



Diplomarbeit

SIMULATION DES FESTWALZPROZESSES MITTELS METHODEN DER FINITEN ELEMENTE

Jakob Pogert

Mat.-Nr.: 3952411

Betreuender Hochschullehrer:

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Betreuer:

Dipl.-Ing. Carsten Ulrich

Eingereicht am 2. November 2020

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit

in der Studienrichtung: Allgemeiner und Konstruktiver Maschinenbau

Name des Bearbeiters: Jakob Pogert

Matrikelnummer: 3952411

Simulation des Festwalzprozesses mittels Methoden der Finiten Elemente

Deep rolling simulation using Finite Element Methods

Um das lokale Versagen von Bauteilen unter wechselnder Beanspruchung vorherzusagen, bedarf es der mehrachsigen Spannung und/oder Dehnung am Nachweisort (lokale Beanspruchung) sowie der Festigkeit des Bauteils bzw. Materials (lokale Beanspruchbarkeit). Beides ist neben dem Werkstoff, der Geometrie und der Last maßgeblich von der Fertigung abhängig. So beeinflussen Fertigungsprozesse wie das Festwalzen die Verfestigung der Randschicht (Beanspruchbarkeit) und hinterlassen zugleich Eigenspannungen im Bauteil. Diese können in Überlagerung mit den Lastspannungen der Beanspruchung zugeordnet werden. Zur simulativen Abbildung solcher Fertigungsprozesse eignen sich nicht-lineare FE-Simulationen.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Aufgabenstellung an: Es ist ein parametrierbares Modell zur Festwalzsimulation glatter (ungekerbter) Wellen mit kugelförmigem Werkzeug in Ansys zu erstellen. Dieses Modell soll als Referenzmodell für spätere Untersuchungen grundlegend die Abschätzung von Verfestigungsverhalten und Eigenspannungen ermöglichen. Es stehen verschiedene Vorarbeiten zur Verfügung. So kann neben einem bekannten elastisch-plastischen Materialmodell (kombinierte nichtlineare Verfestigung nach Vosz und Chaboche) ein funktionsfähiger Methodenträger eines Vernetzers (Matlab) als Grundlage genutzt werden. Neben der Einarbeitung in die FE-Simulation mit Ansys ist zunächst eine Literaturrecherche durchzuführen. Für die Aufgabe brauchbare Modellierungsansätze sind zu diskutieren und ggf. in Ansys zu testen. Infolge dessen ist für die Vorzugsvariante ein parametrischer Vernetzer zu programmieren bzw. anzupassen. Abschließend wird die Funktionstüchtigkeit des Modells durch Konvergenzstudien sichergestellt und die Modelleigenschaften werden anhand ausgewählter Beispiele analysiert.

Beginn:	03.06.2020
Ende:	02.11.2020
Gutachter:	Dr.-Ing. Stefan Schumann
Betreuer:	Dipl.-Ing. Carsten Ulrich
Verantw. HSL:	Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Thorsten
Schmidt

Digital unterschrieben von Thorsten Schmidt
DN: cn=DE, o=Technische Universität Dresden,
ou=Professur Technische Logistik, cn=Thorsten
Schmidt
Datum: 2020.05.06 14:16:43 +02'00'

Prof. Dr.-Ing. habil. T. Schmidt
Leiter der Studienrichtung

Berthold
Schlecht

Digital unterschrieben von Berthold Schlecht
DN: cn=DE, o=Technische Universität Dresden,
ou=ITU Dresden/IMM/LEt.ME, cn=Berthold
Schlecht
Datum: 2020.05.06 13:19:36 +02'00'

Prof. Dr.-Ing. B. Schlecht
Betreuender HSL

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit mit dem Titel

„Simulation des Festwalzprozesses mittels Methoden der Finiten Elemente“

selbstständig verfasst habe. Es wurden keine anderen als die in der Arbeit angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Die wörtlichen oder sinngemäß übernommenen Zitate habe ich als solche kenntlich gemacht.

Dresden, 2. November 2020

Jakob Pogert

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	VI
Symbolverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen	2
2.1 Festwalzprozess	2
2.1.1 Verfahrenprinzip	2
2.1.2 Verfahrensparameter	4
2.1.3 Wirkmechanismen	6
2.1.4 Tragfähigkeit festgewalzter Teile	9
2.2 Verfestigungsmechanismen	10
2.2.1 Isotropes Verfestigungsmodell	10
2.2.2 Kinematisches Verfestigungsmodell	11
2.2.3 Kombiniertes Verfestigungsmodell	12
2.3 FEM-Simulation	14
2.3.1 Lösungsverfahren	14
2.3.2 Diskretisierung und Konvergenz	15
2.3.3 Elastisch-plastische Materialmodelle	17
3 Stand der Wissenschaft	19
3.1 Ansätze und Modelle mittels der FEM	19
3.1.1 Festwalzsimulation	19
3.1.2 Glattwalzsimulation	24
3.1.3 Kugelstrahlsimulation	28
3.2 Zugrundeliegende Arbeiten	30
4 Modellbildung und Simulation	33
4.1 Modellbildung	33
4.1.1 Modellierung der Welle	35
4.1.2 Modellierung der Walzkugel	41
4.1.3 Kontaktdefinition	45

4.2	Simulation	46
4.2.1	Randbedingungen und Lasten	46
4.2.2	Simulationsansätze	50
5	Ergebnisse und Auswertung	53
5.1	Ergebnisgrößen	54
5.2	Konvergenzstudien	56
5.2.1	Variation der Elementarzellengröße	56
5.2.2	Variation der Elementkantenlänge	59
5.2.3	Zusammenführung der Konvergenzergebnisse	66
5.3	Parameterstudien	68
5.3.1	Wahl des Materialmodells	70
5.3.2	Variation der Walzkraft	71
5.3.3	Variation des Vorschubs	72
5.3.4	Variation des Walzkugeldurchmessers	74
6	Zusammenfassung und Ausblick	76
	Abbildungsverzeichnis	78
	Tabellenverzeichnis	81
	Literaturverzeichnis	82
A	Anhang	85
A.1	Multilineares Materialmodell für ANSYS	85
A.2	Berechnungen zum Hertz'schen Kontakt	86
A.3	Abbildungen Simulation	87
A.4	Ergebnisse der kombinierten Konvergenzstudie	88

Abkürzungsverzeichnis

EKL	Elementkantenlänge
EZ	Elementarzelle
FEM	Finite-Elemente-Methode
FHG	Freiheitsgrad
IST	Incremental-Step-Tests
KF	Kontaktflächenanordnung
MPC	Multi-Point-Constraint
RB	Randbedingungen
REM	Randelementmethode

