials der Güte EN-GJS-500-14.

Abguss	C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]
1	3,41	3,5	0,204	0,023	0,0092	0,019

Die Entnahme von Proben entlang der Raumdiagonalen hat gezeigt, dass durch den Abguss der drei Kubengrößen drei unterschiedliche Gefüge hergestellt werden konnten. Diese sind in einem einzelnen Kubus jeweils homogen genug ausgeprägt, um eine ausreichende Probenentnahme zu ermöglichen. Die Entnahmepositionen sind in **Abbildung 2** dargestellt. Zur Gefügebewertung wurden der Flächenanteil der Graphitausscheidungen, der maximale Feret Durchmesser der Graphitausscheidungen, die Partikeldichte und die Härte des Gefüges herangezogen. Die überprüften Messwerte sind exemplarisch für den 200 mm Würfel in **Abbildung 3** dargestellt.



**Abbildung 2:** Entnahmestellen der Gefügeproben aus den Probenkörper des EN-GJS-500-14



**Abbildung 3:** Vergleich der Gefügeanalyse an den drei Entnahmestellen eines EN-GJS-500-14 Würfels der Seitenlänge 200 mm

Ein Vergleich der Parameter zwischen den einzelnen Würfeln ist in **Tabelle 2** angegeben. Die beobachteten Veränderungen können an dieser Stelle eindeutig mit dem verlangsamten Erstarrungsverhalten korreliert werden.

**Tabelle 2:** Übersicht über die Gefügeeigenschaften ermittelt an Proben von Entnahmestelle M für EN-GJS-500-14

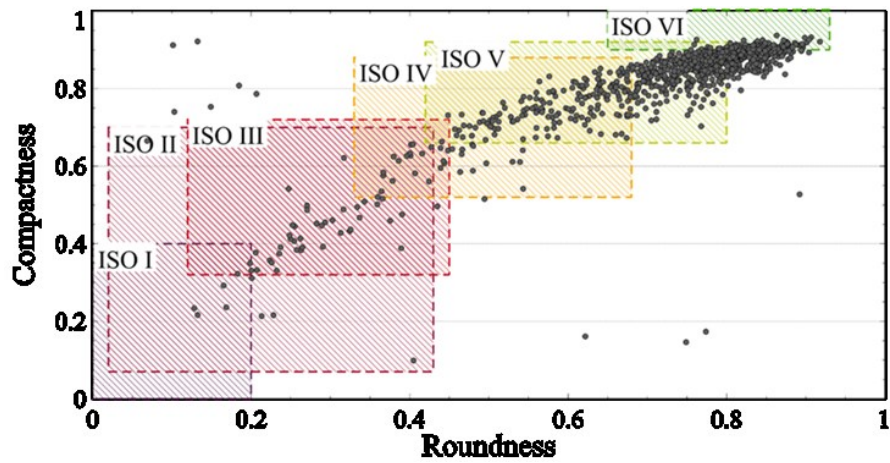
Würfelgröße	Härte [HBW]	Graphitflächenanteil [%]	max. Feret [µm]	Partikeldichte [1/mm²]
200	217	11,60	117,05	117,28
300	167	17,37	113,30	116,28
500	170	12,70	234,72	28,78

Zur Überprüfung der Güte der Abgüsse wurde zudem eine Bewertung der Graphitqualität nach ISO 945 [16] mit Methodik nach Velichko [17] in Anlehnung an ISO 945-4 bewertet. Hierbei ergeben sich die Bewertungsgrößen Compactness und Roundness zu

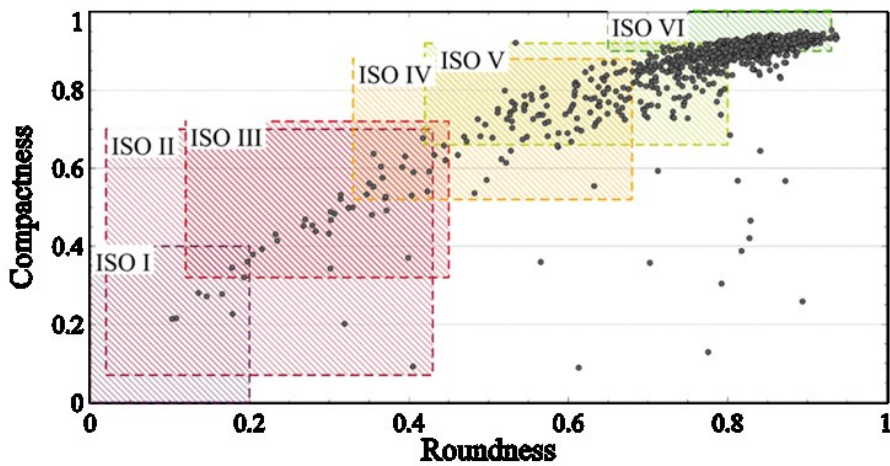
$$\text{Compactness} = \frac{4\pi \cdot \text{Area}}{(\text{ConvexPerimeter})^2}$$

$$\text{Roundness} = \frac{4 \cdot \text{Area}}{\pi \cdot (\text{MaxFeret})^2}$$

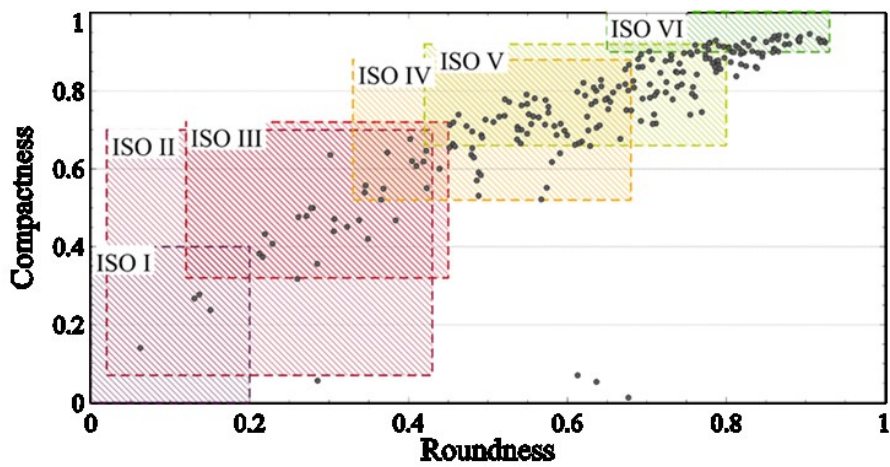
Auf Basis einer Korrelation und Kategorisierung dieser Bewertungsgrößen kann eine abschließende Bewertung der Graphitausscheidungen erfolgen. Die Ergebnisse sind exemplarisch für EN-GJS-500-14 in den **Abbildung 4** bis **Abbildung 6** dargestellt. Es konnte eine hinreichende Qualität der Graphitausscheidungen festgestellt werden.



**Abbildung 4:** Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 200mm



**Abbildung 5:** Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 300mm



**Abbildung 6:** Analyse der Qualität der Graphitausscheidungen nach Velichko unter Berücksichtigung der Compactness und Roundness einzelner Graphitausscheidungen 500mm

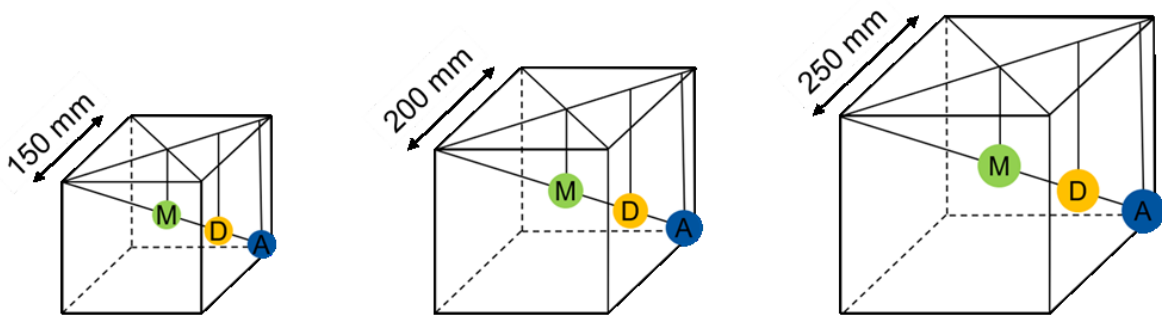
EN-GJS-1050-6

Das Probenmaterial für die Güte ADI-GJS-1050-6 wurde in zwei Chargen abgegossen. Die chemische Zusammensetzung des Materials ergibt sich aus dem Abgussprotokoll entsprechend **Tabelle 3**.

**Tabelle 3:** Chemische Zusammensetzung [Gew.-%] der Abgüsse des Probenrohmaterials der Güte ADI-GJS-1050-6.

Abguss	C [%]	Si [%]	Mn [%]	Cu [%]	Ni [%]	Mo [%]
5023 / 1	3,3	2,0	0,34	0,80	1,98	0,34
5023 / 2	3,2	2,0	0,32	0,80	1,99	0,34

Die Entnahme von Proben entlang der Raumdiagonalen hat gezeigt, dass durch den Abguss der drei Kubengrößen drei unterschiedliche Gefüge hergestellt werden konnten. Diese sind in einem einzelnen Kubus jeweils homogen genug ausgeprägt, um eine ausreichende Probenentnahme zu ermöglichen. Die Entnahmepositionen sind in **Abbildung 7** dargestellt. Zur Gefügebewertung wurden der Flächenanteil der Graphitausscheidungen, der maximale Feret Durchmesser der Graphit-ausscheidungen, die Partikeldichte und die Härte des Gefüges herangezogen. Die überprüften Messwerte sind exemplarisch für die Entnahmeposition M für die drei Würfelgrößen 150, 200 und 250 mm in **Abbildung 8** dargestellt. Zur Gefügebewertung wurden der Flächenanteil der Graphitausscheidungen, der maximale Feret Durchmesser der Graphitausscheidungen, die Partikeldichte und die Härte des Gefüges herangezogen. Die überprüften Messwerte sind für die Kantenlängen 150, 200 und 250 mm an der Entnahmeposition M in **Tabelle 4** dargestellt. Die Normgerechtigkeit der ermittelten Kennwerte ist entsprechend festzustellen.



**Abbildung 7:** Entnahmestellen der Gefügeproben aus den kubusförmigen Probenkörper des ADI-GJS-1050-6.

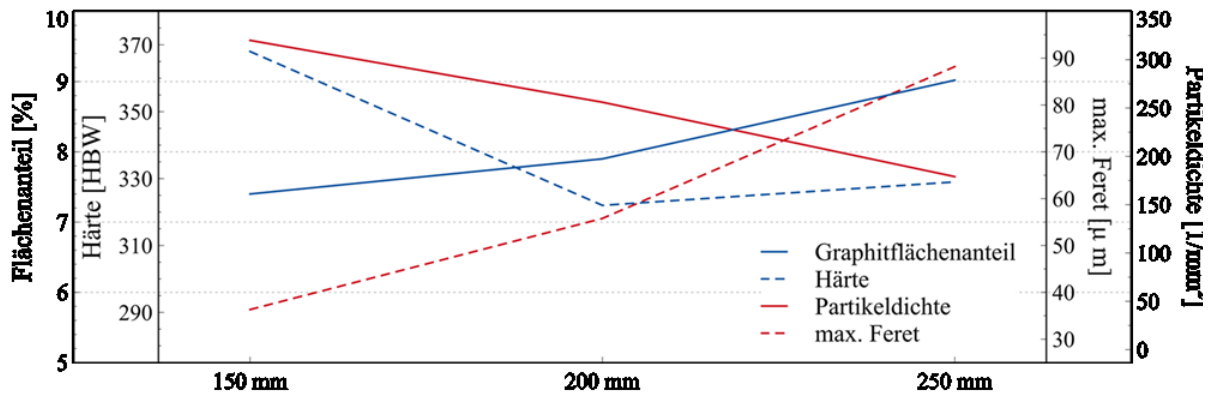


Abbildung 8: Vergleich der Gefügeanalyse an der Entnahmestelle M.

Tabelle 4: Übersicht über die Gefügeeigenschaften ermittelt an Proben von Entnahmestelle M

Würfelgröße	Härte [HBW]	Graphitflächenanteil [%]	max. Feret [µm]	Partikeldichte [1/mm²]
150	368	7,4	36,31	320,4
200	322	7,9	55,79	256,4
250	329	9,02	88,20	179,8

An den Entnahmestellen M der Würfel mit den Kantenlängen 150, 200 und 250 mm konnte durch Ätzung mit Nital die ausferritische Mikrostruktur sichtbar gemacht werden. Die erzeugten ausferritischen Strukturen sind in **Abbildung 9** dargestellt.

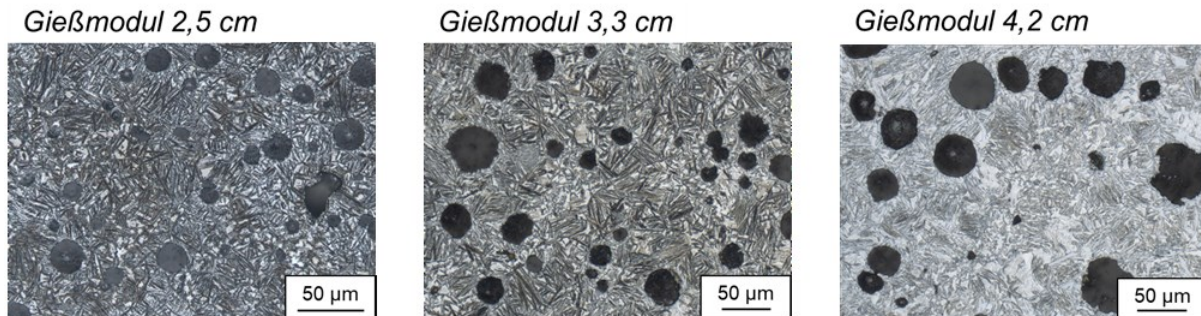
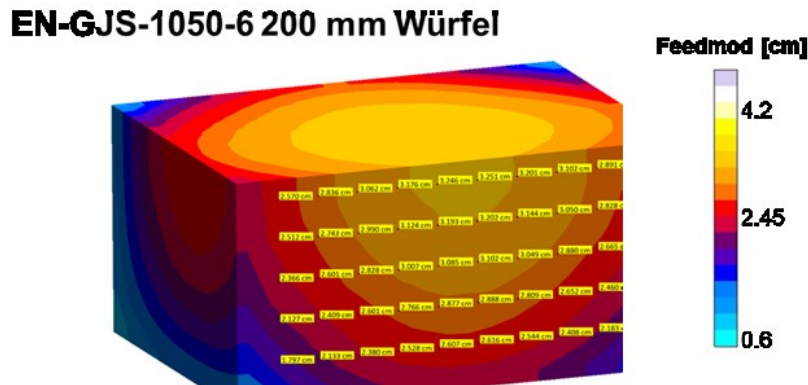


Abbildung 9: Gefüge der Güte ADI-GJS-1050-6 (geätzt) an der Entnahmestelle M für verschiedene Gießmodule

### Kopplung mit der Gusssimulation

Im Rahmen der metallographischen Charakterisierung wurde eine weitergehende Korrelation zwischen Gusssimulation und experimenteller Charakterisierung aufgebaut. Zu diesem Zweck wurden Gusssimulationen der Abgüsse des Probenrohmaterials durchgeführt und entnahmeortsspezifische Feedmod bestimmt, vgl. **Abbildung 10**.



**Abbildung 10:** Gusssimulation 200 mm Würfel ADI-GJS-1050-6.

Das Feedmod wurde als Gütemaß gewählt, da es neben der lokalen Erstarrungszeit Randbedingungen wie Formtyp und Kühlbedingungen berücksichtigt:

$$t_s = c \cdot M^2$$

Das Feedmod  $M$  ergibt sich aus Relation der Randbedingungen über die Konstante  $c$  mit der Erstarrungszeit  $t_s$ . Durch die probenspezifische Auswertung der Gefügedescriptoren „Graphitflächenanteil“, „max. Feret“, „Nodularität“ und „Partikeldichte“ konnten Korrelationen in Abhängigkeit des Feedmods aufgebaut werden. **Abbildung 11** und **Abbildung 12** zeigen diese Korrelationen für die Güte EN-GJS-500-14 sowie EN-GJS-1050-6. Für beide Güten sind für den Graphitflächenanteil sowie für die Nodularität keine eindeutigen Trends erkennbar. Dahingegen zeigen sich jedoch für den max. Feret sowie für die Partikeldichte starke Korrelationen, die sich in erster Näherung linear beschreiben lassen.

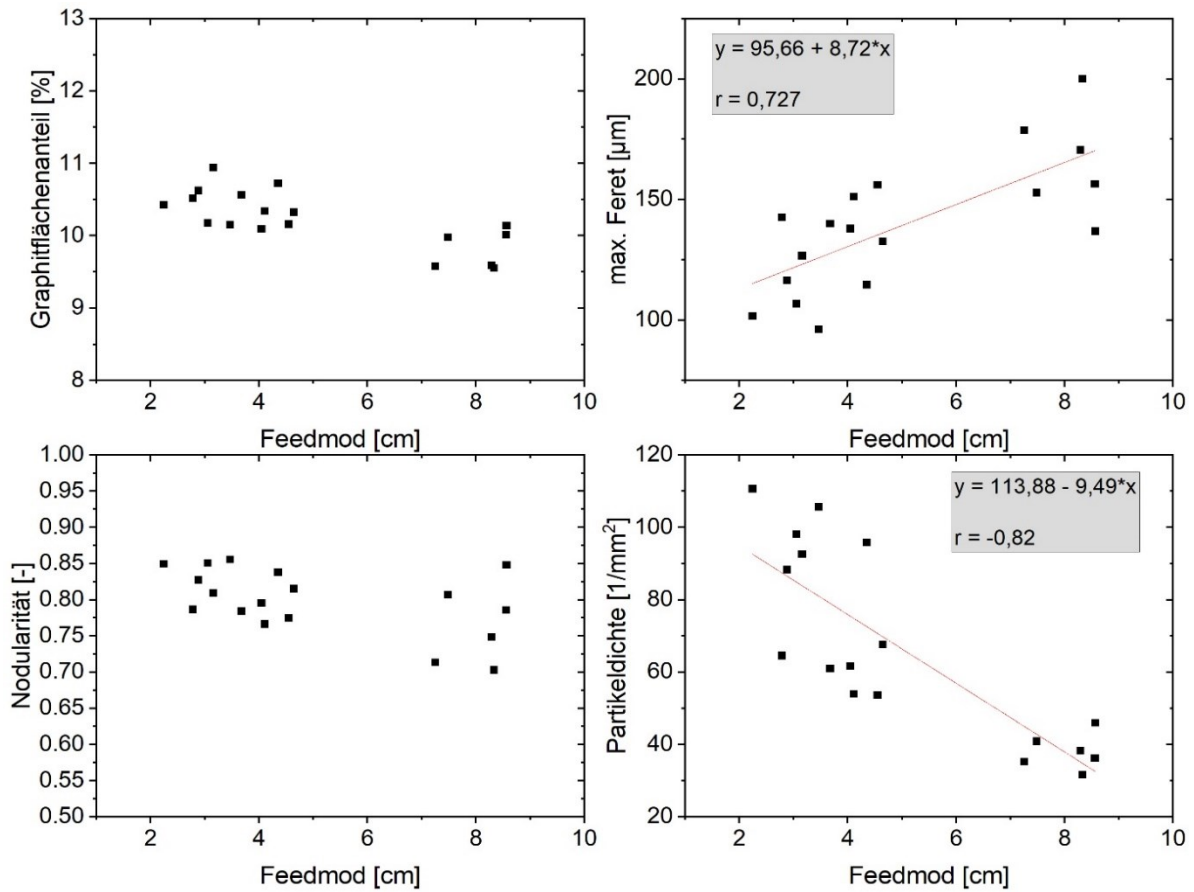


Abbildung 11: Gefügedeskriptoren in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-500-14.

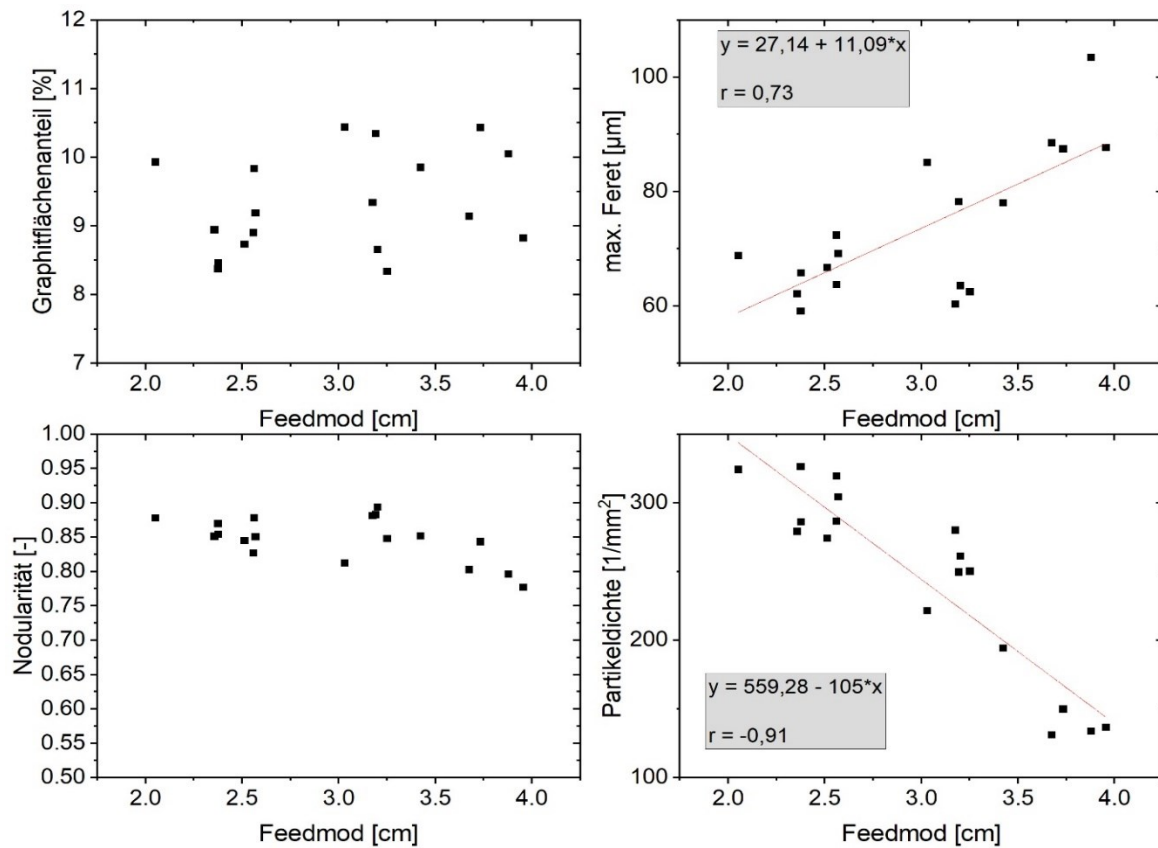
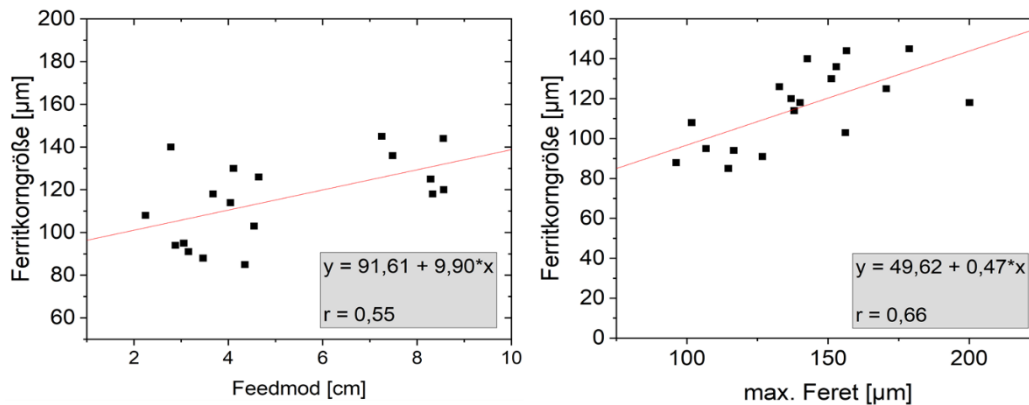


Abbildung 12: Gefügedeskriptoren in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-1050-6.

Da neben den klassischen Gefügedeskriptoren die Korngröße der tragenden Matrix im Sinne

einer Hall-Petch-Beziehung für die Werkstofffestigkeit von Bedeutung ist, wurde für EN-GJS-500-14 ebenfalls die Ferritkorngröße mit dem Feedmod korreliert, vgl. **Abbildung 13**.



**Abbildung 13:** Ferritkorngröße in Abhängigkeit des Feedmod für EN-GJS-500-14.

### AP B5 – B11, B14, B15: Experimentelle Ermittlung von Werkstoffeigenschaften

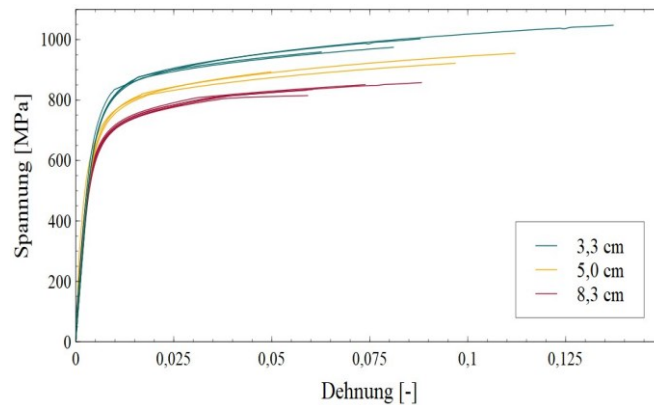
Die experimentelle Untersuchung der Werkstoffeigenschaften umfasst statische und zyklische Werkstoffeigenschaften. Die untersuchten zyklischen Werkstoffeigenschaften sind hier die Dauerfestigkeiten, ermittelt im Wöhlerversuch, sowie Rissfortschrittsuntersuchungen. Die statischen Werkstoffeigenschaften werden im Zugversuch ermittelt.

Die statischen Werkstoffeigenschaften wurden für EN-GJS-500-14 beim Forschungspartner Access und für EN-GJS-1050-6 am IWM in Abhängigkeit der Wandstärke ermittelt. In **Abbildung 14** sind die Ergebnisse für das EN-GJS-1050-6 dargestellt. Entsprechend

**Tabelle 5** ergibt sich ein Absinken der statischen mechanischen Eigenschaften mit steigender Wandstärke bzw. Gießmodul.

**Tabelle 5:** Mechanische Eigenschaften ermittelt im Zugversuch für EN-GJS-1050-6

Würfelgröße [mm] / Gießmodul [cm]	E-Modul [GPa]	Streckgrenze [MPa]	Zugfestigkeit [MPa]	Bruchdehnung [%]
150 / 2,5	155	736	1003	9,3
200 / 3,3	151	683	934	9,3
250 / 4,2	140	640	839	6,3



**Abbildung 14:** Spannungs-Dehnungs-Kurven aus Zugversuchen an EN-GJS-1050-6 verschiedener Gießmodule.

Mit Hilfe der Wöhlerversuche soll die gefügeabhängige Schwingfestigkeit auch unter Berücksichtigung verschiedener Kerbformzahlen ermittelt werden, sodass experimentelle Kennwerte für die Auslegung nach der FKM-Richtlinie zur Verfügung stehen. Die Prüfung der Schwingfestigkeit erfolgt mit Blick auf den Anwendungsfall der jeweiligen Gusseisengüte innerhalb der Windenergieanlage.

Für die Wöhlerversuche werden sowohl ungekerbte als auch gekerbte Proben verwendet, die die Formzahlen  $K_t = 1,0$ ,  $K_t = 1,3$  und  $K_t = 1,8$  aufweisen. Die Prüfung erfolgt im Treppenstufenverfahren unter Berücksichtigung von mindestens 15 Wöhlerproben bei einer Grenzschwingspielzahl von 10.000.000. Die Treppenstufen sind gemäß der für Gusseisen geltenden Koeffizienten gemäß DIN 50100 logarithmisch gewählt. Durchläufer werden zur Prüfung der Zeitfestigkeit auf höheren Spannungshorizonten verwendet.

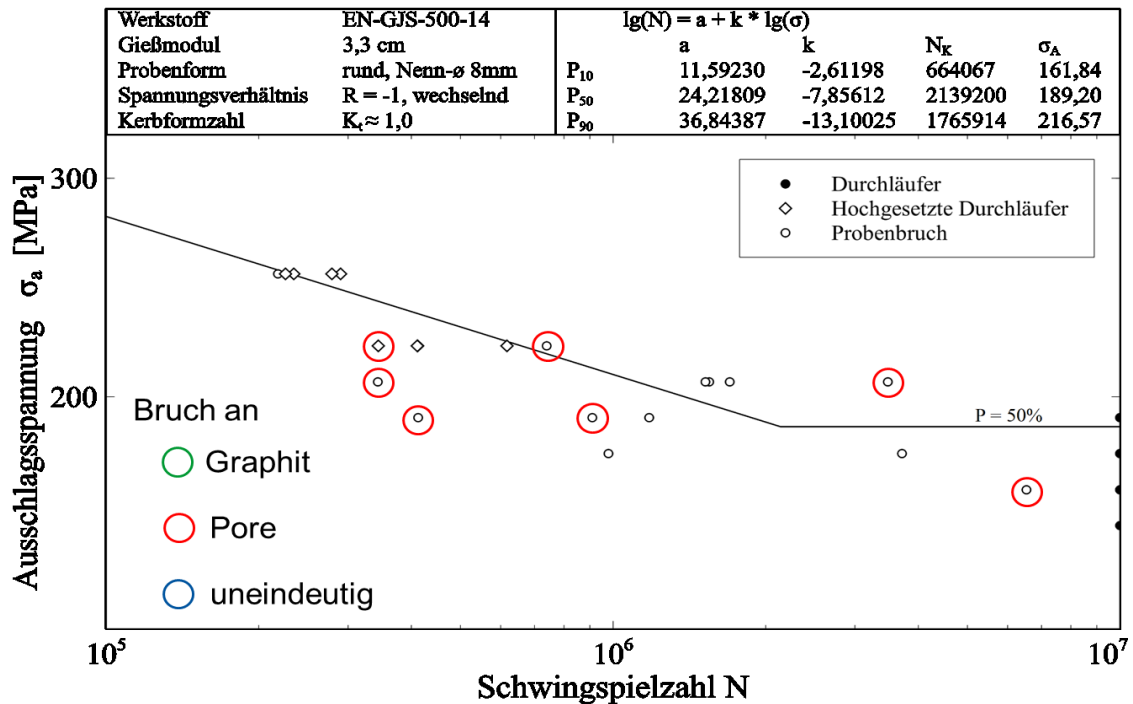
Eine Übersicht der ermittelten Schwingfestigkeiten ist in **Tabelle 6** gegeben.

**Tabelle 6:** Dauerfestigkeiten (50% Bruchwahrscheinlichkeit) ermittelt im Wöhlerversuch

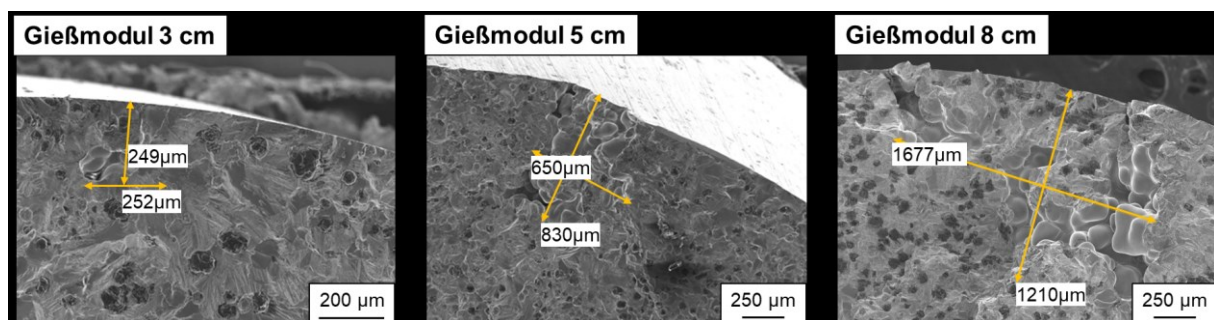
Güte	Gießmodul	R = -1		
		$K_t = 1,0$	$K_t = 1,3$	$K_t = 1,8$
EN-GJS-500-14	3,3 cm	189 MPa	191 MPa	161 MPa
	5,0 cm	168 MPa	157 MPa	153 MPa
	8,3 cm	169 MPa	nicht auswertbar	128 MPa
EN-GJS-1050-6	2,5 cm	384 MPa	378 MPa	351 MPa
	3,3 cm	379 MPa	364 MPa	313 MPa
	4,2 cm	335 MPa	334 MPa	343 MPa

EN-GJS-500-14

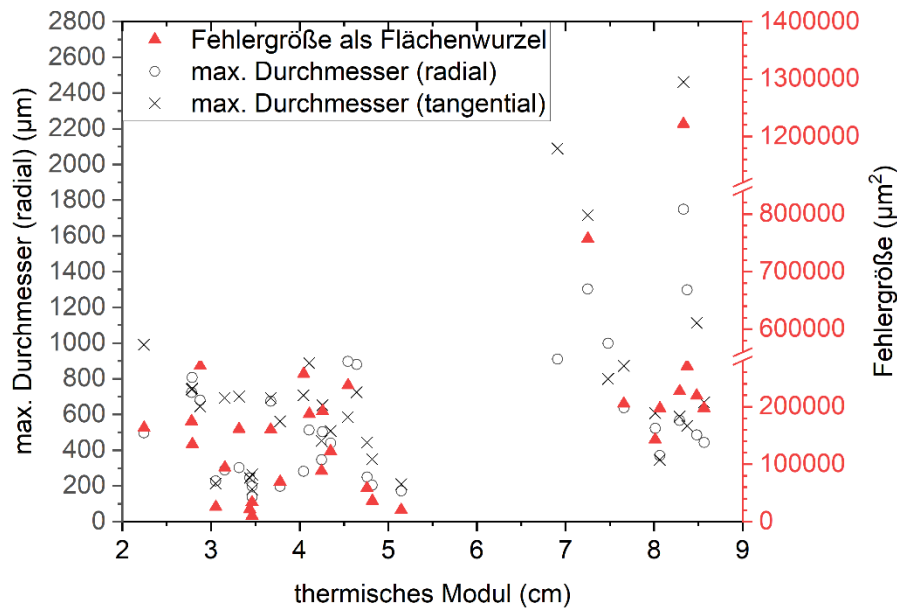
Die Bruchflächen der Schwingproben wurden systematisch auf die rissauslösenden Defekte untersucht. Dabei wurden für die Güte EN-GJS-500-14 hauptsächlich Poren als rissauslösende Defekte identifiziert, deren Größe mit steigendem Gießmodul zunimmt (vgl. **Abbildung 15**, **Abbildung 16** und **Abbildung 17**)



**Abbildung 15:** Wöhlerkurve für EN-GJS-500-14 mit der Zuordnung der rissauslösenden Defekte.

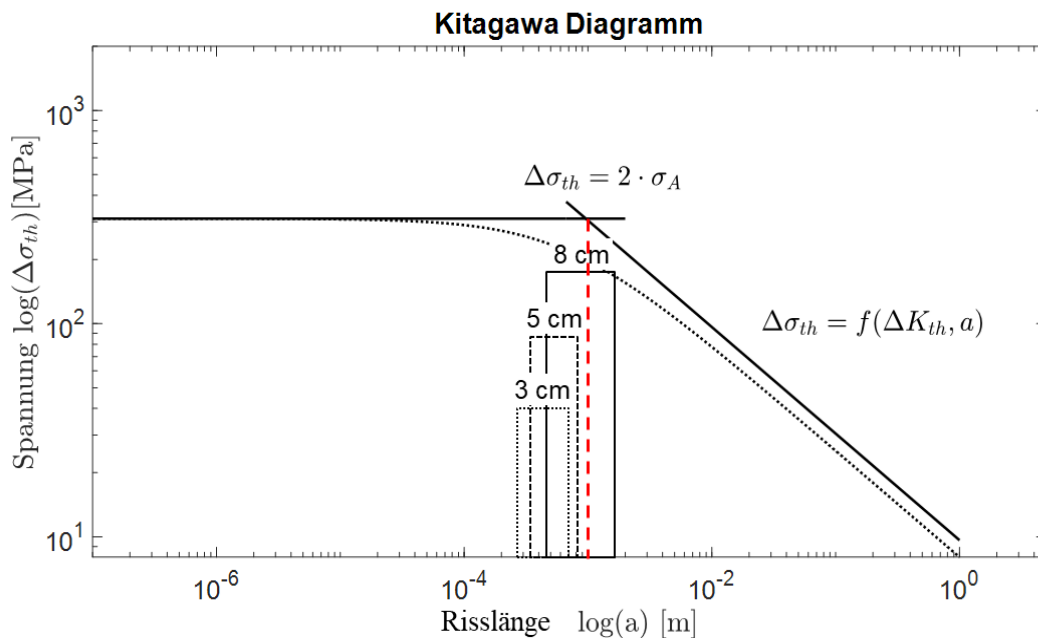


**Abbildung 16:** Repräsentative rissauslösende Lunker in EN-GJS-500-14 verschiedener Gießmodule.



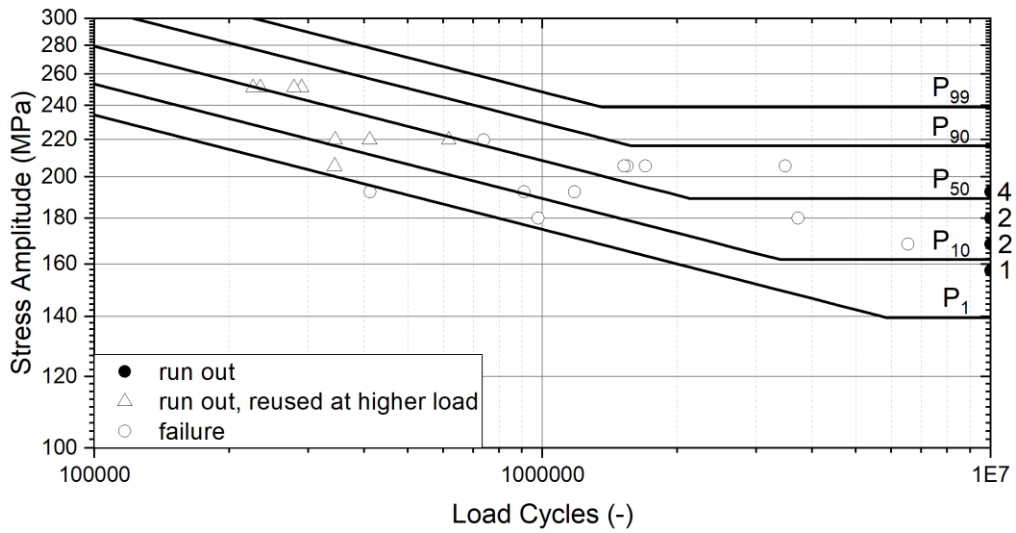
**Abbildung 17:** Durchmesser der rissauslösenden Lunker in EN-GJS-500-14 verschiedener Gießmodule

Es ist anzumerken, dass insbesondere im Bereich des Gießmoduls 8,3 cm bereits Poren in einer Größe gefunden werden konnten, die dem Risswachstumsbereich im Kitagawa-Diagramm zuzuordnen (vgl. **Abbildung 18**) ist. Ferner liegen die Poren in einer Größe vor, die eine Analyse des Graphiteinflusses durch repräsentative Volumenelemente signifikant erschwert.

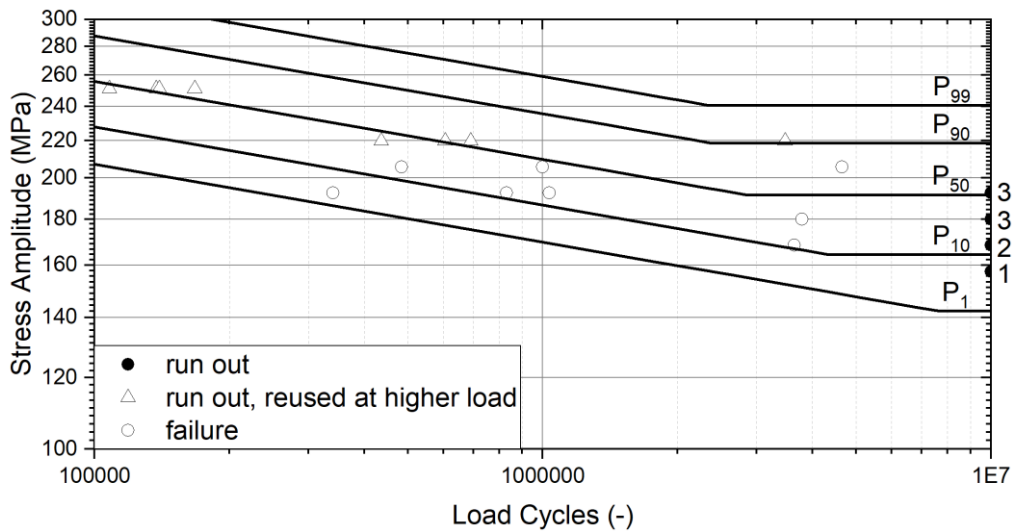


**Abbildung 18:** Kitagawa-Diagramm für EN-GJS-500-14 mit eingezeichneten Defektgrößen verschiedener Gießmodule.

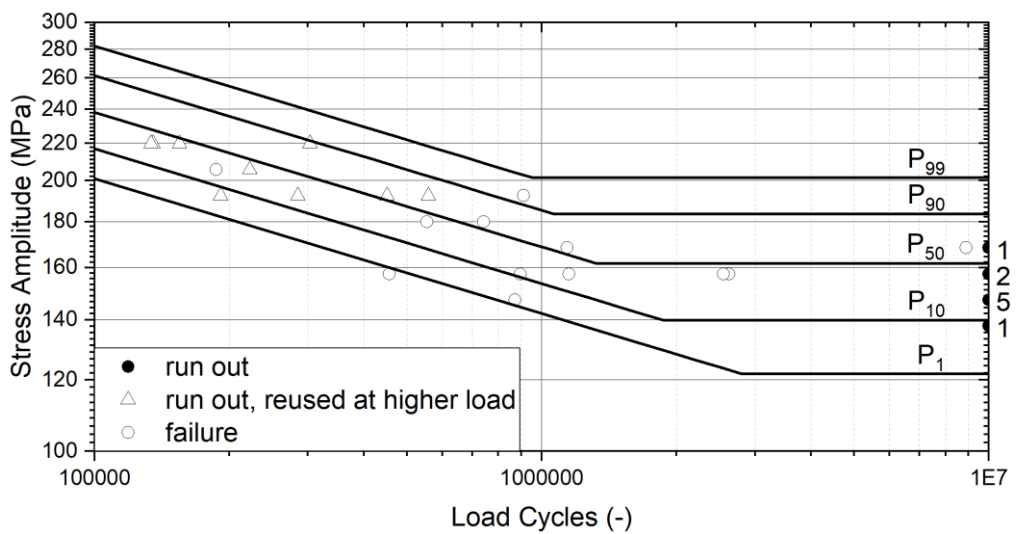
Die resultierenden Wöhlerkurven sind in **Abbildung 19** bis **Abbildung 27** dargestellt. Die Wöhlerkurven wurden mit SAFD unter der Annahme einer normalisierten Streuung im HCF sowie des kombinierten Auswerteverfahrens Übergangsbereich bestimmt.



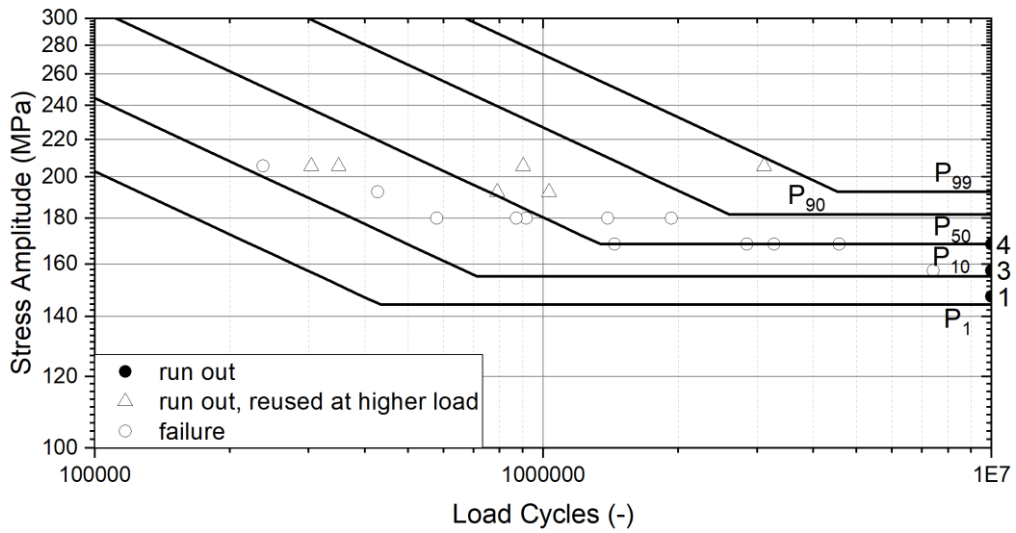
**Abbildung 19:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



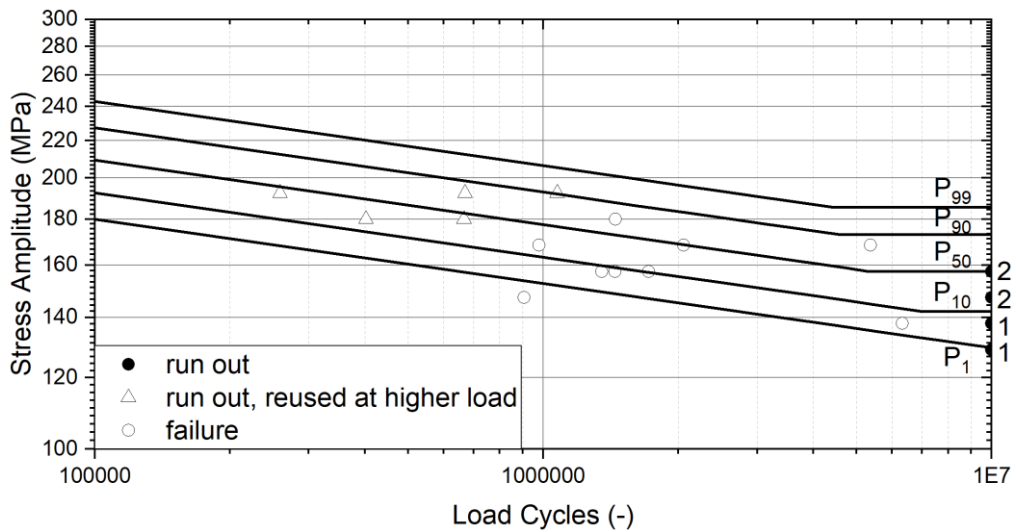
**Abbildung 20:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



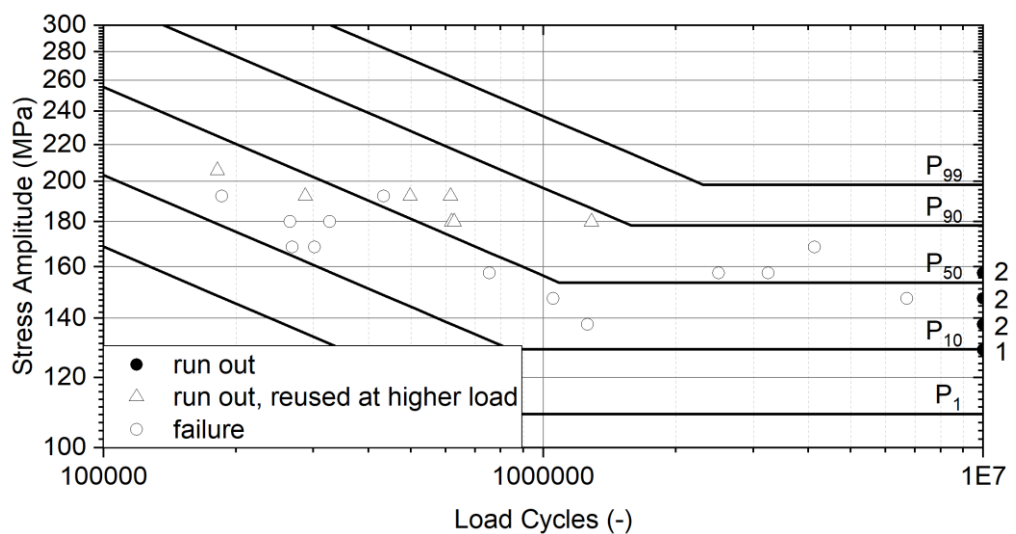
**Abbildung 21:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



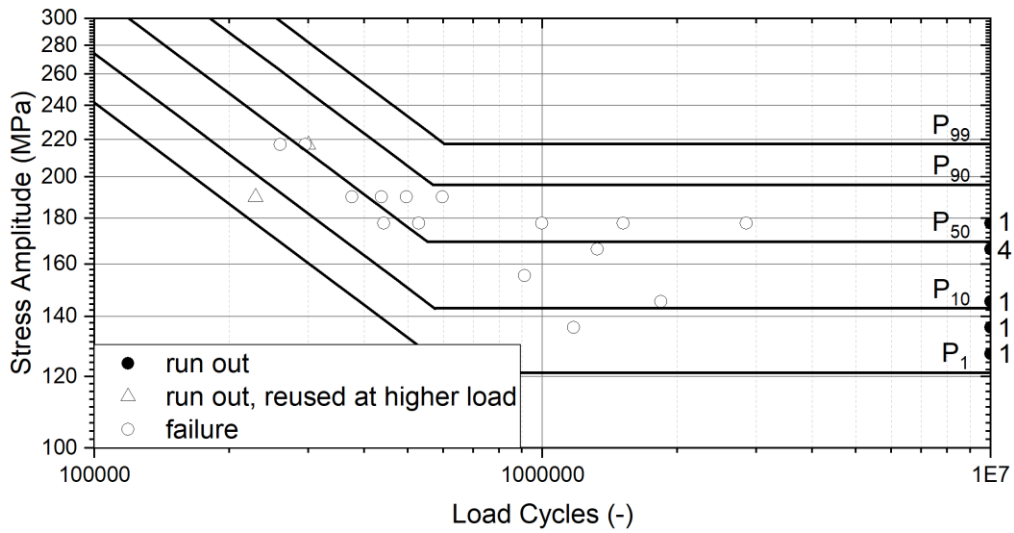
**Abbildung 22:** Wöhlerdiagramm (R=-1, Kerbformzahl ~ 1,0) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 5,0 cm



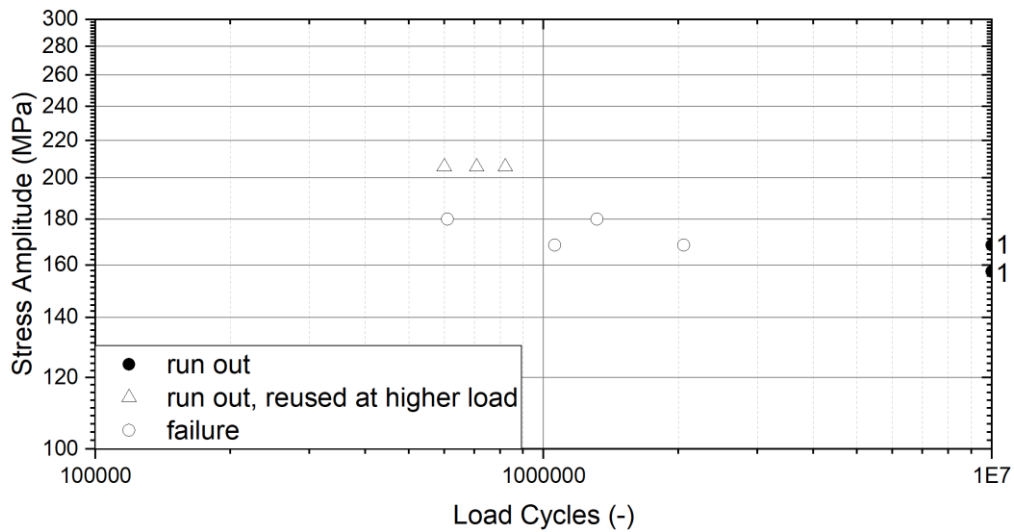
**Abbildung 23:** Wöhlerdiagramm (R=-1, Kerbformzahl ~ 1,3) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 5 cm



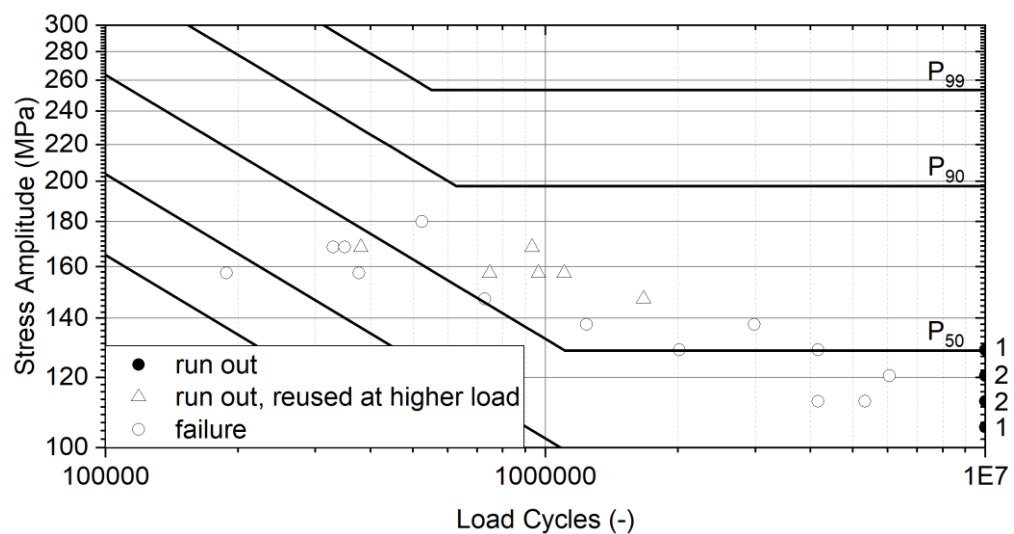
**Abbildung 24:** Wöhlerdiagramm (R=-1, Kerbformzahl ~ 1,8) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 5 cm



**Abbildung 25:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 8,3 cm



**Abbildung 26:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 8,3 cm



**Abbildung 27:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-500-14 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 8,3 cm

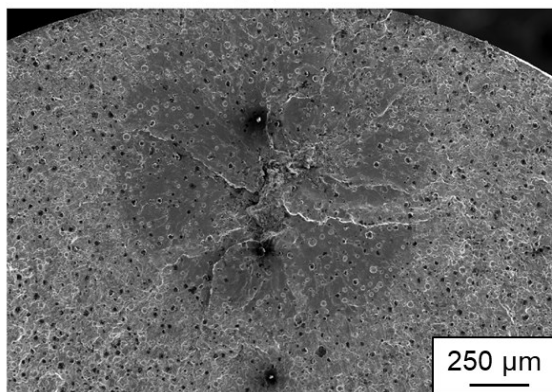
Eine Analyse der Streuung der Schwingfestigkeiten und Porengröße wurde für den Abguss der Güte EN-GJS-500-14 durchgeführt, indem auf Basis des Probenentnahmeplans die geprüften Lashorizonte sowie Defektgröße im Probenrohmaterial vermerkt wurden. Als Ergebnis zeigt sich innerhalb der ursprünglich abgegossenen Würfel keine Vorzugsverteilung von Defekten oder den zu Brüchen gehörenden Spannungshorizonten.

Eine Analyse der aus dem Wöhlerversuch resultierenden Streubänder sowie der ausgewerteten Hilfsvarianz zeigen, dass der Probenumfang von 20 bzw. 19 Proben für die Prüfung des Gießmoduls 3,3 bzw. 5 cm der Güte EN-GJS-500-14 bei vorliegenden Hilfsvarianzen  $< 1,5$  ausreichend war. Das Ergebnis einer Hilfsvarianz von 2,52 für das Gießmodul 8,3 cm der Güte EN-GJS-500-14 zeigt, dass die 12 im Wöhlerversuch auswertbaren Einzelversuche eine nicht ausreichende Probenanzahl darstellt, sodass die Ergebnisse für dieses Gießmodul entsprechend zu bewerten sind.

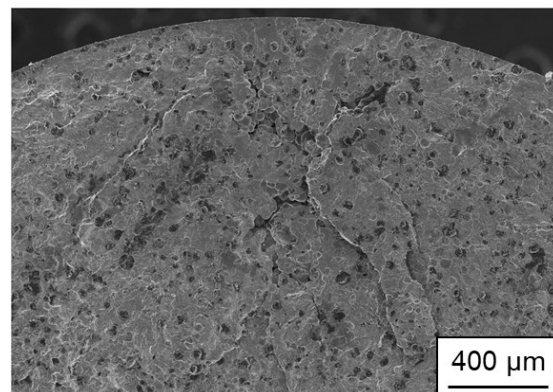
### EN-GJS-1050-6

Für die Güte EN-GJS-1050-6 konnten ebenfalls Poren und Einschlüsse als rissauslösende Defekte identifiziert werden (vgl. **Abbildung 28**). Neben Lunkern konnten magnesiumhaltige Einschlüsse als Rissausgang identifiziert werden. Dabei konnte keine Tendenz in Abhängigkeit des Gießmoduls festgestellt werden.

**Einschluss (MgO)**

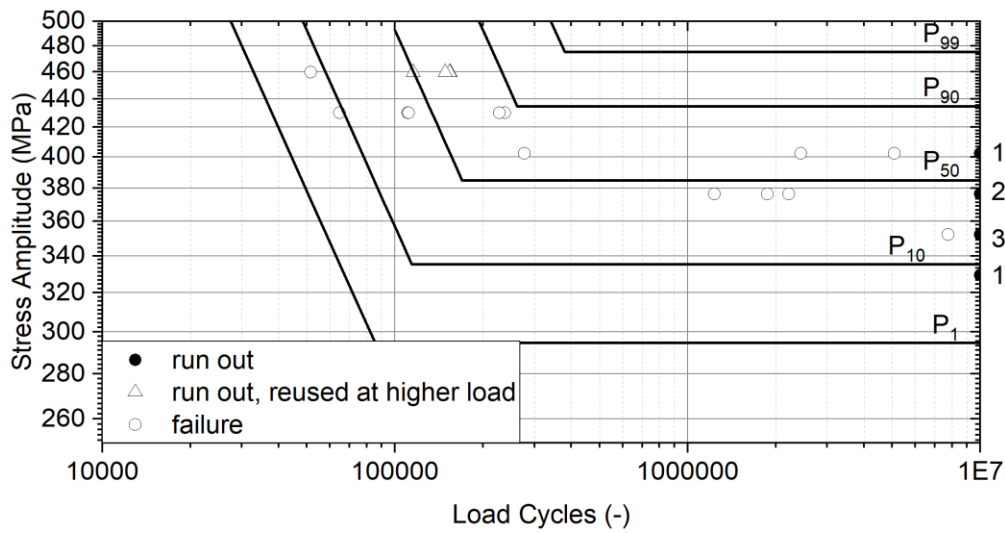


**Pore**

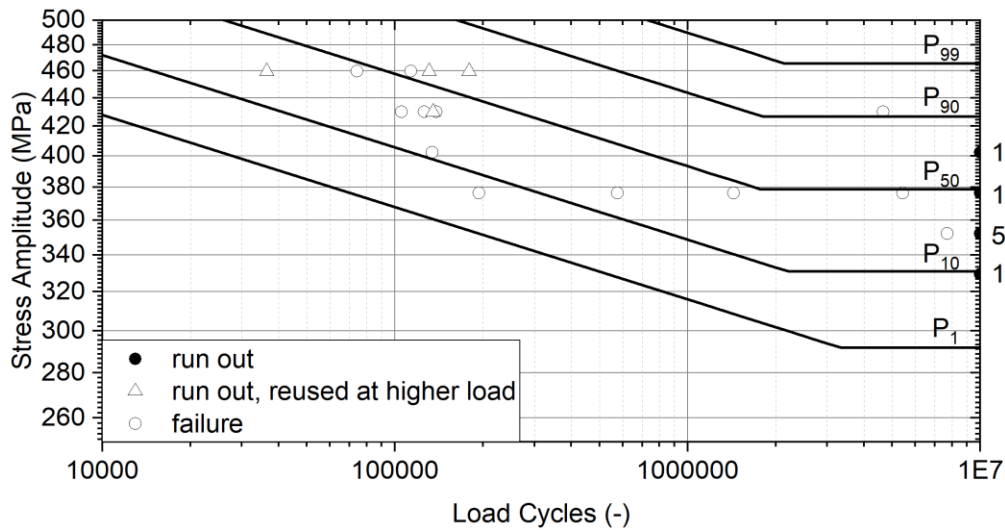


**Abbildung 28:** Oxideinschluss und Pore als rissauslösende Defekte in EN-GJS-1050-6.

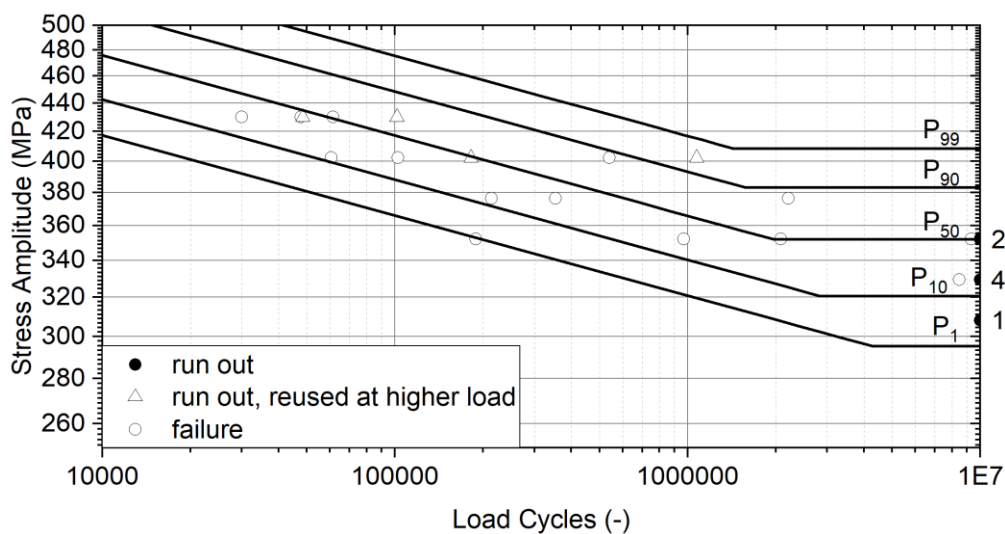
Die resultierenden Wöhlerkurven sind in **Abbildung 29** bis **Abbildung 37** dargestellt. Die Wöhlerkurven wurden mit SAFD unter der Annahme einer normalisierten Streuung im HCF sowie des kombinierten Auswertverfahrens Übergangsbereich bestimmt.



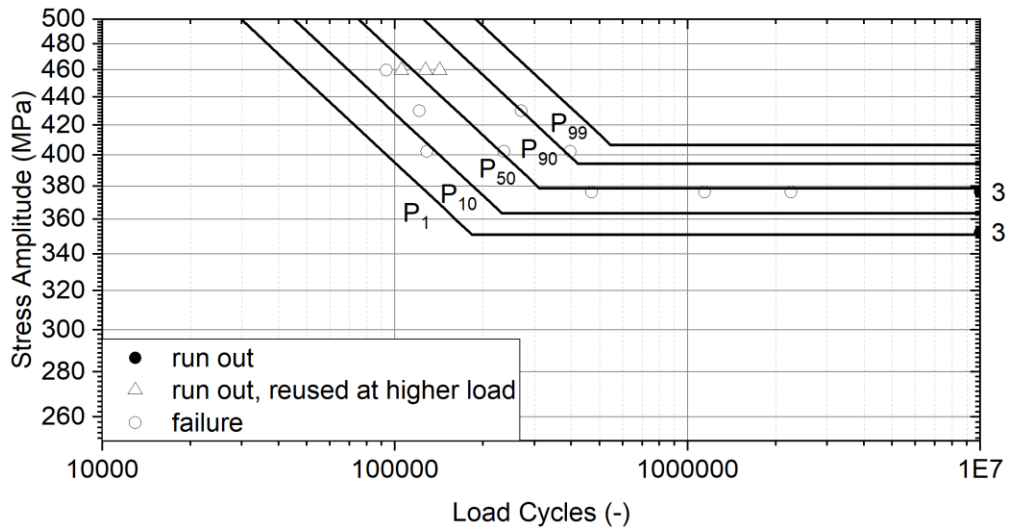
**Abbildung 29:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 2,5 cm



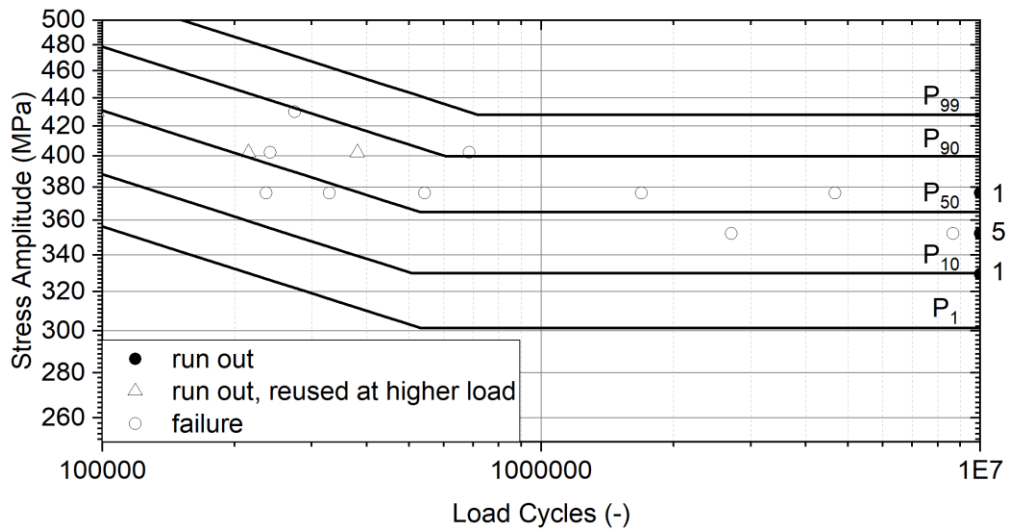
**Abbildung 30:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 2,5 cm



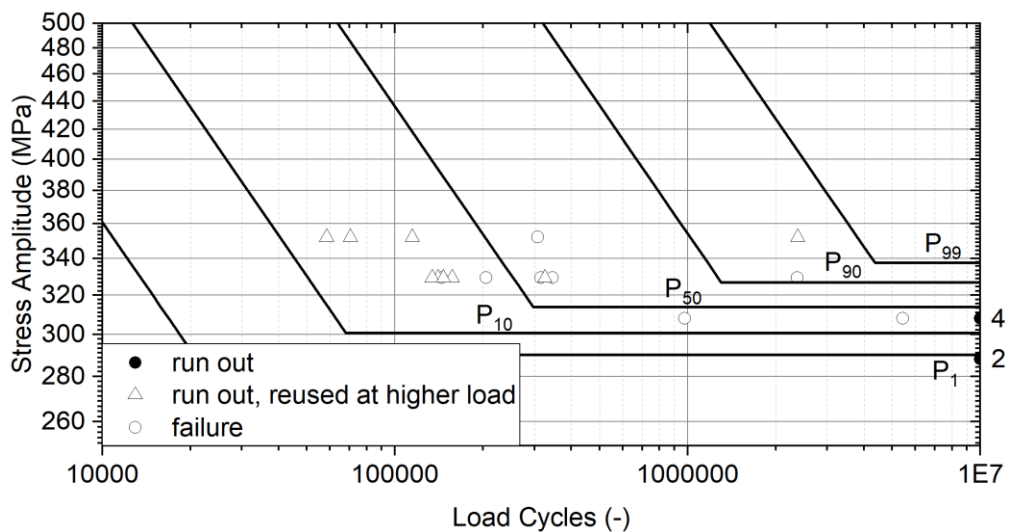
**Abbildung 31:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 2,5 cm



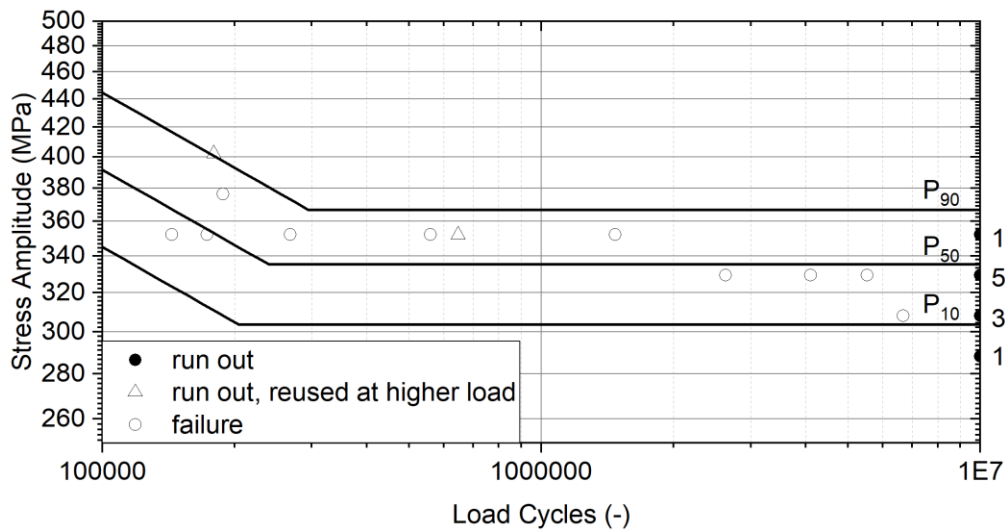
**Abbildung 32:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



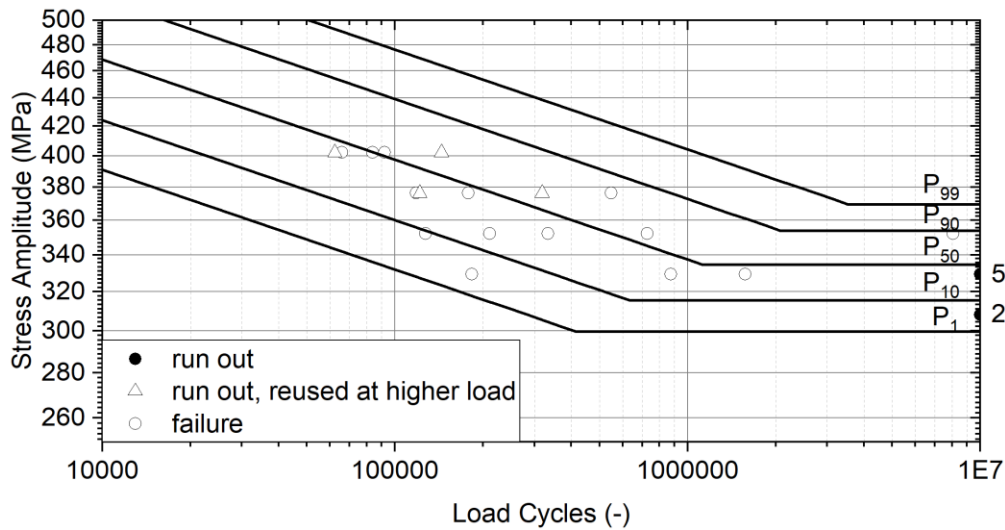
**Abbildung 33:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



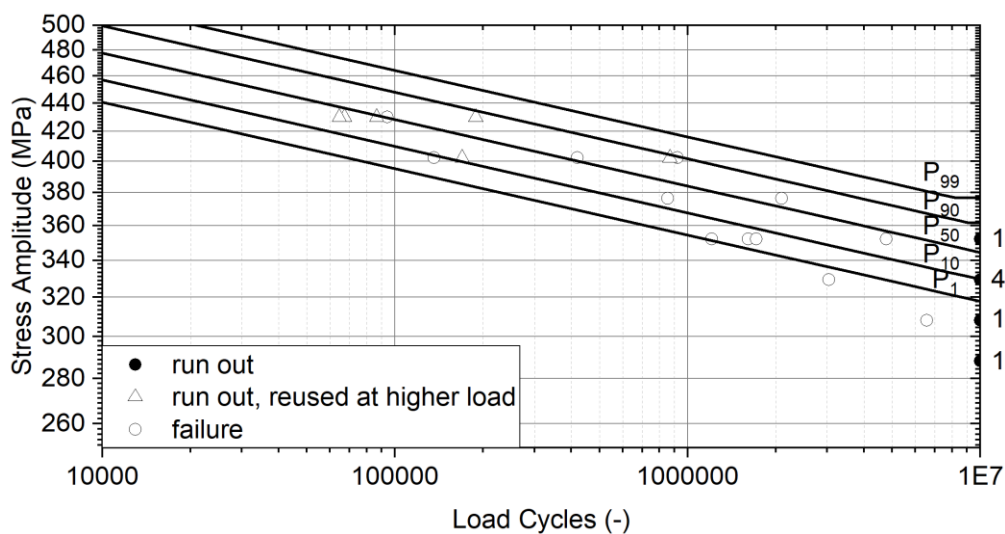
**Abbildung 34:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 3,3 cm



**Abbildung 35:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,0$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 4,2 cm



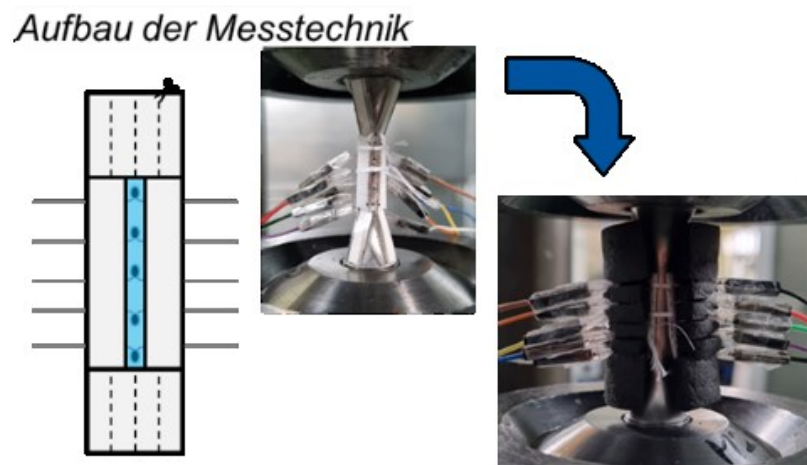
**Abbildung 36:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,3$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 4,2 cm



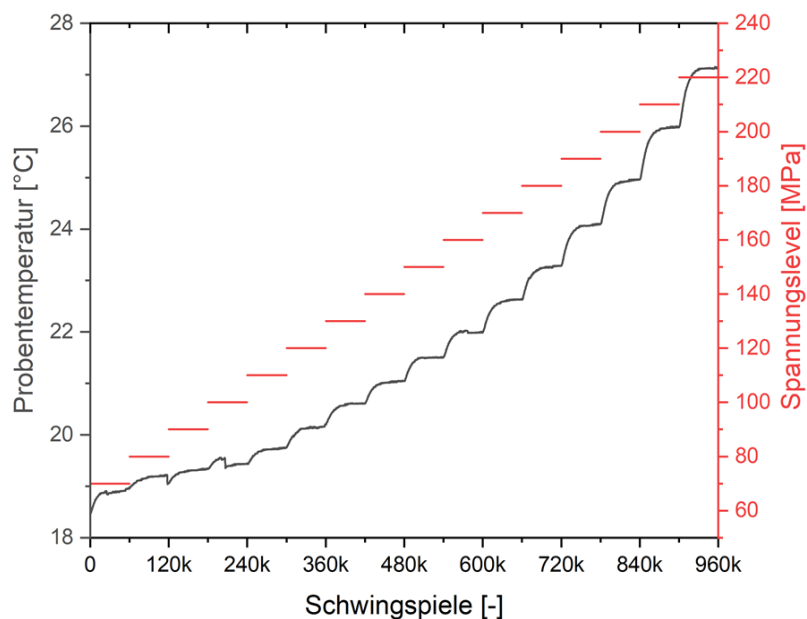
**Abbildung 37:** Wöhlerdiagramm ( $R=-1$ , Kerbformzahl  $\sim 1,8$ ) für EN-GJS-1050-6 mit Proben aus Würfeln mit Gießmodul 4,2 cm

### Kurzzeitverfahren

Die konventionelle Schwingprüfung birgt den Nachteil, dass zur statistischen Bestimmung eine Vielzahl an Proben geprüft werden muss. Für das Ziel der Ermittlung einer bauteilspezifischen lokalen Festigkeit stehen auf Basis entnommener Hohlbohrproben jedoch nur eine beschränkte Anzahl an Proben zur Verfügung. Zu diesem Zweck wurden beschleunigte Prüfverfahren auf Basis thermographischer Messmethoden eingesetzt. Dazu wurden Schwingproben gemäß **Abbildung 38** mit Thermoelementen (NTC) instrumentiert, sodass die Oberflächentemperatur der Schwingprobe kontinuierlich aufgezeichnet werden konnte. Die Schwingprobe wurde dann in einem Laststeigerungsversuch bis zum Bruch beansprucht, wobei die Temperaturentwicklung aufgezeichnet wurde. Der Laststeigerungsversuch wurde bei einem Spannungsverhältnis von  $R = -1$  durchgeführt und eine Laststeigerung alle 60.000 Zyklen durchgeführt. **Abbildung 39** zeigt exemplarisch einen Spannungs- und aufgezeichneten Temperaturverlauf.

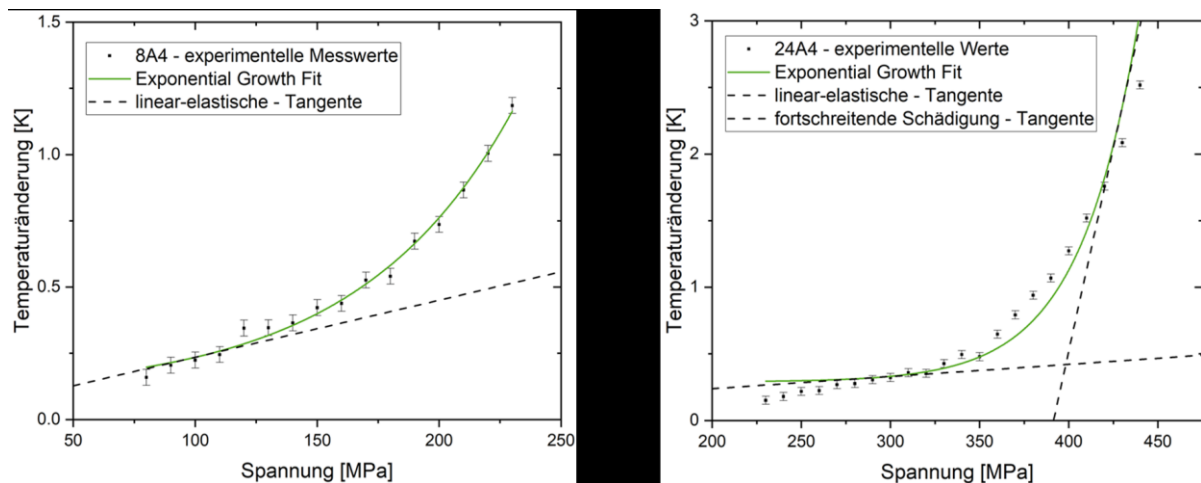


**Abbildung 38:** Versuchsaufbau für die instrumentierte Schwingprüfung



**Abbildung 39:** Experimentelle Daten eines Laststeigerungsversuchs

Die Hypothese dieses Prüfverfahrens ist, dass die lokale Akkumulation von Plastizität mit einer Temperatursteigerung im Werkstoffvolumen verknüpft ist. Daraus ergibt sich, dass eine zur Laststeigerung nicht-lineare Temperatursteigerung ein Indikator für erste auftretende Schädigung sein kann, sodass dieser Punkt eine sehr geringe Ausfallwahrscheinlichkeit, wie bspw. 1 %, charakterisiert. Eine exemplarische Auswertung ist in **Abbildung 40**, links gezeigt. Alternativ dazu wurde ein Schädigungsfortschritt äquivalent zu einer 50 % Ausfallwahrscheinlichkeit am Schnittpunkt zweier angelegter Tangenten (zu Prüfbeginn und Prüfende) definiert. Eine exemplarische Auswertung ist in **Abbildung 40**, rechts gezeigt.



**Abbildung 40:** Auswertung der Temperatursteigerung zur Ermittlung der Schädigung

Zur statistischen Absicherung dieser Messmethode wurden jeweils fünf Proben geprüft. Die Ergebnisse der Prüfung sind in **Tabelle 7** dargestellt. Es zeigt sich, dass die Werte aus der konventionellen Schwingprüfung in einem Fehlerband von 10 % reproduziert werden konnten.

**Tabelle 7:** Ermittelte Dauerfestigkeiten auf Basis der instrumentierten Schwingprüfung

Güte	Gießmodul	R = -1			
		konventionell	beschleunigt	konventionell	beschleunigt
		$P_f = 1\%$	$P_f = 1\%$	$P_f = 50\%$	$P_f = 50\%$
EN-GJS-500-14	5,0 cm	144 MPa	132 ± 2 MPa	168 MPa	173 ± 3 MPa
EN-GJS-1050-6	4,2 cm	333 MPa	349 ± 1 MPa	379 MPa	383 ± 4 MPa

### AP B12, B13, B16: Experimentelle Ermittlung von Werkstoffeigenschaften

Ziel dieses Arbeitspakets ist der Aufbau mikromechanischer Modelle, mit deren Hilfe die lokale Dauerfestigkeit simulativ in Abhängigkeit vom Werkstoffgefüge vorhergesagt werden kann. Dadurch kann innerhalb der Optimierungsschleife mit numerischen Abschätzungen der jeweils vorliegenden Werkstoffeigenschaften lokal aufgelöst gerechnet werden.

Die numerischen Modelle basieren auf dem Konzept des repräsentativen Volumen Elements (RVE), sodass initial die Gefügemodellierung innerhalb des RVE notwendig ist. Diese Modellierung umfasst die Transformation von den skalaren Gefügeparametern wie bspw. Partikeldichte und max. Feret, hin zu einem dreidimensionalen Modell. Diese Transformation ist notwendig um die mikromechanischen Effekte, welche sich aus Interaktion verschiedener Graphitausscheidungen und den tatsächlich vorliegenden Verteilungen der skalaren Größen

ergeben, abzubilden. Basis dieser Gefügemodellierung sind Parameter zur Beschreibung der Gefügemorphologie, wie bspw. die Größenverteilung der Graphitausscheidungen und Nodularität. Unter Verwendung dieser Parameter werden Graphitausscheidungen aus einer Datenbank ausgewählt und sukzessive in der dreidimensionalen RVE-Domäne entsprechend platziert. Die Platzierung erfolgt mit Hilfe eines random sequential adsorption (RSA) Algorithmus, bei dem Ziel-Volumenanteil und tolerierte Überlappungen, zur Erzeugung entarteter Graphitausscheidungen, initial definiert werden. Unter Berücksichtigung der platzierten Graphitausscheidung in der RVE-Domäne erfolgt die Vernetzung ebenjener, sodass final ein Rechengitter der RVE-Domäne zur Verwendung in nachfolgender numerischer Analyse vorliegt. Sollte kein dreidimensionales Rechengitter verwendet werden können, beispielsweise aus Limitierung der verfügbaren Rechenzeiten, können Schnitte durch die RVE-Domäne gelegt werden, sodass zweidimensionale Rechengitter erzeugt werden können.

Der im Vorhaben beschriebene und angewandte Ansatz zur Erzeugung repräsentativer Volumenelemente (RVE) basiert auf Kenngrößen der Graphitverteilung, Nodularität der Graphitausscheidungen und deren Flächenanteil. Diese Parameter sind nicht aus den im Projekt angewandten Gusssimulationen zu gewinnen, da hier ausschließlich skalare Größen für einzelne Evaluationspunkte geliefert werden können. Aus diesem Grund wurden die Ergebnisse der experimentellen Gefügecharakterisierung mit der Gusssimulation zusammengeführt. Durch den simulativen Abguss des Probenrohmaterials können die Skalare aus der Gusssimulation (Partikeldichte, thermisches Modul, Nodularität) mit den experimentell gewonnenen Daten aus der metallographischen Analyse (Graphitverteilung, Flächenanteile) gekoppelt werden. Zu diesem Zweck wurde eine Beziehung zwischen Partikeldichte  $NC$  und thermischen Modul  $mod_{therm}$  auf Basis der experimentellen und simulativen Ergebnisse aufgestellt:

$$NC = 182,48 - 19,201 * mod_{therm}$$

Auf Basis der metallographischen Gefügebrauchung lässt sich die Partikeldichte mit den Parametern  $\mu, \beta$  einer Gumbelverteilung, die die Graphitgrößenverteilung beschreibt, korrelieren:

$$\mu = 137,25 - 20,86 \ln(NC)$$

$$\beta = 836,79 * NC^{-0,885}$$

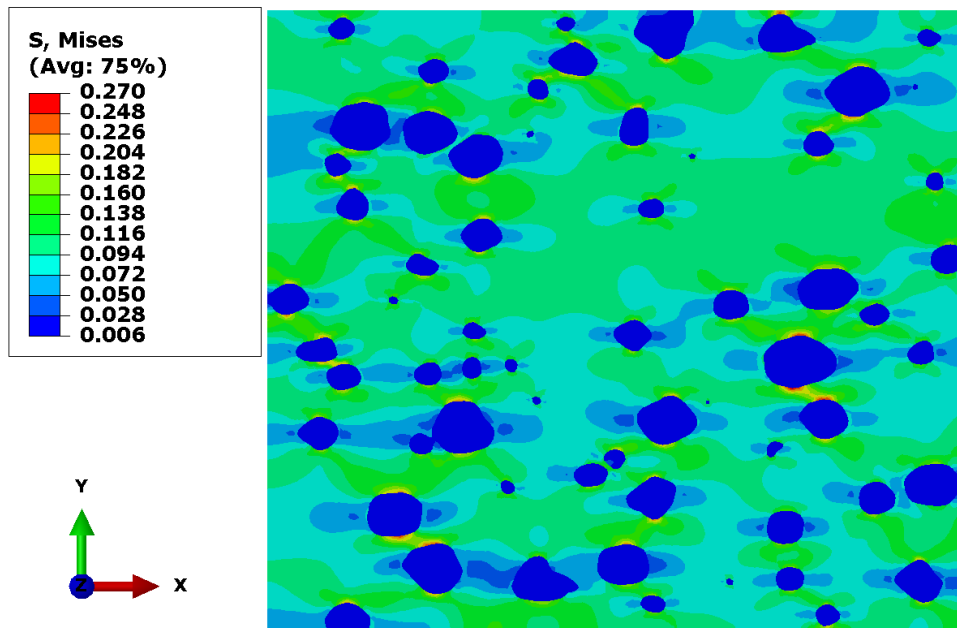
Auf diese Art können RVE für beliebige thermische Module im Rahmen des Anwendbarkeitsgebietes der Korrelation erzeugt werden. Die im Projekt angewandte RVE Erzeugung auf Basis von „random sequential adsorption“ Algorithmen liefert eine hinreichende Genauigkeit in der Abbildung der aus dem thermischen Modul folgenden Parameter für die Graphitverteilung.

Auf Basis dieser Rechengitter erfolgen initial linear-elastische FE Berechnungen, sodass das Elastizitätsmodul auf Basis von Mittelungstheoremen bestimmt werden kann:

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = \frac{1}{\Omega} \int_{\Omega} \sigma_{ij}(\mathbf{x}) dV,$$

$$\langle \varepsilon_{ij} \rangle = \frac{1}{\Omega} \int_{\Omega} \varepsilon_{ij}(\mathbf{x}) dV,$$

mit dem Spannungstensor  $\sigma(x)$  und dem Dehnungstensor  $\varepsilon(x)$ .



**Abbildung 41:** Darstellung der Von-Mises Spannung in einem 2D-RVE unter uniaxialer Belastung von 0.06N in X-Richtung. Niedrigste Lasten sind ausreichend für die Shakedown-Analyse und vermeiden numerische Effekte durch größere Verformungen.

In den Ergebnissen der linear-elastischen Berechnungen (vgl. **Abbildung 41**) ist die typische Spannungsüberhöhung an den Polkappen (relativ zur Belastungsrichtung) der Graphitausscheidungen zu erkennen.

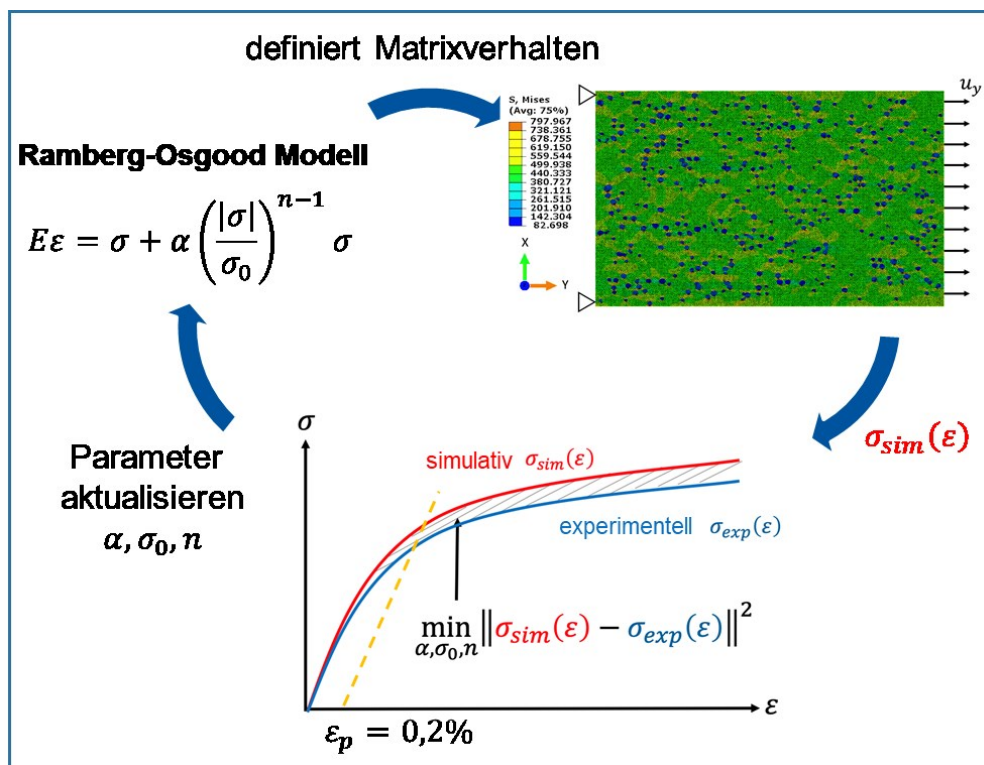
Ferner dienen diese linear-elastischen Berechnungen als Basis für die folgende Shakedown-Analyse, welche als Methode zur Abschätzung der Dauerfestigkeit herangezogen wird. Das Shakedown-Limit beschreibt eine Belastung, unter der sich ein Werkstoff nach initialen Zyklen mit elastisch-plastischem Verhalten in späteren Zyklen nur rein elastisch verformt. Dieses Verhalten erklärt sich durch den Aufbau eines Eigenspannungsfeldes in den ersten Belastungszyklen, welches der äußeren Belastung entgegenwirkt und letztlich in der Überlagerung mit der äußeren Belastung zu einer rein elastischen Werkstoffbeanspruchung führt. Da in diesem Fall keine Schädigung im Werkstoff angenommen wird sind die Festigkeiten unterhalb der im Wöhlerversuch ermittelten experimentellen Dauerfestigkeiten zu erwarten. Das verwendete Shakedown-Theorem ergibt sich gemäß [18] zu:

$$\int_{\Omega} \bar{\rho} : \mathbb{D} : \bar{\rho} dV < \infty,$$

$$f(\alpha\sigma^e + \bar{\rho}) \leq 0,$$

mit dem zeitinvarianten Eigenspannungsfeld  $\bar{\rho}$ , dem Compliance Tensor  $\mathbb{D}$ , dem elastischen Spannungsfeld  $\sigma^e$ . Folglich wird das größte zeitinvariante Eigenspannungsfeld gesucht unter der Randbedingung, dass die Fließfläche in keinem Punkt des Rechengebiets  $\Omega$  verletzt wird.

Modellkalibration EN-GJS-500-14 und EN-GJS-1050-6



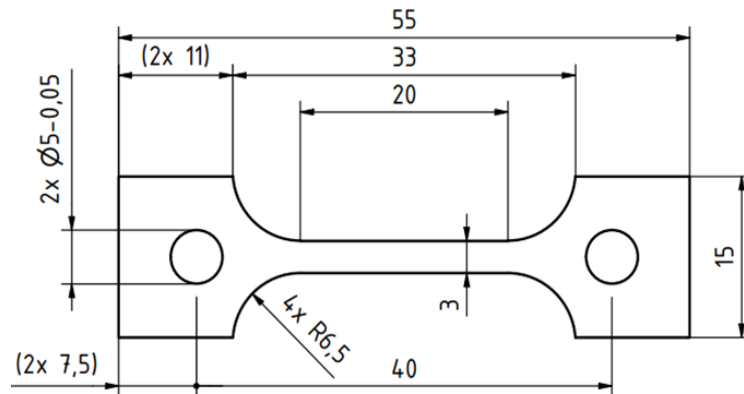
**Abbildung 42:** Schema der inversen Kalibration

Um die fehlenden Modellparameter, insbesondere die Fließgrenzen der metallischen Matrix, zu bestimmen wurden initial Zugversuche durchgeführt. Diese Zugversuche wurden in einer inversen Materialkalibration verwendet. Das Schema einer solchen Kalibration ist beispielhaft in **Abbildung 42** dargestellt. Hierbei wird ein repräsentatives Volumenelement (RVE) auf Basis eines Schlibbilds der Zugversuchspröbe aufgebaut und vernetzt. Im Rahmen einer FE-Analyse werden dem Zugversuch entsprechende Lasten auf das RVE aufgeprägt. Dabei wird die metallische Matrix über ein Ramberg-Osgood Modell beschrieben, die Graphit-ausscheidungen ideal-elastisch und es wird eine ideale Anbindung des Graphits an die metallische Matrix angenommen. Anschließend erfolgt eine Optimierung der Ramberg-Osgood Parameter bis das Residuum zwischen simulativer und experimenteller Spannungs-Dehnungskurve minimal wird. **Tabelle 8** gibt eine Übersicht über die gießmodulspezifischen Parameter, die entsprechend für EN-GJS-1050-6 bestimmt wurden.

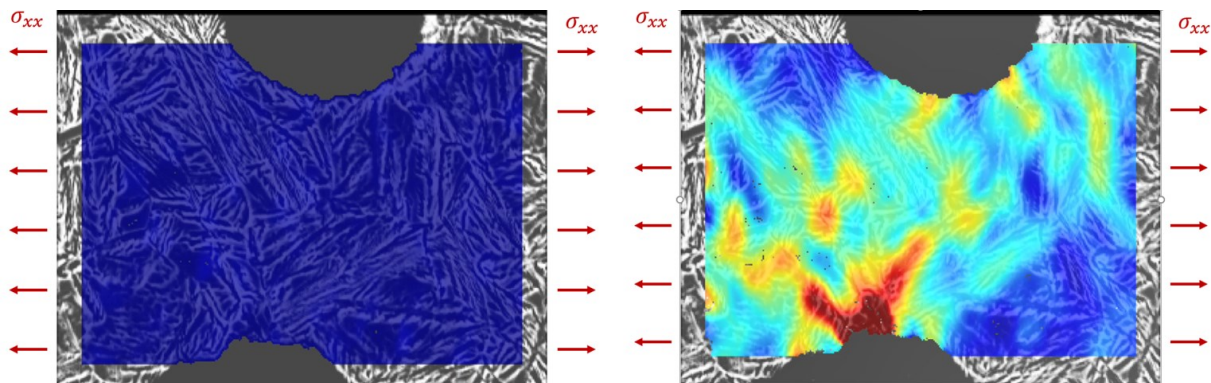
**Tabelle 8:** Ergebnisse der Parameterkalibration auf Basis experimenteller Zugversuche für EN-GJS-1050-6.