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a_{Bogen}	mm	Bogenlänge der Elementarzelle
a_{Hertz}	mm	Radius der Hertz'schen Abplattung
b	mm	Breite der Wellen-Elementarzelle
C_i	MPa	Kinematischer Verfestigungsparameter
d_{Hertz}	mm	Tiefe der Hertz'schen Abplattung
E	MPa	Elastizitätsmodul
E_k	MPa	Elastizitätsmodul der Walzkugel
E_{ref}	MPa	Referenzwert des Elastizitätsmoduls für den Hertz'schen Kontakt
E_w	MPa	Elastizitätsmodul der Welle
F_w	N	Walzkraft
k	MPa	Gesättigte Fließgrenze für kinematisches Verfestigungsmodell
K_{ZSD}	MPa	Zyklischer Festigkeitskoeffizient nach Ramberg-Osgood
l	mm	Länge der Wellen-Elementarzelle
n	—	Anzahl der Walzkugelbahnen durch die Elementarzelle
n_{ZSD}	—	Zyklischer Verfestigungsexponent nach Ramberg-Osgood
R_{∞}	MPa	Entwicklung der Fließgrenze
R_m	MPa	Zugfestigkeit
R	mm	Radius der Welle
r	mm	Radius der Walzkugel
u	mm	Wellenumfang
v	mm/U	Vorschub der Walzkugel pro Umdrehung
v_w	mm/s	Vorschub der Walzkugel
X	MPa	Back-Stress (auch α)
α	°	Kippwinkel der Wellen-Elementarzelle
β	°	Vorschubwinkel
γ_i	—	Kinematischer Verfestigungsparameter

Symbol	Einheit	Bezeichnung
μ	—	Reibungskoeffizient
ν	—	Querkontraktionszahl
ν_k	—	Querkontraktionszahl der Walzkugel
ν_{ref}	—	Referenzwert der Querkontraktionszahl für den Hertz'schen Kontakt
ν_w	—	Querkontraktionszahl der Welle
ω	U/s	Winkelgeschwindigkeit der Welle
σ	MPa	Spannung
σ_{ES}	MPa	Eigenspannung
σ_{max}	MPa	Maximale Lastspannung
σ_{y0}	MPa	Initiale Fließgrenze

1 Einleitung

Bei der Dimensionierung von Maschinenelementen steht eine Steigerung der Dauerfestigkeit oft im Gegensatz zur Einsparung von Material und Kosten. Diese gegenläufigen Forderungen können nur durch eine optimierte Werkstoffausnutzung miteinander vereinbart werden. Dabei spielt der gezielte Einsatz festigkeitssteigernder Maßnahmen eine zentrale Rolle. In der Antriebstechnik liegen die versagenskritischen Stellen meist in der Bauteilrandschicht. Eine lokale Oberflächenverfestigung bietet daher die ideale Möglichkeit das Werkstoffpotential bezüglich der Tragfähigkeit maximal auszunutzen. Neben den chemisch-thermischen Verfahren wie dem Einsatzhärten, finden auch mechanische Verfahren eine breite industrielle Anwendung. Mittels Kugelstrahlen und Festwalzen werden heute branchenübergreifend Bauteile bearbeitet, um deren Dauerfestigkeit automatisiert und ohne erhöhten Materialaufwand zu steigern.

Das Festwalzen, oft auch als Rollieren bezeichnet, hat sich in den vergangenen Jahrzehnten als effizientes und ökonomisches Verfahren etabliert. Die gezielte Randschichtverfestigung erfolgt durch das Abrollen eines Walzwerkzeugs auf der Bauteiloberfläche unter definierter Belastung. Bei der Einstellung der optimalen Walzparameter kann die Dauerfestigkeit von gekerbten Bauteilen um ein Vielfaches gesteigert werden [Bro89]. Die Optimierung der Prozessparameter erfolgt meist auf der Grundlage von Versuchsergebnissen und aufwändigen Eigenspannungsmessungen.

Computersimulationen nach der Finite-Elemente-Methode (FEM) stellen eine zeit- und kostensparende Alternative zur versuchsbasierten Parameterbestimmung dar. In dieser Arbeit soll ein Simulationsmodell entwickelt werden, welches die strukturmechanischen Vorgänge während des Festwalzprozesses abbilden kann. In Abhängigkeit von Modell- und Walzparametern soll eine Berechnung des eingebrachten Eigenspannungszustandes ermöglicht werden. Mittels einer Literaturrecherche werden zu Beginn der Bearbeitung existierende Lösungsansätze zusammengestellt. Für die anschließende Modellierung und Simulation im FEM-Programm ANSYS steht ein parametrischer Vernetzer zur Verfügung. Auf dessen Grundlage werden verschiedene Modelle erstellt, aus denen mittels einer Konvergenzanalyse eine Vorzugsvariante bestimmt wird. Die Aussagekraft des konvergierenden Modells wird abschließend durch eine Parameterstudie überprüft.

2 Theoretische Grundlagen

Zu Beginn der vorliegenden Arbeit wird auf die Grundlagen eingegangen, auf denen die Entwicklung des Simulationsmodells basiert. Zunächst erfolgt die Einführung in den technischen Verfahrensprozess des Festwalzens, um anschließend die zugrundeliegenden Verfestigungsmechanismen vorzustellen. Den Abschluss dieses Kapitels bildet ein Einblick in die Abläufe der computergestützten Simulation mittels der FEM.

2.1 Festwalzprozess

Das Festwalzen ist ein mechanisches Verfahren zur Randschichtverfestigung von metallischen Werkstücken, welches seit geraumer Zeit eine breite Anwendung findet. Ziel des Verfahrens ist die Einstellung bestimmter Festigkeitseigenschaften in der oberflächennahen Werkstückschicht. Durch das Einbringen von Druckeigenspannungen sowie die Kaltverfestigung kann die Dauerfestigkeit von Bauteilen sowie deren Lebensdauer erhöht werden.

Beim Festwalzen wird die Werkstückrandschicht gezielt elastisch-plastisch verformt, indem ein Werkzeug mit kugel- oder rollenförmigem Walzkörper unter einer definierten Kraft in das Werkstück eindringt und abwälzt. Das Verfahren kommt vor allem bei gekerbten Bauteilen zum Einsatz und ermöglicht eine Abschwächung bis hin zur kompletten Aufhebung der Kerbwirkung [Bro89]. Das einfache Verfahrensprinzip, sowie die Kombination verschiedener festigkeitssteigernder Effekte macht den Festwalzprozess zum effizientesten Verfahren zur Erhöhung der Schwingfestigkeit von Bauteilen. [RWM05].