Parameter	E [MPa]	ν [-]	Feedmod [cm]	α [-]	σ <sub>0</sub> [MPa]	n [-]	σ <sub>y</sub> [MPa]
Matrix elastisch-plastisch	210640	0,28	2,5	0,75	787	12,9	768
			3,3	1,25	774	15	732
			4,2	0,25	658	17,9	694
Graphit linear-elastisch	32216	0,3	-	-	-	-	-

Neben der Parameterkalibration auf Basis der makroskopischen Zugversuche wurden mikromechanische quasi in-situ Zugversuche an leicht angeätzten Proben durchgeführt (Probengeometrie in **Abbildung 43**). Diese Versuche wurden im REM überwacht, sodass auf definierten Lastniveaus REM-Aufnahmen eines definierten Prüfbereichs mit repräsentativen Graphitausscheidungen aufgenommen werden konnten. Die Aufnahmen wurden an Graphitausscheidungen durchgeführt um die Einflüsse der lokalen Spannungsüberhöhung aufzuzeichnen. Durch Auswertung der Bildserien mit Hilfe der Digital Image Correlation konnten lokale Dehnungsfelder in der Probe während des Zugversuchs rekonstruiert werden, vgl. **Abbildung 44**.



**Abbildung 43:** Probengeometrie für in-situ Zugversuche



**Abbildung 44:** Digital Image Correlation für die Bestimmung der lokalen Dehnungsfelder. Links: Beginn des in-situ Zugversuchs, rechts: Ende des in-situ Zugversuchs

Das so aufgezeichnete Dehnungsfeld wurde nun als Zielgröße für die simulative Materialparameterbestimmung verwendet. Die metallische Matrix wurde erneut über ein Ramberg-Osgood Modell beschrieben, die Graphitausscheidungen ideal-elastisch mit einer idealen Anbindung an die metallische Matrix. Im Gegensatz zum Vergleich der Spannungs-Dehnungskurven definierte sich das Zielfunktional für diese Kalibration über das Residuum zwischen experimentellen und simulativen Dehnungsfeld. Das entsprechende Dehnungsfeld wurde lokal jeweils an definierten Referenzpunkten ausgewertet. **Tabelle 9** gibt eine Übersicht über die ermittelten Parameter für EN-GJS-1050-6.

**Tabelle 9:** Ergebnisse der Parameterkalibration auf Basis experimenteller in-situ Zugversuche für EN-GJS-1050-6.

<b>Parameter</b>	<b>E [MPa]</b>	<b><math>\nu</math> [-]</b>	<b>Feedmod [cm]</b>	<b><math>\alpha</math> [-]</b>	<b><math>\sigma_0</math> [MPa]</b>	<b><math>n</math> [-]</b>	<b><math>\sigma_y</math> [MPa]</b>
Matrix elastisch- plastisch	210640	0,28	2,5	-	-	-	-
			3,3	0,86	887	14,77	876
			4,2	-	-	-	-
Graphit linear-elastisch	32216	0,3	-	-	-	-	-

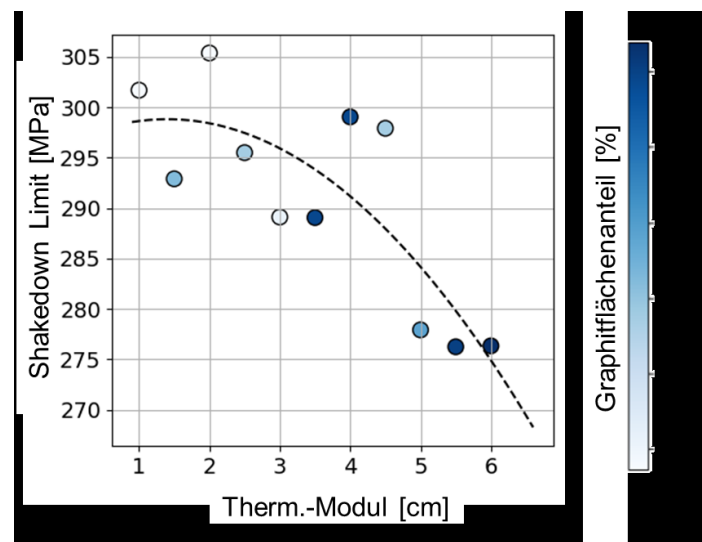
### Simulationsergebnisse EN-GJS-500-14

Auf Basis der entwickelten Korrelation zwischen thermischem Modul und RVE erfolgte eine systematische Untersuchung der Shakedown-Limits in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14 zur Erzeugung einer Festigkeitsdatenbank für den lokalen Festigkeitsnachweis. Zu diesem Zweck wurden in einer Rechenstudie Modelle für verschiedene Feedmods erzeugt und, wenn möglich, mit den experimentell ermittelten Festigkeiten des Wöhlerversuchs verglichen (**Tabelle 10**).

**Tabelle 10:** Vergleich der experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten mit dem simulativ ermittelten Shakedown-Limit

Güte	Gießmodul	P <sub>50%</sub>	P <sub>10%</sub>	Shakedown-Limit (P <sub>0%</sub> )
EN-GJS-500-14	3,3 cm	192,60 MPa	178,12 MPa	144,5 MPa
EN-GJS-500-14	5,0 cm	167,43 MPa	153,43 MPa	133,4 MPa

Es fällt auf, dass die Shakedown-Limits unterhalb der experimentellen Dauerfestigkeiten liegen. Dies folgt aus der Forderung nach beschränkter Plastizität des Shakedown-Theorems, sodass das Shakedown-Limit als eine Last unter der es keine Schädigung gibt angesehen werden muss. Daher ist das Shakedown-Limit mit einer Versagenswahrscheinlichkeit von 0% assoziiert, welche auch auf Basis der experimentellen Daten deutlich unterhalb der Versagenswahrscheinlichkeit von 10% zu erwarten ist.

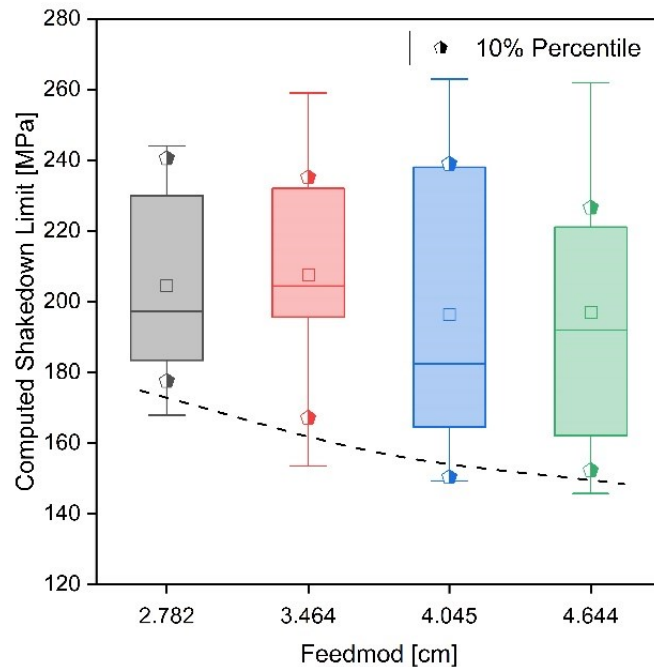


**Abbildung 45:** Shakedown-Limit (entspricht Oberspannung bei R=0) in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14.

**Abbildung 45** zeigt die berechneten Shakedown-Limits für thermische Module, wie sie in den Demonstratorbauteilen vorliegen. Es zeigt sich in der Shakedown-Analyse der klare Trend abfallender Dauerfestigkeiten mit steigendem thermischem Modul, analog zu den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung. In dieser Analyse ist einzig der Einfluss der variierenden Graphitmorphologien auf die Dauerfestigkeit berücksichtigt. Poren, wie sie in der experimentellen Analyse als rissauslösende Defekte gefunden wurden, sind in der RVE-Analyse zu ergänzen.

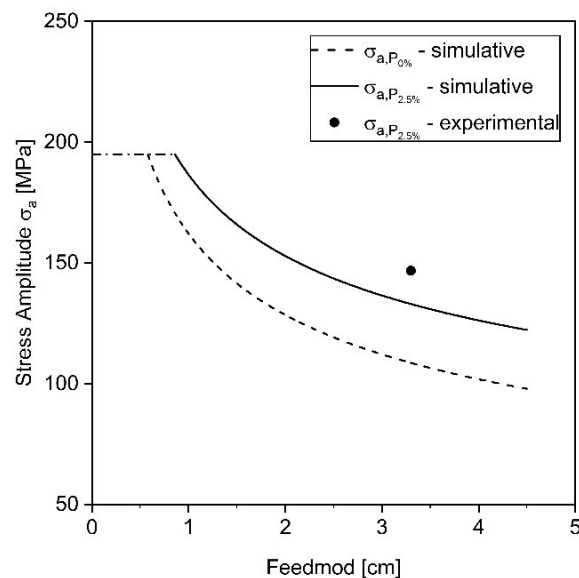
Unter Berücksichtigung der zuvor im Projekt ermittelten Modellparameter wurden die Ergebnisse der Shakedown-Analyse für die Güte EN-GJS-500-14 bewertet. Zur Ermittlung der

feedmod-spezifischen Shakedown-Limits wurden Schlifffbilder verwendet, die einem spezifischen Feedmod zugeordnet werden konnten. Es zeigt sich, dass mit steigendem Feedmod die Streuung der ermittelten Shakedown Limits steigt, welches auf das Auftreten von größeren Graphitausscheidungen sowie gleichzeitig größeren graphitfreien-Bereichen zurückzuführen ist, vgl. **Abbildung 46** Zur Wahrung der notwendigen Konservativität wurde das 10% Perzentil der berechneten Shakedown-Limits ausgewählt.



**Abbildung 46:** Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14.

Durch eine Korrektur des Spannungsverhältnisses wurden abschließend Feedmod-abhängige Funktionen des Shakedown-Limits abgeleitet, vgl. **Abbildung 47**. Diese Funktionen dienen letztlich als Input für den Festigkeitsnachweis.



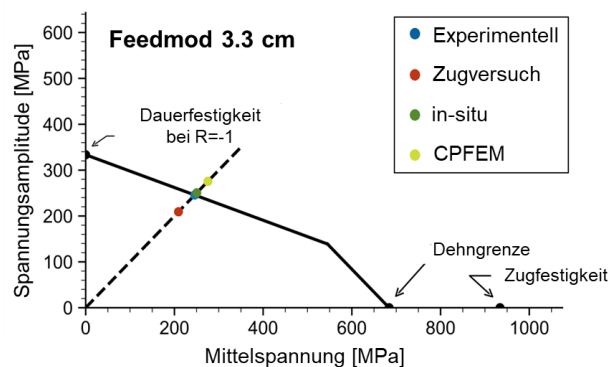
**Abbildung 47:** Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-500-14.

### Simulationsergebnisse EN-GJS-1050-6

Unter Berücksichtigung der ermittelten Materialparameter wurden Shakedown-Analysen durchgeführt. Ein Vergleich der unterschiedlichen Kalibrationsmethoden zeigt, dass eine Kalibration über den in-situ Ansatz die Abweichung zu den experimentell ermittelten Daten reduziert und weiteres Materialpotential erschließt, vgl. **Abbildung 48** und Tabelle 11.

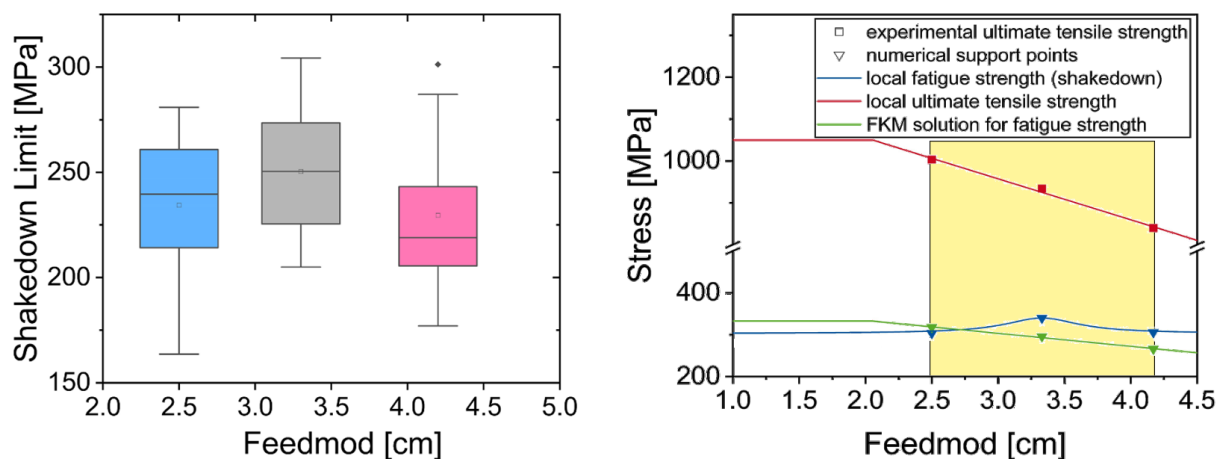
**Tabelle 11:** Abweichung der Shakedown-Analyse zu experimentellen Kennwerten für EN-GJS-1050-6.

Feedmod [cm]	Abweichung zu experimenteller Dauerfestigkeit	
	Zugversuch	in-situ
2,5	-10 %	2,92 %
3,3	-14,9 %	1,87 %
4,2	-12,9 %	10,0 %



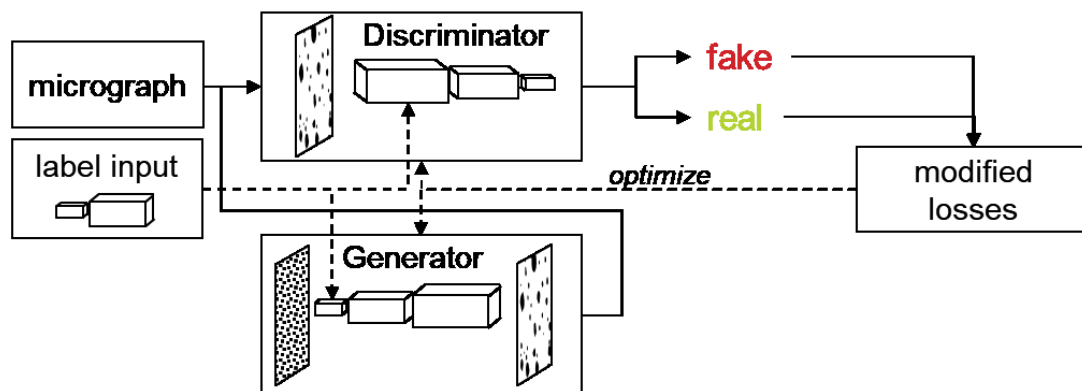
**Abbildung 48:** Haigh-Diagramm für EN-GJS-1050-6 mit experimentellen und simulativen Daten.

Auch für das EN-GJS-1050-6 wurden feedmod-spezifische Shakedown-Limits bestimmt. Dabei zeigte sich, dass insbesondere lokale Dauerfestigkeitsmaxima, wie experimentell bestimmt, auch durch die Shakedown-Analyse feedmod-spezifisch vorhergesagt werden können, vgl. **Abbildung 49**, links. Die abschließenden feedmod-spezifischen Dauerfestigkeitskurven wurden ebenfalls entsprechend für den folgenden Festigkeitsnachweis aufbereitet, vgl. **Abbildung 49**, rechts.



**Abbildung 49:** Shakedown-Limit in Abhängigkeit des thermischen Moduls für EN-GJS-1050-6.

### Mikrostrukturekonstruktion mit Neuronalen Netzen



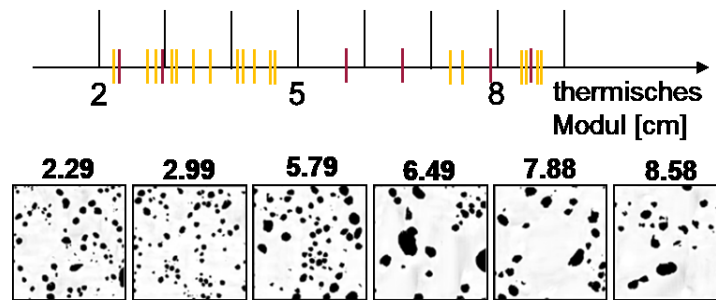
**Abbildung 50:** Aufbau von Generative Adversarial Network

Zur automatisierten Gefügerekonstruktion wurde ein neuronales Netz, konkret ein Continuous Conditional Generative Adversarial Network (CCGAN), aufgebaut. Das Generative Adversarial Network (vgl. **Abbildung 50**) ist durch die Kombination zweier neuronaler Netze, dem Generator und Discriminator, gekennzeichnet, deren Training in ständiger Interaktion stattfindet. Hierbei lernt der Generator die Erzeugung von künstlichen Daten, hier Schliffbildern, auf Basis eines Eingangsrauschens. Der Diskriminator lernt künstliche Daten von realen Daten zu unterscheiden. Hieraus ergibt sich eine Feedback-Spirale, sodass der Generator sukzessive Bildcharakteristika lernt indem er auf Basis von Fehlentscheidungen des Diskriminators Positiv-Feedback bekommt. Im Kontrast zu dem klassischen Generative Adversarial Network basiert das CCGAN auf modifizierten Loss-Funktionen für Diskriminator und Generator:

$$\mathcal{L}(D) = -\mathbb{E}_{y \sim p_r(y)} \left[ \mathbb{E}_{x \sim p_r(x|y)} [\log(D(x, y))] \right] - \mathbb{E}_{y \sim p_g(y)} \left[ \mathbb{E}_{x \sim p_g(x|y)} [\log(1 - D(x, y))] \right]$$

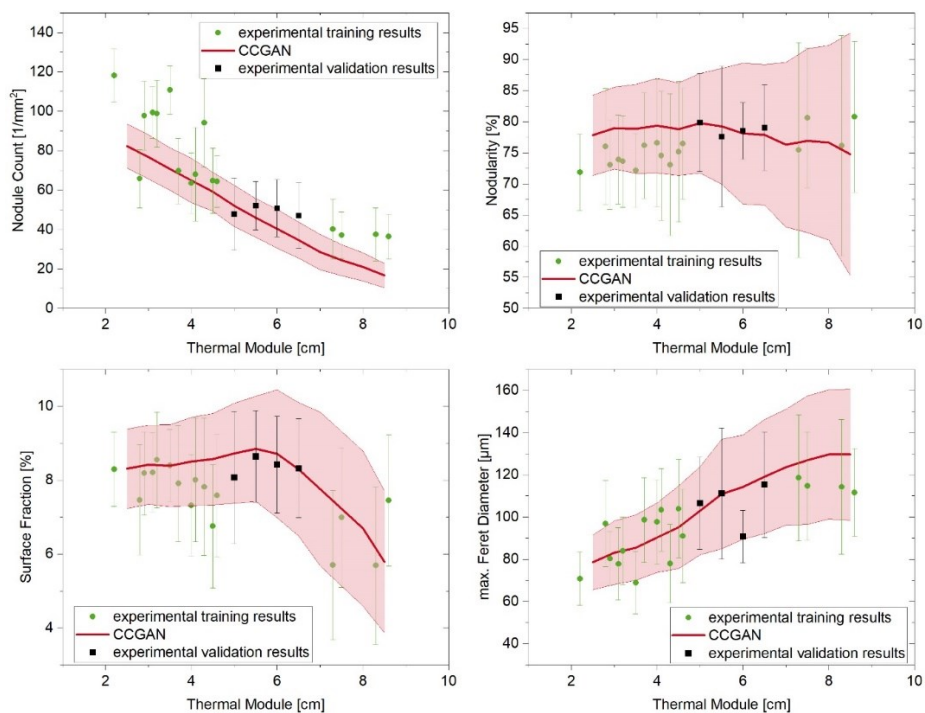
$$\mathcal{L}(G) = -\mathbb{E}_{y \sim p_g(y)} \left[ \mathbb{E}_{z \sim q(z)} [\log(D(G(z, y), y))] \right]$$

Diese Loss-Funktionen zeigen, dass die Daten in einem konditionalen Sinne bewertet werden. Zu diesem Zweck wurde jedem Trainingsdatensatz, in diesem Fall ein Ausschnitt aus einem Schliffbild, eine Klasse, basierend auf dem Feedmod, zugeordnet. Durch diese Klassenzuordnung kann das CCGAN genutzt werden um Datensätze für spezifische Klassen, also Feedmods, zu generieren. Neben der Konditionalität kann die Kontinuität genutzt werden um auch Daten für Klassenzustände, für die keine oder nur unzureichende Trainingsdaten vorlagen, zu erzeugen. **Abbildung 51** zeigt die Verteilung von vorhandenen Trainingsdaten über das Feedmod und präsentiert beispielhaft durch das CCGAN erzeugte Bilder für definierte Feedmods. Um das Training des CCGAN zu erleichtern wurden die vorhandenen Daten durch Methoden der data augmentation vervielfältigt und künstlichen Klassen zugeordnet.



**Abbildung 51:** vorhandenen Trainingsdaten und durch das CCGAN erzeugte Bilder.

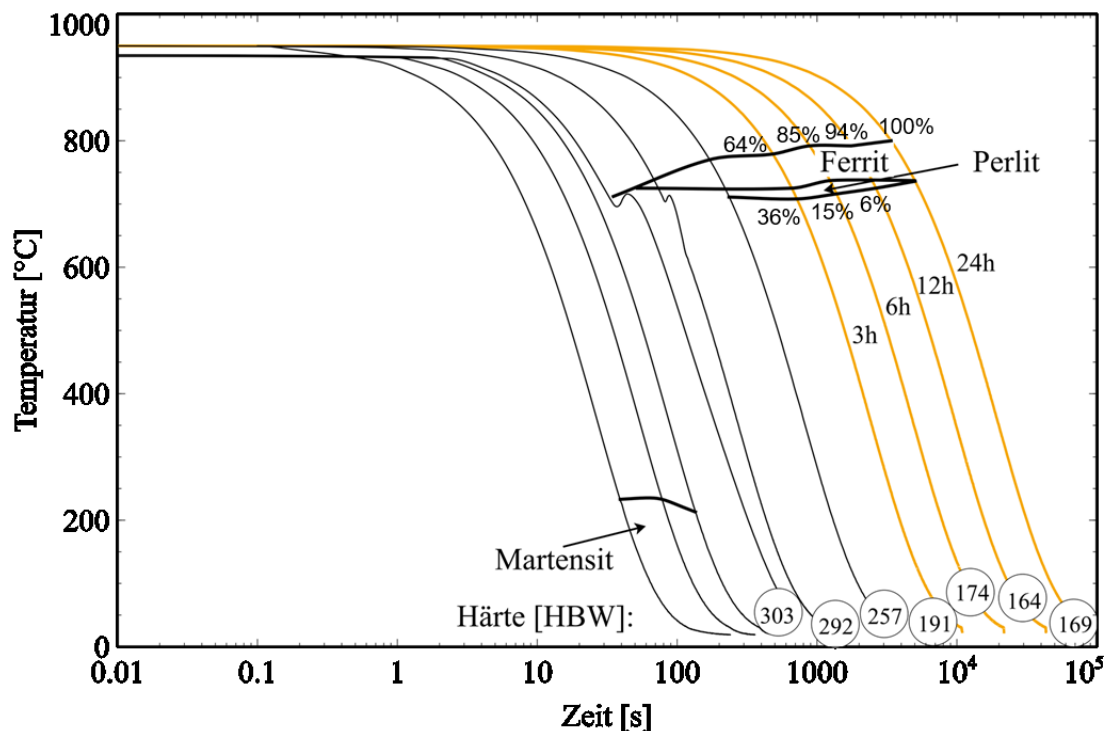
Diese künstlichen Klassen kennzeichnen sich durch eine physikalisch vernachlässigbare Abweichung des Feedmods zur Ursprungsklasse. Dennoch unterstützt die gesteigerte Anzahl an Klassen das Training des CCGAN und führt zu einer gesteigerten Konvergenz. Ein Vergleich der Gefügedeskriptoren, ausgewertet auf den Trainingsdaten sowie den Ergebnisdaten und einem im Training nicht berücksichtigten Testdatenset zeigen, dass das CCGAN in der Lage ist Bilder mit entsprechenden Deskriptoren-Verteilungen zu erzeugen, vgl. **Abbildung 52**. Hierbei muss hervorgehoben werden, dass die untersuchten Deskriptoren nicht Teil der Loss-Funktion waren und somit natürliches Trainingsergebnis sind.



**Abbildung 52:** Gefügedeskriptoren, ausgewertet auf den Trainingsdaten sowie den Ergebnisdaten und einem im Training nicht berücksichtigten Testdatenset.

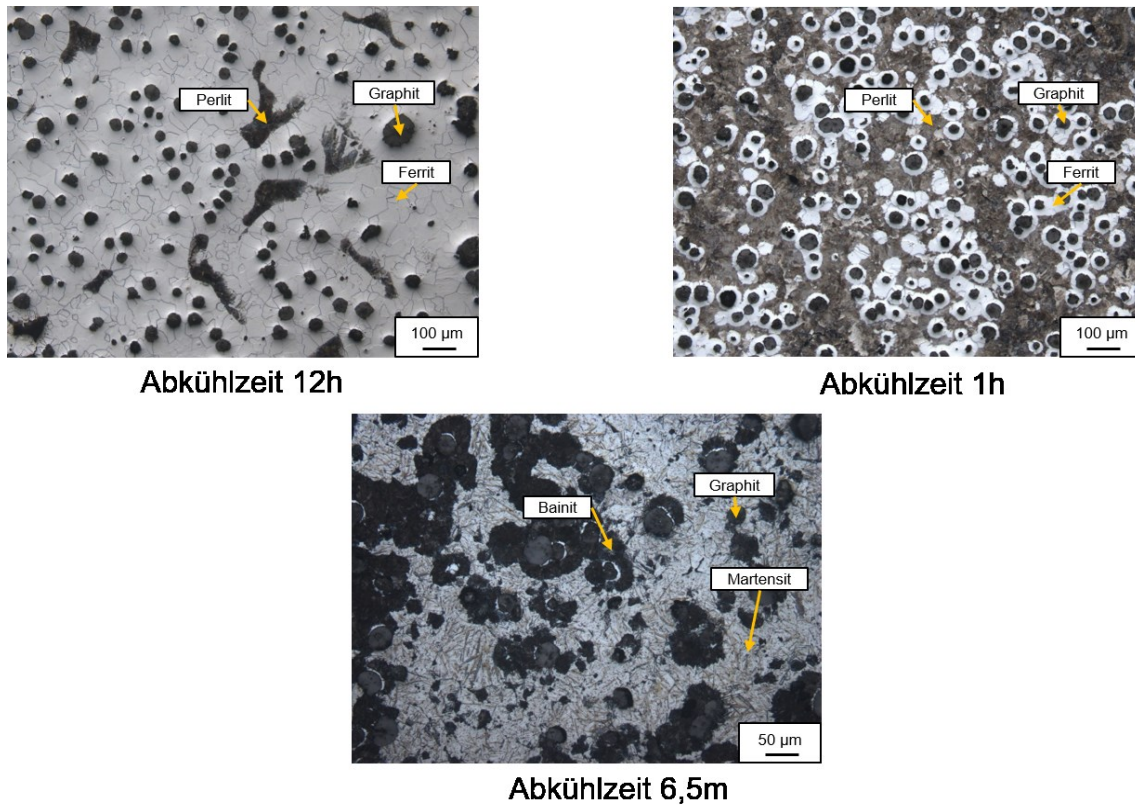
### AP B19: Bestimmung von ZTU-Diagramm für Mehrphasenansatz

Das Zeit-Temperatur-Umwandlungsverhalten der Gusseisengüte EN-GJS-500-14 ist für die Entwicklung des Mehrphasenansatzes des Projektpartners Access notwendig. Ziel ist es, anhand des erstellten ZTU-Diagramms die Gussimulation zu kalibrieren. Zu diesem Zweck wurde ein kontinuierliches ZTU-Diagramm für die Güte EN-GJS-500-14 unter Verwendung eines Abschreck-Dilatometers erzeugt. Die Austenitisierung der zehn Proben erfolgte bei 950°C mit einer Haltezeit von 1500 Sekunden. Im Anschluss an den Dilatometer-Versuch erfolgten Härtemessungen sowie lichtmikroskopische Analysen der im Versuch verwendeten Proben. Um eine möglichst gute Kalibration für die im Projekt zu erwartenden Gefüge zu erreichen, wurden die Proben aus einem Würfel der Seitenlänge 300 mm zentral an der Entnahmestelle M (vgl. **Abbildung 2**) entnommen.



**Abbildung 53:** ZTU-Diagramm für EN-GJS-500-14.

In dem erstellten ZTU-Diagramm (vgl. **Abbildung 53**) lassen sich eindeutig die industriell relevanten Abkühlbedingungen mit Abkühlzeiten oberhalb 1 h dem ferritisch-perlitischen Gefüge zuordnen. Bei schnellerer Abkühlung erfolgt eine zunehmende Bainit- sowie letztlich Martensitbildung. Diese Unterschiede in den Umwandlungen zeigen sich auch entsprechend in den gemessenen Härten. **Abbildung 54** zeigt jeweils eine lichtmikroskopische Aufnahme für die ferritisch, perlitischen sowie martensitischen Gefüge.



**Abbildung 54:** lichtmikroskopische Aufnahme für die ferritisch, perlitischen sowie martensitischen Gefüge in EN-GJS-500-14.

Es wurde ein weiteres isothermes ZTU-Diagramm (vgl. **Abbildung 55**) für die Güte EN-GJS-500-14 unter Verwendung eines Abschreck-Dilatometers erzeugt. Die Austenitisierungstemperatur betrug 950°C, die Abkühlgeschwindigkeit auf die isotherme Haltezeit betrug 100°C/s. Die im Anschluss an den Dilatometer-Versuch erfolgten Härtemessungen sowie lichtmikroskopische Analysen erlaubten eine eindeutige Bestimmung der Ferrit / Perlit Bereiche sowie die Identifikation einer Region bestehend aus oberem und unterem Bainit. Die verwendeten Proben entstammen dem Gießmodul 5,0 cm und wurden an der Entnahmestelle M entnommen.

**Abbildung 56** zeigt beispielhafte Gefüge für die im ZTU-Diagramm beschriebenen Gefügevariationen. Das isotherme ZTU-Diagramm unterstützt die vormals im Projekt getroffene Aussage, dass für die untersuchten Gussstrukturbauteile auf Grund der hohen Wandstärke und dementsprechend langsamen Abkühlung bzw. längeren Verbleib auf höheren Temperaturen einzig die (voll-)ferritische Umwandlung von Relevanz ist.

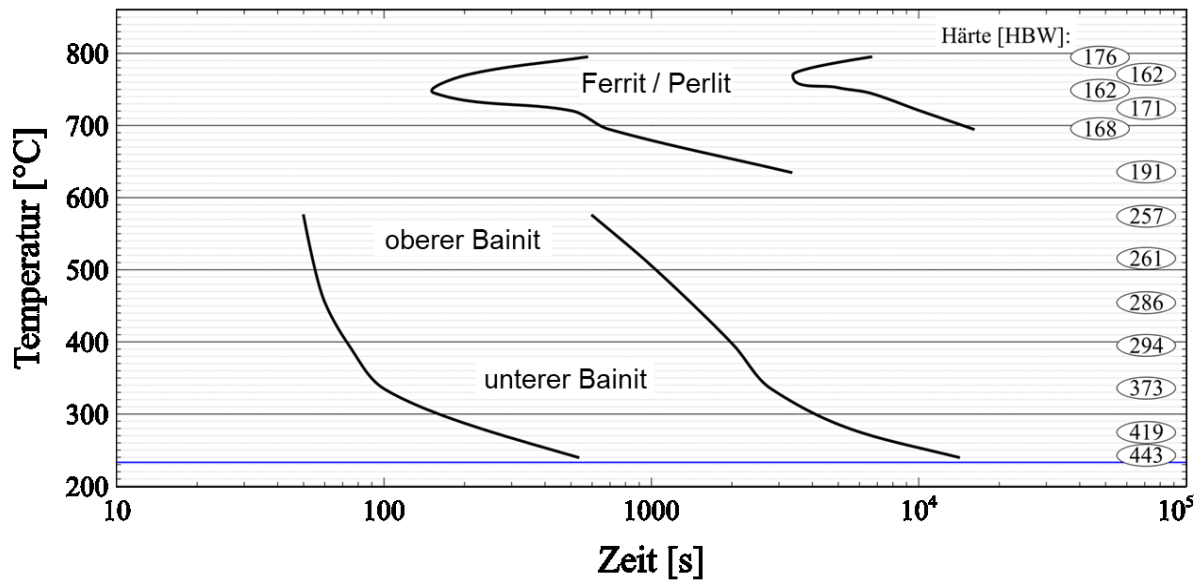
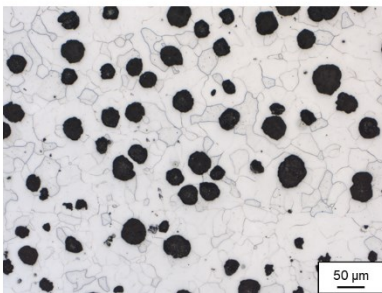
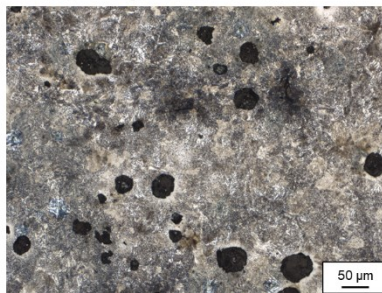


Abbildung 55: isothermes ZTU-Diagramm für die Güte EN-GJS-500-14

Haltetemperatur 720°C



Haltetemperatur 570°C



Haltetemperatur 390°C

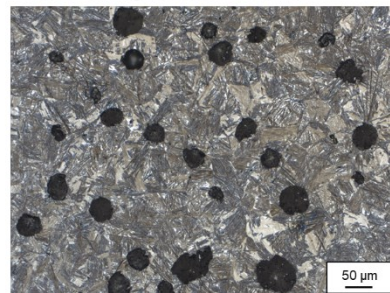


Abbildung 56: Gefüge für die im ZTU-Diagramm beschriebenen Gefügevariationen für EN-GJS-500-14.

Anstelle eines klassischen ZTU-Diagramms für die Güte EN-GJS-1050-6 wurden Untersuchungen des Einflusses der Kühlrate, Austenitisierungstemperatur, Auslager-temperatur und Auslagerzeit durchgeführt. Dazu wurden Dilatometerproben unterschiedlichen Temperaturverläufen ausgesetzt (vgl. beispielhaft **Abbildung 57**).

Die sich einstellenden Ausferrit-Gefüge für Auslagertemperaturen von 320°C – 410°C sind **Abbildung 58** zu entnehmen. Auffällig ist die Vergrößerung der Ferrit-Lamellen mit steigender Auslagertemperatur. Diese Vergrößerung führt initial zu einer Reduktion der Härte, die erst bei deutlich höheren Auslagertemperaturen um 410°C erneut ansteigt.

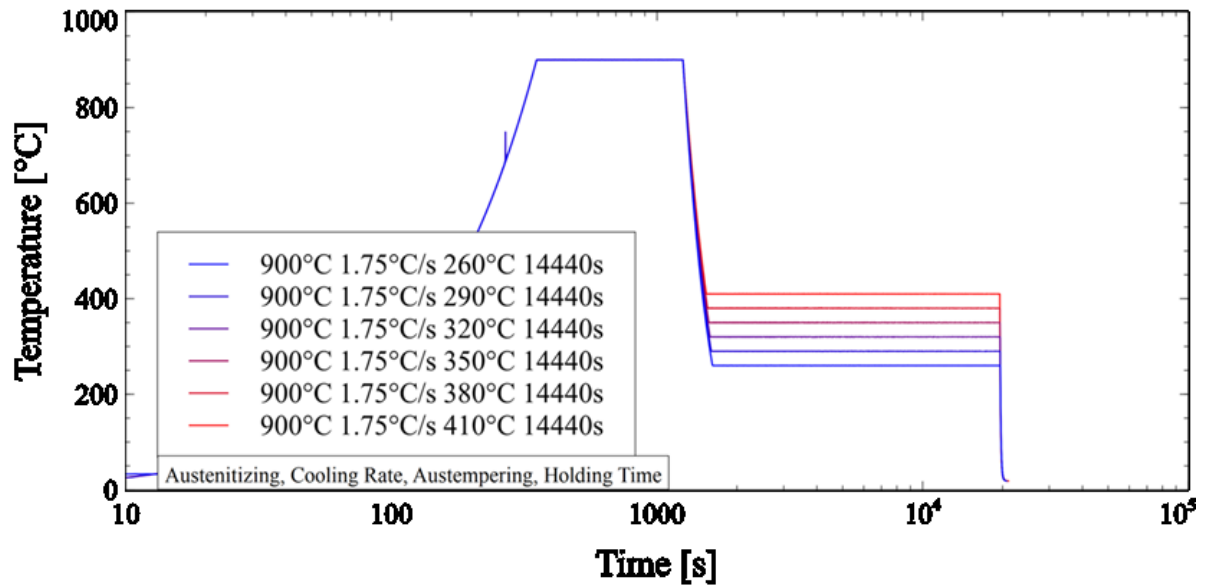


Abbildung 57: Dilatometeruntersuchungen für EN-GJS-1050-6.

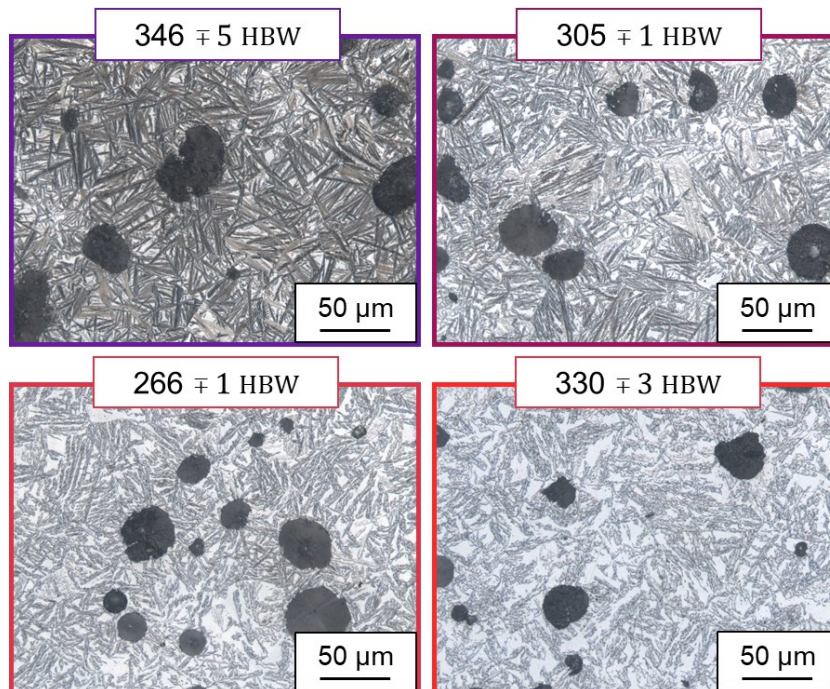
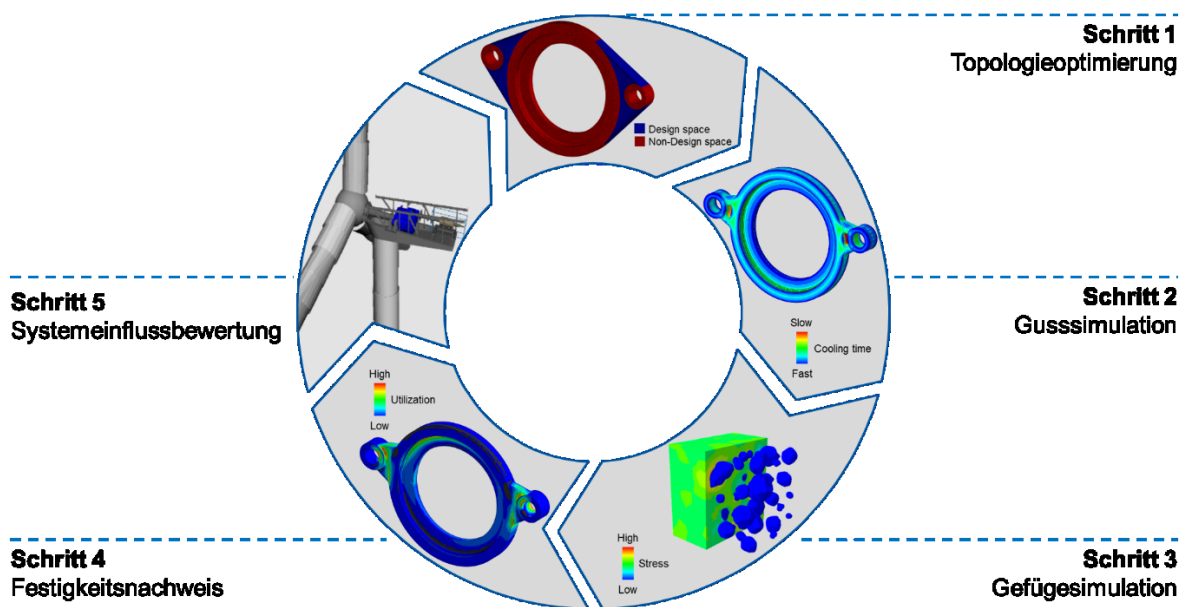


Abbildung 58: Ausferrit-Gefüge für Auslagertemperaturen von 320°C – 410°C für EN-GJS-1050-6

## AP C: Bauteildesign

Im Arbeitspaket C werden die Bauteile Drehmomentstütze und Planetenträger mithilfe der entwickelten Simulationskette optimiert. Ziel ist es, Strukturgewicht einzusparen, ohne dabei auf Bauteilsteifigkeit sowie Bauteilfestigkeit zu verzichten. Entsprechend der in **Abbildung 59** dargestellten Vorgehensweise wird zu Beginn mit den am Getriebe wirkenden Lasten eine Topologieoptimierung mit anschließendem Redesign durchgeführt. Die gießtechnische Umsetzbarkeit der optimierten Geometrien ist dabei eine der zu erfüllenden Anforderungen. Anschließend erfolgt eine Gussimulation als Grundlage für die Gefügesimulation zur Bestimmung der lokal aufgelösten mechanischen Eigenschaften. Im Anschluss an den Festigkeitsnachweis mit lokalen mechanischen Eigenschaften erfolgt für die Drehmomentstütze eine Systemeinflussbewertung mithilfe eines MKS-Modells. Ziel der Systemeinflussbewertung ist der Nachweis, dass die optimierte Komponente keinen negativen Einfluss auf das mechanische Systemverhalten hat und ohne Einschränkungen auf dem 4-MW-Systemprüfstand am CWD im Rahmen des AP E getestet werden kann. Neben der Drehmomentstütze und dem Planetenträger wurde im Rahmen dieses Arbeitspaketes ebenfalls eine Rotorhohlwelle betrachtet. Aufgrund von Fertigungsrandbedingungen konnte bei dieser Rotorhohlwelle jedoch die aus der Topologieoptimierung resultierende Geometrie nicht umgesetzt werden, weswegen ein alternativer Optimierungsansatz verfolgt werden musste.



**Abbildung 59:** Optimierungsschleife

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Arbeitspaketes C Bauteildesign dargestellt. Es wird zunächst der aktuelle Stand der Technik dargestellt, bevor die Ergebnisse themenbasiert und komponentenweise aufgelistet werden. Dabei ist in den jeweiligen Titeln der Unterkapitel eine Zuordnung zu den im Antrag definierten Teilarbeitspaketen zu finden.

### Stand der Technik

In diesem Kapitel erfolgt eine Darstellung des aktuellen Stands der Technik im Bereich der Topologieoptimierung sowie des Festigkeitsnachweises von Gussstrukturkomponenten in Windenergieanlagen (WEA).

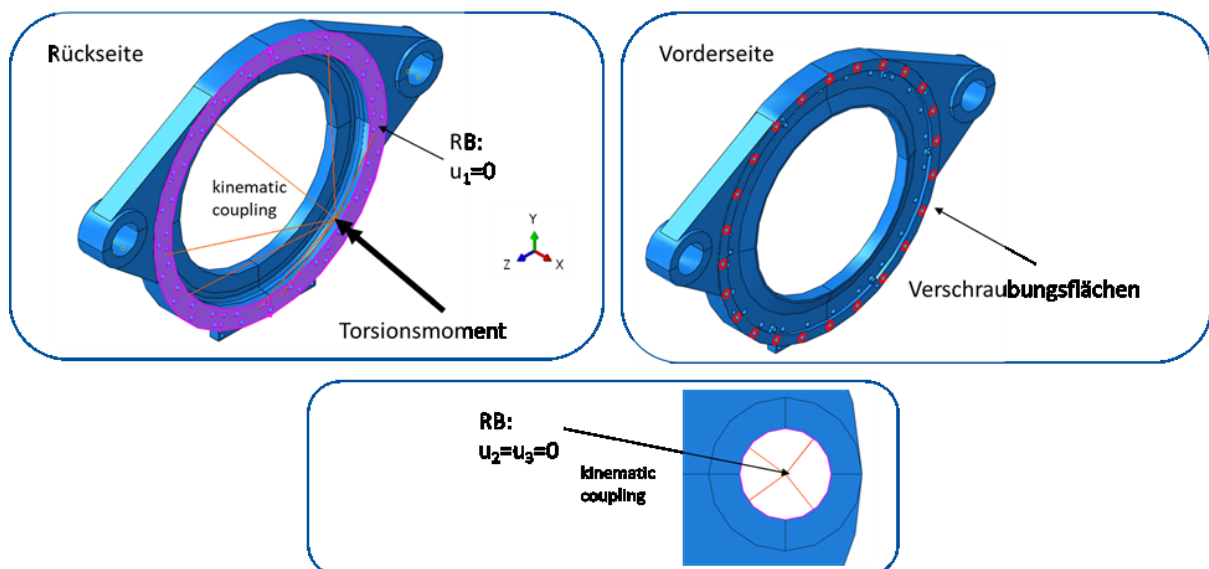
## AP C1, C2, C6: Topologieoptimierung

Im Folgenden wird anhand der Drehmomentstütze das Vorgehen der konventionellen Topologieoptimierung nach dem aktuellen Stand der Technik erläutert. Hierfür wurde die kommerzielle Software Tosca Structure von Simulia verwendet. Dieses Tool zur Topologieoptimierung basiert auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) und bietet integrierte Schnittstellen zur kommerziellen Software Abaqus.

### Definition der Lasten und Randbedingungen für die Topologieoptimierung

Als Grundlage der Topologie sind Informationen über Material sowie die angreifenden Lasten zu sammeln. Da die Einbausituation der Drehmomentstütze im Getriebe einer WEA äußerst komplex ist, müssen Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden. Hierbei wird davon ausgegangen, dass die Drehmomentstütze das durch die Hauptwelle eingeleitete Torsionsmoment vollständig abträgt. Außerdem sind die Druckkräfte, welche durch die Verschraubung der Drehmomentstütze mit dem Rest des Getriebes eingeleitet werden, ebenfalls abgebildet. Weitere Lasten werden im initialen Optimierungsschritt nicht betrachtet.

**Abbildung 60** zeigt die Lasten und Randbedingungen für die Drehmomentstütze. Das Torsionsmoment wird über ein kinematic coupling flächig auf die Kontaktfläche zum Hohlrund eingeleitet. Gleichzeitig ist die Verschiebung der Fläche in Axialrichtung gesperrt. Die Lagerung der Drehmomentstütze in y- und z-Richtung erfolgt über die Bolzenverbindungen. Diese Lagerbedingungen werden ebenfalls mit Hilfe eines kinematic coupling zwischen der Bolzenverbindung und einem entsprechenden Referenzpunkt modelliert. Die Einleitung der Schraubenkräfte findet über die jeweiligen Druckkegel statt. Die Lasten, die auf das Bauteil einwirken, können dabei beispielsweise aus der Mehrkörpersimulation (MKS) entnommen werden und im FEM-Modell aufgebracht werden.

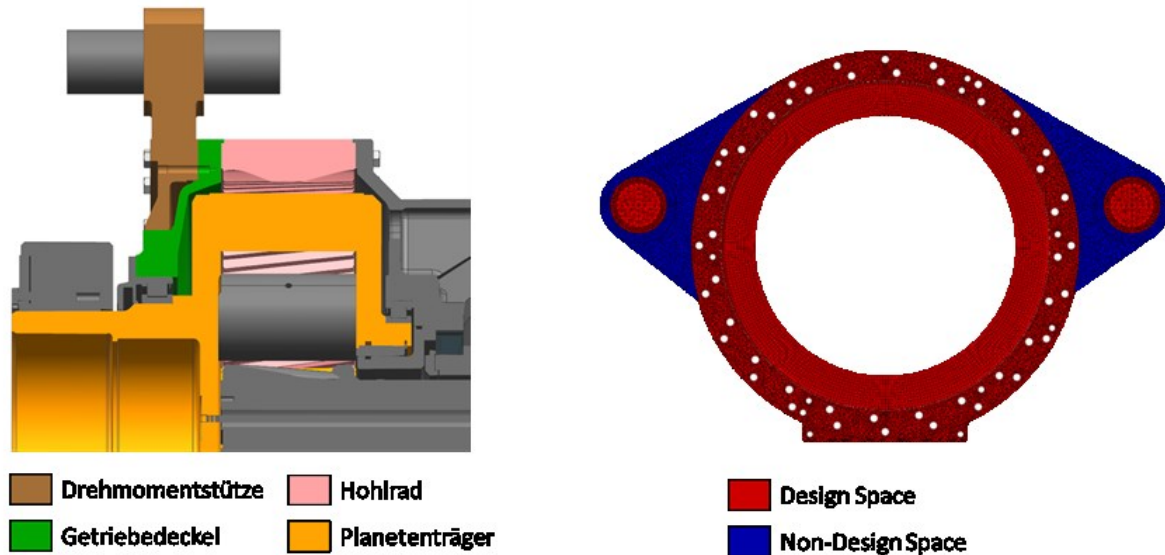


**Abbildung 60:** Lasten und Randbedingungen für die Topologieoptimierung der Drehmomentstütze

### Definition des Design Space

In einer ersten Analyse wird das zu optimierende Bauteil hinsichtlich der Bereiche untersucht, die ihre Gestalt aufgrund funktioneller und fertigungstechnischer Randbedingungen sowie aufgrund der Bauteilmontage, nicht verändern dürfen. Hierzu zählen bei der

Drehmomentstütze die Anlageschultern, welche sowohl radial als auch axial am Getriebedeckel anliegen, die Verschraubungspunkte und die Bolzenbohrungen. **Abbildung 61** zeigt die Einbausituation der Drehmomentstütze im Getriebe und den daraus abgeleiteten Design- sowie Non-Design Space. In der Optimierung wird lediglich der Bereich des Design Space verändert.



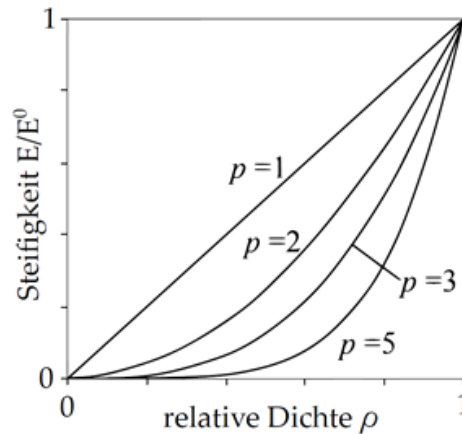
**Abbildung 61:** Einbausituation der Drehmomentstütze im Getriebe (links) und daraus abgeleiteter Design- und Non-Design Space für die Topologieoptimierung

### Optimierung und Nachkonstruktion

Die meistverbreitete und in herkömmlichen Softwarelösungen implementierte Methode der Topologieoptimierung ist die SIMP-Methode. SIMP steht für „Solid Isotropic Material with Penalization“ und beschreibt einen iterativen Algorithmus zur kontinuierlichen Bestimmung der optimalen Topologie unter Berücksichtigung von verschiedenen Nebenbedingungen. Analog zur FEM wird der gegebene Entwurfsraum mit Hilfe von Finiten Elementen diskretisiert. Der Grundgedanke der SIMP-Methode ist die Verteilung des Materials im Entwurfsraum mit Hilfe einer relativen Elementdichte. Diese wird auf kontinuierliche Weise zwischen einem minimalen Wert  $\rho_{min}$  und eins verändert und dient in der Topologieoptimierung als Designvariable. Hierbei stehen die Werte  $\rho_{min}$  für kein Material und eins für Vollmaterial.  $\rho_{min}$  muss hierbei einen Wert größer null aufweisen, um Singularitäten der Steifigkeitsmatrix bei der FEM zu vermeiden. Der Einfluss der relativen Dichte auf die Materialeigenschaft wird durch

$$E_e = \rho_e^p E_e^0$$

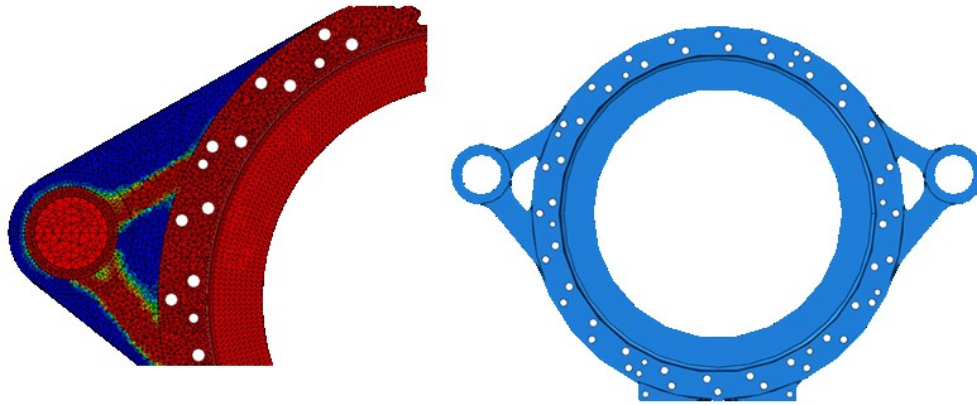
formuliert. Dabei ist  $E_e$  die Elastizität des Elements sowie  $E_e^0$  die Elastizität des Grundmaterials.  $\rho_e$  beschreibt die relative Dichte des Materials und  $p$  den Bestrafungsexponent. Dieser bewirkt eine Konvergenz hinsichtlich der Fragestellung, ob kein Material oder Vollmaterial vorliegt. In der Regel liegt  $p$  im Intervall zwischen 2 und 4. **Abbildung 62** zeigt den Einfluss des Bestrafungsexponenten auf die Konvergenz.



**Abbildung 62:** Einfluss des Bestrafungsexponenten  $p$  auf die Konvergenz [19]

Als Zielfunktion des Optimierungsvorgangs dient in der Regel die mittlere Nachgiebigkeit der Struktur. Die mittlere Nachgiebigkeit stellt die Inverse der Steifigkeit dar und kann somit als ein Maß für die Steifigkeit der Struktur herangezogen werden. Für eine Struktur unter Belastung durch Einzelkräfte entspricht die mittlere Nachgiebigkeit dem Skalarprodukt der Kraft- und Verschiebungsvektoren der Kraftangriffspunkte. Der SIMP-Algorithmus verteilt das Material mit Hilfe der relativen Elementdichte  $\rho_e$  im Entwurfsraum so, dass die mittlere Nachgiebigkeit minimal wird. So wird bei einer aufgebrauchten Kraft eine minimale mittlere Verschiebung erreicht. Als Nebenbedingung dient ein vorgegebenes Volumen für das Material. Das Ergebnis der Optimierung gibt die Lastpfade im Bauteil wieder, da entsprechend des Kraftflusses Vollmaterial in stabförmiger Anordnung zu finden ist.

Im Fall der Drehmomentstütze ist die dominierende Last das Torsionsmoment, welches flächig über die Verschraubungsfläche des Hohlrads eingeleitet und über die Stege im Bolzen abgetragen wird. Die Topologieoptimierung liefert hierfür in Abhängigkeit der Randbedingungen des maximalen Volumens stabförmige Absätze, welche jedoch nicht symmetrisch zur Bolzenebene sind, siehe **Abbildung 63**. Die unmittelbar nach der Optimierung vorliegende Geometrie ist scharfkantig, weist zerklüftete Oberflächen auf und ist in den meisten Fällen mit konventionellen Fertigungsverfahren nicht fertigbar. In einem Schritt der Rekonstruktion wird entsprechend der optimierten Topologie eine neue Konstruktion des Bauteils angefertigt. Hierfür werden Absätze mit Radien versehen, Oberflächen geglättet und fertigungsbedingte Aspekte berücksichtigt. Die Rekonstruktion findet in kommerziellen rechnergestützten Konstruktionsprogrammen (CAD) statt. Erst das Ergebnis der Rekonstruktion stellt eine optimierte Variante des Ausgangsbauteils dar.



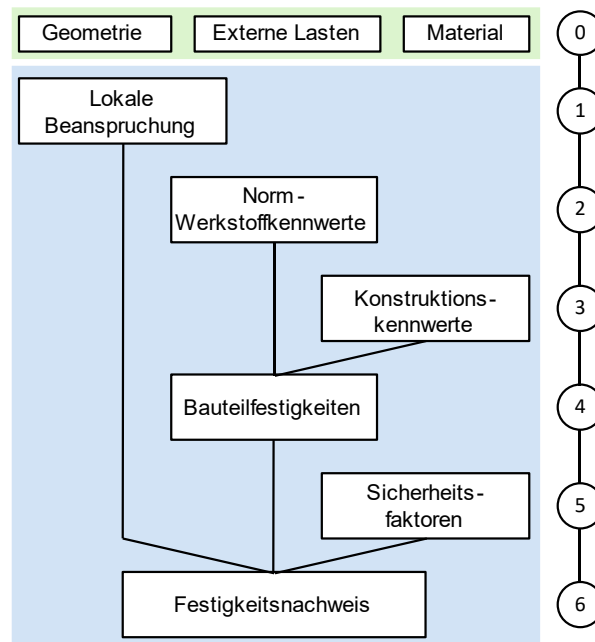
**Abbildung 63:** Ergebnis der Topologieoptimierung (links) sowie Rekonstruktion der entstandenen Geometrie (rechts)

### **AP C3: Festigkeitsnachweis und Mehrkörper-Simulation**

Gemäß der DIN EN IEC 61400-1: 2019-12, welche sich mit der Auslegung von Strukturkomponenten in WEA befasst, muss der Festigkeitsnachweis auf validierten Verfahren und anerkannten Regelwerken basieren. Dazu gehören beispielsweise die IEC 61400, die DNV-ST036 sowie die FKM-Richtlinie [20]. Die statische sowie die betriebsfeste Auslegung der Komponenten erfordern die Berücksichtigung aller relevanten Lastfälle, um die Integrität der Komponente für den jeweils ausgelegten Zeitraum gewährleisten zu können. Dieser Zeitraum beträgt in der Regel 20 Jahre und mehr. Des Weiteren sind Einflüsse auf die Festigkeit wie Spannungsgradient, Oberflächenrauheit und Teilsicherheitsbeiwert zu berücksichtigen. Die Werkstoffdaten müssen auf Kennwerten aus international anerkannten Normen oder Materialprüfungen basieren.

#### *Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie*

In diesem Projekt erfolgte der Festigkeitsnachweis der Gussstrukturkomponenten basierend auf der FKM-Richtlinie (7. Auflage, 2020). Die FKM-Richtlinie (Rechnerischer Festigkeitsnachweis von Maschinenbauteilen) ist eine vom Forschungsinstitut für Maschinentechnik (FKM) herausgegebene Richtlinie, die ein allgemeines Verfahren zur Berechnung der Festigkeit von Bauteilen im Maschinenbau bereitstellt und für die Auslegung von Strukturkomponenten in der Windturbine zulässig ist. Die Richtlinie bietet klare Schnittstellen und einen gut strukturierten Ablaufprozess, wodurch sie sich insbesondere für die Implementierung lokaler Eigenschaften für den Festigkeitsnachweis eignet. Der Prozess ist in **Abbildung 64** dargestellt und basiert auf drei wesentlichen Eingangsgrößen: dem Bauteildesign, den Belastungen und dem Werkstoff. Die weiteren für den Festigkeitsnachweis erforderlichen Kennwerte wie z.B. Konstruktionskennwerte und Sicherheitsfaktoren lassen sich aus den Vorgaben der Norm sowie den Eingangsgrößen ableiten.



**Abbildung 64:** Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie (7.Edition / 2020) [20]

Der Festigkeitsnachweis gemäß FKM-Richtlinie wurde in Python programmiert. Die direkte Python-Scripting-Schnittstelle der Software Abaqus/CAE, mithilfe derer die lokalen Beanspruchungen am Bauteil ermittelt werden, ermöglicht einen einfachen Datenaustausch, wodurch eine einfache Implementierung der lokalen Materialeigenschaften in den Auslegungsprozess gewährleistet wird. Der Code stellt die Grundlage für den im Rahmen dieses Projekts entwickelten, erweiterten Festigkeitsnachweis dar.

#### Mehrkörper-Simulation zur Bestimmung der Lasten

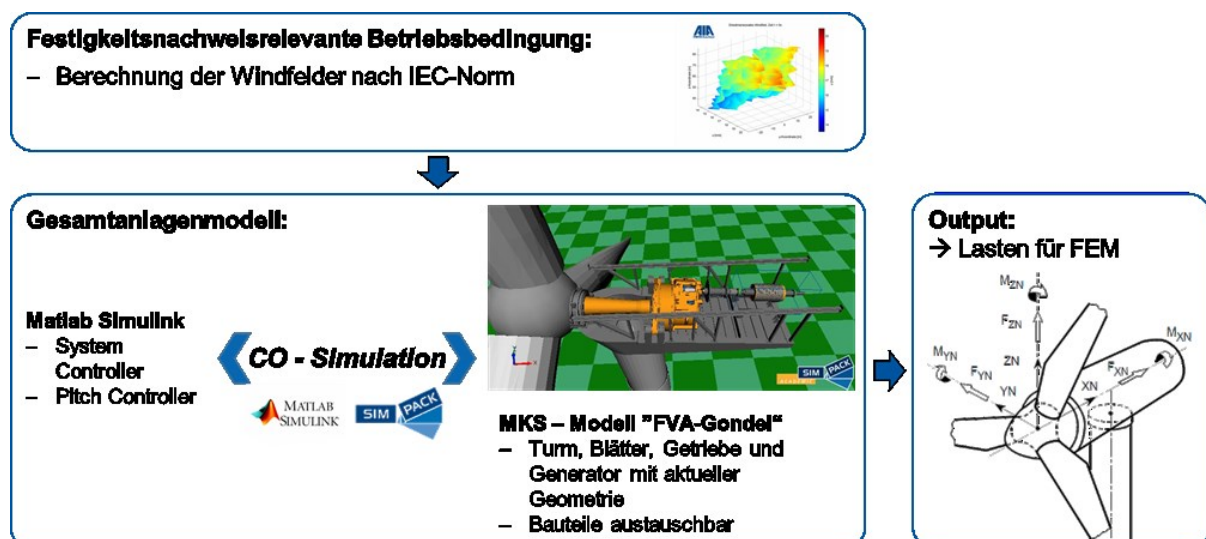
Zur Durchführung eines Festigkeitsnachweises einer Komponente sind die an der Komponente angreifenden Lasten sowie die dazugehörigen Lastkollektive erforderlich. Diese Lasten ergeben sich aus den Betriebszustände der WEA. Die zu betrachtenden Betriebszustände für den Festigkeitsnachweis einer Gussstrukturkomponente sind in der IEC-Norm 61400-1 definiert und geben vor, welche Betriebszustände der Anlage simuliert werden müssen. Alle relevanten Betriebszustände für den Betriebsfestigkeitsnachweis von Strukturbauteilen einer WEA und vielen weiteren auslegungsrelevanten Zuständen sind in der Tabelle B.1 – „Auslegungslastfälle“ der IEC-Norm 61400-1 definiert. Da in diesem Projekt nur Lasten für den Betriebsfestigkeitsnachweis von Strukturbauteilen relevant sind, kann die Anzahl der Auslegungslastfälle und damit verbundenen Simulation reduziert werden (siehe **Tabelle 12**).

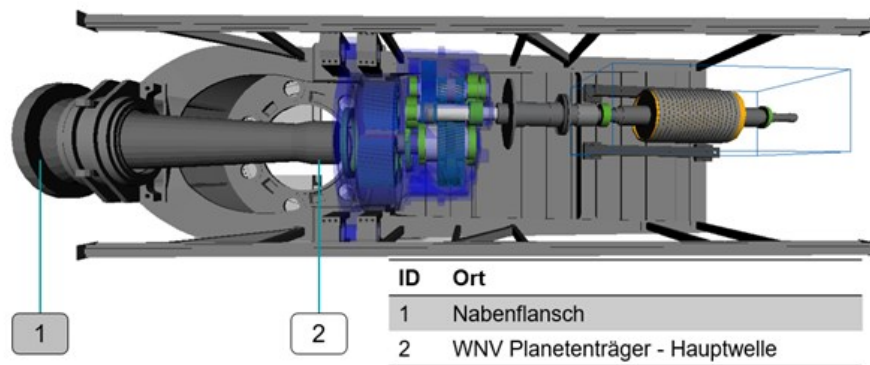
**Tabelle 12:** Betriebsfestigkeitsrelevanten Auslegungszustände nach IEC-Norm 61400-1 [21]

DLC	Auslegungszustand	Windprofil	Windgeschwindigkeit [m/s]	Turbulenzintensität [%]	Simulationsdauer [s]
1.2	Produktionsbetrieb	NTM	4, 6, ..., 24, 25	16	3660
3.1	Anlauf	NWP	4, 6, ..., 24, 25	0	660
4.1	Normale Abschaltung	NWP	4, 6, ..., 24, 25	0	660
6.4	Parken (Stillstand oder Leerlauf)	NTM	$v_{\text{hub}} < 0,7 * v_{\text{ref}}$	16	3660

Die Bestimmung der Lasten für die Demonstratoren erfolgte mit dem Gesamtanlagenmodell der FVA-Gondel, welches im Vorhaben „FVA-Gondel“ (FKZ: 325799A-C) entwickelt wurde. Mit dem Gesamtanlagenmodell, das aus einem Rotormodell, einem MKS-Modell des Triebstranges, dem elektrischen System und dem WEA-Regler besteht, ist eine Berechnung von Lasten unter realistischen Betriebsbedingungen und unter Berücksichtigung der Gesamtdynamik möglich.

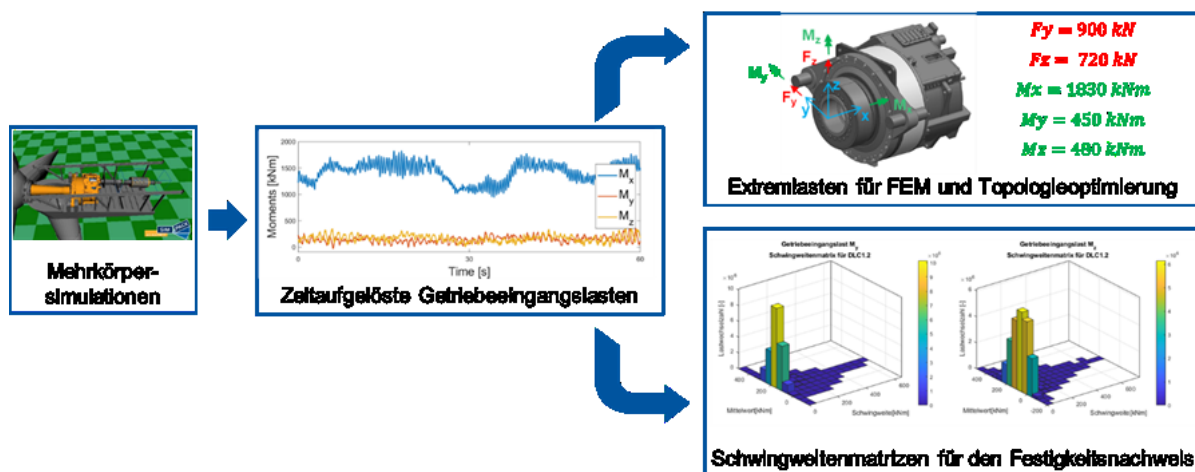
Für die für den Festigkeitsnachweis relevanten, Auslegungszustände wurden Windfelder, entsprechend der Windgeschwindigkeit und der Turbulenzintensität, erstellt und mit dem Gesamtanlagenmodell simuliert. Eine Veranschaulichung des Simulationsprozesses zur Ermittlung der Lasten mithilfe des Gesamtanlagensystems ist in **Abbildung 65** dargestellt. Für den Festigkeitsnachweis der zu untersuchenden Strukturbauteile aus der FVA-Gondel, der Drehmomentstütze und dem Planetenträger, sind für die FE-Berechnungen die Schnittlasten an der Welle-Nabe-Verbindung (WNV) zwischen Planetenträger und Hauptwelle erforderlich (siehe **Abbildung 66**).

**Abbildung 65:** Prozess zur Lastermittlung mit dem Gesamtanlagenmodell der FVA-Gondel



**Abbildung 66:** Ermittelte Lasten für FEM im MKS-Modell der FVA-Gondel

Abschließend werden auf Basis der ermittelten Lasten, Lastkollektive gebildet. Zudem werden Extremlasten für die Finite-Elemente-Simulationen sowie die Topologieoptimierung abgeleitet (vgl. **Abbildung 67**).



**Abbildung 67:** Lastableitung für die Optimierung und den Festigkeitsnachweis der Drehmomentstütze und des Planetenträgers

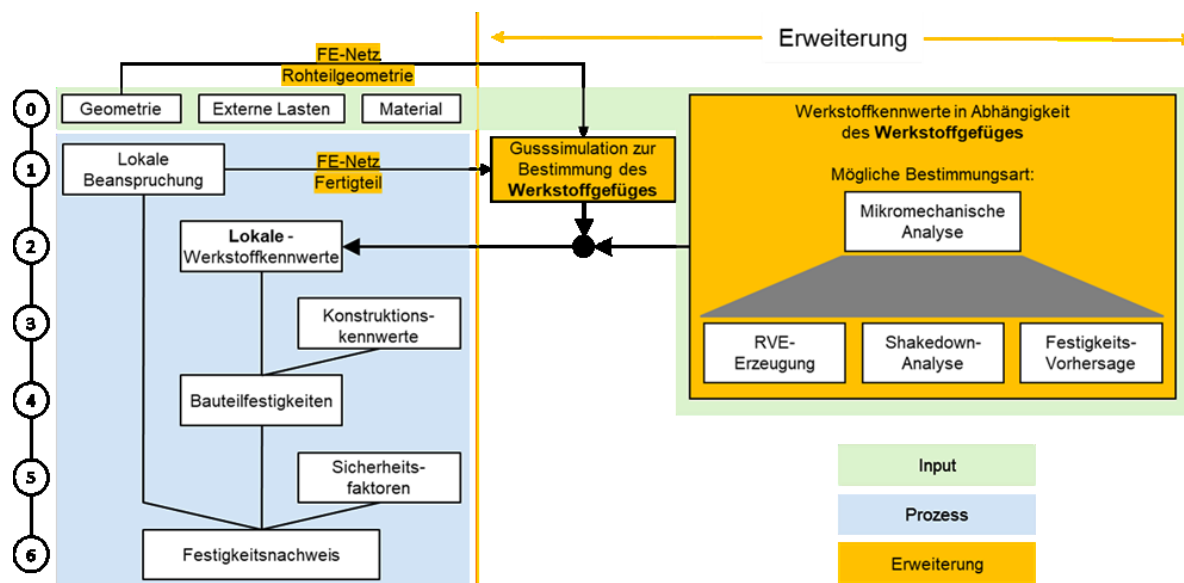
## AP C16, C21: Erweiterter Festigkeitsnachweis

Im Rahmen des Projekts wurde die Frage untersucht, wie die Auslastung von dickwandigen Gussstrukturkomponenten optimiert werden kann. Dabei wurde die Hypothese aufgestellt, dass aktuelle Auslegungsnormen die lokale Beanspruchbarkeit unterschätzen. Das Potenzial einer Berücksichtigung lokaler Materialparameter wurde analysiert. Die Unsicherheit bezüglich der lokalen Mikrostruktur von dickwandigen Gussbauteilen, welche sich aus dem ungleichmäßigen Erstarrungsverhalten der Bauteile ergibt, führt im Allgemeinen zu einer konservativen Vorgehensweise im klassischen Festigkeitsnachweis. Für die Potenzialbewertung wurde der klassische Festigkeitsnachweis nach FKM (7. Auflage, 2020) um lokal aufgelöste Materialeigenschaften basierend auf dem Materialgefüge aus AP B erweitert. Die Materialeigenschaften basierend auf dem Materialgefüge werden mit einer Gussimulation des Herstellungsprozesses der Komponente kombiniert. Nachfolgend werden die Erweiterungen in der Nachweisführung vorgestellt.

Sowohl der klassische als auch der erweiterte Nachweis sind in Python implementiert und ermöglichen einen teilautomatisierten Festigkeitsnachweis in kritischen Bereichen der Gusskomponente. Der Großteil der erweiterten Berechnungen erfolgt analog zur klassischen FKM. Wichtigster Unterschied ist der Ursprung und der Einfluss der Werkstoffkennwerte.

### Nachweisführung

In Anlehnung an die FKM-Richtlinie lässt sich der klassische Festigkeitsnachweis **Abbildung 68** (links) in sechs Ebenen gliedern. Als Ausgangspunkt dienen die aufgeprägten statischen Extrem- und zyklischen Betriebslasten sowie die Geometrie und der Werkstoff der betrachteten Gussstrukturkomponente (Ebene 0). Die lokalen Beanspruchungen der Gusskomponente (Ebene 1) werden mithilfe einer FE-Simulation in ABAQUS unter Aufprägung der Lasten für diskrete Knoten an dem vernetzten Bauteil bestimmt.



**Abbildung 68:** Schematische Darstellung des erweiterten Festigkeitsnachweises um lokale Werkstoffkennwerte mittels Gussimulation und mikromechanischer Analyse (rechts) in Anlehnung an den klassischen Nachweis der FKM-Richtlinie (links)

Beim finalen Festigkeitsnachweis (Ebene 6) wird die simulierte lokale Beanspruchung der Beanspruchbarkeit des Bauteils gegenübergestellt. Die Beanspruchbarkeit ergibt sich aus den Bauteilfestigkeiten (Ebene 4) unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren (Ebene 5).

Beim klassischen Festigkeitsnachweis werden die Bauteilfestigkeiten mithilfe von Konstruktionskennwerten (Ebene 3) und homogener Werkstoffkennwerte aus Normwerten abgeschätzt. Im Gegensatz dazu werden die Werkstoffkennwerte bei der erweiterten Nachweisführung konkret für das betrachtete Bauteil lokal und knotenbasiert aufgelöst (Ebene 2). Zur Bestimmung der lokal vorliegenden Werkstoffkennwerte im Bauteil ist die Verknüpfung zweier Schritte notwendig: Zunächst müssen die Werkstoffkennwerte in Abhängigkeit des Werkstoffgefüges mithilfe einer mikromechanischen Analyse ermittelt werden. Anschließend kann mittels Gussimulation das vorliegende, heterogene Werkstoffgefüge im Bauteil ermittelt werden. Auf das simulierte lokale Gefüge lassen sich die Werkstoffkennwerte übertragen und in den Festigkeitsnachweis einpflegen. Die einzelnen Schritte werden nachfolgend erläutert:

#### Werkstoffkennwerte in Abhängigkeit des Werkstoffgefüges

Die Werkstoffkennwerte in Abhängigkeit des Werkstoffgefüges lassen sich beispielsweise

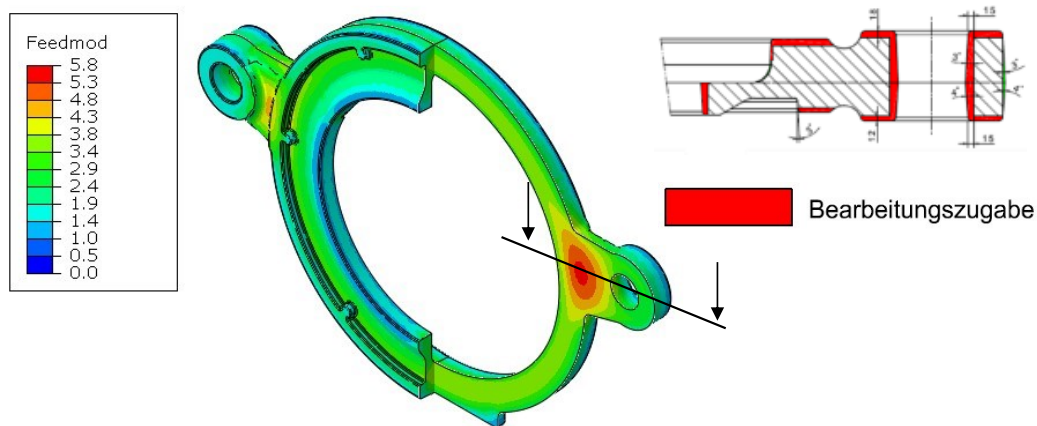
durch eine mikromechanische Analyse des Werkstoffs ermitteln. Die Analyse ist unabhängig vom Bauteil und erfolgt vollständig losgelöst vom Festigkeitsnachweis. Folglich müssen diese für das gewählte Bauteilmaterial bereits vorliegen und gehören damit zu den Inputs (Ebene 0).

Der Ablauf der mikromechanischen Analyse bestehend aus einer RVE-Erzeugung, Shakedown-Analyse und Festigkeitsvorhersage wurde in Arbeitspaket B erarbeitet und ist entsprechend der Arbeitspaketbeschreibung zu entnehmen. Als Ergebnis der Analyse werden sowohl Festigkeitskurven der statischen Werkstoffkennwerte, Zugfestigkeit und Fließgrenze, sowie Dauerfestigkeit zur Beschreibung der zyklischen Beanspruchbarkeit geliefert. Bei den Festigkeitskurven handelt es sich um Regressionskurven, welche die Werkstoffkennwerte in Abhängigkeit des Feedmods darstellen. Das Feedmod fasst als Gütemaß für eine einfachere Handhabung sämtliche Gießprozesseinflüsse zusammen und beschreibt somit die Gefügeausprägung im Bauteil.

Nach Möglichkeit sollten die Festigkeitskurven aus der mikromechanischen Analyse den gesamten Feedmod-Bereich aus der Gussimulation des Rohbauteils abdecken. Die Gussimulation wird nachfolgend beschrieben.

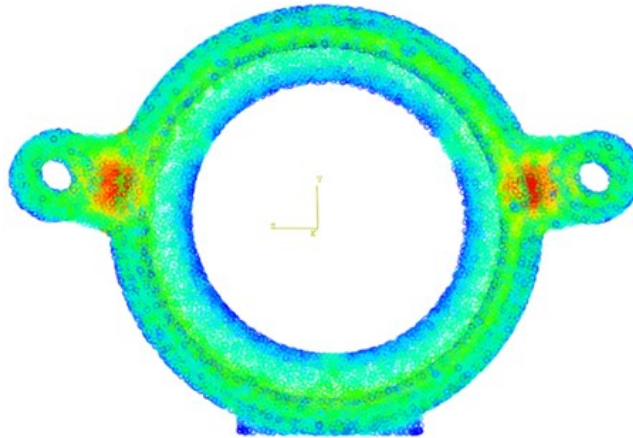
### Gussimulation zur Bestimmung des Werkstoffgefüges

Zur Bestimmung des lokalen Werkstoffgefüges im betrachteten Bauteil wird mittels MAGMASOFT eine Gussimulation der Rohteilgeometrie inklusive Bearbeitungszugabe angefertigt (vgl. Abbildung 69). Dabei berücksichtigt werden die chemische Zusammensetzung des Werkstoffs, die Gussform sowie das Gießsystem und die lokalen Erstarrungs- und Abkühlvorgänge im Gussbauteil. Sämtliche Einflüsse werden im Feedmod zusammengefasst, welcher in der mikromechanischen Analyse mit dem Werkstoffgefüge verknüpft wird. So wird der tatsächliche Herstellungsprozess bestmöglich angenähert.



**Abbildung 69:** Ergebnisse der Gussimulation einer Rohteilgeometrie inklusive Bearbeitungszugabe des Gussstrukturbauteils

Die Simulationsergebnisse des Rohteils werden anschließend auf ein beliebiges Fertigteil übertragen, das aus der Rohteilgeometrie hergestellt werden kann. Dazu werden die simulierten Feedmods knotenbasiert in Form eines FE-Netzes der Rohteilgeometrie exportiert. In Abaqus können die lokalen Feedmods anschließend über die Funktion „Mapped Fields“ als Punktwolke eingelesen werden. Durch Vorgabe der Vernetzung des FE-simulierten Fertigbauteils und relative Positionierung der Vernetzung zur Punktwolke, interpoliert Abaqus die Feedmods des Rohteils auf das FE-Netz des Fertigteils. Die Technik der „Mapped Fields“ ist in **Abbildung 70** exemplarisch für die Drehmomentstütze visualisiert.



**Abbildung 70:** Exemplarische Visualisierung der Funktion „Mapped Fields“ zur Interpolation der Ergebnisse

Um einen flüssigen Ablauf des erweiterten Nachweises zu ermöglichen, ist es sinnvoll, die Gussimulation der Rohgeometrie vor Beginn des Nachweises durchzuführen. Denn dann kann die Interpolation der guss simulierten Feedmods als ein separater Analyseschritt in die FE-Simulation der Nachweisführung eingebaut werden. Dadurch wird sichergestellt, dass die gleiche Fertigeometrie der Komponente bei der FE-Simulation und Interpolation der Guss simulationsergebnisse betrachtet wird. Die FE-Simulation liefert neben den Ergebnissen der lokalen Beanspruchungen auch die lokalen Feedmods.

#### Verknüpfung und Einbindung in den Festigkeitsnachweis

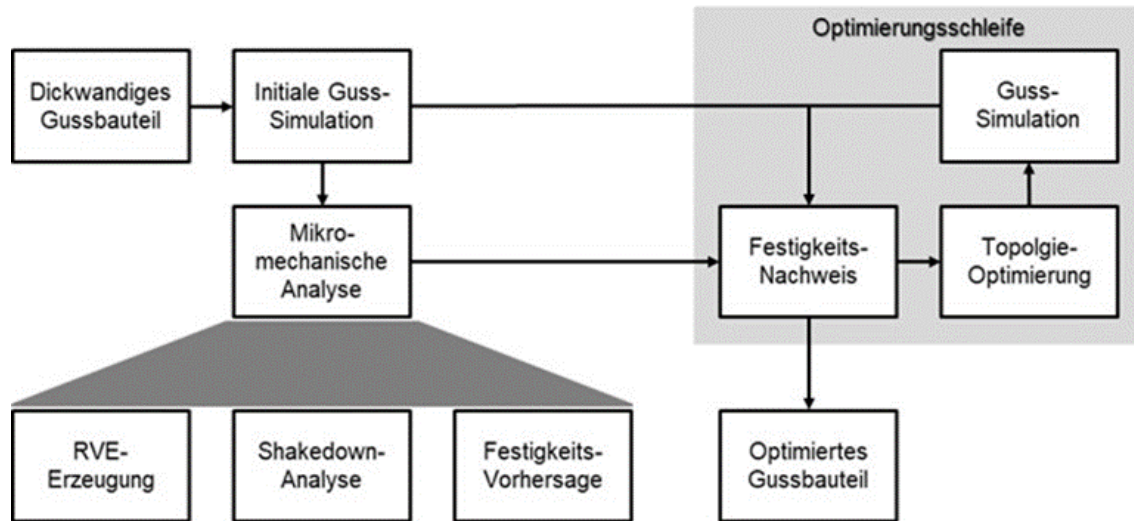
Anhand der lokal aufgelösten Feedmods des Fertigteils, interpoliert aus der rohteilspezifischen Gussimulation, lassen sich für jeden Knoten des FE-Netzes die Werkstoffkennwerte aus den feedmodbezogenen Festigkeitskurven der mikromechanischen Analyse ableiten. Es resultiert eine lokale, heterogene Werkstoffkennwerteverteilung im Bauteil. Die Verteilung wird in den Festigkeitsnachweis knotenbasiert eingepflegt (Ebene 2).

Somit stehen für die Nachweisführung sowohl die lokalen Beanspruchungen als auch die lokalen Werkstoffkennwerte auf Knotenbasis zur Verfügung. Unter Berücksichtigung der Konstruktionskennwerte (Ebene 3) können somit auch die Bauteilfestigkeiten lokal und knotenbasiert bestimmt werden. Durch die Berücksichtigung der Sicherheitsfaktoren (Ebene 5) kann abschließend der Festigkeitsnachweis basierend auf lokalen Werkstoffkennwerten (Ebene 6) erfolgen.

#### **AP C4, C5: Simulationskette zur Optimierung von Gussstrukturkomponenten**

Die Umsetzung des im Rahmen des LeKoGussWEA-Projekts angestrebten lokalen Auslegungskonzepts für optimierte Gussbauteile erfordert die Entwicklung eines neuen Auslegungs- und Design-Prozesses, der auf lokalen Werkstoffeigenschaften basiert, die experimentell sowie numerisch bestimmt werden. **Abbildung 71** zeigt diesen Prozess schematisch. Ausgehend von der initialen Geometrie des Gussbauteils wird eine erste Gussimulation durchgeführt und deren Ergebnisse zur mikromechanischen Analyse herangezogen. Im Rahmen der mikromechanischen Analyse werden lokale Materialeigenschaften in Abhängigkeit der Mikrostruktur ermittelt, die aus dem Herstellungsprozess resultieren. Im Anschluss erfolgt in einer Optimierungsschleife der Festigkeitsnachweis, die Topologieoptimierung sowie die Gussimulation. Die Gussimulation

ist dabei unerlässlich, da sich die lokalen Materialeigenschaften der Struktur in Abhängigkeit der Geometrie, welche mittels der Topologieoptimierung ermittelt wird, verändern. Alternativ zur Topologieoptimierung kann auch eine Formoptimierung verwendet werden.



**Abbildung 71:** LeKoGuss Ansatz zur Optimierung von Gussbauteilen auf Basis lokaler Werkstoffeigenschaften

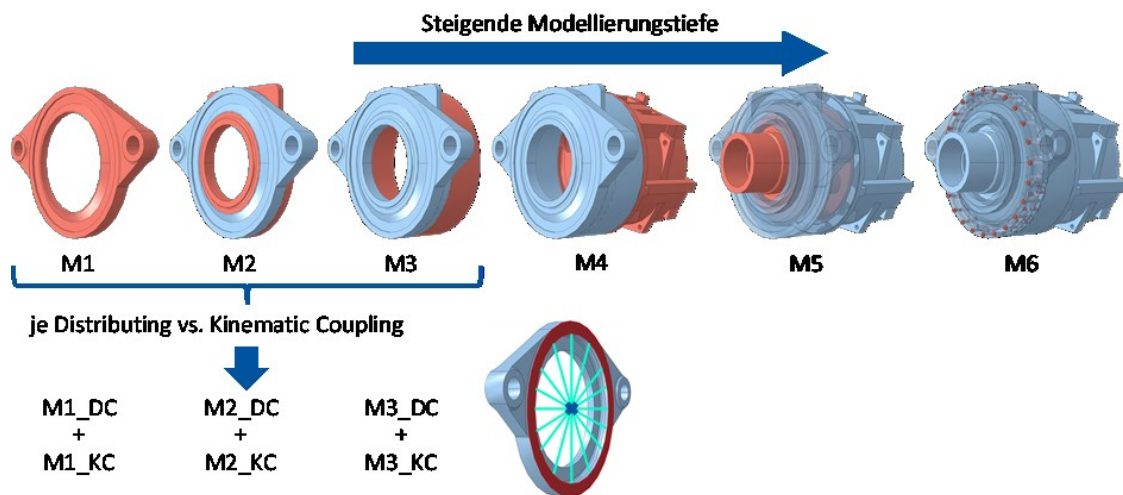
### AP C15, C16 & C17: Optimierung der Drehmomentstütze

Im Folgenden wird die Optimierung der Drehmomentstütze (DMST) in ihrer Gesamtheit dargelegt. Zunächst erfolgt eine Verifizierung der erforderlichen FEM-Modellierungstiefe für den Festigkeitsnachweis und die Topologieoptimierung. Im Anschluss wird die Topologieoptimierung für die DMST vorgestellt. Mit den Erkenntnissen aus der Topologieoptimierung erfolgt eine nachgelagerte Formoptimierung der DMST mit einem Festigkeitsnachweis nach konventioneller und erweiterter Nachweisführung. In der abschließenden Diskussion wird das Potenzial für eine Gewichtseinsparung beleuchtet.

#### Verifizierung der Modellierungstiefe

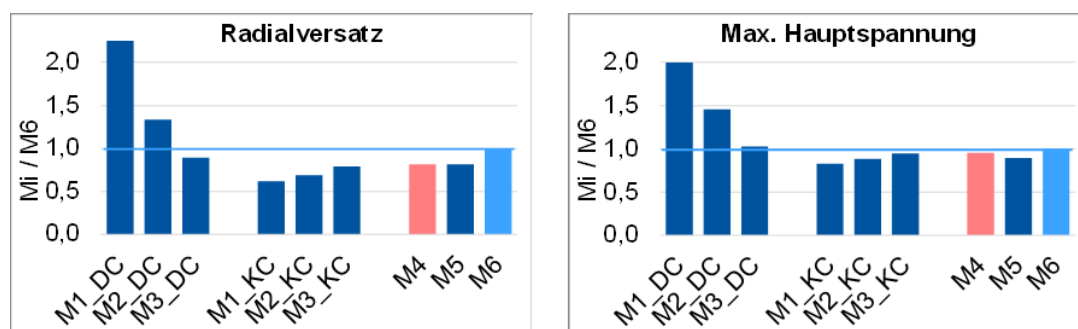
Zur Bestimmung der Spannungskennwerte für den Festigkeitsnachweis und für den Optimierungsprozess sind FE-Modelle der Strukturkomponenten unerlässlich. Die Modelle müssen das Verformungs- und Festigkeitsverhalten der Komponenten möglichst realitätsnah abbilden können. Gleichzeitig dürfen sie nicht zu komplex und somit zu rechenaufwändig für eine mögliche iterative Optimierung mit anschließendem Festigkeitsnachweis sein.

Im Rahmen der Modellbildung für den Festigkeitsnachweis der Drehmomentstütze wurde die FE-Modellierungstiefe durch schrittweise Integration weiterer Bauteile sowie einer variierenden Aufprägung der Schnittlasten untersucht und bewertet. Dafür wurde insbesondere die Anbindung der Drehmomentstütze an den vorderen Gehäusedeckel und das Hohlrad untersucht. Es wurde betrachtet, ob die Steifigkeit der Bauteile durch das Koppeln der jeweiligen Kontaktfläche mit einem Referenzpunkt abstrahiert werden kann. Die untersuchten FE-Modellierungstiefen sind in **Abbildung 72** dargestellt. Das detaillierteste Modell (Modellierungstiefe M6), mit Schrauben unter Vorspannung und Surface-to-Surface-Kontakt zwischen Drehmomentstütze, vorderem Gehäusedeckel und Hohlrad, dient als Referenzmodell zur Bewertung der übrigen Modellierungstiefen.



**Abbildung 72:** Schrittweise Steigerung der Modellierungstiefe durch Hinzufügen der Bauteile 1 Drehmomentstütze, 2 vorderer Gehäusedeckel, 3 Hohlrad, 4 Stirnradgetriebegehäuse, 5 Planetenträger, 6 Verschraubung

Die FEM-Simulationen ergaben, dass die Umgebungssteifigkeiten einen maßgeblichen Einfluss auf die Beanspruchung und Verformung der Drehmomentstütze haben. Die ersten beiden Modellierungstiefen mit Distributing Coupling (M1\_DC, M2\_DC) weisen, aufgrund fehlender Steifigkeiten, höhere Verformungen und Spannungen auf und bilden das Verhalten der Drehmomentstütze für einen Festigkeitsnachweis nicht adäquat ab, siehe Abbildung 73. Im Gegensatz dazu verhalten sich die Modelle mit Kinematic Coupling (M1\_KC, M2\_KC, M3\_KC) zu steif und weisen deshalb geringere Verformungen und Spannungen auf. Modellierungstiefe M3\_DC stellt die bestmögliche Annäherung an M6 dar. Daher wird als Basis für den Festigkeitsnachweis der initialen Geometrie und die Optimierung die FE-Modellierungstiefe M4, mit vereinfachtem Tie-Kontakt zwischen Drehmomentstütze, Gehäusedeckel, Hohlrad und Getriebegehäuse, gewählt. Im Vergleich zum höchsten Detaillierungsgrad M6 weicht das mechanische Verhalten von M4 um max. 5% ab. Dabei wird der Berechnungsaufwand auf 6 % des Rechenaufwandes der FE- Modellierungstiefe M6 reduziert.

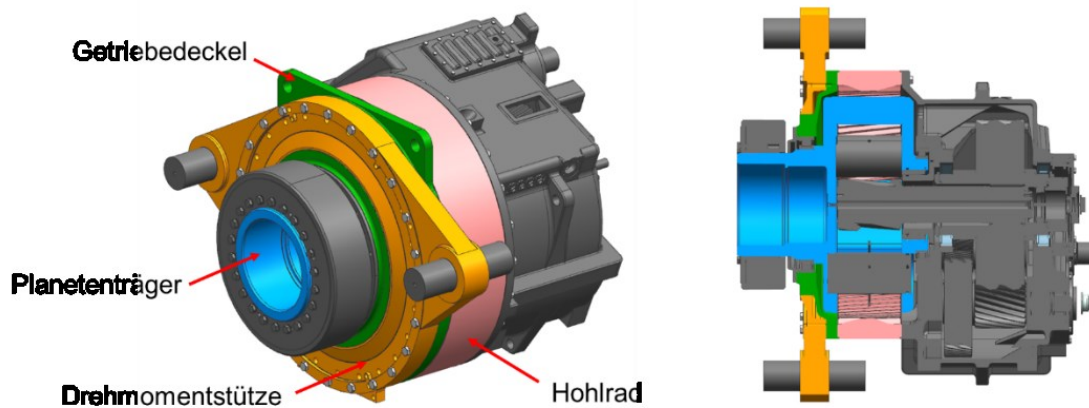


**Abbildung 73:** Vergleich des Verformungs- und Festigkeitsverhalten der Drehmomentstütze mit der höchsten Modellierungstiefe M6

### Topologieoptimierung

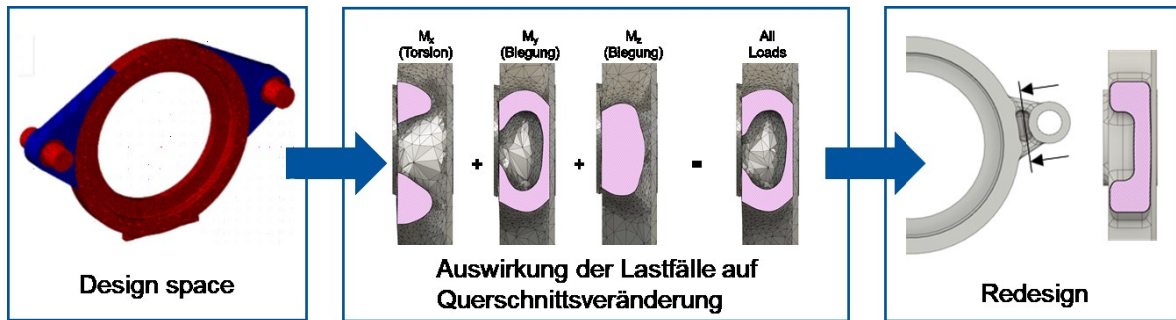
Zu Beginn der Optimierung wird der zur Verfügung stehende Bauraum (Design Space) sowie der beschränkte Bauraum (Non-Design Space) definiert. Im Fall der Drehmomentstütze ist der Design Space eingeschränkt, da sie vom Getriebedeckel und dem Hohlrad umgeben ist. Angrenzende Funktionsflächen sowie Verschraubungen sind beizubehalten. Die Bolzen, welche das Rotordrehmoment in die Gondel einleiten sind ebenfalls konstruktionsbegrenzend.