2.1.1 Verfahrenprinzip

Am breitesten wird das Festwalzen rotationssymmetrischer gekerbter Teile im Einstichverfahren angewendet. In Abbildung 1a ist diese Bearbeitungsvariante am Kerbradius eines Wellenabsatzes prinzipiell dargestellt.

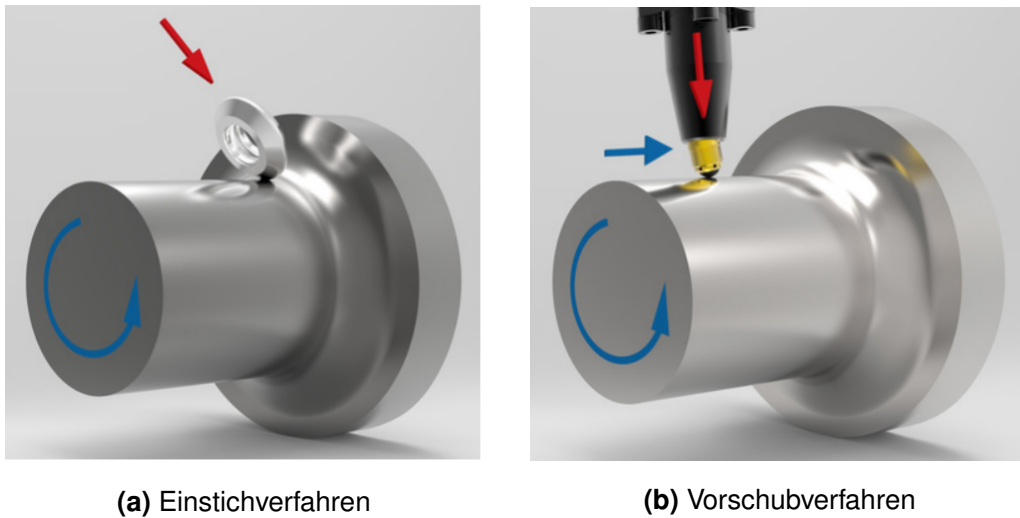


Abbildung 1: Verfahrensprinzip Festwalzen [ECO20a]

In der linken Darstellung wird durch den blauen Pfeil die Rotation des Werkstücks um seine Achse verdeutlicht. Der rollenförmige Walzkörper dringt unter Wirkung der Walzkraft (roter Pfeil) in die Randschicht ein. Im Einstichverfahren erfährt das Werkzeug keinen Vorschub, wodurch der Bereich der Kerbe je nach Anwendungsfall ein- oder mehrfach überrollt wird. Das Verfahren wird bereits seit Jahrzehnten in der industriellen Massenfertigung, beispielsweise an Kerbradien von Kurbelwellen für die Automobilbranche, eingesetzt [Bro89].

Eine alternative Prozessvariante ist das Festwalzen im Vorschubverfahren, dessen prinzipielle Kinematik in Abbildung 1b veranschaulicht wird. Wie auch beim Einstichverfahren rotiert die Welle, wodurch die tangentielle Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug realisiert wird. Das Werkzeug, welches in diesem Fall durch eine hydrostatisch gelagerte Walzkugel verkörpert wird, bewegt sich zusätzlich in axialer Richtung um den Vorschub zu vollführen. Nach diesem Prinzip werden größere Bereiche glatter Oberflächen bearbeitet.

Durch die Nutzung hydrostatisch gelagerter Walzkugeln wird außerdem die Bearbeitung von unregelmäßigen Freiformflächen ermöglicht. Mittels dieser Technologie können auch Bauteile mit komplizierter Geometrie und hoher Härte, wie beispielsweise Turbinenschaufeln, festgewalzt werden.

In dieser Arbeit erfolgt die Entwicklung eines Simulationsmodells für das Festwalzen im Vorschubverfahren. Daher wird nachfolgend lediglich auf die dabei maßgeblichen Prozessparameter eingegangen.

2.1.2 Verfahrensparameter

Der Festwalzprozess und dessen Resultate hängen von einigen Einflussfaktoren ab. Zum einen sind Materialparameter, wie die Dehn- und Fließgrenze des Werkstückwerkstoffes, sowie die Randschichthärte von Bedeutung. Zum anderen spielen die Radien R und r von Welle und Walzkugel eine entscheidende Rolle, da sie die Ausprägung des Hertz'schen Kontaktbereiches bestimmen. In Abbildung 2 sind die wichtigsten geometrischen und kinematischen Parameter für das Festwalzen im Vorschubverfahren aufgeführt. Die Walzkugel ist aus Gründen der Anschaulichkeit vergrößert dargestellt. In Realität wird der Kugelradius r deutlich kleiner als der Wellenradius R gewählt.