**Abbildung 74** visualisiert den gesamten Bauraum um die DMST herum.



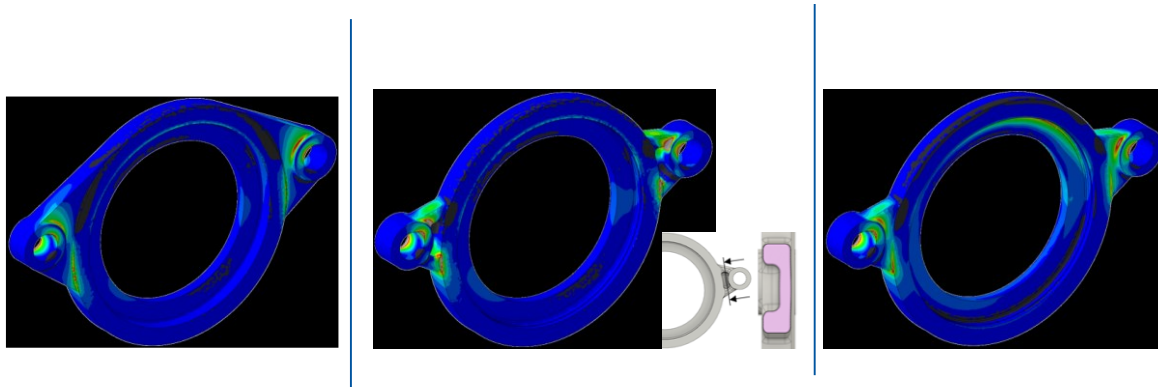
**Abbildung 74:** Getriebe der FVA Gondel, hervorgehoben sind die zu optimierende Drehmomentstütze (orange) und der Planetenträger (blau) als auch die angrenzenden Bauteile: Hohlrad (pink), Getriebedeckel (grün)

Im Optimierungsprozess zeigt sich, dass die jeweils angreifenden Lasten bestimmte geometrische Änderungen im Bauteil induzieren. So entwickelt sich bei reiner Torsion eine Stabstruktur, die vom Bolzenauge an den runden Absatz der Drehmomentstütze reicht. Für den Fall einer reinen Biegung um die y-Achse ergibt sich ein C-Profil für den Querschnitt der Stabstruktur. Im Falle einer Biegung um die z-Achse dominiert eine Zug-Druck Belastung in der Stabstruktur, weshalb sich ein Vollquerschnitt entwickelt. Die jeweiligen Stabquerschnitte dienen als Gurte eines Biegeträgers. Die Kombination der genannten Lasten erzeugt eine Tasche, welche rotorseitig geschlossen ist. **Abbildung 75** zeigt die entsprechenden Querschnitte der jeweiligen Einzellasten und deren Kombination. Aus gießtechnischer Sicht ist das Ergebnis der Topologieoptimierung nicht umsetzbar. Im Redesign wird basierend auf dem Ergebnis der Topologieoptimierung durch Hinzufügen größere Radien sowie Entformungsschrägen eine einfach abzugießende Geometrie erzeugt, welche in der Nachbearbeitung ebenfalls Ressourcen spart. Hierbei wird darauf geachtet, keine zu großen Abweichungen zum Ergebnis der Topologieoptimierung zu erzeugen.



**Abbildung 75:** Gestaltoptimierung der Drehmomentstütze

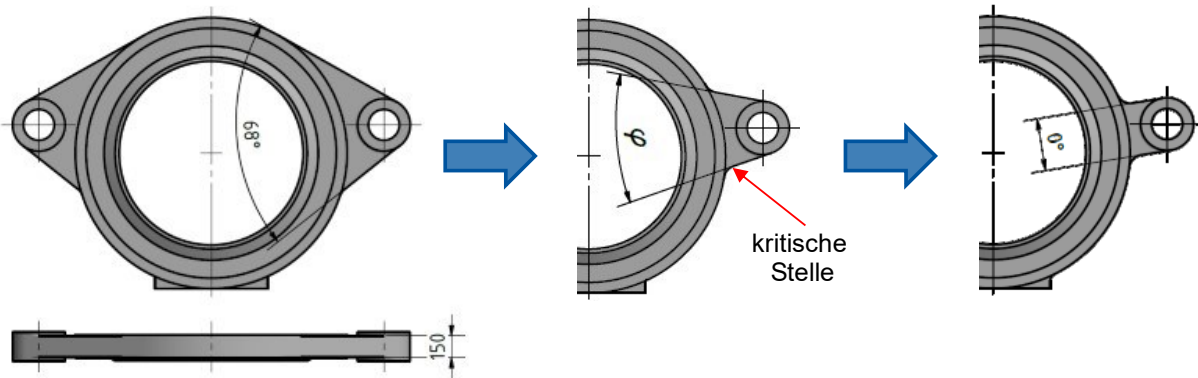
**Abbildung 76** zeigt die auftretenden Spannungen in der originalen DMST als auch im Redesign. Da die Topologieoptimierung hinsichtlich einer Minimierung der mittleren Nachgiebigkeit ohne Berücksichtigung der auftretenden Spannungen optimiert, mussten in einem nächsten Schritt weitere Anpassungen der Geometrie vorgenommen werden, um die auftretenden Spannungsspitzen zu verringern. Auf diese Anpassungen der Geometrie wird im Folgenden näher eingegangen.



**Abbildung 76:** Anpassung der aus der Topologieoptimierung resultierenden Geometrie auf Basis von gießtechnischen Überlegungen und zur Verringerung der auftretenden Spannungsspitzen

#### AP C16: Iterative Formoptimierung DMST mit Festigkeitsnachweis

Die Topologieoptimierung identifizierte hinsichtlich der Gewichtsersparnis ein Optimierungspotenzial in der Verkleinerung des Öffnungswinkels des Übergangsbereiches zwischen Flansch und Bolzen. In der Konsequenz wurde eine Formoptimierung des Übergangsbereichs durchgeführt, wobei Öffnungswinkel von  $68^\circ$  (initial),  $50^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $15^\circ$  bis  $0^\circ$  untersucht wurde (vgl. **Abbildung 77**). Die fünf Öffnungswinkel, die Gegenstand der simulativen Untersuchung waren, fungierten als Stützstellen für eine Regression, um eine Interpolation der Ergebnisse zu ermöglichen. In Kombination mit der Formoptimierung konnte, auf die nach jedem Schritt der Topologieoptimierung erforderliche Nachkonstruktion verzichtet werden, sodass das Optimum hinsichtlich Gewichtseinsparung effizient ermittelt werden konnte.



**Abbildung 77:** Leichtbau durch Reduzierung des Öffnungswinkels im Übergangsbereich zwischen Flansch und Bolzen.

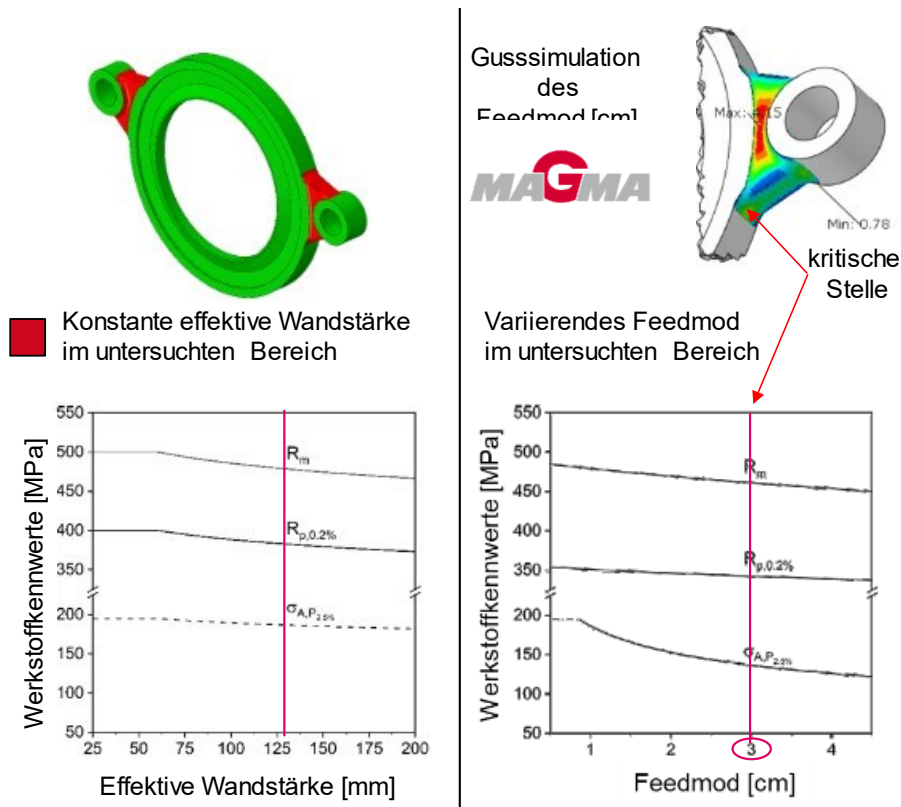
### Unterschiede in den Bauteilfestigkeiten

Zur Veranschaulichung der Differenzen zwischen den Bauteilfestigkeiten nach der klassischen und der erweiterten Vorgehensweise beim Festigkeitsnachweis werden die Festigkeiten in Abhängigkeit des Öffnungswinkels dargestellt. Der Fokus liegt auf der kritischen Stelle (d.h. Stelle höchster Beanspruchung in der kritischen Kerbe, vgl. **Abbildung 77**).

Im klassischen FKM-Nachweis wird mit Normwerten für Zugfestigkeit und Dehngrenze bei einem effektiven Norm-Durchmesser von 60 mm gerechnet. Diese Normwerte werden mit dem technologischen Größenfaktor als Funktion des effektiven Bauteil-Durchmessers oder der effektiven Wandstärke des untersuchten Bauteils skaliert. Der effektive Bauteil-Durchmesser/Wandstärke kann für komplexe Geometrien aus einem Verhältnis von Volumen zu Oberfläche des betrachteten Bauteilausschnittes berechnet werden:

$$d_{\text{eff}} = 4 \cdot \frac{\text{Volumen}}{\text{Oberfläche}}$$

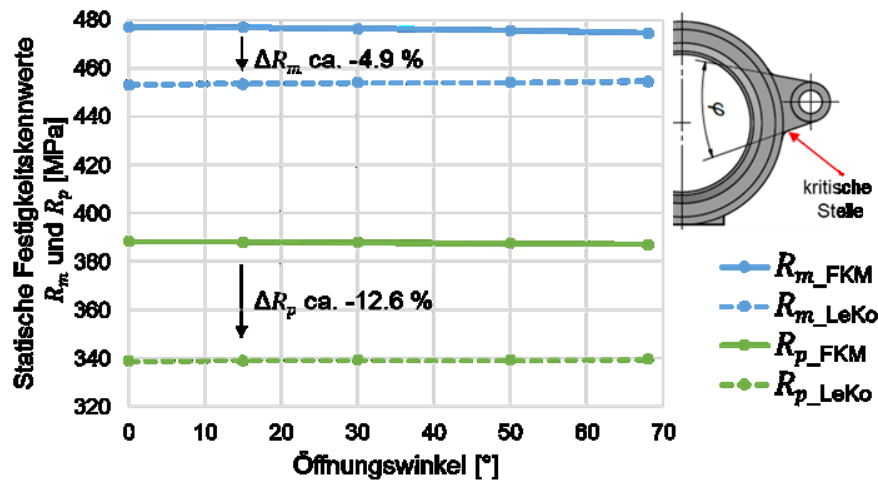
Für einfachere Geometrien können auch entsprechende Formeln aus der FKM-Richtlinie verwendet werden. **Abbildung 78** stellt auf der linken Seite die Festigkeitskennwerte, die aus der effektiven Wandstärke nach der klassischen FKM-Methode resultieren, und auf der rechten Seite die Verteilung der Festigkeitskennwerte nach dem erweiterten Festigkeitsnachweis mit der Gussimulation für den untersuchten Bereich der DMST mit einem Öffnungswinkel des Übergangsbereiches von 30° dar. Der klassische Festigkeitsnachweis unter Berücksichtigung der effektiven Wandstärke führt zu konstanten Materialkennwerten im untersuchten Bereich. Die Festigkeitskennwerte in Abhängigkeit des lokalen Feedmods aus AP B (vgl. **Abbildung 47** und **Abbildung 49**) basierend auf der Gussimulation der Komponente zeigen eine Variation der Festigkeitskennwerte im untersuchten Bauteilbereich (vgl. **Abbildung 78** rechter, orange hinterlegter Bereich).



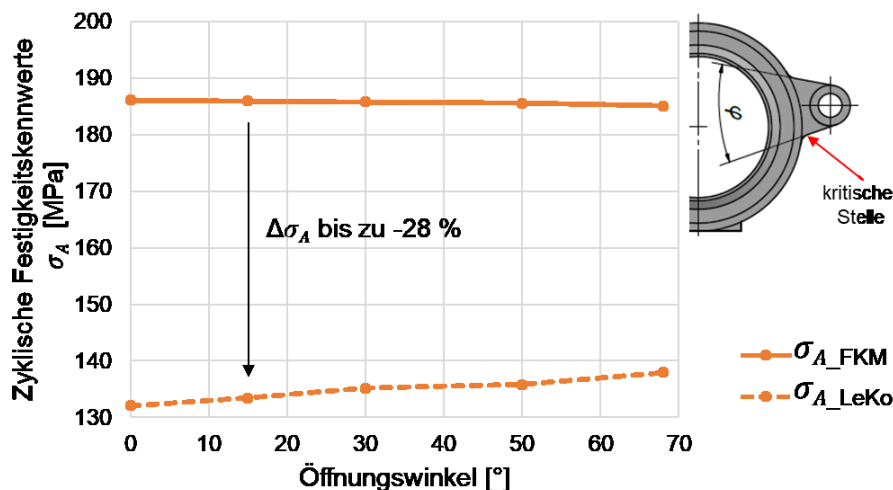
**Abbildung 78:** Festigkeitskennwerte im untersuchten Bereich nach klassischen (links) und erweiterter (rechts) Festigkeitsnachweis

Während sich beim Nachweis nach klassischer FKM eine konstante Festigkeit im gesamten untersuchten Bereich ergibt, variieren die Festigkeiten nach erweiterter FKM in Abhängigkeit des lokalen Feedmods. Im Rahmen eines Festigkeitsnachweises ist die kritische Kombination aus Bauteilfestigkeit und Bauteilbeanspruchung von entscheidender Bedeutung. Im Folgenden werden die Festigkeitskennwerte an der kritischen Stelle, also der höchst ausgelastete lokale Bereich der DMST, in Abhängigkeit des Öffnungswinkels für die unterschiedlichen Nachweisführungen gegenübergestellt:

- Die lokale Betrachtung führt bei den statischen Bauteilfestigkeiten zu einer Reduzierung der Kennwerte an der kritischen Stelle um bis zu 4,9 % bei der Zugfestigkeit und 12,6 % bei der Streckgrenze (vgl. Abbildung 79).
- Die zyklische Festigkeit hingegen zeigt eine deutlich stärkere Abweichung. Die Dauerfestigkeit des Werkstoffs weist an der kritischen Stelle einen um bis zu 28 % geringeren Wert auf (vgl. Abbildung 80).



**Abbildung 79:** Statische Festigkeitskennwerte  $R_m$  und  $R_p$  an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels im Übergangsbereich



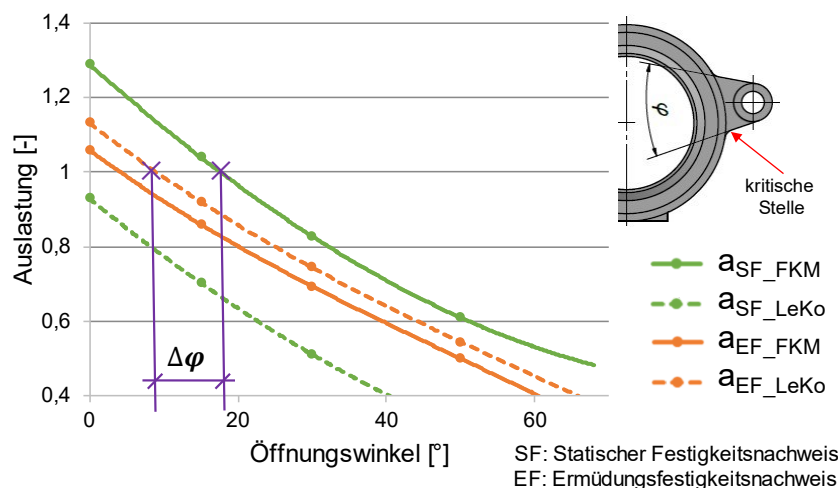
**Abbildung 80:** Zyklische Festigkeitskennwerte  $\sigma_A$  an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels im Übergangsbereich

Die signifikanten Abweichungen lassen sich wie folgt erklären: Die Bestimmung der Dauerfestigkeiten nach der klassischen Vorgehensweise auf Grundlage der Zugfestigkeit ist eine empirische Abschätzung, die keine lokalen Defekte wie z. B. Poren aufgrund des Herstellungsprozesses berücksichtigt. Diese Defekte werden erst nachträglich durch den gusseisenspezifischen Sicherheitsfaktor berücksichtigt. Bei den Kennwerten auf Basis der mikromechanischen Analyse sind diese Defekte bereits einbezogen.

Beim gusspezifischen Teilsicherheitsfaktor, welcher unvermeidbare Fehler im Werkstoff und somit größere Festigkeitsstreuungen berücksichtigt, gibt die Norm je nach Prüfverfahren Werte von 1,25 bis 1,4 vor. Da in der mikromechanischen Analyse diese Fehler bereits berücksichtigt werden, wird der gusspezifischen Teilsicherheitsfaktor in der erweiterten Nachweisführung analog eines Premium-Gussbauteils mit vollständig überwachtem Herstellungsprozess auf eins reduziert. Dadurch wird eine doppelte und somit konservative Betrachtung vermieden.

In Abhängigkeit der unterschiedlichen Öffnungswinkel lassen sich Auslastungskurven (vgl. **Abbildung 81**) für die verschiedenen Nachweisarten ableiten. Grundsätzlich gilt für beide Arten, dass eine Verringerung des Öffnungswinkels eine Erhöhung der Bauteilspannungen und somit Auslastungen im kritischen Bereich zur Folge hat. Die Maximierung der Auslastung führt daher zu einer Gewichtsreduzierung der Drehmomentstütze, wobei zu beachten ist, dass der Auslastungsgrad nicht größer als eins werden darf.

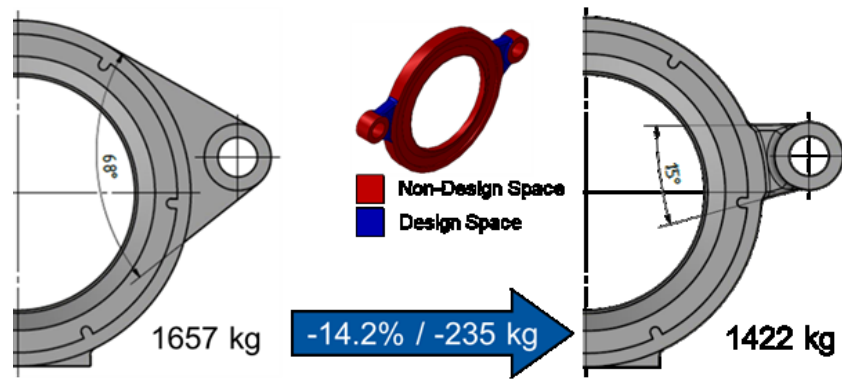
Der Nachweis wurde sowohl gegen statische als auch zyklische Lasten erbracht. Bei der Auslegung nach klassischer FKM-Richtlinie dominiert die statische Auslastung und erreicht eine maximale Auslastung bei einem Öffnungswinkel von  $18^\circ$ . Bei der lokalen Auslegung hingegen ist aufgrund der lokal aufgelösten Materialkennwerte die zyklische Ermüdung dominierend. Der resultierende Öffnungswinkel mit einer Auslastung von eins beträgt ca.  $7^\circ$ . Daraus ergibt sich eine zusätzliche, maximale Gewichtseinsparnis von ca. 1,1 % für die DMST (entspricht ca. 5 % für den untersuchten Bereich (Design Space)) durch die Verwendung der um lokale Materialkennwerte erweiterten FKM. Somit konnte gezeigt werden, dass durch die Berücksichtigung lokaler Materialeigenschaften im Festigkeitsnachweis der untersuchten DMST ein zusätzliches Potenzial zur Gewichtsreduzierung erzielt werden kann. Das Maß der potenziellen Gesichtseinsparung ist für jede Bauteilgeometrie einzeln zu betrachten.



$\Delta\varphi \rightarrow$  Gewichtseinsparungspotenzial

**Abbildung 81:** Auslastungsgrad an der kritischen Stelle in Abhängigkeit des Öffnungswinkels

Beim Design Freeze wurde ein Öffnungswinkel von  $15^\circ$  um auf der konservativen Seite zu bleiben (vgl. **Abbildung 82**). Durch den Werkstoffwechsel von EN-GJS-400 18LT auf EN-GJS-500-14 und der Optimierung des Öffnungswinkels konnte eine Gewichtseinsparung von  $14,2\% \cong 235\text{ kg}$  erreicht werden. Hervorgehoben werden muss, dass sich die Gewichtseinsparung auf die ganze DMST bezieht, während der Optimierungsbereich (Ohr der DMST) stark begrenzt war.



**Abbildung 82:** Gewichtsersparnis zwischen ursprünglichem (links) und gewähltem (rechts) Öffnungswinkel

Die Optimierung der DMST mit dem Optimierungs- und Auslegungskonzept aus LeKoGussWEA wurde auf der InCeight Casting C8 Konferenz in Darmstadt am 7. März 2023 vorgestellt und peer-reviewed im Tagungsband publiziert:

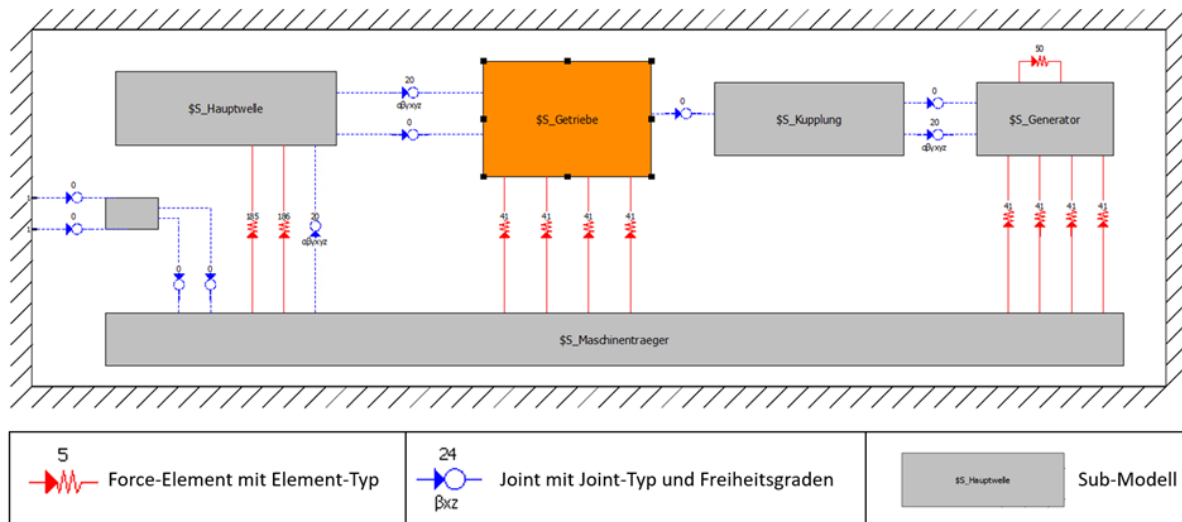
**Titel:** An Interdisciplinary Approach to Local Strength Assessment of Cast Iron Components to Exploit Unused Component Potential

**Autoren:** Weber, Felix; Züch, Vitali; Gebhardt, Nils Christian; Bezold, Alexander; Broeckmann, Christoph; Bosse, Dennis; Jacobs, Georg; Gurevich, Vitalii; Bodenbug, Mathias

**Verlag:** Fraunhofer Verlag (2023), Beitrag zu einem Tagungsband [2nd Congress for Intelligent Combining of Design, Casting, Computer Simulation, Checking and Cyclic Behaviour for Efficient Cast Components, InCeight2023, 2023-03-06 - 2023-03-08, Darmstadt, Germany] DOI: 10.24406/PUBLICA-1036

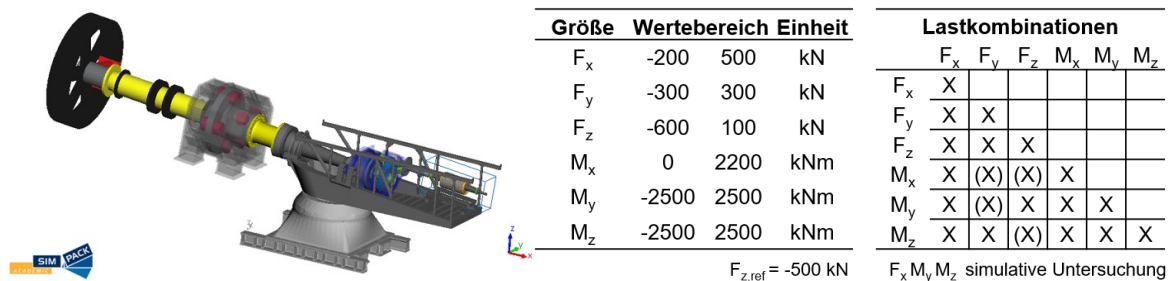
### **Bewertung des Systemeinflussverhaltens der optimierten Drehmomentstütze (C16)**

Neben dem Festigkeitsnachweis wurde eine Bewertung des Systemeinflussverhaltens der optimierten Drehmomentstütze durchgeführt, weil die reduzierte Steifigkeit der optimierten Drehmomentstütze zu höheren Verlagerungen des Triebstranges insbesondere an der Kupplung zwischen Getriebe und Generator führen kann. (**Abbildung 59**, Schritt 5). Diese Untersuchung war erforderlich, um einen sicheren Betrieb der FVA-Gondel nach dem Umbau auf die optimierte DMST sicherzustellen. Dazu konnte mithilfe des FE-Modells mit der Modellierungstiefe M4 die erforderliche modale Reduktion des Getriebegehäuses mit der optimierten Drehmomentstütze durchgeführt und im Sub-Modell des Getriebes im MKS-Modell ausgetauscht werden. **Abbildung 83** zeigt die Einbettung des Sub-Modells des Getriebes in das Gesamtmodell.



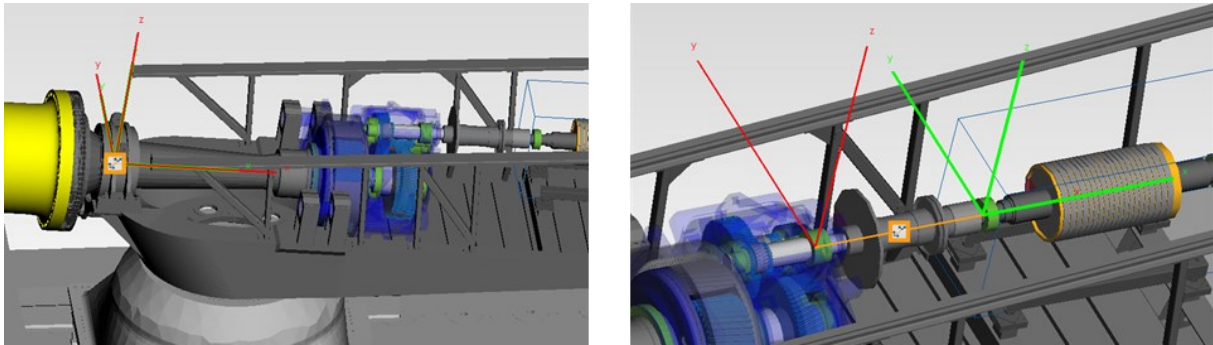
**Abbildung 83:** Schematische Darstellung der-Topografie des MKS-Modells, (orange: Sub-Modell Getriebe)

In **Abbildung 84** ist das MKS-Modell der FVA Gondel und der Versuchsplan dargestellt, welche für die Bewertung des Systemeinflusses vorgesehen sind. Für jede Lastkombination wird eine quasi-statische Systemantwort ermittelt, welche für die optimierte und nicht optimierte Geometrie gegenübergestellt werden. Als für das Systemeinflussverhalten relevante Größen im MKS-Modell werden die Verlagerungen des Getriebes relativ zum Maschinenträger, die Verschiebungen an der Kupplung zwischen Getriebe und Generator und die Lagerlasten der Planetenträgerlagerung betrachtet.



**Abbildung 84:** MKS-Modell der FVA Gondel und der Versuchsplanung zur Bewertung des Systemeinflusses

Die relevanten Größen zur Betrachtung des Systemeinflusses stellen die Verkippung des Hauptlagers sowie die Verschiebung an der Kupplung zwischen Getriebe und Generator dar. Diese Größen werden am stärksten durch die zusätzlich auftretenden Verformungen der DMST mit reduzierter Steifigkeit beeinflusst. Beide Koordinatensysteme wurden in x-Richtung mit der Hauptrotationsachse des Triebstrangs orientiert (vgl. **Abbildung 85**).



**Abbildung 85:** Koordinatensysteme der betrachteten Größen, Hauptlager des Triebstrangs (links), getriebe- und generatorseitige Kupplungsschnittstelle (rechts)

Zur Untersuchung des Einflusses wurden die Kennfelder  $M_x$  und  $M_y$ ,  $M_z$  über den in Tabelle 13 definierten Wertebereichen simuliert. Das Modell wurde durchgehend mit der Querkraft  $F_{z,ref} = -500$  kN und dem Biegemoment  $M_{y,ref} = -500$  kNm, resultierend aus dem Rotoreigengewicht, belastet. Zudem wurde das Nenndrehmoment  $M_{x,ref} = 1650$  kNm aufgeprägt. Mit diesen zusätzlichen Referenzlasten wurde untersucht, ob im Nennbetrieb durch Verwendung der optimierten DMST, bestehende Grenzen der Kupplung oder Hauptlagerverkippung erreicht oder sogar überschritten werden.

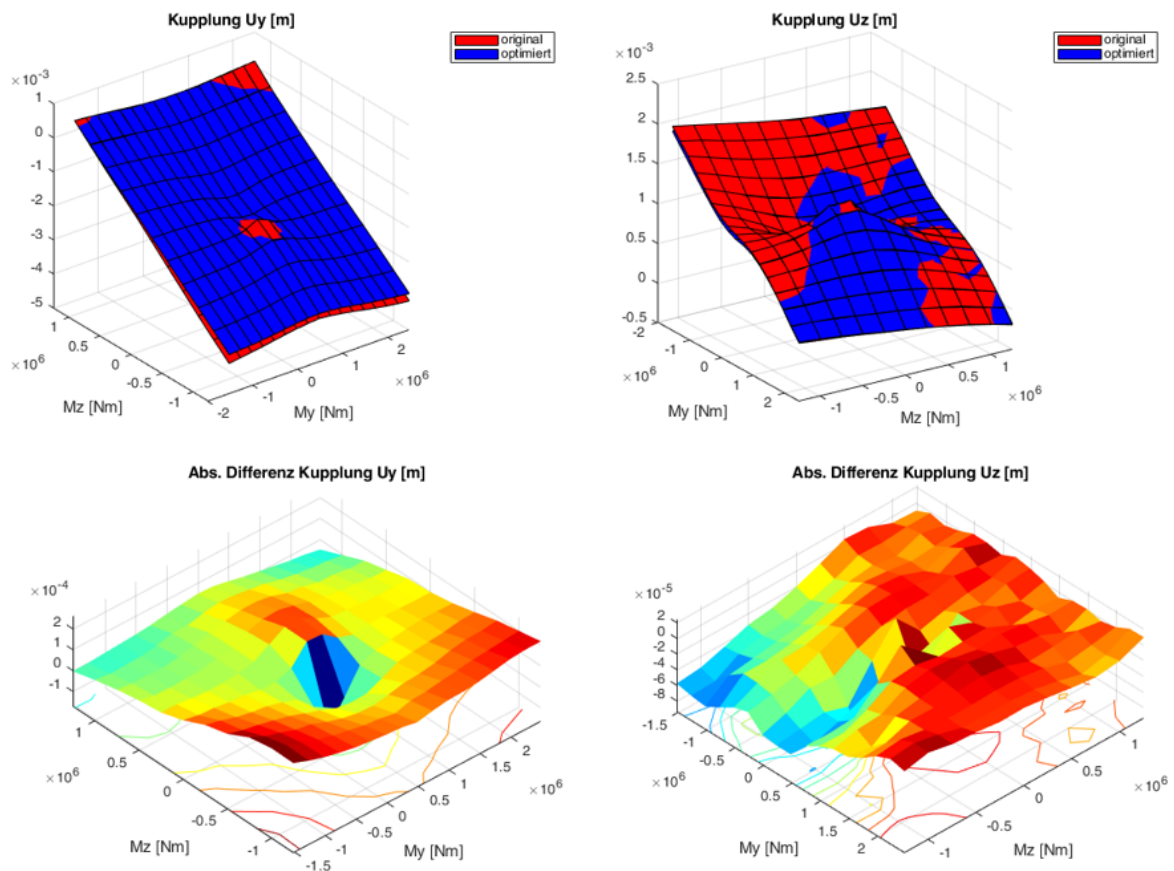
**Tabelle 13:** Extremlastbereich der FVA-Gondel mit untersuchten Inkrementgrößen

Last	Wertebereich		Inkrement	Einheit
	Min	Max		
$F_y$	-600	400	200	kN
$F_z$	-200	200	50	kN
$M_x$	0	1650	165	kNm
$M_y$	-2000	1500	250	kNm
$M_z$	-1250	1250	250	kNm

**Abbildung 86** zeigt in der oberen Hälfte den zu kompensierenden Versatz der Kupplung in y- und z-Richtung für das Systemmodell mit der originalen und optimierten DMST. Erkennbar ist die Unabhängigkeit der Getriebeverschiebung an der Kupplung in y-Richtung von  $M_y$  und äquivalent die weitgehend unabhängige Verschiebung in z-Richtung von  $M_z$ . Aufgrund der Referenzlast  $F_{z,ref}$ ,  $M_{y,ref}$ , und  $M_{x,ref}$  liegen die Nullpunkte nicht bei  $M_y, M_z = 0$  kNm. Der maximal zu kompensierende Versatz an der Kupplung, als Betrag aus den Verschiebungen in y- und z-Richtung unter maximal negativem  $M_y$  &  $M_z$  Biegemoment und  $M_{x,ref}$ , beträgt 4,57 mm und ist im zulässigen Bereich der Kupplung (max. 8 mm). In der zweiten Reihe der **Abbildung 86** ist die Differenz des Versatzes zwischen den beiden Versionen zu entnehmen. Die maximale Differenz zwischen der originalen und der optimierten DMST beträgt 0,26 mm oder 6,3 % in y-Richtung. Die gemittelte Abweichung über alle Messpunkte liegt bei 1,26 %.

Eine zusätzliche Auswertung für die Verkippungen des Hauptlagers um die y- und z-Achse zeigt eine maximale Differenz der Verkippung zwischen der originalen und der optimierten DMS von 0,002° oder 1,7 %. Aufgrund der geringen Auswirkung kann der Einfluss der optimierten DMST auf das Hauptlager vernachlässigt werden. Insgesamt zeigt die MKS keine

signifikante Differenz zwischen dem Systemverhalten der originalen und der optimierten Drehmomentstütze. Somit konnte die optimierte Geometrie der DMST in den Triebstrang integriert werden.



**Abbildung 86:** Getriebeverschiebungen an der Kupplung zwischen Getriebe und Generator für das Kennfeld My, Mz

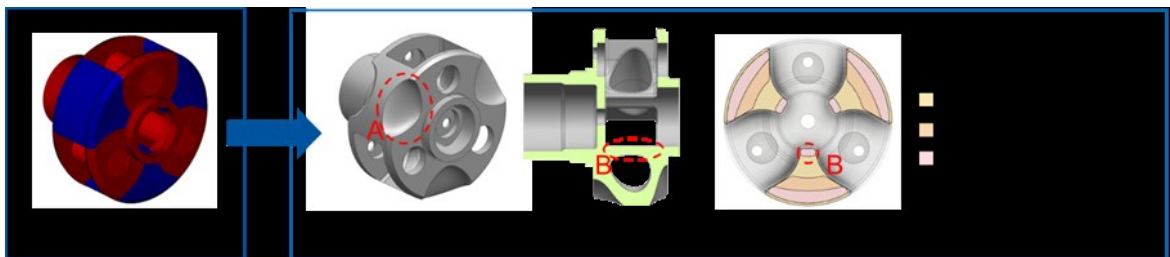
## AP C18, C19, C21, C22: Optimierung und Skalierung des Planetenträgers

### Topologieoptimierung

Die Optimierung des Planetenträgers findet ebenso wie die Optimierung der Drehmomentstütze am FEM-Modell der Baugruppe statt. So ist eine möglichst realitätsnahe Lagerung sowie Lasteinleitung gewährleistet (siehe AP C3). Als Design Space wird der gesamte Stegbereich zwischen den Planetenbolzen festgelegt (siehe **Abbildung 87**). Eine Optimierungsrandbedingung stellt die 120°-Symmetrie dar. Zu beachten ist, dass der Design Space ein größeres Volumen als die Ausgangsgeometrie annimmt, um der Topologieoptimierung eine möglichst große Gestaltungsfreiheit zu gewähren. Als Non-Design Space ist die direkte Umgebung der Planetenbolzen als auch der Anschlussflansch der Rotorhohlwelle sowie der Lagerflansch des Planetenträgers definiert.

Zwei Lastfälle dominieren die Gestalt des Planetenträgers. Hauptbelastung stellt das Torsionsmoment dar, welches über die Pressverbindung mit der Rotorhohlwelle eingeleitet und im Hohlrad aufgenommen wird. Der Torsionsfluss läuft folglich durch den rotorseitigen Teil des Planetenträgers (Flanschbereich) direkt in die Bolzen. Der Design Space ist von diesem

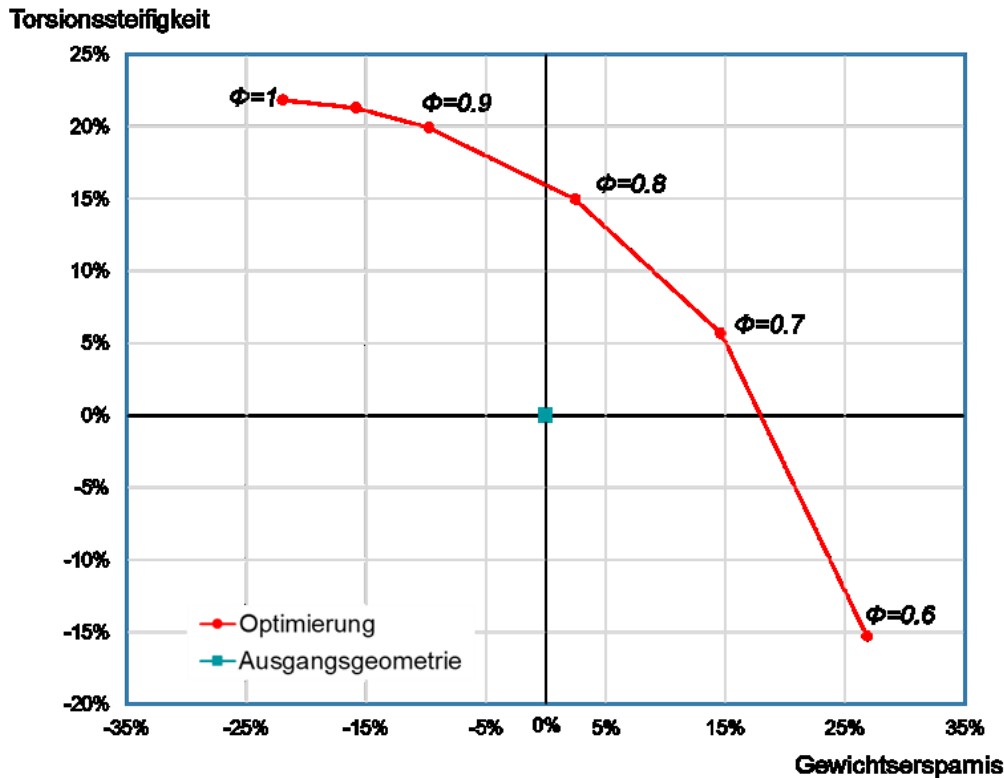
Torsionsmoment nur teilweise betroffen. Für diesen Fall ergibt sich daher ein Leichtbaupotential in diesem Bereich (siehe **Abbildung 87**, Bereich A). Neben der Torsion stellt die Biegung um die y- und z-Achse einen weiteren wichtigen Lastfall für den Planetenträger dar. Die Lagerung der FVA Gondel sieht vor, dass Hubkräfte über die Lagerung des Planetenträgers aufgenommen werden. Diese Aufgabe übernehmen zwei Wälzlager. Der Fluss des Biegemoments wird ebenfalls durch den Pressverband am rotorseitigen Flansch eingeleitet und fließt bis zum getriebeseitigen Wälzlager. Die Stegbereiche des Planetenträgers stellen eine Membran dar und sind ebenfalls auf Biegung beansprucht. Eine weitaus effizientere Methode zur Übertragung des Biegemoments, ist eine Kombination aus Stäben, die jeweils auf Zug beziehungsweise Druck belastet (siehe **Abbildung 87**, Bereich B) werden. Wird das Biegemoment so übertragen, kann die Wandstärke im Membranteil derart reduziert werden, dass das Zusatzgewicht der Stäbe kompensiert wird. Das Leichtbaupotential steigt.



**Abbildung 87:** Gestaltoptimierung des Planetenträgers

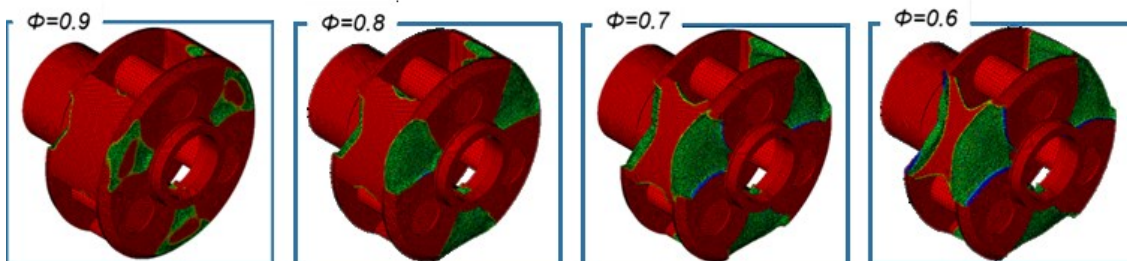
Im Folgenden wird lediglich die Optimierung hinsichtlich der Torsionslast untersucht, da diese in der experimentellen Bauteiluntersuchung dominierend ist. Rücksprachen mit der Industrie haben ergeben, dass die Torsionssteifigkeit im Getriebestrang eine sehr wichtige Nebenbedingung bei der Gewichtoptimierung einnimmt. Eine starke Reduktion der Torsionssteifigkeit aufgrund verringerter Wandstärke ist nicht hinnehmbar. Die hieraus resultierende Bolzenverkipfung schädigt Lager und Verzahnungen und hat große Auswirkung auf das Systemverhalten (siehe AP C3). Um die Abhängigkeit von Bauteilgewicht und Torsionssteifigkeit zu bestimmen, wird eine Parameterstudie über einen Zielbereich der Dichtefunktion  $\varphi$ , welche das Verhältnis von Zielvolumen zu Ausgangsvolumen angibt, und der resultierenden Torsionssteifigkeit durchgeführt.

Wie zuvor beschrieben startet die Optimierung mit einem Design Space, der ein wesentlich größeres Volumen als die Ausgangsgeometrie einnimmt. Das resultierende Bauteilgewicht für  $\varphi = 1$  ist dementsprechend ca. 22% größer. Im gleichen Maße steigt die Torsionssteifigkeit an. **Abbildung 88** zeigt die Torsionssteifigkeit der optimierten Geometrie gegenüber der Ausgangsgeometrie über der Gewichtsersparnis des Bauteils. Die Dichtewerte zwischen  $\varphi = 1$  und  $\varphi = 0,6$  sind hervorgehoben. Der Schnittpunkt der Kurve mit der y-Achse repräsentiert ein Design, bei dem eine Erhöhung der Torsionssteifigkeit um 16% bei gleichem Gewicht wie bei der Ausgangsgeometrie erreicht wird. Der Schnittpunkt mit der x-Achse entspricht dem Design mit 18% Gewichtsersparnis bei konstanter Torsionssteifigkeit.



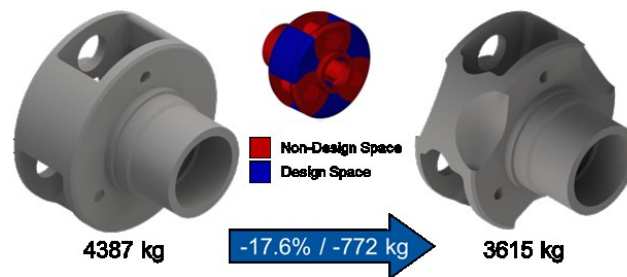
**Abbildung 88:** Änderung der Torsionssteifigkeit über der Gewichtersparnis für den Planetenträger

In **Abbildung 89** ist die Auswirkung der Dichtefunktion  $\phi$  auf die Gestalt des Planetenträgers dargestellt. Deutlich ist die Ausbildung einer Einkerbung im wenig belasteten Teil des Steges zu erkennen.



**Abbildung 89:** Auswirkung der Dichtefunktion auf die Gestalt des Planetenträgers

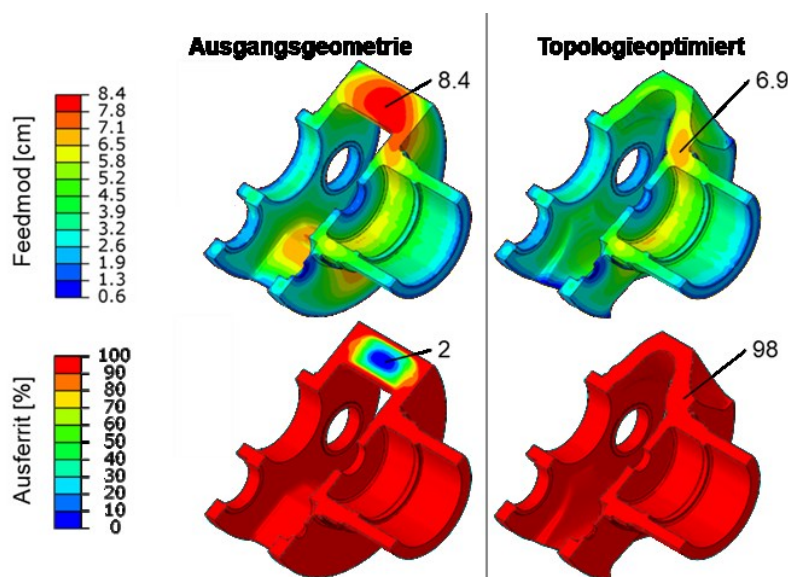
Aufgrund der signifikanten Bedeutung der Torsionssteifigkeit des Planetenträgers wurde basierend auf den Ergebnissen der Parameterstudie der Zielbereich der Dichtefunktion  $\phi$  so gewählt, dass eine identische Torsionssteifigkeit zum originalen Planetenträger resultiert. Die nach dem Redesign resultierende Geometrie ist in **Abbildung 90** dargestellt. Mit der resultierenden Geometrie nach dem Redesign und dem Werkstoffwechsel von EN-GJS-700-4 auf EN-GJS-1050-6 konnte eine Gewichtsreduktion von 17,6 %  $\pm$  772 kg bei gleicher Torsionssteifigkeit erreicht werden.