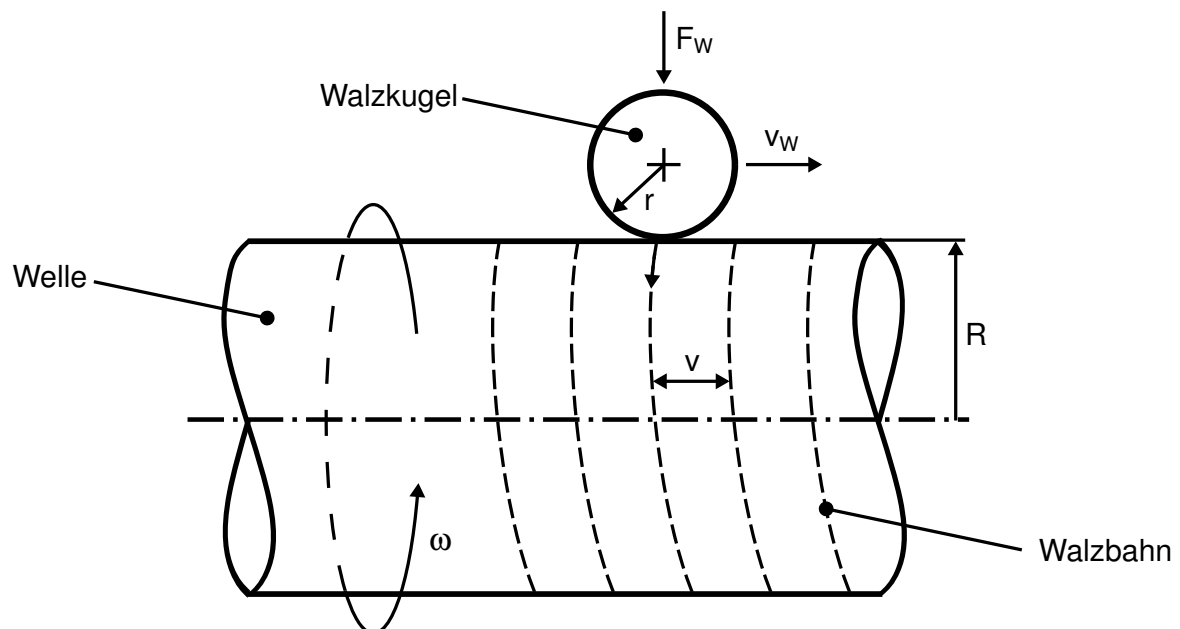


Abbildung 2: Verfahrensparameter

Die Kinematik des Prozesses wird analog zu einer Drehbearbeitung durch die Winkelgeschwindigkeit ω der Welle und den Vorschub v_W der Walzkugel bestimmt. Da die Verformungsprozesse beim Festwalzen nicht zeitabhängig sind, spielen diese beiden Größen eine geringere Rolle als der Vorschub pro Wellenumdrehung $v = v_W/\omega$. Diese Prozessgröße bestimmt die Steigung der spiralförmigen Walzbahn und entscheidet damit, ob Werkstückbereiche mehrfach verformt werden. Die Grundlage dazu bildet die Ausprägung eines Hertz'schen Kontaktbereiches zwischen Walzkugel und Welle, welcher anhand von Abbildung 3 visualisiert wird. Da der Kugelradius deutlich kleiner ist als der Wellenradius, kann der reale Kontakt zwischen Kugel und Zylinder auf den Hertz'schen Kontakt zwischen Kugel und elastischer Platte zurückgeführt werden.

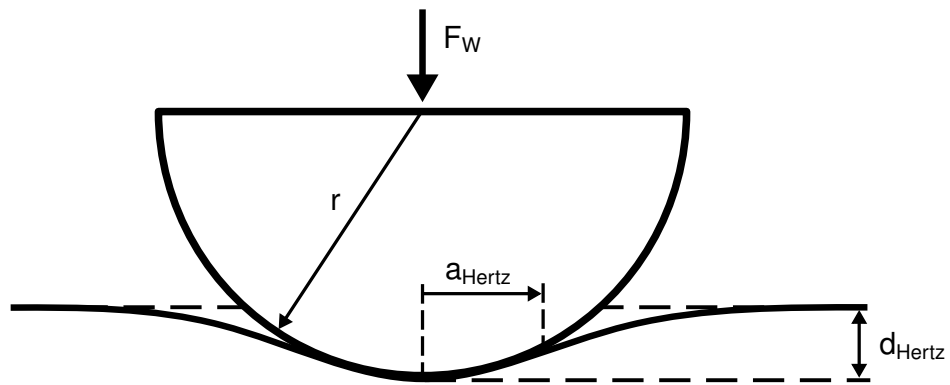


Abbildung 3: Hertz'scher Kontaktbereich zwischen Kugel und Platte nach [Her82]

Infolge der Krafteinwirkung auf die Kugel verformt sich der Randbereich der Welle. Es entsteht ein Kontaktbereich, die sogenannte Hertz'sche Abplattung, mit dem Radius a_{Hertz} und der Tiefe d_{Hertz} . Die Berechnung der beiden Größen wird in Anhang A.2 behandelt.

Die Relation zwischen dem Radius der Hertz'schen Abplattung und dem Vorschub bestimmt den Deckungsgrad des Festwalzprozesses. Abgeleitet vom Kugelstrahlprozess gibt der Deckungsgrad an, welcher Anteil der Probenoberfläche bei der Bearbeitung festgewalzt wurde. Nimmt diese Größe den Wert 1 an, so wird die gesamte Werkstückoberfläche durch das Festwalzen beeinflusst. Dies ist der Fall, wenn der Radius der Abplattung genau halb so groß ist, wie der Vorschub. Erhöht sich der Radius a_{Hertz} oder wird der Vorschub verringert, so überlagern sich die Einflussbereiche zweier benachbarter Walzbahnen und ein Deckungsgrad größer als 1 liegt vor. In diesem Fall werden Werkstoffbereiche mehrfach überrollt, was Auswirkungen auf die resultierenden Eigenspannungen hat. Um einen homogenen Eigenspannungszustand in axialer Richtung einzubringen, wird in der Praxis meistens ein Deckungsgrad größer zwei gewählt.

Den größten Einfluss auf die mikro- und makroskopischen Vorgänge beim Festwalzen hat die Walzkraft F_W . Sie muss je nach Werkstoffzustand, Geometrie und Kinematik gewählt werden, sodass die gewünschten Eigenschaftsänderungen in der Werkstückrand-schicht zuverlässig erreicht werden. Oft können die optimalen Walzparameter erst nach mehreren Versuchen und Messungen erreicht werden [RWM05]. Die Festwalzsimulation kann diesen zeitintensiven Zwischenschritt ersetzen oder zumindest ergänzen.

2.1.3 Wirkmechanismen

Die Änderung der Festigkeitseigenschaften des Werkstücks durch das Festwalzen wird primär durch die teilplastische Verformung der Randschicht verursacht. Das Werkzeug, welches härter ist als das Werkstück, dringt infolge der Kraftaufbringung in die Oberfläche ein, wodurch ein dreiachsiger Spannungszustand induziert wird. Daraus resultieren je nach Beanspruchbarkeit mikroskopische Versetzungsbewegungen bis hin zu makroskopischem Fließen. Die möglichen Eigenschaftsänderungen in der Randschicht sind nachfolgend aufgeführt [Bro89].

- **Eigenspannungen:** Druckeigenspannungen auf und unter der Oberfläche infolge teilplastischer Verformung der Randschicht
- **Randhärte:** Steigerung der Randhärte durch Kaltverfestigung
- **Randgefüge:** Bildung von Umformmartensit aus Restaustenit
- **Oberflächengüte:** Einebnung der Rauheitsgipfel
- **Dichte:** Dichtezunahme bei porösen Werkstoffen

Den größten Einfluss auf die Tragfähigkeit eines rollierten Bauteils, haben die durch das Festwalzen in die Randschicht eingebrachten Druckeigenspannungen. Deren Entstehung wird auf die teilplastische Verformung in der Randzone zurückgeführt. Aufgrund der Hertz'schen Pressung im Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück stellt sich ein Spannungsmaximum unterhalb der Oberfläche ein. Die Streckgrenze des Werkstoffes wird dadurch in Teilbereichen überschritten, während im Innern liegende Zonen lediglich elastisch verformt werden. Nach dem Überrollen, wird die Rückverformung des reversiblen Dehnungsanteils durch die Versetzungen infolge des oberflächlichen Fließens behindert. Der Gleichgewichtszustand innerhalb des Bauteils wird somit verschoben und es liegen auch nach Kraftrücknahme innere Druckspannungen in der Randzone vor. Der resultierende Eigenspannungs-Tiefenverlauf wird analog zum Verlauf der Hertz'schen Pressung durch ein Minimum unterhalb der Oberfläche charakterisiert. [Sch02]

Wie in Abbildung 4 zu erkennen ist, hängt der Tiefenverlauf der Eigenspannungen σ_{ES} eng mit der Höhe der aufgebrachten Walzkraft zusammen. Je höher die Belastung gewählt wird, desto größer werden die Beträge und Wirkungstiefen der inneren Druckspannungen.