**Abbildung 90:** Darstellung des originalen (links) und optimierten (rechts) Planetenträgers

### Festigkeitsnachweis

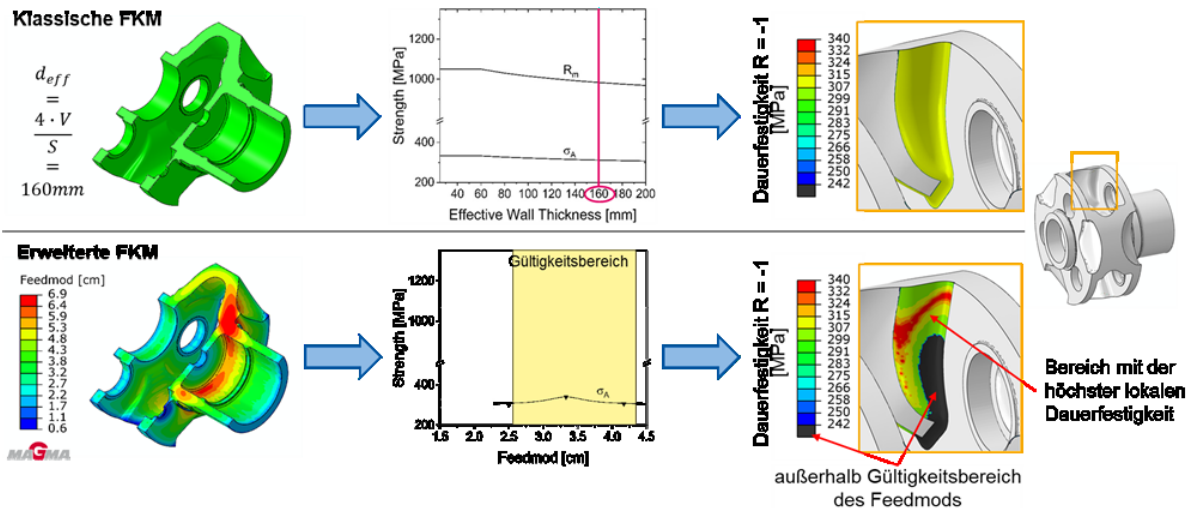
Nach der Optimierung hinsichtlich gleichbleibender Torsionssteifigkeit erfolgte zusätzlich zu dem Festigkeitsnachweis eine Untersuchung des Planetenträgers im Hinblick auf seine Gefügeeigenschaften mittels Gussimulation. Da die Eigenschaften des verwendeten Werkstoffs ADI sowohl vom Ausgangsmaterial als auch von der Wärmebehandlung abhängen, wird die Schmelze so beeinflusst, dass sich das ADI-Gefüge in den kritischen Bauteilbereichen zuverlässig einstellt. Zur Bewertung der Bauteiloptimierung in Bezug auf den Gießprozess wurden daher die Feedmod-Verteilung und der Phasenanteil von Ausferrit nach der Wärmebehandlung analysiert. **Abbildung 91** zeigt, dass die Streuung der Feedmods durch eine Reduzierung des maximalen Feedmods von 8,4 cm auf 6,9 cm deutlich verringert werden konnte. Diese Reduktion des Feedmod-Bereichs ermöglicht eine bessere Einstellung der Schmelze (insbesondere im Hinblick auf Härtebildner und andere Legierungselemente). Aufgrund der resultierenden homogeneren Wanddickenverteilung war es möglich, den Ausferrit-Anteil nach der Wärmebehandlung von 2 % auf 98 % zu erhöhen, was wiederum zu höheren Werkstofffestigkeiten führt. Somit konnte gezeigt werden, dass die optimierte Geometrie gusstechnisch herstellbar ist und die Topologieoptimierung neben der Gewichtsreduktion auch die lokale Materialqualität für austemperierten Sphäroguss im Bauteil erhöhen kann.



**Abbildung 91:** Feedmod- und Ausferrit-Verteilung am originalen (links) und optimierten (rechts) Planetenträger

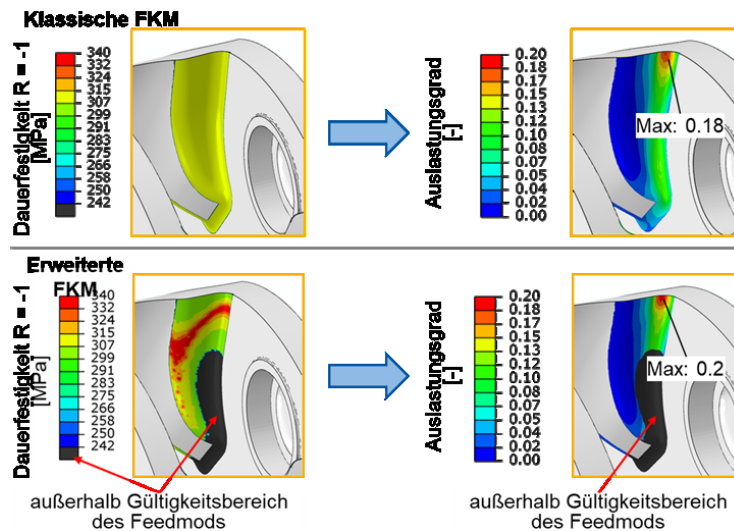
In Anbetracht der komplexen Geometrieanspassungen (mehr bzw. verschobene potentiell

kritische Kerben), steigt die Bedeutung der lokalen Materialeigenschaften für den Festigkeitsnachweis. Diese wurden analog zur Drehmomentstütze mithilfe von Festigkeitskurven der Zug- und Dauerfestigkeit in Abhängigkeit des Feedmods (aus der mikromechanischen Analyse) berücksichtigt. In **Abbildung 92** werden die Dauerfestigkeiten in der durch die Topologieoptimierung beeinflussten kritischen Kerbe des Planetenträgers zwischen klassischer und erweiterter FKM verglichen. Es ist zu erkennen, dass der Bereich mit der höchsten lokalen Dauerfestigkeit einen Unterschied von 8,3 % zur klassischen FKM aufweist.



**Abbildung 92:** Vergleich der lokale Dauerfestigkeiten der klassischen (links) und erweiterten (rechts) FKM am Planetenträger

Basierend auf den Festigkeiten werden die lokalen zyklischen Auslastungen berechnet (vgl. **Abbildung 93**). Für beide Nachweisansätze ist die Auslastung unter 20 %. Die Auslastung unterscheidet sich kaum, da die aus der lokalen Betrachtung resultierenden 8,3 % höhere Festigkeit, außerhalb des am stärksten belasteten Bereichs des Bauteils liegt. Dieses Potenzial blieb also unberührt, weil die Auslastung weit unterhalb der zulässigen 100 % liegt. Die geringe Auslastung der Komponente ist auf die Optimierungsanforderungen (minimale Bolzenverlagerung) des Planetenträgers zurückzuführen. Aufgrund der hohen Festigkeit des ADI-Werkstoffs, spielt der Festigkeitsnachweis im Vergleich zur geforderten Torsionssteifigkeit eine untergeordnete Rolle. Dennoch kann diese Methode auf andere Gussbauteile mit großem Querschnitt angewendet werden, bei denen die Berücksichtigung lokaler Materialeigenschaften während der Festigkeitsbewertung für die Bauteilkonstruktion von Vorteil sein kann. So könnte zum Beispiel im Falle einer untergeordneten Torsionssteifigkeit des Planetenträgers, die um 8,3 % unterschätzte Dauerfestigkeit, in einer Gewichtsreduktion oder höherer Leistungsdichte des Planetenträgers resultieren.



**Abbildung 93:** Vergleich der lokalen Auslastungsgrade der klassischen (oben) und erweiterten (unten) FKM am Planetenträger

### Entwicklung der Skalierungsmethode

Bei der Entwicklung der Skalierungskennwerte und einer Skalierungsmethode wurden zunächst alle wichtigen Randbedingungen zusammengetragen und ausgewertet. Diese unterteilen sich in technische und werkstoffseitige Randbedingungen. Zu den technischen Randbedingungen zählen die Eigenschaften des Prüfstands. Da die Erprobung des skalierten Planetenträgers an einem Komponentenprüfstand des CWDs stattfindet, sind die Skalierungskennwerte direkt vom Komponentenprüfstand abhängig. Das maximale Drehmoment und der maximal zulässige Durchmesser des Prüflings sind die wichtigsten technischen Randbedingungen des Prüfstands (vgl. **Abbildung 99**). Die werkstoffseitige Randbedingung bezieht sich auf die Beanspruchung des Werkstoffes, welche eine Aussage über die Betriebslebensdauer eines Bauteiles ermöglicht. Bei der Skalierung soll sichergestellt werden, dass die Beanspruchung des Werkstoffes für den skalierten und den originalen Planetenträger konstant und dadurch miteinander vergleichbar sind.

**Tabelle 14:** Eigenschaften des Komponentenprüfstands

Drehwinkel	$\pm 14^\circ$
Drehmoment	$\pm 125$ kNm
Dynamik (Stahllamelle)	50 Hz
Maximaler Durchmesser des Prüflings	1,4 m

Die von außen einwirkenden Belastungen auf das Bauteil können mithilfe des Ähnlichkeitsgesetzes so skaliert werden, dass die daraus resultierenden Spannungen im Bauteil gleichbleiben. Die Bauteilfestigkeit, welche sich aus den Werkstoff- und den Konstruktionskennwerten zusammensetzt, ist von der Bauteilgröße abhängig und wird beim Skalieren beeinflusst und kann nicht ohne Weiteres skaliert werden. Zusätzlich sind die Werkstoffkennwerte vom Herstellungsprozess abhängig. Die Anwendbarkeit des Ähnlichkeitsgesetzes zur Entwicklung der Skalierungskennwerte und die Auswirkung der Skalierung auf die Bauteilfestigkeit wird im nachfolgenden Abschnitt dargestellt.

### Entwicklung von Skalierungskennwerten nach dem Ähnlichkeitsgesetz

Zur Ableitung der Skalierungskennwerte kommen Ähnlichkeitsgesetze aus dem Stand der Technik zum Einsatz, welche anhand physikalischer Gesetzmäßigkeiten die Eigenschaften von ähnlichen Produkten beschreiben. Die Ähnlichkeit der Produkte wird über Stufensprünge  $\varphi$  beschrieben [22]. Da die Beanspruchung des Werkstoffes beim skalierten Planetenträger gleichbleiben soll, kann die statische Ähnlichkeit angewendet werden. Dabei werden die Spannungen aus äußeren Lasten im Bauteil für alle Baugrößen konstant gehalten:  $\varphi_\sigma = 1$ . Daraus resultiert für den Stufensprung der Länge  $\varphi_L$  und den Stufensprung der äußeren statischen Kraft  $\varphi_{F_S}$  folgende konstante Beziehung (Index 0 Grundentwurf, Index 1 Folgeentwurf):

$$\varphi_{F_S} = \frac{F_{S1}}{F_{S0}} = \varphi_L^2.$$

Die dynamische Ähnlichkeit kann in diesem Fall vernachlässigt werden, weil die dynamischen Kräfte (Fliehkraft) aufgrund der niedrigen Geschwindigkeit des Planetenträgers vernachlässigbar klein und auf dem Prüfstand keine vollen Umdrehungen möglich sind. Weitere Zusammenhänge der technisch relevanten Parameter für die Skalierung des Planetenträgers in geometrischer Abhängigkeit mit dem Stufensprung der Länge  $\varphi_L$  sind in Tabelle 15 zusammengetragen.

**Tabelle 15:** Technische Parameter in geometrischer Abhängigkeit mit dem Stufensprung der Länge  $\varphi_L$  [22]

Dehnungen $\varepsilon$ , Spannungen $\sigma$ , Flächenpressung $\rho$	$\varphi_L^0 = 1 = \text{konstant}$
Kräfte $F_S$ , Leistungen $P$	$\varphi_L^2$
Drehmomente $M_t$ , Widerstandsmomente $W, W_t$	$\varphi_L^3$

Für die Ähnlichkeitsgesetze gelten Grenzen, welche unterschiedliche Auswirkungen auf die Anforderungen an die Skalierungskennwerte haben und sich nicht vermeiden lassen. Die Geometrie des Planetenträgers und die äußeren Belastungen lassen sich so weit skalieren, dass die Spannungen bei allen Baugrößen gleichbleiben. Dieser Zusammenhang gilt nicht für

Spannungen aus den Eigengewichtkräften, weil das Gewicht mit der dritten Potenz der Abmessungen wächst und nicht wie die äußeren Kräfte mit der zweiten Potenz. Da das Eigengewicht des originalen Planetenträgers bei der Beanspruchung eine vernachlässigbare Rolle spielt und hier eine Verkleinerung der Geometrie angestrebt wird, kann das Eigengewicht vernachlässigt werden. Der Einfluss auf die Werkstoff-Festigkeiten kann nicht vernachlässigt werden, da diese mit steigender Baugröße abnehmen und die Grenzwerte der Werkstoffe nicht voll ausgenutzt werden können.

Für die Skalierung des Planetenträgers wurden folgende drei Stufensprünge näher betrachtet:

$$\varphi_{L_1} = \frac{1}{2}, \varphi_{L_2} = \frac{1}{3} \text{ und } \varphi_{L_3} = \frac{1}{5}.$$

Unter Berücksichtigung der geometrischen Abhängigkeit gilt für das Drehmoment  $M_{T_i} \sim \varphi_{L_i}^3$ . Anhand der Ähnlichkeitsgesetze und der gewählten Stufensprünge, ergeben sich die geometrischen Parameter (vgl. **Tabelle 16**) und technischen Größen der Modelle wie in Abbildung 94 dargestellt. In Bezug auf die technischen Randbedingungen des Komponentenprüfstandes, passt die Geometrie aller Stufensprünge in den gegebenen Bauraum. Das Model mit dem Stufensprung  $\varphi_L = \frac{1}{2}$  überschreitet das maximale Drehmoment des Prüfstands  $M_T = 125 \text{ kNm}$ , weshalb eine Skalierung um diesen Wert nicht zulässig wird.

**Tabelle 16:** Geometrische Parameter und technische Größen des Planetenträgers

Stufensprung $\varphi_L$	Original (1:1)	1/2 (1:2)	1/3 (1:3)	1/5 (1:5)
Wellendurchmesser außen [mm] (A)	750	375	250	150
Wellendurchmesser innen [mm] (B)	600	300	200	120
Außendurchmesser Träger [mm] (C)	1550	775	517	310
Gesamtlänge [mm] (D)	1369	685	456	274
Länge Planetenbolzen [mm] (E)	649	325	216	130
Wandstärke [mm] (G)	99	50	33	20
Wandstärke [mm] (H)	86	43	29	17
Wandstärke Versteifung [mm] (K)	238	119	79	48
Drehmoment [kNm]	1650 <sup>*)</sup>	206	61	13

<sup>\*)</sup> Nenndrehmoment der FVA-Forschungsgondel

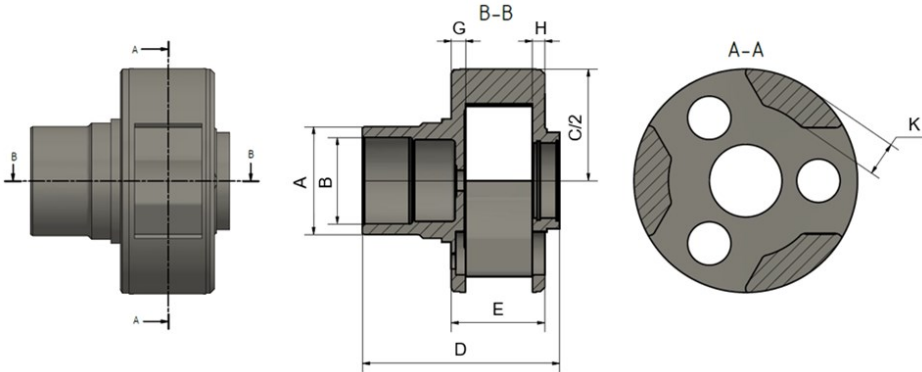
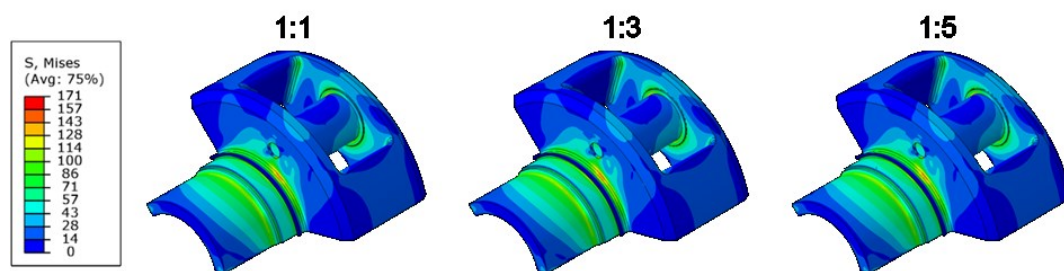


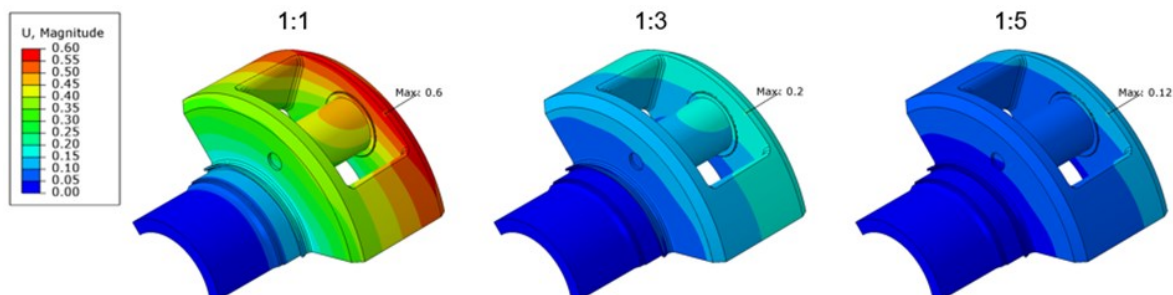
Abbildung 94: Geometrische Parameter des Planetenträgers

### Überprüfung der Skalierungskennwerte nach dem Ähnlichkeitsgesetz mit FEM

Zur Validierung der Skalierungskennwerte nach den Ähnlichkeitsgesetzen wurden FE-Modelle für die Stufensprünge  $\varphi_L = \frac{1}{3}$  und  $\varphi_L = \frac{1}{5}$  erstellt und mit dem originalen Planetenträger  $\varphi_L = \frac{1}{1}$  verglichen. In Abbildung 95 sind die von Mises-Spannungen für das jeweilige an der Welle (A) angreifende Drehmoment in den Modellen dargestellt. Durch die Skalierung nach dem Ähnlichkeitsgesetz bleiben die Spannungen in den Modellen, wie vorhergesagt, über die Stufensprünge konstant. Die Verschiebung des Planetenträgers aus Abbildung 96 verhalten sich ebenfalls, wie in Tabelle 15 dargestellt, proportional zum Skalierungswert. Die Ergebnisse bestätigen somit die Annahme, die von außen einwirkenden Belastungen auf das Bauteil skalieren zu können, damit die daraus resultierenden Spannungen gleichbleiben.



**Abbildung 95:** von Mises-Spannungen [MPa] in Abhängigkeit der der Stufensprünge 1:1, 1:3 und 1:5



**Abbildung 96:** Verschiebung [mm] des Planetenträgers in Abhängigkeit der Stufensprünge 1:1, 1:3 und 1:5

### Einfluss der Skalierung auf die Bauteilfestigkeit Konstruktionskennwerte nach FKM

Der Einfluss der Skalierung auf die Bauteilfestigkeit des Planetenträgers lässt sich anhand der Kennwerte für den Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie, nach der auch der Planetenträger ausgelegt wird, beschreiben. Verschiedene Einflüsse des Bauteiles auf den Festigkeitsnachweis, wie z.B. Kerbwirkungen oder Oberflächeneigenschaften, werden durch diese Kennwerte berücksichtigt. Alle Kennwerte haben entweder einen steigernden oder mindernden Einfluss auf die Bauteilfestigkeit. Nachfolgend werden nur die Kennwerte beschrieben, die im direkten Zusammenhang mit der Skalierung stehen und deren Veränderung nicht vermieden werden kann.

### Technologischer Größenfaktor $K_d$

Der technologische Größenfaktor  $K_d$  berücksichtigt die abnehmenden Werkstofffestigkeiten mit zunehmender Größe des Bauteils (z.B. aufgrund erhöhter Wahrscheinlichkeit von Fehlstellen, wie z.B. Lunker). Die in der FKM-Richtlinie zur Verfügung gestellten Werkstoffkennwerte werden mit genormten Rundstabproben ermittelt, welche verglichen mit der Geometrie des Bauteiles klein sein können. Der Einfluss auf die Werkstoffkennwerte ist in der Richtlinie mit Formeln eindeutig beschrieben. Beispielhaft ist hier der Größenfaktor  $K_{d,p}$  für die Streckgrenze gezeigt [23]:

$$K_{d,p} = \frac{1 - 0,7686 \cdot a_{d,p} \cdot \lg\left(\frac{d_{eff}}{7,5mm}\right)}{1 - 0,7686 \cdot a_{d,p} \cdot \lg\left(\frac{d_{eff,N,p}}{7,5mm}\right)}$$

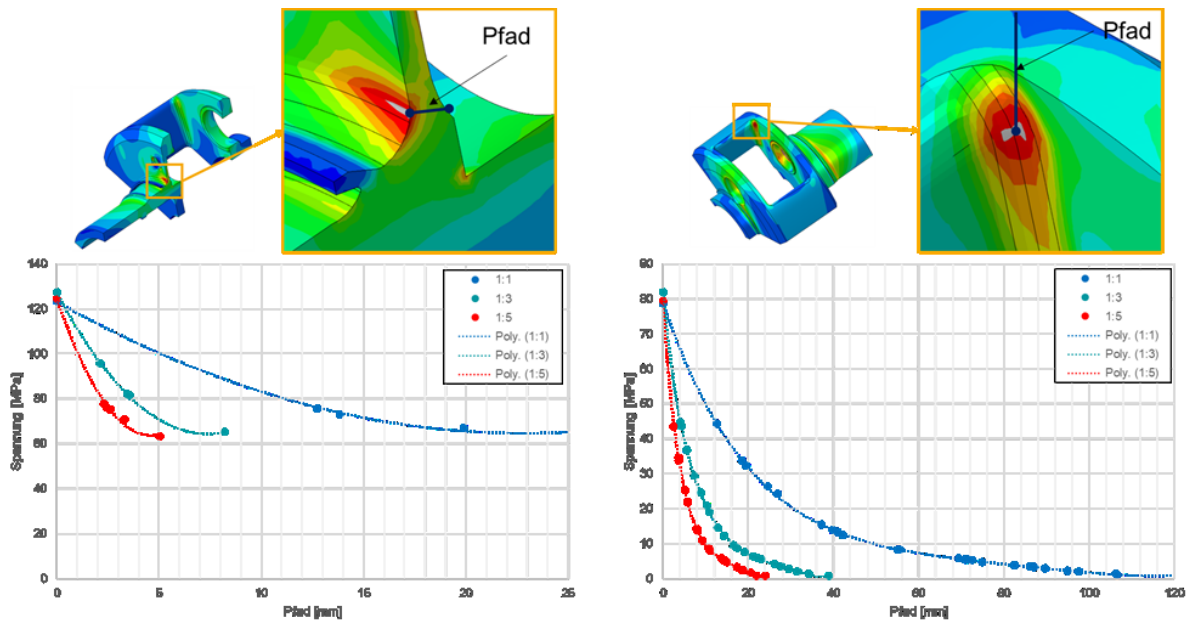
Der Faktor berücksichtigt die empirische Materialkonstante  $a_{d,p}$  sowie einen Normwert des effektiven Durchmessers  $d_{eff,N,p}$ , für welchen die Normwerte der Werkstoffkennwerte experimentell bestimmt werden. Da der technologische Größenfaktor zudem vom effektiven Durchmesser  $d_{eff}$  des Bauteils abhängig ist, der wiederum durch die geometrische Abhängigkeit mit dem Stufensprung der Länge  $\varphi_L$  definiert wird, besteht ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den skalierten Bauteilen.

### Konstruktionsfaktor $K_{WK,\sigma}$

Der Konstruktionsfaktor  $K_{WK,\sigma}$  setzt sich aus festigkeitsbeeinflussenden Faktoren, wie dem Rauheitsfaktor, dem Randschichtfaktor, dem Schutzschichtfaktor, der Kerbwirkungszahl und der Stützzahl zusammen. Die meisten Faktoren, bis auf die Stützzahl nach Stieler  $n_\sigma$ , können bei der Skalierung unverändert bleiben und werden deshalb nicht weiter erläutert. Die Stützzahl nach Stieler  $n_\sigma$ , welche die Stützwirkung in den Kerben beschreibt, wird aus dem Spannungsgradienten  $G_\sigma$  ermittelt.

$$G_\sigma = \frac{1}{\sigma_{Peak}} \cdot \frac{\Delta\sigma}{\Delta s}$$

$\sigma_{Peak}$  beschreibt die maximale Spannung in der Kerbe,  $\Delta\sigma$  die Differenz zwischen zwei Spannungspunkten und  $\Delta s$  den Abstand zwischen den Spannungspunkten. Mithilfe des Spannungsgradienten  $G_\sigma$  kann die Stützzahl nach Stieler  $n_\sigma$  mit einem fest definierten Formelwerk berechnet werden [23]. Um den Einfluss der Skalierung auf den Spannungsgradient  $G_\sigma$  zu verdeutlichen, wurden in den FE-Modellen mit den Stufensprüngen  $\varphi_L = \frac{1}{1}$ ,  $\varphi_L = \frac{1}{3}$  und  $\varphi_L = \frac{1}{5}$  die Spannungen in zwei Kerben untersucht. Der Verlauf der Spannungen in den jeweiligen Kerben ist in **Abbildung 97** dargestellt.



**Abbildung 97:** Spannungen über den Pfad zur Ermittlung der Spannungsgradienten für Kerbe 1 (links) und Kerbe 2 (rechts)

Die resultierenden Spannungsgradienten sind in **Tabelle 17** dargestellt.

**Tabelle 17:** Spannungsgradienten

Stufensprung $\varphi_L$	1/1	1/3	1/5
$G_{\sigma \text{ Kerbe } 1} [1/\text{mm}]$	0,04	0,13	0,21
$G_{\sigma \text{ Kerbe } 2} [1/\text{mm}]$	0,04	0,15	0,24

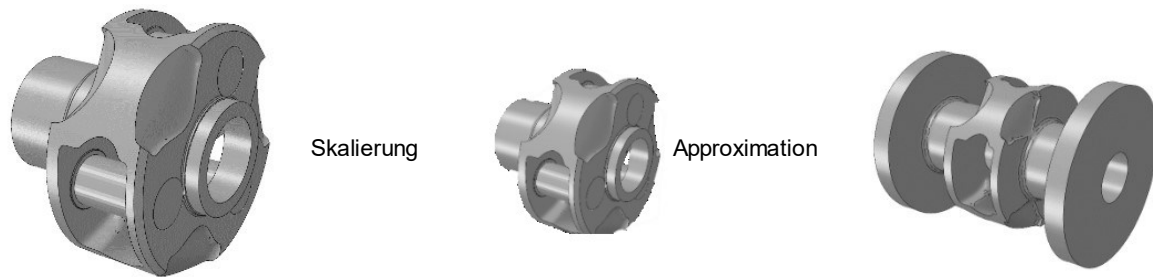
Bei der Stützzahl nach Stieler  $n_{\sigma}$  und dem technologischen Größenfaktor  $K_d$  besteht ein eindeutig definierter, direkter Zusammenhang zwischen den skalierten Bauteilen, sodass der Einfluss der Skalierung auf die Bauteilfestigkeit gut beschrieben werden kann.

### Einfluss des Herstellungsprozesses

In enger Zusammenarbeit mit den Gießereien wurde festgestellt, dass bei einer Skalierung des Planetenträgers auf die Größe 1:3, die Werkstoffkennwerte beim Abguss und der nachträglichen Wärmebehandlung vergleichbar eingestellt werden können. Die Materialzusammensetzung wird so gewählt, dass an den kritischen Stellen das Gefüge wie in der originalen Größe erzeugt wird. Eine Skalierung auf die Größe 1:5 wäre dafür zu klein.

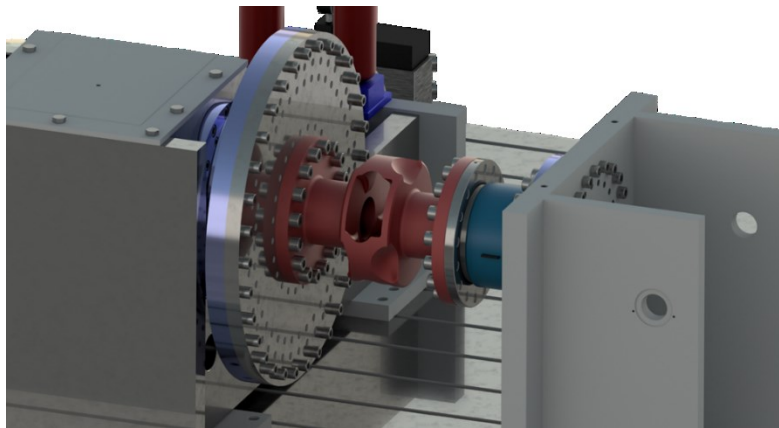
### Skalierung und Approximation der optimierten Planetenträgergeometrie

Im Anschluss an die Optimierung des Planetenträgers wurde eine Skalierung desselben auf die Größe 1:4 vorgenommen. Die Skalierung auf 1:4 zielt darauf ab, innerhalb der Spezifikation des Prüfstands sicherzustellen, dass in der kritischen Kerbe Spannungen auftreten, die zum Versagen des Planetenträgers führen. Außerdem musste der Planetenträger nach der Skalierung konstruktiv angepasst werden (Approximation), damit dieser auf dem Prüfstand verbaut und belastet werden konnte (vgl. **Abbildung 98**).



**Abbildung 98:** Skalierung und Approximation der optimierten Planetenträgergeometrie

**Abbildung 99** zeigt das CAD-Modell des Prüfstandes mit montiertem approximierten Planetenträger als Prüfling.



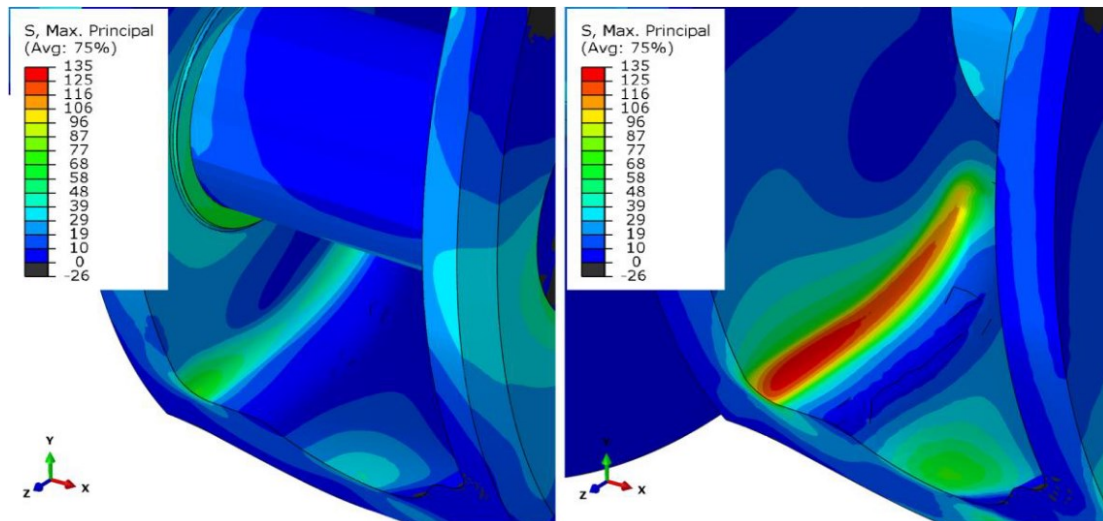
**Abbildung 99:** CAD-Modell des Planetenträgers auf dem Komponentenprüfstand

Die Komponente Planetenträger ist im realen Betrieb einer komplexen Belastung ausgesetzt. Dabei wird das führende Torsionsmoment  $M_x$  über die drei Planetenbolzen in die Planetenräder eigeleitet. Diese Belastungssituation ist am freigeschnittenen Bauteil, nur unter hohem Aufwand nachzubilden. Insbesondere die infolge der Schrägverzahnung der Planetenräder auftretenden Kippmomente lassen sich nur schwer auf einem Komponentenprüfstand nachbilden. Um den Planetenträger dennoch auf seine mechanischen Eigenschaften prüfen zu können, wurde ein angepasstes Prüfkonzept entwickelt, welches die führende Belastung möglichst gut approximiert. Ergebnis der Ausarbeitung ist, dass die kritische Belastung des Planetenträgers, durch Torsion des approximierten Bauteils angenähert wird. Es wurde eine Anschlussgeometrie entworfen, welche es ermöglicht, die Torsionsbelastungen auf den Planetenträger aufzuprägen. Zum Aufprägen des Momentes auf den Prüfling wurde auf beiden Seiten ein Flansch vorgesehen. Die Anbindung wurde optimiert, so dass der Einfluss auf die Steifigkeit des Planetenträgers so klein wie möglich ist. Die zwingend notwendige Anpassung der Geometrie hat zur Konsequenz, dass die Belastungen in der kritischen Kerbe nicht identisch sind. Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch den Wegfall der Planetenbolzen auch ein Teil der Torsionssteifigkeit entfernt wurde.

### Einfluss der Approximation auf die Beanspruchung

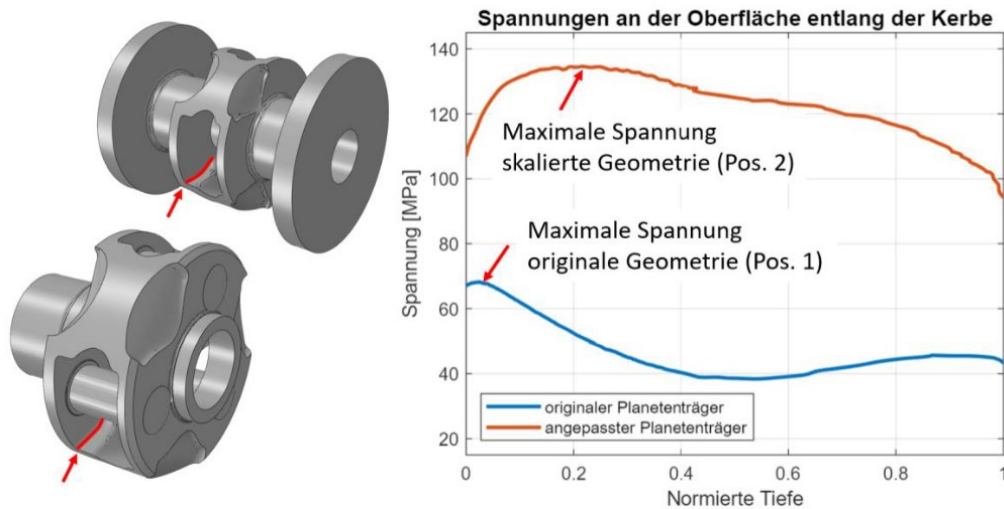
**Abbildung 100** gibt Aufschluss über die Position und Höhe der vorliegenden Spannungen in der kritischen Kerbe des Planetenträgers. Die Abbildung links zeigt den originalen Planetenträger mit Kraftleitung über die Planetenbolzen. Die Abbildung auf der rechten Seite zeigt den approximierten, skalierten Planetenträger. Nach Ehrlenspiel ist die Bauteilspannung

für eine existierende statische Ähnlichkeit die Beanspruchung konstant. Demnach muss im Fall einer reinen Skalierung der Größe, die Spannung im Bauteil, im skalierten und im unskalierten Fall, auf demselben Niveau liegen. Diese Annahme konnte in den Betrachtungen in **Abbildung 95** bestätigt werden. Vergleicht man die vorliegenden Modelle (**Abbildung 100**) zeigt sich der Einfluss der veränderten Lasteinleitung am Prüfling. Durch die vorgenommene Torsion des gesamten Bauteils im Fall des skalierten PT im Gegensatz zur Lasteinleitung über die Planetenbolzen weichen die Spannungen deutlich voneinander ab. Bei der originalen Geometrie zeigen sich erhöhte Spannungen im Bereich des Planetenbolzens, der einen Teil der Torsionslast aufnimmt.



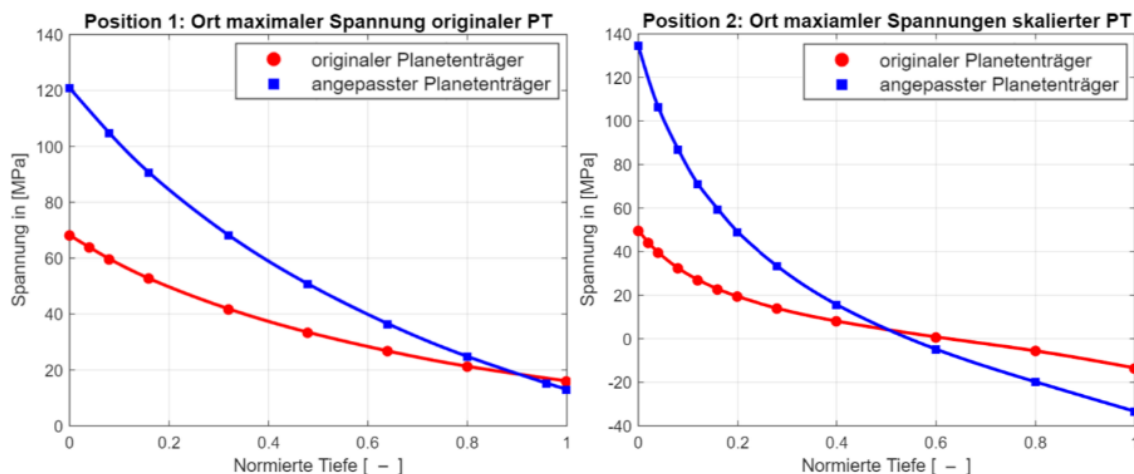
**Abbildung 100:** Spannungen im Bereich der kritischen Kerbe des originalen Planetenträger (1:1) links und des approximiert, skalierten Planetenträger (1:4) rechts

Die Spannungen an der Oberfläche entlang der Kerbe geben Aufschluss über die veränderte Belastung. **Abbildung 101** zeigt die Spannung über einen Pfad mit normierter Länge entlang der Oberfläche in der Kerbe. Die Normierung der Pfadlängen von 110 mm bei der skalierten und 440 mm bei der originalen Geometrie ermöglicht eine bessere Vergleichbarkeit. Der Vergleich der Spannungen entlang der Oberfläche gibt die Position der höchstbelasteten Stelle anschaulich wieder. Der Spannungsverlauf beim originalen Planetenträger weist ein Tal in der Hälfte der Kerblänge auf. Die Position der maximalen Belastung in der Kerbe bleibt jedoch in einem ähnlichen, Richtung Außenkante liegenden, Bereich. Das Spannungsniveau in der Kerbe beim angepassten Planetenträger ist deutlich höher als bei der originalen Geometrie. Ein Teil der Belastung fließt beim originalen PT über die Bolzen und nicht über die Stege auf die andere Seite des PT ab, was zu einer Entlastung der Kerbe führt. Die approximiert, skalierte Geometrie resultiert folglich in einer 1,7-fach höheren Beanspruchung bei gleichem Moment.



**Abbildung 101:** Positionen der Pfade entlang der Oberfläche (links) und Spannungsverlauf an der Oberfläche in den markierten Positionen

Zur Beurteilung Beanspruchungsänderung im Material aufgrund der approximierten Lasteinleitung, werden die Spannungen in die Tiefe normal zur Oberfläche betrachtet. Die Position der maximalen Spannung in der Kerbe verlagert sich durch die Anpassung der Lasteinleitung (vgl. **Abbildung 101**), weshalb zum besseren Vergleich eine Auswertung der Gradienten jeweils an beiden Positionen vorgenommen wurde. In **Abbildung 102** sind die Verläufe der Spannung über der normierten Tiefe aufgetragen. Aus einem Vergleich der roten mit der blauen Spannungskurve des Diagrammes, die an der gleichen relativen Position in der Kerbe beim originalen und beim skalierten Planetenträger erstellt wurden, geht hervor, dass die Art der Lastverteilung im Material ähnlich bleibt. Allerdings liegen die Spannungen beim angepassten Planetenträger auf einem wesentlich höheren Niveau, somit wird die statische Ähnlichkeit nach Ehrlenspiel aufgrund der Approximation der Geometrie und Lasteinleitung nicht erfüllt.



**Abbildung 102:** Spannungsverläufe entlang des Pfades in die Tiefe, Position eins (links) und Position zwei (rechts) vgl. Abbildung 101

Zusammenfassend ergibt sich für die Bewertung des Einflusses der veränderten Geometrie und Lasteinleitung auf die Beanspruchung folgendes: Im Fall des approximiert skalierten Planetenträgers ändern sich die Absolutwerte und die Lage der Hauptspannungen durch die Anpassung deutlich. Die Abweichung des bezogene Spannungsgefälle  $G\sigma$  liegt bei ideal

skaliertem und approximiert skaliertem Planetenträger unter 10%, was als sehr geringer Wert zu bezeichnen ist. Damit ist der Einfluss der veränderten Lasteinleitung hauptsächlich im Spannungsniveau und der Spannungsverteilung zu beobachten. Diese Veränderungen sind hauptsächlich auf den tragenden Anteil der Planetenbolzen zurückzuführen, wodurch die Kerben in der originalen Geometrie entlastet werden. In der angepassten Geometrie fehlen die Planetenbolzen, wodurch die Komponente an Torsionssteifigkeit einbüßt und die Belastung in den Kerben ansteigt.

### Einfluss der Skalierung und Approximation auf die Beanspruchbarkeit

Ogleich die Abweichung des bezogenen Spannungsgefälles  $G_\sigma$  zwischen dem ideal skalierten und approximiert skalierten Planetenträger unter 10 % liegt, zeigen sich Unterschiede zwischen dem Original und dem ideal skalierten von 300 % und zwischen dem approximiert skalierten und dem Original von 323 %. Die ertragbare Spannung an der kritischen Stelle nimmt für den ideal skalierten Planetenträger um 7,5 % zu, während sie für den approximiert skalierten Planetenträger um 9,5 % ansteigt. Somit ergibt sich für die approximierte Skalierung lediglich eine um 2 % abweichende Beanspruchbarkeitsänderung. Das Ergebnis dieser Betrachtung deutet darauf hin, dass der Einfluss des durch die Anpassung des Planetenträgers veränderten bezogenen Spannungsgefälles  $G_\sigma$  eine vernachlässigbare Auswirkung auf die Beanspruchbarkeit besitzt.

### Ergebnis der approximierten Skalierung

Für den approximiert skalierten Planetenträger im Maßstab 1:4 ändert sich Beanspruchbarkeit in der kritischen Kerbe nach FKM im Vergleich zur Originalgeometrie um 9,5 %. Im Gegensatz dazu ergaben sich im Vergleich der Spannungen in den Kerben des angepassten und originalen Planetenträgers bis zu 70% höhere Spannungen bei gleichbleibendem skaliertem Moment. Die veränderte Lasteinleitung führt zu einer signifikanten Änderung des Maximalwertes und dessen Position in der Kerbe. Für die Untersuchung der angepassten Planetenträger auf Dauerfestigkeit hat die stärkere Beanspruchung der Kerbe den Vorteil, dass die kritische Auslastung schneller und bei einer geringeren Belastung erreicht wird. Aus der Skalierung um den Skalierungsfaktor  $i = 0,25$  (1:4) resultieren eine Materialeinsparung von ca. 94,7 % pro Prüfling und eine Lastreduzierung von 99,2 % im Vergleich zur originalen Größe des Planetenträgers:

- $m_{skaliert} = m_{original} \cdot i^3 + 2 \cdot \text{Flansche} = \frac{1}{19} \cdot m_{original} \square$  ca. 94,7 % Materialeinsparung
- $M_{skaliert} = M_{original} \cdot i^3 - 70\% = \frac{1}{115} \cdot M_{original} \square$  ca. 99,2 % Lastreduzierung

Es bleibt zu zeigen, ob die prognostizierten lokalen Beanspruchbarkeiten in der kritischen Kerbe durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden können. Zu diesem Zweck wurden in Form von Mehrfachprüfungen (3 Stück zwecks statischer Absicherung) der approximiert skalierten Planetenträger mit der gleichen chemischen Zusammensetzung und Wärmenachbehandlung wie der Probenwürfel mit 150 mm Seitenlängen aus AP B hergestellt und anschließend einer Prüfung gemäß AP E unterzogen.

### **AP C7, C8, C9, C10: Optimierung der Rotorhohlwelle**

Im Projektkonsortium wurde festgestellt, dass die als Referenzwelle definierte, geschmiedete Rotorhohlwelle der FVA-Gondel als Referenz ungeeignet ist. Dies folgt daher, dass die

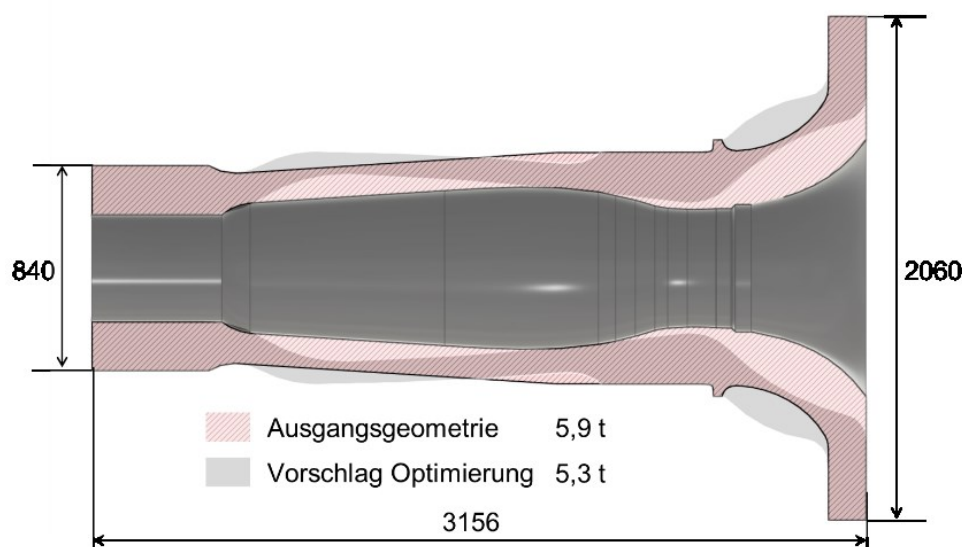
entwickelten Methodiken speziell auf gusseiserne Rotorhohlwellen anzuwenden sind und ein Benchmark unter diesen Randbedingungen erfolgen sollte. Ferner kann die Welle in der FVA-Gondel nicht im Rahmen der Projektmöglichkeiten durch eine gusseiserne Rotorhohlwelle ersetzt werden. Folglich wurde im Projekt eine neue gusseiserne Rotorhohlwelle als Referenz für die Optimierung herangezogen, welche durch weitere Instrumentierung beim Abguss sowie anschließende Werkstoffprüfung zur Validierung des Leistungspotentials der Simulationskette eingesetzt werden sollte.

#### AP C7, C9: Rotorhohlwelle - Iterativer Mehrkörpersimulation und Festigkeitsnachweis

Da für die neue gusseiserne Rotorhohlwelle Rotorlasten nicht in ausreichendem Umfang bekannt sind und ein Mehrkörpersimulationsmodell zur Bestimmung dieser Rotorlasten und der Lastkollektive nicht vorliegt, konnte keine iterative Bestimmung des Ausnutzungsgrade für hoch beanspruchte Bauteilbereiche der neuen gusseiserne Rotorhohlwelle durchgeführt werden. Die dadurch freiwerdenden Ressourcen aus den entsprechenden Arbeitspaketen wurden für die Programmierung des Festigkeitsnachweises nach FKM-Richtlinie in Python verwendet, sodass ein schneller iterativer Festigkeitsnachweis durchgeführt werden kann. Die verbesserte Methodik konnte für die anderen Demonstratorbauteile im Projekt genutzt werden.