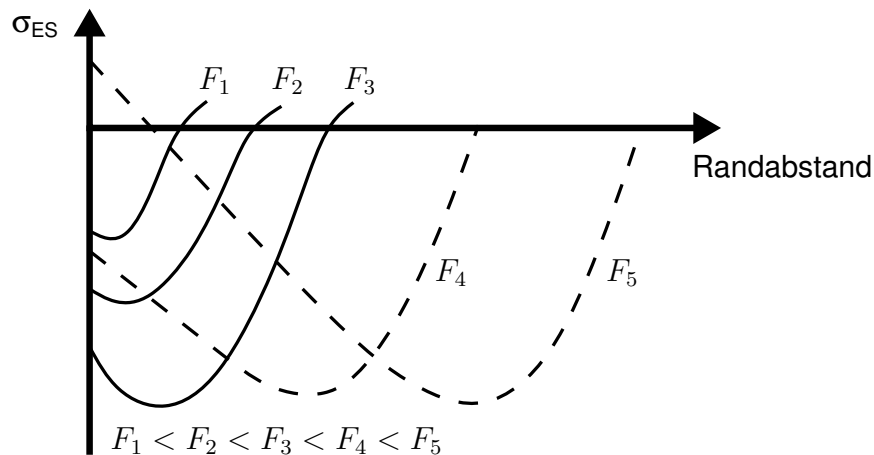


Abbildung 4: Eigenspannungsverläufe bei unterschiedlichen Walzkraften nach [Bro89]

Ab einer gewissen Höhe der Walzkraft (F_3 in obiger Abbildung) erreichen die Druckeigenspannungen einen Grenzwert. Wird die Walzkraft weiter erhöht, verschiebt sich das Eigenspannungsminimum in tiefere Randschichten, wodurch die Druckspannungen an der Oberfläche wieder abfallen. Bei sehr hohen Walzkraften (F_5) stellen sich an der Oberfläche Zugeigenspannungen ein. Dieser Fall sollte aufgrund der ungünstigen Effekte auf das Anrissverhalten verhindert werden.

Die ebenfalls durch die plastische Verformung verursachte Kaltverfestigung resultiert in einem Härteanstieg in der Randzone. Vor allem bei Werkstoffen niedriger Ausgangshärte ist dieser Effekt stark ausgeprägt und eine Steigerung von 50 % ist nachweislich möglich. Dahingegen erfahren höherfeste Werkstoffe ab einer Härte von 400 HV keine maßgeblichen Härtezunahmen in der Randschicht. Prinzipielle Härteverläufe für unterschiedliche Walzkraften sind in Abbildung 5 dargestellt. Darin ist die Ausgangshärte im ungewalzten Zustand als Strichlinie gegeben. [Bro89]

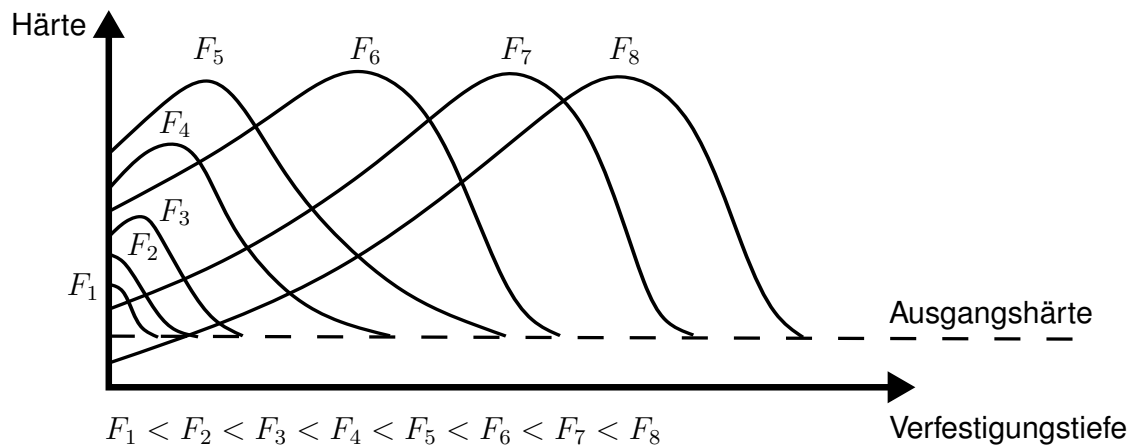


Abbildung 5: Härteverläufe bei unterschiedlichen Festwalzkräften nach [Bro89]

Die Härteverläufe sind qualitativ mit den zuvor gezeigten Eigenspannungsverläufen vergleichbar. Auch die Härte erreicht bei steigender Walzkraft einen Maximalbetrag, welcher stetig in tiefere Werkstückschichten verschoben wird. Höhere Walzkräfte resultieren in einer größeren Verfestigungstiefe, reduzieren aber den Effekt der Härtezunahme an der Oberfläche.

Weitere Randdruckeigenspannungen sowie Härtesteigerungen können zusätzlich durch Gefügeumwandlungen während des Festwalzens induziert werden. Dieser Effekt tritt bei restaustenithaltigen Stählen auf, deren Kristallgitter aufgrund der plastischen Verformung entlang der Versetzungslinien in Martensit umklappen. [Bro89]

Neben den gewollten Eigenschaftsänderungen treten beim Festwalzen auch positive Nebeneffekte auf. So erfolgt durch die Kontaktpressung eine Einebnung von Rauheitsgipfeln, wie sie beim Glattwalzen angestrebt wird. Diese Verbesserung der Oberflächengüte kann bei glatten Bauteilen die Schwingfestigkeit verbessern, indem die Rissanfälligkeit an der Oberfläche herabgesetzt wird [Bro89]. Bei gekerbten Werkstücken oder bereits verfestigten Randzonen ist dieser Effekt nicht zu beobachten, da die versagenskritischen Werkstoffbereiche unterhalb der Oberfläche liegen. Wird die Walzkraft zu hoch gewählt, können auch negative Auswirkungen in Form von Oberflächenermüdung auftreten [Ulr20].

Ist der bearbeitete Werkstoff porös, wie es zum Beispiel bei gesinterten Bauteilen der Fall ist, geht mit dem Festwalzen eine Materialverdichtung einher. Während bei kleinen Walzkräften eine Absenkung der Schwingfestigkeit durch Zerstörung von Sinterbrücken auftritt, können größere Belastungen zu Kaltverschweißungen und somit zu Festigkeitssteigerungen führen. Bei gewöhnlichen, kompakten Werkstoffen hat das Festwalzen keine Auswirkungen auf die Dichte. [Bro89]

2.1.4 Tragfähigkeit festgewalzter Teile

Die eingebrachten Druckeigenspannungen haben sowohl in der Anrissphase als auch in der Phase des Rissfortschritts positive Auswirkungen auf die Tragfähigkeit von festgewalzten Bauteilen. Zum einen wird durch Schaal die Anhebung der anrissfreien Dauerfestigkeit bei glatten Proben um bis zu 15 % bestätigt [Sch02]. Dabei wirken die Druckeigenspannungen wie statische Mittelspannungen und können etwaige Zuglastspannungen überlagern und somit absenken. In einer Zusammenstellung der Versuchsergebnisse verschiedener Veröffentlichungen von Ulrich wird für ungekerbte Proben eine Wechselfestigkeitssteigerung von 5 % bis 15 % angegeben [Ulr20].

Während das Potential zur Steigerung der Tragfähigkeit von ungekerbten Proben eher gering ausfällt, ist das Festwalzen von gekerbten Proben mit einem großen Steigerungspotential der Wechselfestigkeit verbunden. Die von Ulrich vorgenommene Recherche ergibt je nach Kerbfaktor und Wärmebehandlungszustand Tragfähigkeitssteigerungen von 120 % bis 300 % [Ulr20]. Bei gekerbten Proben ist die Wirkung der Eigenspannungen auch während der Rissfortschrittsphase entscheidend. Wie bereits ausgeführt wurde, liegt das Druckspannungsmaximum nach dem Festwalzen unter der Oberfläche. Das durch Zugspannungen vorangetriebene Risswachstum kann demnach verlangsamt oder gestoppt werden, wodurch auch angerissene Bauteile eine Steigerung der Lebensdauer, bis hin zur Dauerfestigkeit, erfahren [Bro89].

Aus der deutlichen Tragfähigkeitssteigerung durch einen optimierten Festwalzprozess erwachsen Potentiale zur verbesserten Werkstoffausnutzung. Diese können einerseits im Bezug auf Leichtbau und andererseits zur Minimierung von Materialkosten ausgeschöpft werden.

Die nach dem Festwalzen in der Randschicht vorliegenden Druckeigenspannungen können je nach anschließender Behandlung und Belastung umgelagert oder aufgelöst werden. Eine Absenkung der Druckspannungen kann dabei durch eine Wärmebehandlung oder ein bestimmtes Lastkollektiv geschehen. Besonders innerhalb der ersten Lastwechsel einer zyklischen Belastung erfolgt die Umlagerung der Festwalz-Eigenspannungen. Je nach Relation zwischen der maximalen Beanspruchung und der Fließgrenze des Werkstoffes kommt es zur Stabilisierung oder Auflösung der Eigenspannungen. Diese Umlagerungseffekte müssen bei der Durchführung des Festwalzens berücksichtigt werden und möglichst auch in Simulationsmodelle integriert werden. [Sch02]

2.2 Verfestigungsmechanismen

Die Wahl des Materialmodells hat einen wesentlichen Einfluss auf die Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen. Im Fall des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens ist die Wahl zwischen unterschiedlichen Ansätzen zur Beschreibung des Fließens zu treffen, um die realen Vorgänge möglichst exakt nachzubilden. Beim Festwalzen wird die Fließgrenze des bearbeiteten Werkstoffes gezielt überschritten und dadurch eine plastische Dehnung hervorgerufen. Werden Be- und Entlastungsphasen zyklisch wiederholt, so beeinflusst die maximal auftretende Lastspannung die Fließgrenze des Materials. Diese Änderung der Fließgrenze wird durch den Vorgang der Verfestigung beschrieben und kann nach diversen Theorien modelliert werden. Die verschiedenen Verfestigungsmechanismen werden nachfolgend vorgestellt. Dies geschieht zur Veranschaulichung anhand der Fließgrenze in der deviatorischen Hauptspannungsebene und des bilinearen Spannungs-Dehnungs-Verlaufes eines beispielhaften Zug-Druck-Versuchs.

2.2.1 Isotropes Verfestigungsmodell

Das Modell der isotropen Verfestigung geht bei Überschreitung der initialen Fließgrenze von einer gleichmäßigen Aufweitung der Fließfläche in alle Raumrichtungen aus. Bei Richtungsumkehr muss der Betrag der bisherigen maximalen Lastspannung im nachfolgenden Halbzyklus aufgebracht werden, damit weiteres Fließen auftritt. In Abbildung 6 links ist die Entwicklung der Fließgrenze in der Hauptspannungsebene dargestellt. Aufgrund der Integration des deviatorischen Spannungsanteils, hat die Fließgrenze in diesem Fall die Form einer Ellipse. Alle äquivalenten Beanspruchungen innerhalb der gestrichelten Ellipse haben nach dem Van-Mises-Fließkriterium lediglich elastische Dehnungen zufolge, während eine Überschreitung dieser Grenze in plastischem Fließen resultiert. Auf der rechten Seite ist ein schematisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm für einen isotropen Verfestigungsvorgang dargestellt.

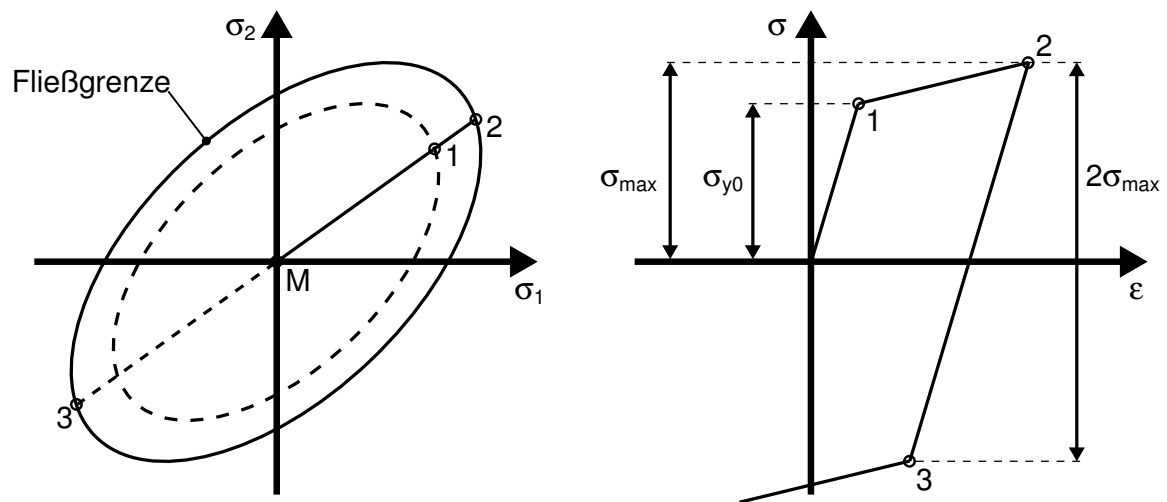


Abbildung 6: Schematische Darstellung des isotropen Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Tru19, Sch02]