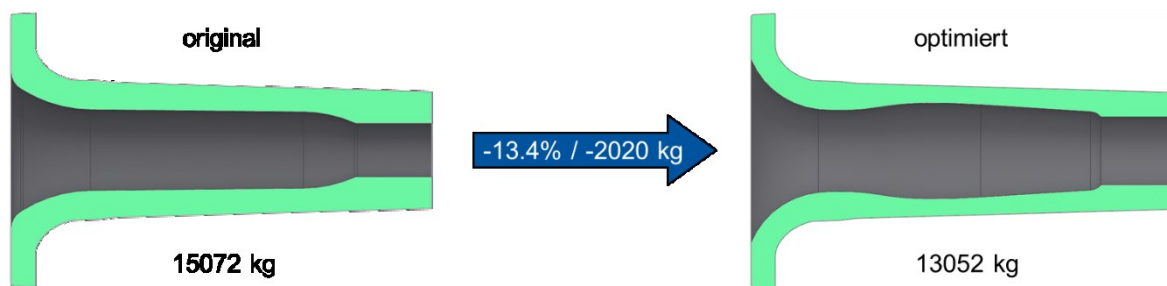
#### AP C8, C10: Rotorhohlwelle - Iterative Topologieoptimierung

Bei der Optimierung der Rotorhohlwelle wurde ein ähnliches Vorgehen wie bei der Drehmomentstütze gewählt. Als Lasten wurden Extremlasten einer 3-MW Windturbine am Hub angenommen. Der Non-Design Space ist ebenfalls durch Anbindungspunkte des Rotors sowie der Schrumpfung Verbindung getriebeseitig eingeschränkt. Hinzu kommen Lagersitze, welche den maximalen Außendurchmesser getriebeseitig bestimmen. Hieraus ergibt sich prinzipiell eine optimierte Kontur von Innen- sowie Außenkontur, welche in **Abbildung 103** dargestellt ist. Die zu erwartende Gewichtersparnis beträgt ca. 10% bei gleichbleibendem Werkstoff EN-GJS-400-18LT.



**Abbildung 103:** Vergleich der Ausgangsgeometrie der Rotorhohlwelle mit einer optimierten Innen- sowie Außenkontur

Da für den Abguss der Rotorhohlwelle auf eine bereits existierende Kokille der Silbitz Group Torgelow GmbH zurückgegriffen werden sollte, deren Innengeometrie nicht verändert werden konnte, konnten die Ergebnisse der Topologieoptimierung im Fall der Rotorhohlwelle nicht weiterverfolgt werden. Aus diesem Grund wurde eine Optimierung der Geometrie auf Basis von analytischen Ansätzen durchgeführt. Hierbei wurde zur Modellierung des strukturellen Verhaltens die klassische Balkentheorie nach Bernoulli herangezogen und als Randbedingung eine konstante Außengeometrie der Rotorhohlwelle definiert, sodass der Abguss mit der bereits existierenden Kokille erfolgen konnte. Die Rotorhohlwelle wurde durch Anpassung der Innengeometrie hinsichtlich einer Minimierung der Masse optimiert. Die optimierte sowie originale Geometrie sind in **Abbildung 104** dargestellt. Durch den Werkstoffwechsel von EN-GJS-400-18LT auf EN-GJS-50014 und der Optimierung basierend auf analytischen Ansätzen konnte eine Gewichtseinsparung von 13,4 %  $\pm$  2020 kg erreicht werden. Die optimierte Geometrie der Rotorhohlwelle wurde seitens Access abgegossen.



**Abbildung 104:** Darstellung der originalen (links) und optimierten (rechts) Rotorhohlwelle

## Zusammenfassung AP C

Das AP C hatte zum Ziel, einen neuen Auslegungs- und Design-Prozess zur Optimierung von Gussbauteilen zu entwickeln, der auf experimentell sowie numerisch ermittelten lokalen Werkstofffestigkeiten aus AP B basiert. Der Prozess der Optimierung umfasst dabei eine Gussimulation der initialen Geometrie des Gussbauteils für die mikromechanische Analyse zur Bestimmung lokaler Werkstofffestigkeiten sowie eine nachgelagerte Optimierungsschleife, die den Festigkeitsnachweis, die Topologieoptimierung und die Gussimulation umfasst. Die Zielsetzung der Optimierungsschleife bestand in der Reduzierung des Gewichts von Gussstrukturkomponenten. In Tabelle 18 sind die im AP C erzielten Gewichtsreduzierungen für die jeweiligen Demonstratoren mit den jeweiligen Besonderheiten im Optimierungsprozess dargestellt.

Eine detaillierte Diskussion des Optimierungsprozesses mit den einzelnen Schritten erfolgt in AP E „Machbarkeitsstudie“, in der die Übertragbarkeit auf andere Gussbauteile untersucht wird.

**Tabelle 18:** Zusammenfassung der erzielten Gewichtsreduktionen im Rahmen des AP C

Demonstrator	Gewichtsreduzierung	Besonderheit bzgl. des Optimierungsprozesses
Drehmomentstütze	-14,2 % -235 kg	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Festigkeit der DMST war im Optimierungsprozess führend.</li> <li>• Lokale Spannungsüberhöhungen wurden durch eine nachgeschaltete Formoptimierung abgemindert.</li> <li>• Durch die Berücksichtigung lokalaufgelöster Werkstofffestigkeiten konnte eine zusätzliche Gewichtsersparnis von ca. 1,1 % für die DMST erzielt werden (entspricht ca. 5 % für den untersuchten Bereich (Design Space)).</li> </ul>
Planetenträger	-17,6 % -772 kg	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Die Torsionssteifigkeit des Planetenträgers stellte ein signifikantes Optimierungsziel dar, weshalb die Masse so gewählt wurde, dass eine identische Torsionssteifigkeit im Vergleich zum Original erreicht wurde.</li> <li>• Der Festigkeitsnachweis spielt im Vergleich zur geforderten Torsionssteifigkeit eine untergeordnete Rolle. Nach der Optimierung besteht die Möglichkeit, auf einen kostengünstigeren Werkstoff mit einer geringeren Festigkeit zu wechseln.</li> <li>• Die aus der Topologieoptimierung resultierende homogenere Wanddickenverteilung führte zu einer deutlichen Verbesserung des Ausferrit-Anteils nach der Wärmebehandlung und somit zu einer Steigerung der Materialqualität. Dies wiederum resultierte in höheren Werkstofffestigkeiten.</li> <li>• Die aus der mikromechanischen Analyse resultierenden Werkstofffestigkeiten besitzen lediglich eine begrenzte ortsabhängige Gültigkeit und decken somit nicht die gesamte Geometrie des Planetenträgers ab.</li> </ul>
Rotorhohlwelle	-13,4 % -2020 kg	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Durch die starke Einschränkung des Design Spaces konnten die Ergebnisse der initialen Topologieoptimierung nicht umgesetzt werden. Die hier dargestellte Gewichtsreduktion ist das Ergebnis der Optimierung mit Hilfe von analytischen Methoden auf Basis der Balkentheorie. Hierbei wurde die äußere Geometrie der Rotorhohlwelle als konstant definiert.</li> </ul>

## AP D: Bauteilherstellung

Das Arbeitspaket D des CWD hatte zum Ziel, Zeichnungen als Grundlage für die Herstellung der topologieoptimierten Komponenten der Drehmomentstütze und der skalierten Planetenträger aus dem jeweils festgelegten Werkstoff zu erarbeiten. Des Weiteren wurden sowohl Rohteilzeichnungen für die Abgüsse als auch Fertigungszeichnungen für die mechanische Nachbearbeitung angefertigt. Siehe **Abbildung 105** „Abgegossene Rohteilgeometrie der DMST“ und **Abbildung 106** mit den drei skalierten approximierten Planetenträgern. **Abbildung 107**, **Abbildung 108**, **Abbildung 109** und **Abbildung 110** stellen die Zeichnungen für den Abguss die Fertigung (mechanische Bearbeitung) dar.



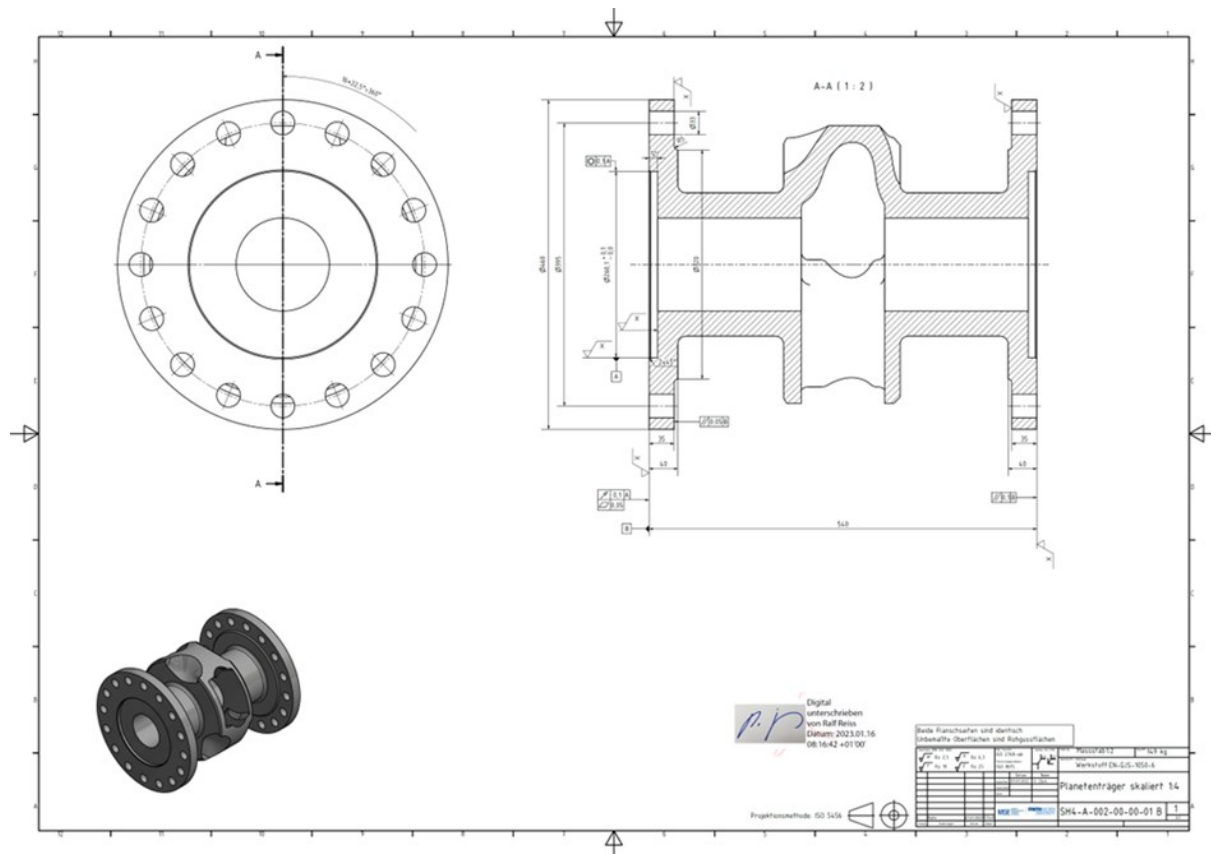
**Abbildung 105:** Rohteil der optimierten Drehmomentstütze



**Abbildung 106:** Fertigteile des skalierten Planetenträgers







**Abbildung 110:** Fertigungszeichnung des Planetenträgers

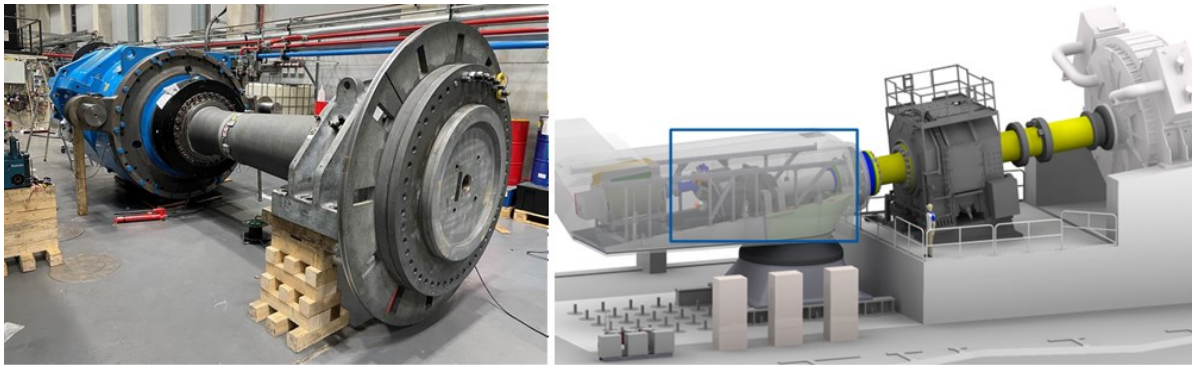
## AP E: Bauteilverifizierung

Im Rahmen des AP C “Bauteildesign” wurden die Gussstrukturkomponenten Drehmomentstütze und Planetenträger konstruktiv im Hinblick auf Gewichteinsparung überarbeitet. Es erfolgte eine Formoptimierung der Drehmomentstütze und eine Gestaltoptimierung des Planetenträgers. Schließlich wurden für die optimierten Geometrien Festigkeitsnachweise durchgeführt, welche die Optimierungen validierten.

Die optimierte Drehmomentstütze sowie drei approximiert skalierte Planetenträger wurden anschließend aus den optimierten Konstruktionswerkstoffen gefertigt. Mit der Drehmomentstütze erfolgte eine Validierung der mittel FEM simulierte Beanspruchung im höchst belasteten Bereich der Drehmomentstütze. Die approximiert skalierten Planetenträger wurden einem Schwingversuch unterzogen, um deren Dauerfestigkeit u bestimmen.

### AP E1 - E8: Bauteilverifizierung der optimierten Drehmomentstütze auf dem Systemprüfstand

Die DMST wurde in Originalgröße hergestellt und auf dem Systemprüfstand der 4MW-Klasse des CWDs realitätsnah geprüft. Hierzu musste im Vorhinein die eingesetzte FVA-Forschungsgondel demontiert werden. Die neu hergestellte DMST wurde inklusive Messtechnik in die Getriebe-Baugruppe eingebaut und die fertige Gondel letztlich wieder in den Prüfstand integriert. **Abbildung 111** veranschaulicht links die montierte Getriebe-Baugruppe inklusive optimierter DMST und rechts den Systemprüfstand mit Kennzeichnung der Einbauposition.



**Abbildung 111:** Foto der Getriebe-Baugruppe inklusive optimierter DMST (links) und CAD-Modell des 4-MW-Prüfstands

Es folgte eine Testphase, bei der spezifische Belastungsszenarien nachgebildet wurden. Zeitgleich wurde das Systemverhalten der Bauteile messtechnisch dokumentiert und anschließend analysiert. (An die Prüfung schloss sich der Rückbau in den Ausgangszustand an.)

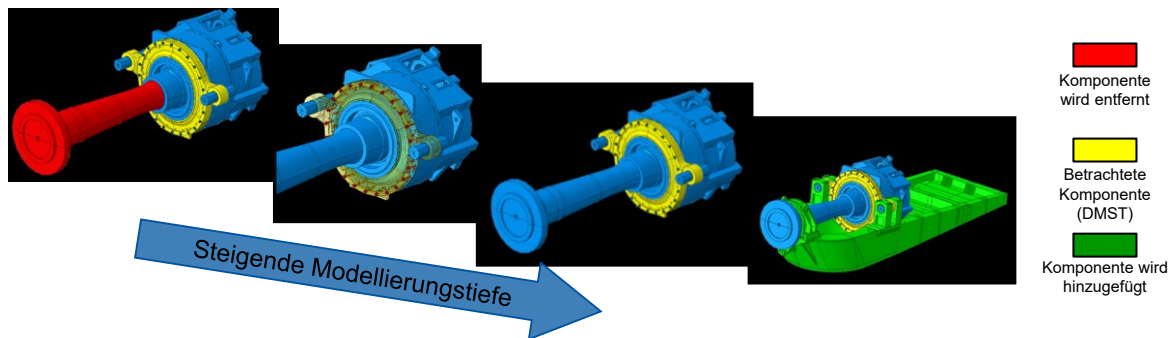
#### **AP E9: Verifizierung der FE-Modellierungstiefe der optimierten Drehmomentstütze**

Die Topologieoptimierung im Hinblick auf eine Gewichtsreduktion muss gewährleisten, dass das Bauteil während des gesamten Lebenszyklus unter sämtlichen angreifenden Belastungen nicht versagt. Das entstehende Festigkeits- und Steifigkeitsverhalten der optimierten DMST kann jedoch vom originalen Bauteil abweichen, wodurch sich auch in der FE-Simulation für den Festigkeitsnachweis eine Veränderung der lokalen Beanspruchung ergibt. Durch das veränderte Verformungsverhalten ist zudem möglich, dass die in AP C gewählte Modellierungstiefe basierend auf der initialen Geometrie für die optimierte DMST nicht mehr geeignet ist. Durch die veränderte Geometrie und somit der Steifigkeitsverteilung der DMST im Lastpfad ändert sich die Konzentration und Position der globalen und lokalen Beanspruchung.

Für die möglichst realitätsnahe Abbildung der lokalen Beanspruchung der optimierten DMST, für die Verifizierung der mittel FEM simulierte Beanspruchung im höchstbelasteten Bereich, wurde die Verifizierung der Modellierungstiefe aus AP C erneut durchgeführt. Dafür wurde zunächst ein Basismodell auf Basis der initialen Verifizierung aus AP C festgelegt.

#### **Basismodell**

Das Basismodell bestehend aus den direkt umgebenden Bauteilen im Antriebstrang um die DMST herum. Auch wird die Verschraubung der DMST mit dem Getriebe modelliert. Im Gegensatz zur Untersuchung der Modellierungstiefe bei der initialen DMST in AP C, enthält das Basismodell die Rotorwelle und momentfreie Festlagerung (Hauptlager) dieser. Zusätzlich werden die Elastomere der seitlichen Abstützung der DMST mit nichtlinearer Kennlinie an den Bolzen modelliert. Wie in **Abbildung 112** visualisiert, bildet das Basismodell eine zentrale Modellierungstiefe ab.



**Abbildung 112:** Untersuchte Modellierungstiefen zur Simulation der lokalen Beanspruchung der optimierten DMST

Mittels einer zweifachen Entfernung einzelner Bauteile aus dem Basismodell und folglich einer Reduktion der FE-Modellierungstiefe sowie einmaliger Steigerung durch Bauteilergänzung wird der resultierende Einfluss auf die lokale Beanspruchung der DMST untersucht. Es ergeben sich die folgenden Variationen der Modellierungstiefe:

#### subHW (ohne Welle)

Durch Entfernen der Hauptwelle wird die Lastaufprägung anhand analytisch bestimmter Schnittlasten angenähert, entsprechend einer standardisierten Getriebeauslegung nach IEC 61400-1. Durch die fehlende Wellensteifigkeit wird keine Durchbiegung simuliert und die Lasteinleitung verändert sich. Im Vergleich des Modells zum Basismodell ergeben sich durch Reduktion der Welle jedoch nur wenige Prozent Abweichung.

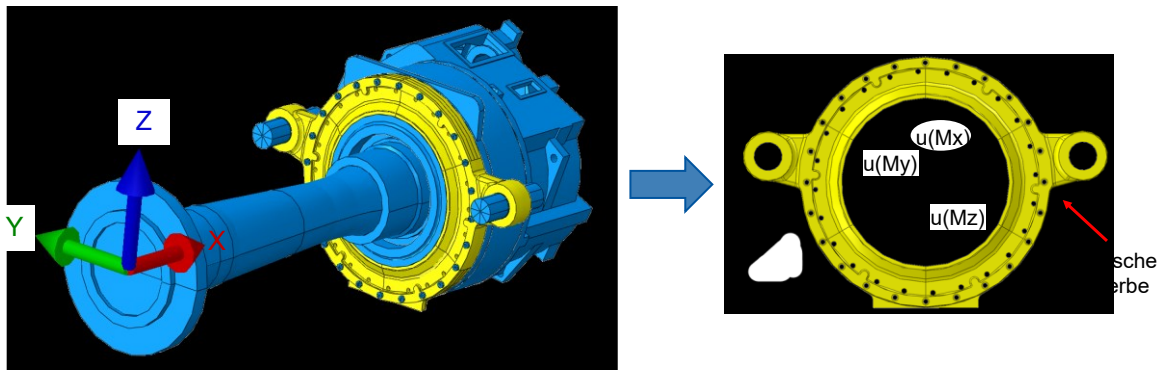
#### subSCHR (ohne Schrauben)

In einer weiteren Modellierungstiefe werden anstelle der Schraubverbindung zwischen DMST und Getriebe die Kontaktflächen miteinander verknüpft. Dies hat einen versteifenden Effekt der Anbindung sowie eine Verfälschung der Lasteinleitung zur Folge. Die Untersuchung mit der originalen DMST hat gezeigt, dass die Verschraubung mit einem unterschätzenden Einfluss von -8 % auf die maximale Spannung nicht zu vernachlässigen ist. Diese Modellierungstiefe dient dem Abgleich zu der initialen Untersuchung der Modellierungstiefe mit der originalen Geometrie der DMST.

#### addMT (mit Maschinenträger und Lagerung)

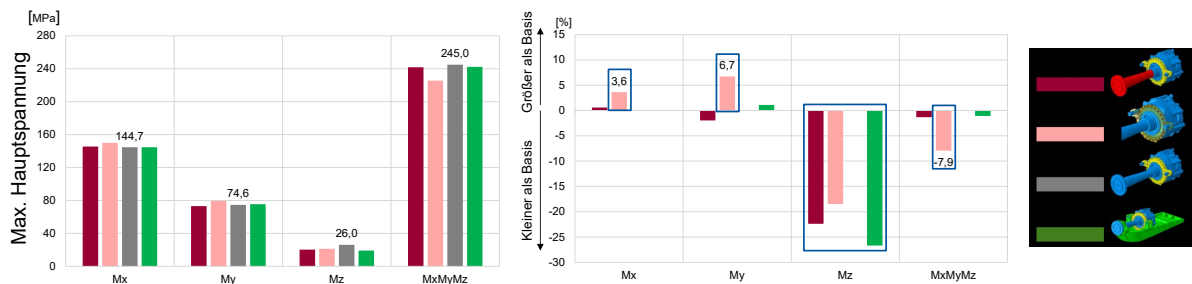
Die Steigerung der Detaillierung erfolgt durch Hinzufügen des Festlagers sowie der seitlichen Anbindungen an die elastische Randbedingung und Erweiterung der Umgebungssteifigkeit durch Modellierung des Maschinenträgers. Die zunehmende Entfernung der fokussierten DMST von der neuen Randbedingung führt (nach DNV) zu höherer Modellgüte.

Zur Verifizierung der betrachteten Modellierungstiefen (und) im Vergleich zum Basismodell werden die Modelle mit den maximalen Rotormomenten belastet. So werden das Torsionsmoment  $M_x$ , das Nickmoment  $M_y$  und das Giermoment  $M_z$  rotorseitig an der Rotorwelle aufgebracht. Die tatsächlichen Wirkrichtungen sind rechts in **Abbildung 113** dargestellt.



**Abbildung 113:** Belastung der Modelle mit Torsionsmoment  $M_x$ , Nickmoment  $M_y$  und Giermoment  $M_z$

Die simulierten Ergebnisse der einzelnen Modellierungstiefen werden anhand der maximalen Hauptspannung in der kritischen Kerbe mit dem Basismodell verglichen. **Abbildung 114** veranschaulicht den Modellvergleich graphisch. Dabei wurden die isolierten Einflüsse der Rotormomente sowie die Gesamtwirkung untersucht.



**Abbildung 114:** Modellvergleich mittels maximaler Hauptspannungen (links) und maximaler Abweichung der Hauptspannungen zum Basismodell (rechts)

Folgende Auffälligkeiten und Unterschiede können auf Grundlage der simulierten Modellierungstiefen beobachtet werden:

### Für alle Modellierungstiefen:

Zunächst ergibt sich für alle Modellierungstiefen eine ähnliche Größenordnung der Ergebnisse, sowohl unter Betrachtung der einzelnen Belastungen als auch der Gesamtwirkung. Die Simulation mittels aller Rotormomente führt beim Basismodell zu einer Beanspruchung von 245 MPa in der kritischen Kerbe. Dabei resultiert aus dem Torsionsmoment  $M_x$  die größte Beanspruchung in der kritischen Kerbe mit einem Anteil von 59 % der Gesamtbeanspruchung. Das Nickmoment  $M_y$  trägt zu knapp einem Drittel der Beanspruchungen bei. Deutlich zu erkennen ist, dass das Giermoment  $M_z$  den geringsten Anteil der Beanspruchung mit gerade einmal 11 % erzeugt.

### subHW und addMT vs. Basis

Das Hinzufügen der Lagerkomponenten bzw. des Maschinenträgers in addMT hat im Vergleich zum Basismodell unter Belastung mittels  $M_x$  und  $M_y$  sehr geringe Auswirkungen von maximal 1,1 % auf die Beanspruchung.

Genauso führt auch die vereinfachte Lasteinleitung über die analytisch berechneten Schnittlasten anstelle der Modellierung der gesamten Hauptwelle bei subHW zu vernachlässigbaren Unterschätzungen von 2 %.

Lediglich bei  $M_z$  ist ein signifikanter prozentualer Einfluss von bis zu -27 % zu bemerken, die absolute Größenordnung stimmt jedoch mit  $M_x$  und  $M_y$  überein. Da  $M_z$  zudem keinen kritischen Anteil an der Gesamtbelastung aufweist, wird auf den zusätzlichen Modellierungsaufwand durch Ergänzung des Maschinenträgers verzichtet.

### subSCHR vs. Basis:

Das Entfernen der Schraubverbindung aus der Modellierung führt hingegen stets zu deutlichen Abweichungen von der Basis. Mit 3,6 % unter Torsionsbelastung, 6,7 % bei Berücksichtigung von  $M_y$  und 18,4 % beim Giermoment  $M_z$  lässt sich festhalten, dass die Modellierung der Schraubverbindung essentiell für die Spannungsermittlung der optimierten DMST ist. Dies äußert sich in einer Gesamtunterschätzung von -7,9 % aufgrund von Kontaktversteifungen ohne Modellierung der Schraubverbindung. Dieser Einfluss war bei der initialen Geometrie nicht signifikant für den Festigkeitsnachweis.

Als Gesamtfazit aus der Verifizierung der Modellierungstiefe sowohl mit der originalen als auch optimierten Geometrie der DMST wird deutlich, dass sich bei einer größeren geometrischen Anpassung des Bauteils das Verformungsverhalten und die Lage des kritischen Punktes sowie die dort resultierenden Einflüsse aus der Belastung ändern. Daher ist eine Kontrolle der Modellierungstiefe notwendig, welche gegebenenfalls in einer Anpassung des zu wählenden Modells resultiert.

## **AP E9: Validierung der simulierten Beanspruchung im höchst belasteten Bereich der Drehmomentstütze**

Da jede Modellierungstiefe immer eine Abstraktion der Realität darstellt, müssen die simulierten Ergebnisse in Relation zur Realität bewertet werden. Dazu wurde eine Messkampagne auf dem 4MW-Systemprüfstand entwickelt, welche bestmöglich das Verhalten der DMST durch Aufzeichnung von Spannungs- und Verlagerungsdaten erfassen soll. Durch Vergleich dieser Messdaten mit den simulierten Ergebnissen einer jeden

Modellierungstiefe konnte eine Validierung der FE-Modelle erzielt werden.

### Validierung auf Basis der Hauptspannungen

Für die experimentelle Validierung der Hauptspannungen wurden Dehnungsmessstreifen (DMS) zur Spannungsmessung an der optimierten DMST angebracht. Bei den DMS handelt es sich um Rosetten des Typs RF9 der Firma HBK. Darin befinden sich drei übereinander liegende Messgitter, die zueinander jeweils um  $45^\circ$  verdreht sind. Die Gitter sind lediglich 0,8 mm lang, was die Spannungsmessung in einem konzentrierten Punkt ermöglicht. Jedes dieser Messgitter misst eine Dehnung in die jeweilige Richtung. Aus den drei Dehnungen lässt sich die maximale Hauptspannung ermitteln.

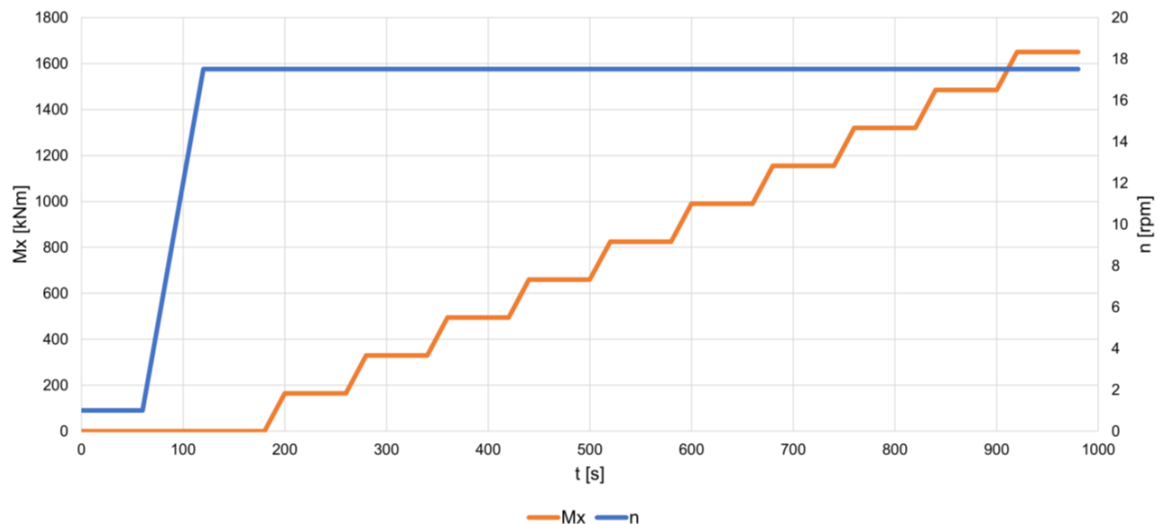
Da für den Festigkeitsnachweis die Stellen unter maximaler Beanspruchung resultierend aus der Gesamtbelastung relevant sind, wurden je drei DMS bestmöglich in den vier potentiell kritischen Kerben der Geometrie appliziert (vgl. **Abbildung 115**). Folglich ergeben sich zwölf DMS an der gesamten DMST.



**Abbildung 115:** Exemplarische Abbildung von drei DMS in einer Kerbe (links) und Markierung der Kerben (rechts)

Die DMS wurden an der DMST angebracht, welche bereits in die Baugruppe bestehend aus der Hauptwelle, dem Hauptlager und dem gesamten Getriebe inklusive der seitlichen Bolzen montiert wurde. Nach der DMS-Applikation wurde die DMST in die Gondel gehoben und die Bolzen in den Elastomerlagern der Lagerböcke befestigt. Durch den Prozess des Einbaus bewirkt das Eigengewicht und eventuelle Vorspannungen eine Spannungsänderung in den Bauteilen und damit auch an den Messstellen der DMS. Diese wurden durch eine Nullung in der Messung kompensiert.

Damit für die Validierung vergleichbare Messergebnisse zur Simulation vorliegen, werden mehrere quasistatische Kennfelder auf dem Prüfstand abgebildet, die eine statische rotorbedingte Belastung nachstellen. Dazu wird der Triebstrang vom Motor mit konstanter Drehzahl angetrieben. Währenddessen wird die Lastaufprägung durch  $M_y$  und  $M_z$  am Rotorflansch stufenweise konstant gehalten und anschließend erhöht. Genauso wird das Torsionsmoment  $M_x$  stufenweise vorgegeben. Es ergeben sich in einem Prüflauf mehrere Zeitfenster, in denen die Last konstant bleibt. **Abbildung 116** zeigt beispielhaft die Moment- und Drehzahlvorgaben für einen Prüflauf, in dem die Last  $M_x$  variiert wird.

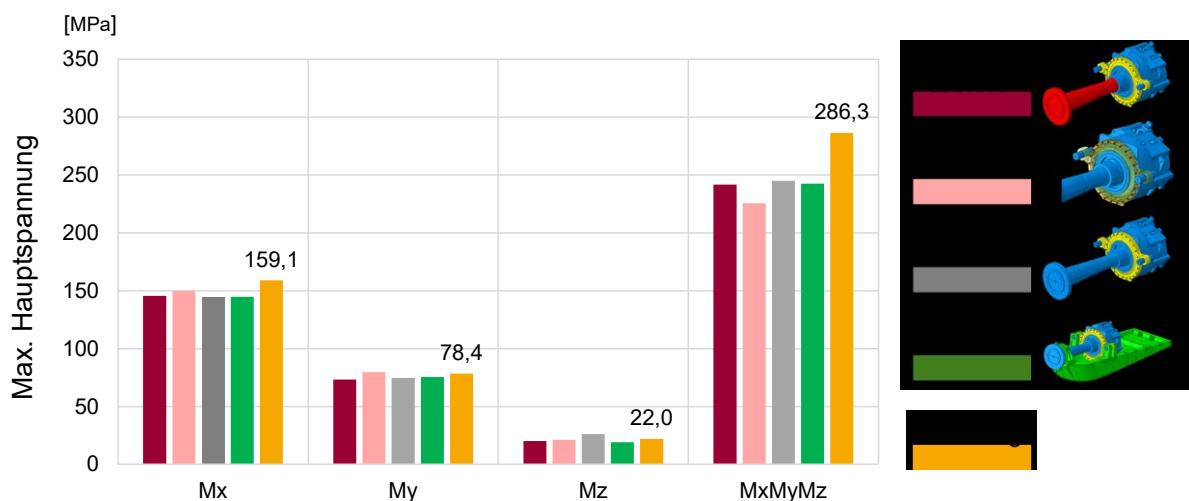


**Abbildung 116:** Exemplarische Darstellung der stufenweisen Aufprägung von Mx im Prüfstandversuch

Während der gesamten Messdauer werden die Messwerte der DMS mit einer Frequenz von 200 Hz aufgezeichnet. Die Werte einer Messstelle werden für jede Laststufe gemittelt, um pro Stufe nur einen Vergleichswert zu erhalten. Insgesamt ergeben sich für jede einzelne Belastung und die Lastkombinationen die Hauptspannungen für jeden der zwölf DMS.

Die Messergebnisse werden mit den korrespondierenden Werten der FEM verglichen. Die rohen Werte der Hauptspannungen aus der Simulation müssen vor der Verwendung für den Vergleich um die Vorspannungen bereinigt werden. Am Prüfstand wird der Nullpunkt auf einen Zustand gesetzt, in dem die Schraubenkräfte bereits wirken, in Abaqus ist der Nullstand hingegen der vollständig lastfreie Zustand. Die aufgeprägte Vorspannung muss daher von den errechneten Spannungen unter der Rotorlast tensoriell subtrahiert werden.

In **Abbildung 117** werden die gemessenen Hauptspannungen aus den DMS den simulierten Hauptspannungen der variierenden Modellierungstiefe gegenübergestellt.



**Abbildung 117:** Modellvergleich der simulierten maximalen Hauptspannungen mit den Messdaten

Zunächst lässt sich erkennen, dass die Hauptspannungen aufgrund der einzeln aufgeprägten Belastungen sich innerhalb der simulierten Größenordnung befinden, jedoch insgesamt oberhalb verlaufen. Dies äußert sich auch in der gemessenen Gesamtbeanspruchung, welche

deutlich über der simulierten jeder Modellierungstiefe liegt.

Durch direkten Vergleich der Messdaten mit den Ergebnissen der FEM-Simulation zeigt sich, dass die Beanspruchung resultierend aus dem Torsionsmoment  $M_x$  sowie dem Giermoment  $M_y$  gut abgebildet wird. Insbesondere kann die simulativ identifizierte Notwendigkeit der Modellierung der Schraubverbindung unter Berücksichtigung aller Rotormomente eindeutig bestätigt werden. Das Basismodell hingegen weicht lediglich für  $M_x$  um -12 % und  $M_y$  um -7 % ab und stellt somit eine deutlich bessere Modellierung dar.

Die Fehler der berechneten kritischen Maximalspannung der Modelle liegen für das Torsionsmoment  $M_x$  bei etwa -9 %, für das Nickmoment  $M_y$  bei -6 % und für die Kombination beider Momente  $M_x M_y$  bei -5 %. Es zeigt sich, dass die Hauptspannung in den kritischen Kerben stets mittels der simulierten Modellierungstiefen unterschätzt wird.

### Potentielle Fehlerquellen

Eine derartige nicht konservative Abweichung hätte gravierende Folgen auf den Festigkeitsnachweis und bedarf weiterer Analyse. Daher wurden potentielle Fehlerquellen bei den Messungen identifiziert.

Die Lastaufprägung der Momente  $M_y$  und  $M_z$  erfolgt auf dem Prüfstand über die Lasteinheit, wobei Soll-Lasten vorgegeben werden. Es besteht immer eine Diskrepanz zwischen den Soll- und Ist-Lasten aufgrund der Funktionsweise der Einheit. In der Lasteinheit ist eine massive Stahlscheibe konzentrisch mit der Antriebswelle verbunden, und hydraulisch gesteuerte Druckzylinder wirken auf die Scheibe und die Welle. Die resultierenden Lasten werden auf einen Bezugspunkt in der Rotationsachse der Welle bezogen und rechnerisch über die Zylinderdrücke umgesetzt. Fehler entstehen durch Ungenauigkeiten bei der Druckmessung, Verschiebung der Scheibe, Reibungsverluste, Trägheitseffekte und Krafterleitung über die Antriebswelle.

Neben den Ungenauigkeiten der Lasteinleitung ist auch die Messung und Verarbeitung der rohen Messdaten fehlerbehaftet. Reisch [24] hat für die verwendeten induktiven Wegaufnehmer zur Verschiebungsmessung an den Bolzen eine Messunsicherheit von 0,1 mm bis 0,15 mm ermittelt. Diese Unsicherheit basiert auf Herstellerdatenblättern.

Auch die Applikation der Dehnungsmessstreifen (DMS) ist fehleranfällig, da ihre Positionierung aus den Ergebnissen der FE-Simulation abgeleitet wird. Aufgrund der ungenauen Erkennung von Übergängen und der rauen Gussoberfläche können die DMS nur mit einer Genauigkeit von etwa 5 mm angebracht werden. Bei der Dehnungsmessung der DMS gibt es verschiedene Fehlerursachen, die zu einem Gesamtfehler in den Spannungen führen. Zu diesen Ursachen zählen die Querempfindlichkeit der Messgitter und der Temperatureinfluss. Die Querempfindlichkeit der verwendeten DMS liegt laut Herstellerangaben zwischen 0,1 % und 0,7 % und beschreibt das Verhältnis des k-Faktors des Streifens in Querrichtung zur Längsrichtung. Da die Messgitter quer zur Hauptbelastungsrichtung ausgerichtet sind, sollte der resultierende Fehler der Hauptspannungen unter 0,5 % liegen. Der k-Faktor in Längsrichtung hat eine Toleranz von  $\pm 1,5$  %, was eine direkte Unsicherheit von 1,5 % in den Hauptspannungen verursacht.

Die Temperatur beeinflusst den k-Faktor und den spezifischen Widerstand des Messgitterwerkstoffs. Dies führt ohne Kompensation zu verfälschten Ergebnissen. Obwohl Temperaturkompensation erfolgt, zeigen Versuche eine Temperaturabhängigkeit der

Spannungswerte. Im Durchschnitt fällt die Spannung um  $0,33 \text{ MPa}/^\circ\text{C}$  Temperaturanstieg, mit einem maximalen Fehler von knapp  $20 \text{ MPa}$  bei Temperaturen über  $50^\circ\text{C}$ .

Ungenauigkeiten des E-Moduls für die Umrechnung der Dehnung sowie einer anderen Schraubenvorspannung werden ebenfalls als Ursache für die Abweichung vermutet. Zudem ist die simulierte Geometrie der optimierten DMST idealisiert und insbesondere aus der Gussform im Herstellungsprozess ist eine Geometrieabweichung möglich.

Die aufgeführten Fehlerquellen und Unsicherheiten sollten bei der Validierung der Messdaten berücksichtigt werden, um verlässliche Ergebnisse zu erzielen. Insbesondere die Fehler der Temperaturkompensation sind relevant und müssen bei künftigen Auswertungen beachtet werden.

Aus der Bewertung und Validierung der Hauptspannungen wurde der Einfluss des Giermoments  $M_z$  außen vorgelassen. Dieses Vorgehen resultiert aus der Validierung der Verlagerungen der Bolzen, welche im Folgenden kurz erläutert wird:

### Validierung auf Basis der Verlagerungen

Neben den Spannungen in den kritischen Kerben wurden die Verlagerungen der DMST zur Validierung über induktive Wegaufnehmer gemessen. An jedem Bolzen wurden fünf Wegaufnehmer, die verschiedene Relativbewegungen zwischen dem Bolzen und einem der beiden Lagerböcke messen, angebracht.

Der Vergleich mit der Simulation zeigt, dass die Verschiebungen modellseitig teils sehr ungenau prognostiziert werden. Insbesondere die Verschiebung der Bolzen entlang der Rotationsachse resultierend aus dem Giermoment  $M_z$  wird nicht akkurat abgebildet. Dort ergeben sich zwischen allen Modellen und den Messdaten große Differenzen im Systemverhalten. Die Verlagerungen werden mit bis zu  $21 \%$  fehlerhaft geschätzt.

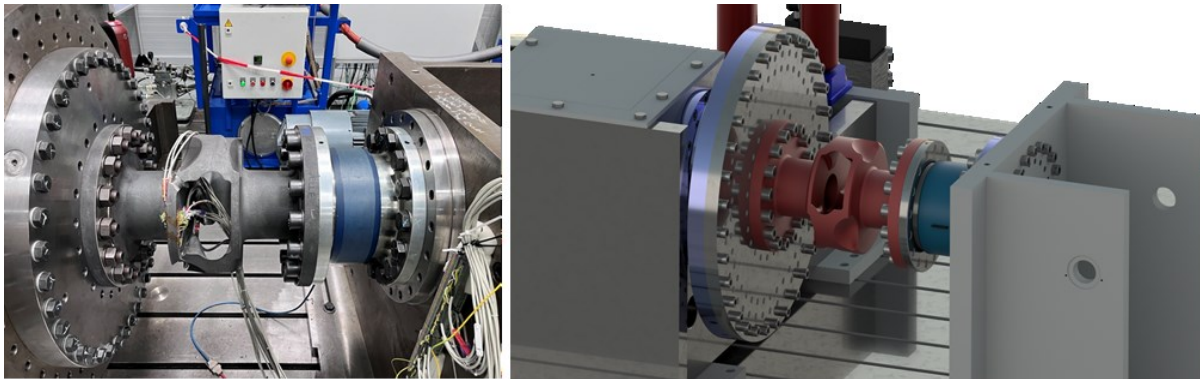
Diese Differenzen äußern sich auch in den Hauptspannungen. So liegen die Fehlerquoten rotorseitig unter maximaler Belastung teilweise bei über  $25 \%$ . Aus diesem Grund liefert die Validierung der Modellunterschiede keine verwertbaren Aussagen über die Qualität der Modelle bezüglich dieser Rotorlast  $M_z$ . Auch wurde die Belastung daher aus der Bewertung der Modellierungstiefen im Hinblick auf die Hauptspannungen ausgeschlossen.

Potentielle Gründe für die abweichenden Ergebnisse der Simulation, insbesondere bei  $M_z$ , stellen variierende Kennlinien der Elastomere sowie fehlendes Verhalten bzgl. der Rotorlasteinleitung im Prüfstand dar. Auch wird eine mögliche Ursache darin vermutet, dass das Azimutsystem des Prüfstands in der FE-Simulation nicht modelliert wird. Stattdessen wird eine starre Anbindung der Baugruppe angenommen. Der Prüfstand weist jedoch eine verschiedene Steifigkeit um die z-Achse auf.

### **AP E14 - E16: Bauteilverifizierung der approximiert skalierten Planetenträger auf dem Komponentenprüfstand**

Der Planetenträger wurde entsprechend des festgelegten Skalierungsfaktors von 1:4 aus dem Werkstoff EN-GJS-1050-6 gefertigt und sein Festigkeitsverhalten auf dem Komponentenprüfstand untersucht. Zwecks statistischer Absicherung wurde eine Mehrfachprüfung an drei skalierten Bauteilen durchgeführt. Diese Vorgehensweise erlaubt sowohl die wiederholende Prüfung mehrerer Komponenten als auch die Prüfung bis zum Versagen der Bauteile, welche auf dem Großprüfstand nicht möglich wäre. Ein Foto sowie ein CAD-Modell des Planeten-

trägers, eingebaut in den Komponentenprüfstand ist in **Abbildung 118** dargestellt.



**Abbildung 118:** Foto (links) und CAD-Modell (rechts) des skalierten Planetenträgers inklusive Anbindungen und Einbau in den Komponentenprüfstand

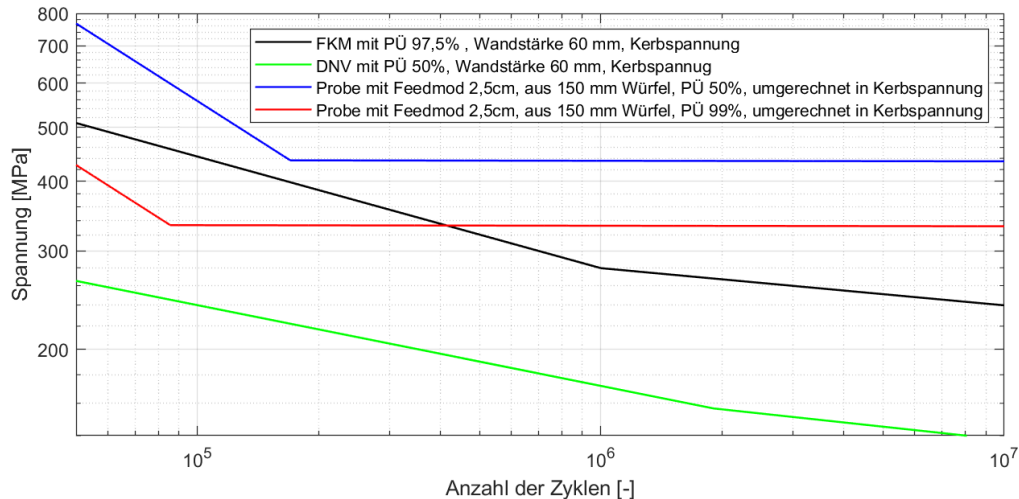
Die Versorgung des hydraulischen Drehzylinder-Prüfstandes erfolgt über zwei Hydraulikaggregate. Der maximale Volumenstrom liegt bei 700 l/min und der maximale Betriebsdruck bei 280 bar. Bei Maximaldruck bringt der Hydraulikzylinder eine Kraft von 250 kN auf, welche über einen 500 mm langen Hebelarm auf die Prüfwellen wirkt. Am Anschlussflansch resultiert so ein Drehmoment von 125 kNm. Der dynamische Betrieb ist bei einer Frequenz von 50 Hz mit einem Drehmoment von maximal 100 kNm möglich. Die vom Anschlussflansch auf den Prüfling übertragenen Momente werden über eine Messwelle erfasst. Die Messwelle ist auf der feststehenden Seite gegenüber dem Flansch angeordnet. Zudem können Winkel und Zyklenzahl an den Ausgängen der Regelung abgegriffen werden. Gesteuert werden kann der Prüfstand wahlweise über eine Momenten- oder Winkelregelung.

#### **AP E14: Festlegung der Lastniveaus und Versuchsdurchführung**

Die Versuche der Planetenträger-Prüflinge dienen der Ermittlung der Dauerfestigkeit im zugehörigen Wöhler-Diagramm. Dafür wird mindestens ein Durchläufer für eine gegebene Belastung und einer ertragener Schwingspielzahl von  $2,0 \times 10^6$  gefordert. Aufgrund der, mit drei Planetenträgern, geringen Anzahl zu Verfügung stehender Prüflinge, musste der Lasthorizont für den ersten Versuch möglichst genau bestimmt werden.

Für die Abschätzung der Bauteil-Dauerfestigkeit der approximiert skalierten Planetenträger wurden synthetische Wöhlerlinien nach der FKM- und der DNV-Richtlinien sowie die Werkstoff-Wöhlerlinie des eingesetzten Werkstoffes aus AP B mit einem Feedmod von 2,5 cm einbezogen. Die Werkstoff-Wöhlerlinie aus AP B aus dem Würfel mit 150 mm Wandstärke und einem Feedmod von 2,5 cm repräsentiert die kritische Wandstärke des optimierten Planetenträgers in Maßstab 1:1. Die Werkstoffzusammensetzung sowie der Herstellungsprozess des Würfels die Versuche in AP B dienen als Basis für die approximiert skalierten Planetenträger. Diese Festlegung sollte eine Vergleichbarkeit zwischen den Versuchen aus AP B und den Versuchen mit den skalierten Planetenträger ermöglichen. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Werkstofffestigkeiten in Bauteilfestigkeiten umgerechnet unter Einfluss des Konstruktionsfaktors in der kritischen Kerbe. Dieser berücksichtigt die relevanten Unterschiede zwischen Werkstofffestigkeiten und Bauteilfestigkeiten.