Wird im beispielhaften Zug-Druckversuch die Probe zunehmend belastet, so wird im Punkt 1 die Fließgrenze σ_{y0} erreicht und die Plastizität beginnt. Die Zugkraft wird anschließend weiter erhöht, bis es im Punkt 2 zur Richtungsumkehr kommt. Die im Punkt 2 auftretende maximale Zugspannung σ_{\max} entspricht im weiteren Belastungsverlauf der neuen Fließgrenze des Materials. Demzufolge muss die Probe in entgegengesetzter Lastrichtung zunächst bis zu einer Spannung von $-\sigma_{\max}$ beansprucht werden, bis sie erneut eine plastische Verformung erfährt.

Das isotrope Verfestigungsmodell wird hauptsächlich für die Simulation von Umformprozessen angewendet, bei denen große plastische Verformungen auftreten. Für die Festwalzsimulation stellt das nachfolgend vorgestellte kinematische Modell daher die bessere Wahl dar. [Sch02]

2.2.2 Kinematisches Verfestigungsmodell

Der Vorteil des Modells der kinematischen Verfestigung gegenüber des isotropen ist die Abbildung des Bauschinger-Effekts, der bei zyklischer Beanspruchung mit plastischem Dehnungsanteil auftritt. Nach einer Belastungsumkehr ist demnach die neue Fließspannung in Gegenrichtung geringer als die initiale Fließspannung. Schematisch kann dieses Phänomen als eine Verschiebung der Fließfläche in der Hauptspannungsebene aufgefasst werden. In Abbildung 7 links wird der Sachverhalt als Translation des Ellipsenmittelpunktes veranschaulicht. Die Größe der Fließfläche bleibt dabei im Gegensatz zum isotropen Verhalten konstant. [Sch02]

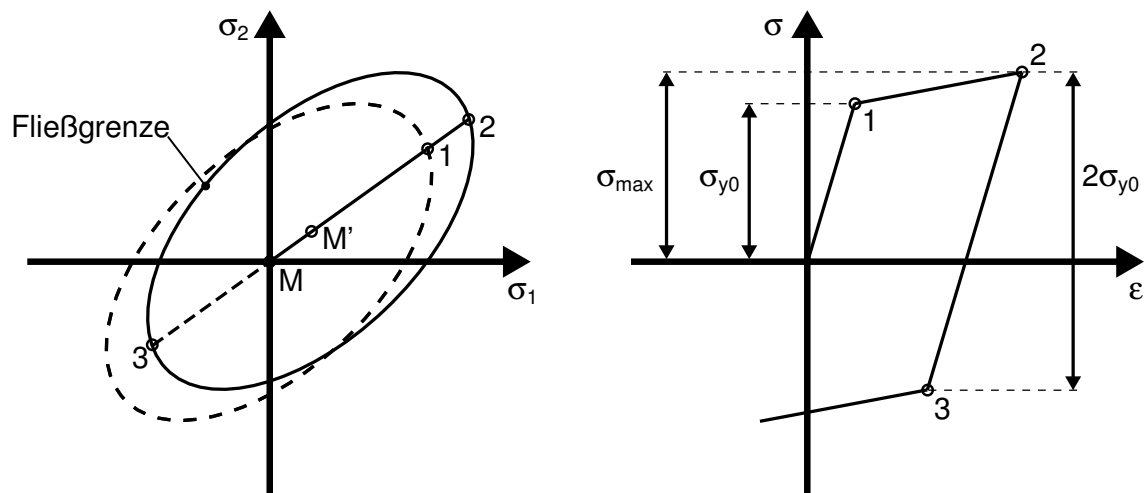


Abbildung 7: Schematische Darstellung des kinematischen Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Tru19, Sch02]

Während die Punkte 1 und 2 im Spannungs-Dehnungs-Diagramm analog zum isotropen Modell erreicht werden, ist die erforderliche Spannung für die weitere plastische Verformung in Punkt 3 im Betrag verringert. Ausgehend von Punkt 2 muss für weiteres Fließen in Gegenrichtung lediglich die doppelte initiale Fließspannung $2\sigma_{y0}$ statt der doppelten Maximallastspannung $2\sigma_{max}$ aufgebracht werden. Die Fließgrenze bleibt für folgende Lastwechsel konstant.

2.2.3 Kombiniertes Verfestigungsmodell

Die zuvor genannten Modelle lassen sich zu einem Modell vereinen, welches sowohl über einen isotropen als auch über einen kinematischen Verfestigungsanteil verfügt. Im Hauptspannungsraum erfährt die Fließfläche somit eine Aufweitung und eine Verschiebung des Mittelpunktes. Dabei charakterisiert der Back-Stress X den kinematischen und die Größe R_∞ den isotropen Verfestigungseinfluss [Lem01]. Analog zu den vorherigen Modellen wird der kombinierte Verfestigungsansatz mittels Abbildung 8 in der Hauptspannungsebene und durch den entsprechenden Spannungs-Dehnungs-Verlauf veranschaulicht.