In **Abbildung 119** sind die Bauteil-Wöhlerkurven für die Güte EN-GJS-1050-6 dargestellt.



**Abbildung 119:** EN-GJS-1050-6 Bauteil-Wöhlerkurven abgeleitet aus den Anwendungs-richtlinien des FKM und DNV sowie den auf Bauteilebene umgerechneten Werkstoff-Wöhlerlinien aus AP B

Zu erkennen ist, dass die DNV-Richtlinie die Festigkeit sehr konservativ abschätzt. Die FKM-Richtlinie liegt, unter Berücksichtigung der Überlebenswahrscheinlichkeit, auf dem Niveau der Werkstoff-Wöhlerlinie aus AP B. Beachtet werden muss, dass in dieser Vorgehensweise die Sicherheiten, welche bei der Auslegung nach den angewandten Richtlinien vorgeschrieben werden, noch nicht berücksichtigt wurden und sich zwischen FKM- Und DNV-Richtlinie stark unterscheiden.

Für den ersten Versuch wurde ein Lastniveau von 452 MPa gewählt, welches in etwa der Dauerfestigkeit der Bauteil-Wöhlerlinien für Werkstoffdaten aus AP B jedoch nicht der Dauerfestigkeit nach FKM- oder DNV-Richtlinie entspricht. Die Belastung und die erwartete ertragbare Schwingspielzahl können **Tabelle 19** entnommen werden.

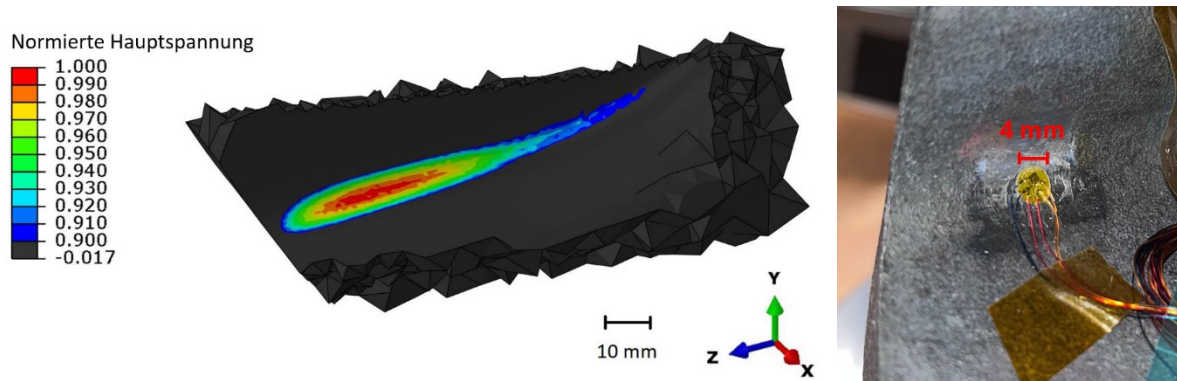
**Tabelle 19:** Lastniveau des ersten Versuchs mit erwarteter Lebensdauer (LD)

Versuch	Moment [kNm]	Lastniveau (FEM) [MPa]	LD nach FKM	LD nach DNV	LD nach WS-Daten
1	105	452	90.540	<50.000	dauerfest

Die Wahl der Lasthorizonte der zwei weiteren Versuche basierte auf den Ergebnissen der vorherigen Prüflinge. Lag die erreichte Schwingspielzahl bereits über der erwarteten, wird im nächsten Versuch ein höheres Lastniveau gewählt. Lag sie darunter, wird der Lasthorizont nach unten korrigiert.

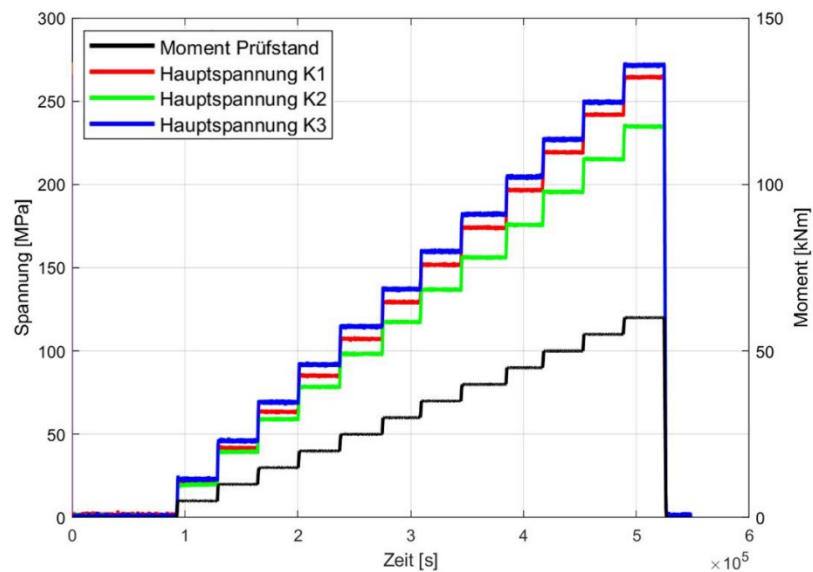
### AP E16: Validierung der Beanspruchung in der Kerbe

Mit einem FE-Modell des Prüfaufbaus mit skalierten Planetenträger wurden die maximale Hauptspannungen und deren Position in der kritischen Kerbe bei einem angreifenden Moment bestimmt, um mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen eine Validierung Beanspruchung durchführen zu können. An der simulativ ermittelten Position mit der höchsten Hauptspannung wurden Dehnungsmessstreifen analog zu jenen der DMST appliziert (vgl. **Abbildung 120**).



**Abbildung 120:** FE-Simulation der Hauptspannung und DMS in der kritischen Kerbe

Entsprechend der festgelegten Lastniveaus wurde der erste Dauerfestigkeitsversuch an einem approximierten skalierten Planetenträgern durchgeführt und aufbauend auf dem Ergebnis das Lastniveau des nächsten Versuches festgelegt. Zu Beginn jeder Dauerfestigkeitsprüfung wurden mit dem Prüfstand verschiedene Laststufen abgefahren und die Spannungen in den Bauteilkerben aufgezeichnet. In **Abbildung 121** ist exemplarisch die Kalibrierfahrt des ersten Planetenträgers abgebildet. Die Darstellung zeigt die maximale Hauptspannung der DMS in den drei kritischen Kerben und das aufgeprägte Drehmoment. Mit Hilfe der Kalibrierfahrt konnte das aufzuprägende Moment für die Dauerfestigkeitsversuche an die gewünschte Spannung angeglichen werden.



**Abbildung 121:** Messschrieb der Kerbspannungen und des Moments während der Kalibrierfahrt

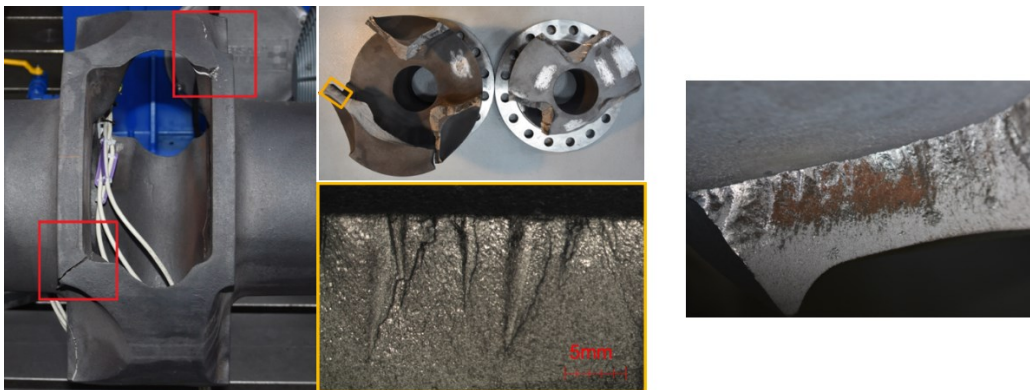
## AP E16: Versuchsergebnisse

Die Ergebnisse der durchgeführten Dauerfestigkeitsversuche sind in Tabelle 20 abgebildet. Dabei ist jedem Prüfling das aufgeprägte Drehmoment, die gemessene und erwartete Kerbspannung und die ertragene Schwingspielzahl bis zum Bruch zugeordnet. Die gemessene Spannung ist als Mittelwert aus den drei Kerben angegeben.

**Tabelle 20:** Ergebnisse der Dauerfestigkeitsversuche mit den approximiert skalierten Planetenträgern

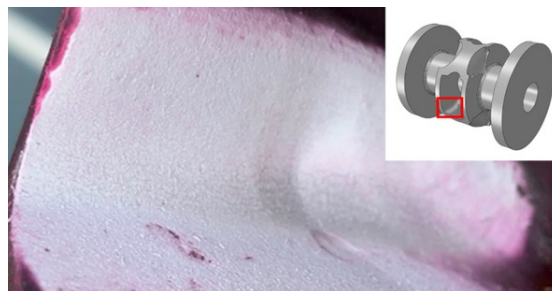
Versuch	Moment [kNm]	Lastniveau (FEM) [MPa]	Mittelwerte der gemessenen Spannung [MPa]	Erreichte Zyklenzahl [-]
1	105	452	457	127.400
2	90	387	393	167.990
3	60	254	253	>587.205

Die ersten beiden Versuche wurden bis zum Versagen durchgeführt. Abbildung 122 zeigt links den gebrochenen Planetenträger aus Versuch 1 sowie die Bruchflächen, ebenso die Bruchfläche von Planetenträger aus Versuch 2 (rechts).



**Abbildung 122:** Bruchflächen der gebrochenen Planetenträger aus Versuch 1 und 2

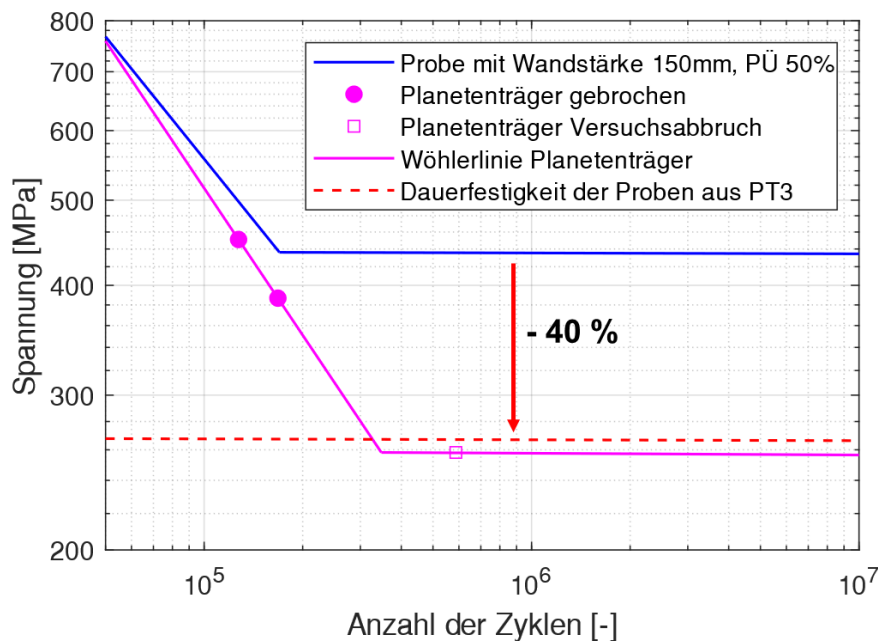
Versuch 3 musste aufgrund von Problemen mit der Prüfumgebung vorzeitig beendet werden, ohne dass ein Defekt am Prüfling eingetreten ist. Zur Beurteilung der Vorschädigung am Planetenträger PT-3 nach Abbruch der Dauerfestigkeitsversuche wurde eine Farbeindringprüfung durchgeführt. Es sind keine Risse erkennbar (vgl. **Abbildung 123**).



**Abbildung 123:** Fotografie der Oberfläche der Kerbe nach Farbeindringprüfung am dritten Planetenträger

## AP E16: Validierung der Versuchsergebnisse durch Vergleich mit FKM und Probewürfeln

Zur Bewertung der experimentellen Dauerfestigkeit wurden die Wertepaare aus ertragener Lastspielzahl und Amplitude aus **Tabelle 20** zusammen mit den experimentellen Daten des Gussmoduls 2,5 cm in Wöhler-Diagramm eingetragen vgl. **Abbildung 124**. Die Nennspannungen wurden hierbei in Kerbspannungen umgerechnet.



**Abbildung 124:** Vergleich der Planetenträger Wöhlerlinien mit den experimentellen Daten, auf Kerbspannungsebene

Aufgrund der geringen Anzahl von nur drei Prüflingen ist eine statistische Auswertung und Absicherung der Ergebnisse nicht möglich. Weiter ist der Eintrag des letzten Prüflings nur als Näherung zu betrachten, da der Versuch vorzeitig abgebrochen wurde. Die dargestellte Wöhlerlinie ist deshalb nur eine mögliche Interpretation der verfügbaren Ergebnisse.

Dieses Ergebnis widerspricht den Erwartungen bezüglich der approximierten Skalierung. Dabei wurde über die rechnerische Abschätzung mittels FKM durch die approximierte Skalierung eine Steigerung der Beanspruchbarkeit um 9 % gegenüber der unskalierten Geometrie des Planetenträgers vorausgesagt. Diese Beanspruchbarkeit des unskalierten Planetenträgers sollte durch die Ergebnisse der Prüfkörper aus AP B repräsentiert werden.

Die Dauerfestigkeit der skalierten Planetenträger liegt jedoch 40 % unterhalb der Dauerfestigkeit aus AP B. Die festgestellte Abweichung lässt sich nicht über die durchgeführten Approximationen bezüglich Lasteinleitung und Geometrie erklären, weshalb im Folgenden die Werkstoffseite genauer betrachtet wird.

Die Überprüfung der Materialeigenschaften wurde durch die Entnahme von Materialproben aus dem dritten Planetenträger ermöglicht. Die Proben wurden entsprechend der Voraussage einer Gussimulation aus dem Bereich des Flanschs für den Feedmod von 2,5 cm, analog dem Probewürfel mit Wandstärke 150 mm entnommen. Es wurden Zug- und Laststeigerungsversuche durchgeführt.

Es zeigte sich auch hier, dass die Dauerfestigkeit der Werkstoffproben aus PT-3 unter den, zu Projektbeginn bestimmten, Dauerfestigkeiten der Proben aus dem 150 mm-Würfel liegen. Die ermittelte Dauerfestigkeit der Planetenträger-Proben liegt ca. 38 % unter der Dauerfestigkeit der 150 mm-Würfel-Proben. Zur Erklärung der geringeren Festigkeiten der Proben wurden die Bruchflächen untersucht und ein erhöhtes Vorkommen an Lunkern festgestellt. Von diesen ging die Schädigung aus, welche zu verfrühtem Versagen der Planetenträger führen kann.

#### **AP E16: Diskussion der Ergebnisse**

In Rücksprache mit den Herstellern der Gussbauteile wurden mögliche Gründe für die große Abweichung identifiziert. Die skalierten Planetenträger wurden mit der Materialzusammensetzung hergestellt, welche über Simulationen für die originale, unskalierte Geometrie abgeleitet wurde. Die chemische Zusammensetzung und die Wärmebehandlung blieben unverändert, um in den skalierten Prüflingen die gleiche Mikrostruktur wie im Bauteil realer Größe herzustellen.

Diese Vorgehensweise hatte zur Folge, dass Parameter, wie beispielsweise die Impfung, welche die Ausscheidung von Graphit beeinflusst, nicht an die Dimensionen der skalierten Geometrie angepasst wurde. Auch die chemische Zusammensetzung, die Mengen an Nickel und Molybdän, welche wichtig für die Wärmebehandlung sind, wurden nicht an die wesentlich geringere Wanddicke der skalierten Geometrie angepasst. Im Ergebnis stellte sich so ein gegenteiliger Effekt ein, das entstehende Gefüge zeigte wesentlich schlechtere Eigenschaften als gewünscht. Der Werkstoff wurde anfällig für Defekte wie Lunker.

Die Wandstärke gegossener Bauteile tritt als wichtiger Parameter hervor, welcher direkt das Erstarrungsverhalten, die chemische Zusammensetzung, Impfung und Wärmebehandlung vorgibt. Somit muss bei einer Skalierung der Größe immer auch der Herstellungsprozess an die neuen Dimensionen der Komponente angepasst werden.

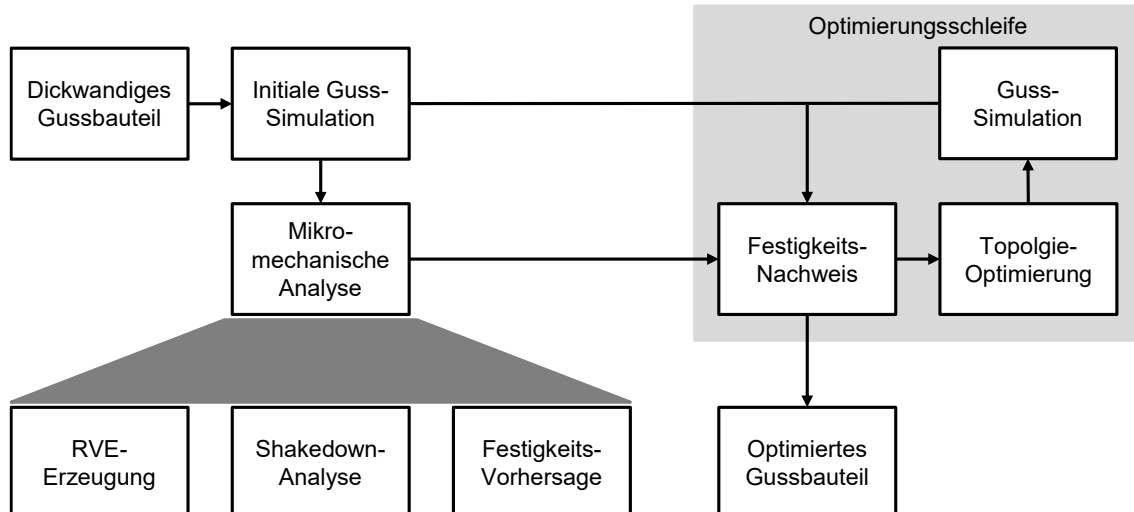
Durch die angestellten Untersuchungen zeigte sich, dass der beanspruchbarkeitssteigernde Einfluss einer Skalierung mit dem Skalierungsfaktor  $i < 1$  schnell von einer, nicht auf die Skalierung angepassten, chemischen Zusammensetzung und Prozessführung im Herstellungsprozess dominiert wird.

## AP F: Machbarkeitsstudie

Im Rahmen dieses Projekts wurde eine umfassende Untersuchung zur Leichtbauoptimierung von dickwandigen Gussstrukturbauteilen durchgeführt. Dabei wurde im AP C ein neuer Auslegungs- und Design-Prozess zur Optimierung von Gussbauteilen entwickelt, der auf experimentell sowie numerisch ermittelten lokalen Werkstofffestigkeiten aus AP B basiert. Der Prozess der Optimierung umfasst dabei eine Gussimulation der initialen Geometrie des Gussbauteils für die mikromechanische Analyse (AP B) zur Bestimmung lokaler Werkstofffestigkeiten sowie eine nachgelagerte Optimierungsschleife, die den Festigkeitsnachweis, die Topologieoptimierung und die Gussimulation umfasst. Die Zielsetzung der Optimierungsschleife bestand in der Reduzierung des Gewichts von Gussstrukturkomponenten. Der Prozess der Leichtbauoptimierung ist in **Abbildung 125** schematisch dargestellt.

Aus dem Prozess der Leichtbauoptimierung lassen sich folgende wesentliche Schwerpunkte identifizieren, die im Rahmen dieses Arbeitspaketes thematisiert werden, um die Übertragbarkeit und Effizienz des Prozesses bewerten zu können:

- Verwendbarkeit anderer Gusswerkstoffe im Optimierungsprozess
- Anwendung der Topologieoptimierung bei Gussstrukturkomponenten
- Bestimmung gefügeabhängiger Werkstoffkennwerte
- Erweiterte Festigkeitsnachweis



**Abbildung 125:** Schematische Darstellung des entwickelten Prozesses der Leichtbauoptimierung von Gussstrukturbauteilen

### Verwendbarkeit anderer Gusswerkstoffe im Optimierungsprozess

Der Optimierungsprozess erfordert eine werkstoffabhängige Grundlage, die durch die Kombination von Gussimulation der Gussstrukturkomponente und einer vorgeschalteten mikromechanischen Analyse des verwendeten Werkstoffs die Festigkeitskennwerte ermittelt. Im Rahmen des Projekts wurde die Basis für die Werkstoffe EN-GJS-500-14 und EN-GJS-1050-6 geschaffen und implementiert. Die Auswahl der Werkstoffe erfolgte aufgrund ihrer spezifischen Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften sowie ihrer Eignung für den Einsatz in

der Windenergie. Die unmittelbare Anwendbarkeit der Leichtbauoptimierung ist gegenwärtig jedoch auf diese beiden Werkstoffe beschränkt. Des Weiteren sind Einschränkungen aufgrund des geringen Prüfumfanges der Werkstoffe zu berücksichtigen (vgl. AP B). Die ermittelten Regressionen weisen einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich sowie eine mangelnde statistische Absicherung auf, was bedeutet, dass sie lediglich für die jeweils untersuchte chemische Zusammensetzung und den angewendeten Herstellungsprozess gelten. Dies ist insbesondere bei ADI-Werkstoffen von Relevanz, die einer Wärmenachbehandlung unterzogen werden (siehe Optimierung und skaliertes Testen des Planetenträgers). Die mikrostrukturelle Charakterisierung zusätzlicher Werkstoffe entsprechend der erarbeiteten Vorgehensweise ermöglicht jedoch eine weitläufige Nutzung der Technik.

#### **AP F1- F4: Anwendung der Topologieoptimierung bei Gussstrukturkomponenten**

Die Topologieoptimierung eignet sich besonders gut für gegossene Strukturbauteile mit hohen Anforderungen an die Festigkeit und Steifigkeit. Sie ermöglicht signifikante Gewichtsersparungen bei gleichzeitiger Steigerung der strukturellen Leistungsfähigkeit. Das Potenzial der Topologieoptimierung, unkonventionelle Konstruktionslösungen zu finden, hängt dabei stark von der Initialisierung des Optimierungsproblems ab. In diesem Zusammenhang ist die Definition des Design Space im Rahmen der Topologieoptimierung hervorzuheben. Bei starken Restriktionen des Design Space ist die Topologieoptimierung möglicherweise nicht das geeignete Werkzeug. Da sowohl bei der im Projekt untersuchten Drehmomentstütze als auch bei der Rotorhohlwelle der Bauraum durch Funktionsflächen bzw. Randbedingungen stark eingeschränkt war, wurde bei diesen Fallbeispielen durch die Topologieoptimierung keine drastische Veränderung der Konstruktionslösung erreicht. Wie am Beispiel der Rotorhohlwelle gezeigt, ist es bei einer zu starken Einschränkung der Designfreiheit notwendig, alternative Optimierungsansätze zu wählen, um ein optimales Design zu identifizieren.

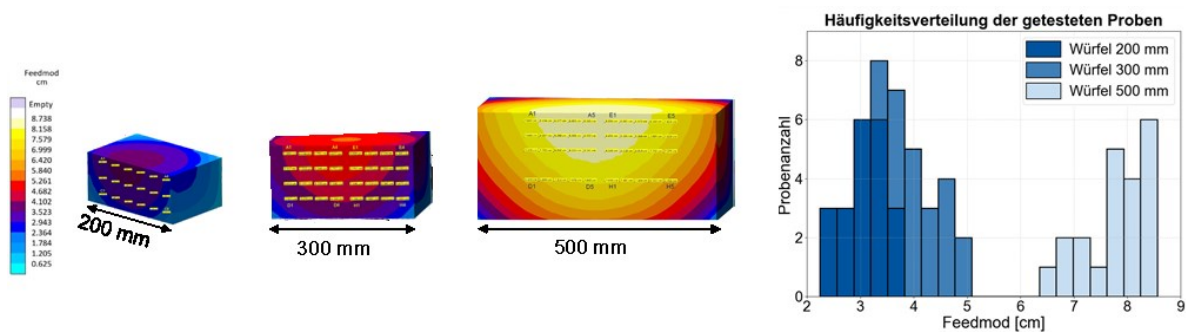
Zudem ist die direkt aus der Topologieoptimierung resultierende Geometrie in der Regel nicht fertigungsgerecht. Daher muss in einem Postprocessing-Schritt zusätzlich eine Rekonstruktion durchgeführt werden. Dabei werden Absätze mit Radien versehen, Oberflächen geglättet und fertigungstechnische Aspekte berücksichtigt. Gießtechnische Restriktionen stellen dabei eine zusätzliche Herausforderung dar. Die Ergebnisse der Topologieoptimierung können zu Geometrien führen, die nicht oder nur unwirtschaftlich gießbar sind. Ansätze zur Berücksichtigung von Hohlräumen existieren zwar, eine breite Umsetzung ist jedoch bislang schwierig. Dies bedeutet, dass die Ergebnisse nicht automatisiert auf Herstellbarkeit geprüft werden können. So müssen die resultierenden Geometrien nach der Topologieoptimierung derzeit noch manuell konstruktiv angepasst und auf Herstellbarkeit geprüft werden, bevor eine Festigkeitsbewertung erfolgen kann.

## AP F1 - F4: Bestimmung gefügeabhängiger Werkstoffkennwerte

Entscheidend für die optimierte Auslegung von Gussbauteilen ist die Kenntnis der lokal im Bauteil vorliegenden Werkstoffkennwerte. Diese Kennwerte hängen stark von der im Bauteil lokal vorliegenden Materialgefüge ab. Das Materialgefüge wird mithilfe einer Gussimulation der Rohteilgeometrie und des tatsächlichen Gießsystems berücksichtigt. Die Werkstoffkennwerte in Abhängigkeit vom Materialgefüge wurden im AP B einerseits aus experimentellen Daten sowie der metallographischen Analyse von untersuchten Proben und andererseits aus Simulationsansätzen abgeleitet. Nachfolgend werden diese Ansätze kurz diskutiert:

### Experimentelle Werkstoffkennwerte

Die Korrelation zwischen den experimentell ermittelten Werkstoffkennwerten und den Ergebnissen aus der Gussimulation ermöglicht eine schnelle Umsetzung der Erkenntnisse am Bauteil. Allerdings ist die Erhebung der Festigkeitskennwerte mit einem hohen experimentellen Aufwand verbunden, der zur statistischen Absicherung erforderlich ist. Insbesondere bei der Ermittlung der Dauerfestigkeiten nach DIN 50100 wird dafür ein Probenumfang von mindestens 20 Proben je Stützstelle der Korrelation benötigt. **Abbildung 126** gibt einen Überblick über die im Projekt getesteten Proben für Schwingfestigkeitsversuche in Abhängigkeit der entnommenen Würfelgrößen 200 mm, 300 mm und 500 mm mit entsprechendem Feedmod. Es lässt sich deutlich erkennen, dass keine gleichmäßige Abdeckung des gesamten Feedmod-Bereichs erzielt wurde. Insbesondere entsteht zwischen der Würfelgröße von 300 mm und 500 mm eine Datenlücke. Hingegen überschneiden sich die Feedmods zwischen 200 mm und 300 mm. Insgesamt wurden im Bereich von 2,4 cm bis 8,7 cm lediglich 62 Proben entnommen. Aufgrund der geringen Anzahl bei ungleichmäßiger Verteilung ist die Bildung einer aussagekräftigen Regression zwischen Dauerfestigkeit und Feedmod mit hoher Anzahl an Stützstellen und guter Verteilung basierend auf den gegebenen Daten nicht möglich.



**Abbildung 126:** Visualisierung der drei Würfelgrößen und Häufigkeiten der getesteten Proben je Block für GJS-500-14

Daher ist eine sorgfältige Planung der Schwingfestigkeitsversuche erforderlich, bei der zunächst der gewünschte Bereich in Stützstellen unterteilt wird. Für die statistische Auswertung nach Norm sind für jede Stützstelle mindestens 20 Proben zu entnehmen und möglichst in Lasthorizonten entsprechend der Ermüdungsfestigkeit zu prüfen. Danach ist eine statistisch relevante Korrelation möglich, die die Vorhersage gefügeabhängiger Werkstoffkennwerte erlaubt. Der damit verbundene experimentelle Aufwand kann durch den Einsatz von thermographisch gestützten, beschleunigten Schwingfestigkeitsprüfungen reduziert werden (siehe AP B).

### Simulierte Werkstoffkennwerte

Eine Prognose von lokalen Werkstoffkennwerten ist aktuell mittels zweier simulativer Ansätze realisierbar (siehe AP B):

- Die Shakedown-Analyse liefert nur Informationen über die Ermüdungsfestigkeit und das Modell muss mit experimentellen Daten kalibriert werden, um eine hohe Genauigkeit zu gewährleisten. Für GJS-500-14 lag die auf diese Weise simulierte Ermüdungsfestigkeit 10% unter der experimentell ermittelten Ermüdungsfestigkeit, was bedeutet, dass bei diesem Ansatz immer noch Festigkeitsreserven verschenkt werden.
- Das Tanaka-Mura-Modell hingegen ermöglicht die Berechnung einer simulierten synthetischen Wöhlerlinie (Zeit- und Dauerfestigkeit) zur Abschätzung der Lebensdauer für ein charakterisiertes Gefüge. Die Gefügemodellierung ist derzeit jedoch noch stark idealisiert, so dass im Vergleich zu den experimentellen Daten zu hohe Werkstofffestigkeiten vorhergesagt werden. Das Gefügemodell für das Tanaka-Mura-Modell wird derzeit weiterentwickelt, um genauere Vorhersagen zu ermöglichen.

Bei beiden Ansätzen ist die Berücksichtigung lokaler Gefügeunterschiede sehr simulationsintensiv. Mit diesen Modellen können jedoch Sensitivitätsanalysen durchgeführt werden, um den Einfluss verschiedener Parameter auf die Werkstoffkennwerte zu bewerten und die wichtigsten Einflussfaktoren zu identifizieren, was den experimentellen Aufwand erheblich reduzieren kann.

### **AP F1 - F4: Erweiterte Festigkeitsnachweis**

Der entwickelte erweiterte Festigkeitsnachweis zeigt eine uneingeschränkte Übertragbarkeit der Nachweisführung auf andere gegossene Strukturbauteile. Darüber hinaus bietet die Implementierung der werkstoffgefügebasierten Festigkeitskennwerte in den Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie mehrere Vorteile:

- Die örtlich aufgelösten Festigkeitskennwerte auf Basis des Werkstoffgefüges im Festigkeitsnachweis ermöglichen die Berücksichtigung des Einflusses des Herstellungsprozesses von Gussstrukturkomponenten sowie deren Geometrie auf die Festigkeitskennwerte.
- Die Ergebnisse aus der Gusssimulation der Rohteilgeometrie können auf ein beliebiges, aus der Rohteilgeometrie abgeleitetes Fertigteil übertragen werden. Dabei wird die lokale Abkühl- und Erstarrungszeit am örtlich im Bauteil exakt berücksichtigt.
- Basierend auf den Ergebnissen der Gusssimulation können sowohl experimentelle als auch simulierte gefügeabhängige Werkstoffkennwerte flexibel in den Festigkeitsnachweis eingebunden werden.
- Die Unterscheidung zwischen Gussgeometrie und Fertigteil bei der Ermittlung der lokalen Festigkeiten ermöglicht die Identifikation der tatsächlich kritischen Stelle eines Bauteils hinsichtlich der lokal vorliegenden Beanspruchbarkeit und Beanspruchung.
- Der Aufwand für die Implementierung der Ergebnisse aus der Gusssimulation und der gefügeabhängigen Werkstoffkennwerte in den Prozess der Nachweisführung ist gering.
- Diese Methode fördert insbesondere den Austausch zwischen Konstrukteur und Gießer und kann in Zukunft zur Entwicklung gewichts- und leistungseffizienter gegossener Strukturbauteile beitragen.

Neben den genannten Vorteilen existieren einige Nachteile, deren Optimierungspotenzial teilweise noch nicht ausgeschöpft ist:

- Bei erweiterten Festigkeitsnachweis ist ein Gussimulation der Komponente erforderlich, welche in einer Experten-Software wie magmasoft erfolgt und entsprechende Expertise bei der Anwendung erfordert.
- Des Weiteren ist der Implementierungsaufwand der Festigkeitskennwerte in die FKM-Richtlinien als hoch zu bewerten. Teilsicherheitsbeiwerte, wie z. B. der Gussfaktor  $j_G$  der FKM-Richtlinie, kompensieren die Streuung der Festigkeiten infolge unvermeidbarer Fehler oder herstellungsbedingter Schwankungen im Werkstoff. Werkstoffkennwerte, die auf dem Werkstoffgefüge basieren, berücksichtigen diese Einflüsse indirekt. Eine abschließende Untersuchung der Anpassung der Sicherheitsfaktoren in der FKM-Richtlinie, um eine tatsächliche Ausschöpfung ungenutzter Festigkeitsreserven zu ermöglichen, konnte im Rahmen dieses Projektes nicht durchgeführt werden.

#### **AP F1 - F4: Fazit und Ausblick der Machbarkeitsstudie**

Die durchgeführte Studie zeigt, dass die entwickelten Methoden und Konzepte zur Leichtbauoptimierung grundsätzlich auf andere Gussstrukturbauteile und Gusswerkstoffe übertragbar sind. Es sind jedoch spezifische Anpassungen und Validierungen erforderlich, um die jeweiligen Materialeigenschaften und Fertigungsprozesse optimal zu berücksichtigen. Zukünftige Arbeiten sollten sich auf weitere Untersuchungen zur Reduzierung des experimentellen Aufwandes durch Weiterentwicklung simulativer Ansätze fokussieren. Auch würde eine Erweiterung der Materialdatenbank die Anwendungsmöglichkeiten der Leichtbauoptimierung erhöhen. Darüber hinaus könnten Weiterentwicklungen zur Berücksichtigung gießtechnischer Restriktionen die Effizienz der Topologieoptimierung steigern.

Die Effizienz der Leichtbauoptimierung könnte auch durch eine Automatisierung des Prozesses und eine Weiterentwicklung seiner wesentlichen Schwerpunkte gesteigert werden. Folgende Maßnahmen könnten dabei hilfreich sein:

- Integration von Softwaretools als Schnittstelle zwischen Gussimulation, mikromechanischer Analyse für einen automatisierten Datenaustausch.
- Implementierung von Machine-Learning-Ansätzen zur Vorhersage von Werkstoffkennwerten auf Basis simulativ und experimentell ermittelter Werkstoffkennwerte.
- Erweiterung der Materialdatenbank durch den Aufbau umfangreicher Datenbanken für verschiedene Werkstoffe und deren gefügeabhängige Kennwerte. Die Daten der Festigkeitskennwerte und deren Abhängigkeit vom Herstellungsprozess könnten dazu beitragen, die Sicherheitsbeiwerte der aktuellen Richtlinien zu überarbeiten und eine optimale Ausnutzung der Bauteilfestigkeiten zu gewährleisten.
- Optimierung von Simulationsmodellen zur Vorhersage der gefügeabhängigen Werkstoffkennwerte, z. B. durch Implementierung paralleler Rechenverfahren zur parallelen Durchführung mehrerer Simulationsläufe.
- Automatisierte Festigkeitsbewertung und das Redesign durch die Entwicklung von Algorithmen zur automatisierten Anpassung und Bewertung der aus der Topologieoptimierung resultierenden Geometrien.

- Einsatz von KI-basierten Werkzeugen zur Erkennung und Lösung von gießtechnischen Randbedingungen.

Durch die Umsetzung dieser Maßnahmen kann der gesamte Optimierungsprozess effizienter und robuster gestaltet werden, was zu einer weiteren Verbesserung der Leichtbauoptimierung von gegossenen Strukturbauteilen beitragen würde.

## Literatur

- [1] VDMA 23901: Komponenten und Systeme für Windenergieanlagen in kalter Umgebung (2015). Berlin.
- [2] DIN EN 1563: Gießereiwesen - Gusseisen mit Kugelgraphit; 77.080.10 (2012). Berlin.
- [3] Germanischer Lloyd Industrial Services GmbH: IV Rules and Guidelines. Industrial Services, 1 Guideline for the Certification of Wind Turbines. Hamburg 2010.
- [4] Vollrath, K.: Neue, hochinteressante Kugelgraphit-Gusswerkstoffe. Hochfest, zäh und gut bearbeitbar. In: Giesserei 100 (2013) 70-73.
- [5] DIN EN 1564: Gießereiwesen - Ausferritisches Gusseisen mit Kugelgraphit 77.080.10 (2012). Berlin.
- [6] Fischer, U.: Tabellenbuch Metall, 43. Aufl. Haan-Gruiten 2005.
- [7] Rimmer, A.: ADI ermöglicht neue Lösungen für den Automobilbau. In: Konstruieren + Giessen 29 (2004) 3, S. 21–24.
- [8] Böhme, W.; Reissig, L.: Neue, höchstfeste ADI-Werkstoffe für den Automobilbau. Eignungsuntersuchungen unter Missbrauchs- oder Crashbelastung. In: Giesserei 99 (2012) 7, S. 34–40.
- [9] IEC 61400-4. Wind turbines - Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes, Ed. 1.0. Geneva 2012.
- [10] Sander, M.: Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen. Konzepte und Methoden zur Lebensdauervorhersage. Berlin, Heidelberg 2008.
- [11] Chen, G.: Strength Prediction of Particulate Reinforced Metal Matrix Composites, 1. Auflage. Herzogenrath 2016.
- [12] Bendsøe, M.: Optimization of structural topology, shape and material. Berlin 1995.
- [13] Harzheim, L.; Graf, G.: A review of optimization of cast parts using topology optimization I – Topology optimization without manufacturing constraints. In: Structural and Multidisciplinary Optimization 30 (2005) 6, S. 491–97.
- [14] Harzheim, L.; Graf, G.: A review of optimization of cast parts using topology optimization II – Topology optimization with manufacturing constraints. In: Structural and Multidisciplinary Optimization 31 (2006) 5, S. 388–99.
- [15] Zhou, M.; Fleury, R.; Shyy, Y. K.; Thomas, H.; Brennan, J. M. (Hrsg.): Process in topology optimization with manufacturing constraints 2002.
- [16] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: Mikrostruktur von Gusseisen. Teil 1: Graphitklassifizierung durch visuelle Auswertung (2019) 945. Berlin.
- [17] Velichko, A.; Holzapfel, C.; Mücklich, F.: 3D Characterization of Graphite Morphologies in Cast Iron. In: Advanced Engineering Materials 9 (2007) 1-2, S. 39–45.
- [18] Melan, E.: Zur Plastizität des räumlichen Kontinuums. In: Ingenieur-Archiv 9.2 (1938), S. 116–26.
- [19] Bendsøe, M. P.; Sigmund, O.: Topology Optimization. Theory, Methods, and Applications. Cham 2010.
- [20] Rennert, R.; Kullig, E.; Vormwald, M.: Analytical strength assessment of components Made of Steel, Cast Iron and Aluminium Materials in Mechanical Engineering. FKM Guideline, 7th revised Edition, 2020. Frankfurt/Main 2020.

- 
- [21] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: Windenergieanlagen. Teil 1: Auslegungsanforderungen 27.180 (2019) 61400-1. Berlin.
- [22] Ehrlenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U.; Mörtl, M.: Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung, 7. Aufl. Berlin 2014.
- [23] Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 6., überarb. Ausg. Frankfurt, M. 2012.
- [24] Reisch, S.: Einfluss der Lagerbauform auf die mechanische Beanspruchung des Hauptlagers in Windenergieanlagen. Aachen 2020.
- [25] Olofsson, J.; Cenni, R.; Cova, M.; Bertuzzi, G.; Salomonsson, K.; Johansson, J.: Multidisciplinary shape optimization of ductile iron castings by considering local microstructure and material behaviour. In: Structural and Multidisciplinary Optimization 57 (2018) 5, S. 1889–903.

## **Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit**

Sowohl der stark ausgeprägte technologische Größeneinfluss bei Großgussbauteilen als auch die Besonderheiten in der Gefügeausbildung des ADI sind durch aktuelle Auslegungskonzepte nicht erfassbar, obwohl sie ein erhebliches Potential zur Bauteiloptimierung bieten. Wenn dieses zukünftig zur Gewichtsreduktion genutzt werden soll, ist das Resultat eine erhebliche Bauteilveränderung. Soll dieses Design langfristig einen sicheren Betrieb gewährleisten und vom Zertifizierer anerkannt werden, so ist eine umfangreiche Untersuchung und Erprobung im Vorhinein notwendig. Hierzu müssen sowohl seitens der Industrie als auch seitens der Forschung mehrere Akteure ihr spezifisches Knowhow einbringen. Die Forschungsinstitute sind für einen Großteil der analytischen und experimentellen Arbeiten verantwortlich. Der damit verbundene Arbeitsaufwand ist von erheblichem Ausmaß und ohne Förderung nicht zu bewältigen.

Letztlich konnte im Projekt der Nachweis erbracht werden, dass der Aufbau einer geschlossenen Optimierungskette zur Bauteiloptimierung von Großgussbauteilen ein signifikantes Bauteilpotential erschließt und bedeutende Gewichtsreduktionen bei gleicher Bauteilleistungsfähigkeit erlaubt. Die dafür notwendigen Simulationsmodelle konnten im Forschungsvorhaben aufgebaut werden und mit umfangreichen Experimenten auch auf Mikrostrukturebene parametrisiert werden. Die optimierten Bauteile wurden umfangreich gefertigt, mechanisch bearbeitet und auf Prüfständen charakterisiert, was eine Bewertung der unter vorhergesagten lokalen Beanspruchbarkeiten optimierten Bauteile ermöglichte. Für eine industrielle Umsetzung der Forschungsergebnisse ist dieser Punkt umso wichtiger, da ohne den experimentellen Nachweis der Leistungsfähigkeit solcher optimierter Bauteile die Akzeptanz für simulationsbasierte Auslegungsketten bei Konstrukteur, Zertifizierer und Kunde nicht gegeben ist.

## **Verwertbarkeit der Ergebnisse**

Die Ergebnisse im Bereich der Methodenentwicklung zur Bestimmung lokaler Werkstofffestigkeiten von Gusseisen können in weiteren Forschungsprojekten im Bereich „Festigkeit von Gusswerkstoffen“ direkt verwendet werden. Die systematische Untersuchung der Werkstofffestigkeit unter Berücksichtigung der lokalen Abkühl- und Erstarrungsbedingungen kann erst durch die durchgeführte statistische Betrachtung durch eine große Anzahl an Schwingversuchen als Grundlage für weitere Forschungsvorhaben dienen. Die etablierten Modifikationen für das Auslegungskonzept im Sinne der direkten Berücksichtigung lokaler Werkstoffeigenschaften erlaubt die systematische Untersuchung in Folgevorhaben mit dem Ziel der Aufnahme in Standards und Richtlinien. Ferner können die entwickelten Methoden in unterschiedlichen Geschäftsfeldern der beteiligten Industriepartner eingesetzt werden: Die modifizierten lokalen Auslegungskonzepte und Modellierungsansätze zur Schwingfestigkeitsvorhersage können direkt in der Anlagen- und Getriebeentwicklung eingesetzt werden und dort schon frühzeitig ein signifikantes Bauteilpotential eröffnen. Ebenfalls können die aufgestellten Werkstoffmodelle von Gießereien genutzt werden um lokale Werkstoffvariationen zu beschreiben und aktive Weiterentwicklung an den eingesetzten Werkstoffen zu betreiben. Durch die strikte Kopplung von Gussimulation und mechanischen Werkstoffdaten eröffnet sich zudem für die beteiligten Gieß- und Prozesssimulationen ein Weiterentwicklungspotential hinsichtlich der Integrierbarkeit von Prozess-Gefüge-Eigenschafts-Beziehungen. Die erreichten Gewichtseinsparungen von bis zu 15 % motivieren

abschließend den Einsatz der entwickelten Methodik in den genannten Bereichen. Die Verwertbarkeit der Ergebnisse wurde insbesondere durch den regelmäßigen Austausch zwischen Forschungsstelle und begleitender Industrie sichergestellt. Mit Blick auf den Einsatz in zertifizierten Gesamtsystemen haben die geleisteten Arbeiten und deren Verbreitung in Forschungs- und Industriekreisen einen entscheidenden Grundstein für die Akzeptanz der dargestellten Methodik durch etablierte Zertifizierer geleistet.

### **Aktuelle Erkenntnisse aus der Literatur**

Abseits der durch die Forschungsgruppe um Jacob Olofsson geleisteten Arbeiten vor Projektbeginn, vergleiche bspw. [25] konnten keine Arbeiten zur Optimierung von Großgussbauteilen unter Berücksichtigung der durch Simulation bestimmten lokalen Werkstoffeigenschaften identifiziert werden. Gleichwohl unterliegen die einzelnen im Vorhaben eingesetzten Methodiken jedoch einer konsequenten Weiterentwicklung, welche der entsprechenden spezifischen Fachliteratur entnommen werden kann. Der hier praktizierte Einsatz im Verbund, welcher das maßgebliche Alleinstellungsmerkmal des Forschungsvorhabens war, wird jedoch nicht berichtet.

### **Veröffentlichungen**

Ergebnisse des Projekts wurden auf den wissenschaftlichen Konferenzen InCeight Casting C8 (06.03.2023 – 08.03.2023), der CWD 2023 (21.03.2023 – 22.03.2023), der Werkstoffprüfung 2023 (23.11.2023 - 24.11.2023), sowie der Großen Gießereitechnischen Tagung (25.04.2024 – 26.04.2024) einem Fachpublikum und Anwendern präsentiert. Ferner wurden die Ergebnisse des Projekts auf den Messen GIFA (11.06.2023 – 16.06.2023) sowie CastForge (04.06.2024 – 06.06.2024) durch Fachvorträge, Messestände und die interaktive Diskussion direkt den industriellen Kerngruppen präsentiert.

Die Industrie wurde durch die regelmäßige Teilnahme an Arbeitskreisen informiert. Dabei wurde an folgenden Arbeitskreisen teilgenommen:

- Fachausschuss Eisenguss (09/2022, 09/2023)
- Fachausschuss innovatives Gussteildesign (11/2023, 02/2024)
- FVA Mini-Symposium (05/2023)

Folgende Veröffentlichungen sind während der Projektlaufzeit veröffentlicht worden:

- Weber, Felix; Züch, Vitali; Gebhardt, Nils Christian; Bezold, Alexander; Broeckmann, Christoph; Bosse, Dennis; Jacobs, Georg; Gurevich, Vitalii; Bodenbug, Mathias: An Interdisciplinary Approach to Local Strength Assessment of Cast Iron Components to Exploit Unused Component Potential

In: InCeight Casting C8 2023: Proceedings of the 2nd Congress for Intelligent Combining of Design, Casting, Computer Simulation, Checking and Cyclic Behaviour for Efficient Cast Components, March 6th-8th, 2023, Darmstadt / Christoph Bleicher, Heinz Kaufmann, Christian Pittel (eds.), 115-131: Fraunhofer Verlag (2023)

[DOI: 10.24406/PUBLICA-1036]

- Weber, Felix; Broeckmann, Christoph; Züch, Vitali; Jacobs, Georg; Zimmermann,

Jannik; Schröder, Kai-Uwe; Bami, Youness; Jakumeit, Jürgen; Bodenburg, Mathias; Weiß, Reinhard: Multi-domain optimization of cast iron components in wind turbines

In: Forschung im Ingenieurwesen = Engineering research, 87, 1, 39-50

Berlin ; Heidelberg : Springer (2023)

[DOI: 10.1007/s10010-023-00616-3]

Folgende Konferenzbeiträge mit Projektbezug sind weiterhin geplant:

- Bestimmung simulativer synthetischer Wöhlerkurven (InCeight Casting 2025)
- Hohlbohrproben zur Qualitätssicherung in Großgussbauteilen (Werkstoffprüfung 2024)
- Vorhersage Lokaler Werkstoffeigenschaften auf Basis von Hohlbohrproben (CWD 2025)

Gemeinsame Veröffentlichungen mit Projektbezug sind weiterhin geplant zu den Themen:

- Integration der lokalen Werkstoffkennwerte in den Auslegungsprozess von Großgussbauteilen
- Bestimmung von simulativ synthetischen Wöhlerkurven für EN-GJS-500-14