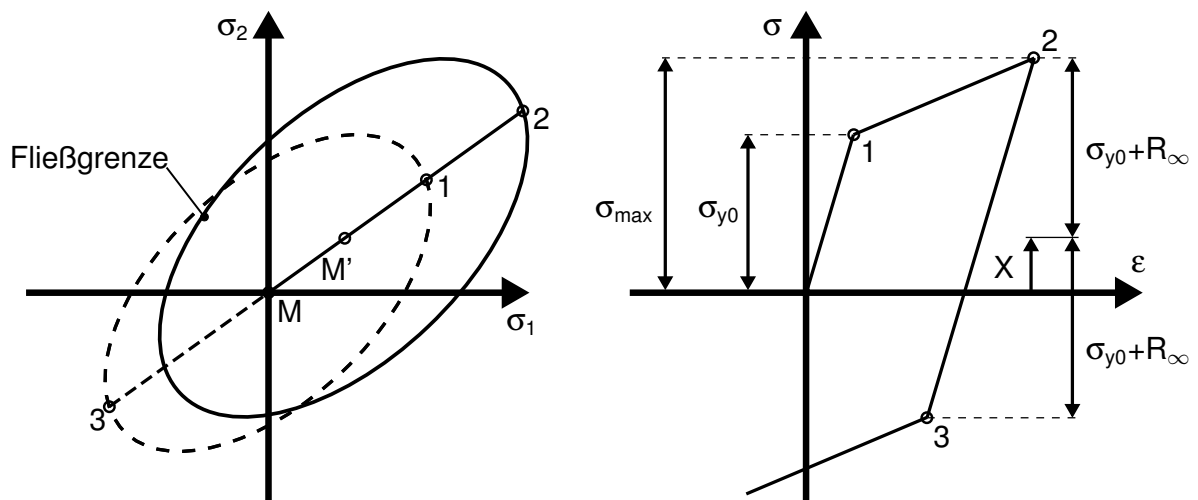


Abbildung 8: Schematische Darstellung des kombinierten Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Lem01]

Auf der rechten Seite der Abbildung wird ersichtlich, dass die maximale Lastspannung σ_{max} in drei Komponenten zerlegt werden kann, sodass folgender Zusammenhang gilt: $\sigma_{max} = \sigma_{y0} + R + X$. Damit es nach der Belastungsumkehr in Punkt 2 erneut zur plastischen Verformung kommt, muss die neue Fließgrenze von $2(\sigma_{y0} + R)$ überschritten werden. Der kinematische Anteil X hat keinen Einfluss auf die Höhe der aktuellen Fließspannung. Durch ihn wird jedoch die Lage der elastischen Domäne, also der Mittelpunkt der Fließgrenze in der linken Abbildung bestimmt. [Lem01].

2.3 FEM-Simulation

Bei der Methode der Finiten Elemente handelt es sich ein numerisches Näherungsverfahren. Die FEM ermöglicht die Lösung von Differentialgleichungssystemen, die analytisch nicht berechnet werden können. Auf diese Weise können strukturelle Probleme mit komplexen Geometrien aber auch Temperatur- und Magnetfelder berechnet werden. [MG07]

2.3.1 Lösungsverfahren

Wie bei allen numerischen Verfahren, wird auch bei der FEM ein Lösungsansatz für eine unbekannte Funktion aufgestellt. Dieser besteht aus vorgegebenen Formfunktionen und unbekannten Koeffizienten. Ziel der rechnerischen Simulation ist es, die Koeffizienten zu bestimmen, indem die Gleichungssysteme aufgelöst werden. Die Besonderheit der FEM besteht darin, dass die Ansatzfunktionen immer nur innerhalb von Teilbereichen aufgestellt werden, welche als Elemente bezeichnet werden. Diese sind an ihren Grenzen durch Knoten untereinander verknüpft, sodass die Ansatzfunktionen zweier benachbarter Elemente kontinuierlich miteinander gekoppelt sind. [MG07]

Die gesuchten Koeffizienten der Ansatzfunktionen entsprechen bei der FEM den Freiheitsgraden (FHG) an den Knoten. Bei der Anwendung auf die Festigkeitsberechnung entsprechen diese den Verschiebungen und Verdrehungen im Raum, also die sechs Freiheitsgrade der Mechanik. Wurden diese bestimmt, lassen sich draus Größen wie Spannungen und Dehnungen innerhalb der Elemente ableiten. Indem die Methode auf andere physikalische Domänen angewendet wird, kann ebenso die Berechnung der Temperaturen und elektrischen Potentiale der Knoten erfolgen. Für die ausführliche Beschreibung der theoretischen Grundlagen der FEM-Simulation sei auf das Werk *FEM für Praktiker* verwiesen, welches in diesem Abschnitt zitiert wird. [MG07]

2.3.2 Diskretisierung und Konvergenz

Die Einteilung des Gesamtgebietes in Elemente, auch Diskretisierung oder Vernetzung genannt, obliegt den Nutzenden der FEM-Software. Zuvor muss entsprechend der Modellanforderungen die Art der Elemente festgelegt werden. Je nach Dimension des Modells stehen im wesentlichen Linien-, Flächen- und Volumenelemente zur Auswahl. Deren Kantenlänge ist ein essentieller Parameter bei der Vernetzung. Wird die Kantenlänge verringert, so steigt die Anzahl der Elemente im Gesamtmodell. Auftretende Gradienten der Ergebnisgrößen können somit besser aufgelöst werden, ohne dass Ansatzfunktionen höherer Ordnung nötig werden. Um zusätzlich die Genauigkeit der Näherung innerhalb von Elementen zu erhöhen, können statt linearen Ansatzfunktionen quadratische oder kubische zum Einsatz kommen. Dazu wird die Knotenzahl der Elemente erhöht, während ihre Größe konstant bleibt.

Bei der Diskretisierung ist immer ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit zu finden. Feinere Netze und Ansatzfunktionen höherer Ordnung resultieren in einer besseren Annäherung an das tatsächliche Ergebnis, erfordern jedoch mehr Zeit und Speicher bei der Lösung. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, eine Beurteilung der Ergebnisgüte in Form einer Netzkonvergenzanalyse vorzunehmen. Dabei wird die Entwicklung eines ausgewählten Kriteriums bei schrittweiser Netzverfeinerung untersucht. Bei dem Kriterium handelt es sich meist um einen Spannungswert an einer kritischen Stelle, beispielsweise einer Kerbe. Aufgrund der großen Ergebnisgradienten, werden in solchen Bereichen viele Elemente pro Längeneinheit benötigt. Oft ist zu beobachten, dass das betrachtete Kriterium mit steigender Elementzahl gegen einen bestimmten Wert konvergiert. Ziel der Analyse ist es, zunächst herauszufinden, ob ein solcher Grenzwert existiert. Weiterhin soll festgestellt werden, wie genau der aktuelle Diskretisierungsschritt das tatsächliche Verhalten widerspiegelt und ob eine weitere Netzverfeinerung notwendig ist.

Im Allgemeinen wird die Konvergenzanalyse mit Hilfe eines Diagrammes visualisiert. Dabei werden die Ergebnisse für das gewählte Kriterium über der Elementanzahl pro Länge aufgetragen [MG07]. In Abbildung 9 ist ein solches Diagramm gezeigt. Das Kriterium ist in diesem Beispiel die Spannung, welche anhand von Modellen unterschiedlicher Vernetzungsdichten berechnet wurde.

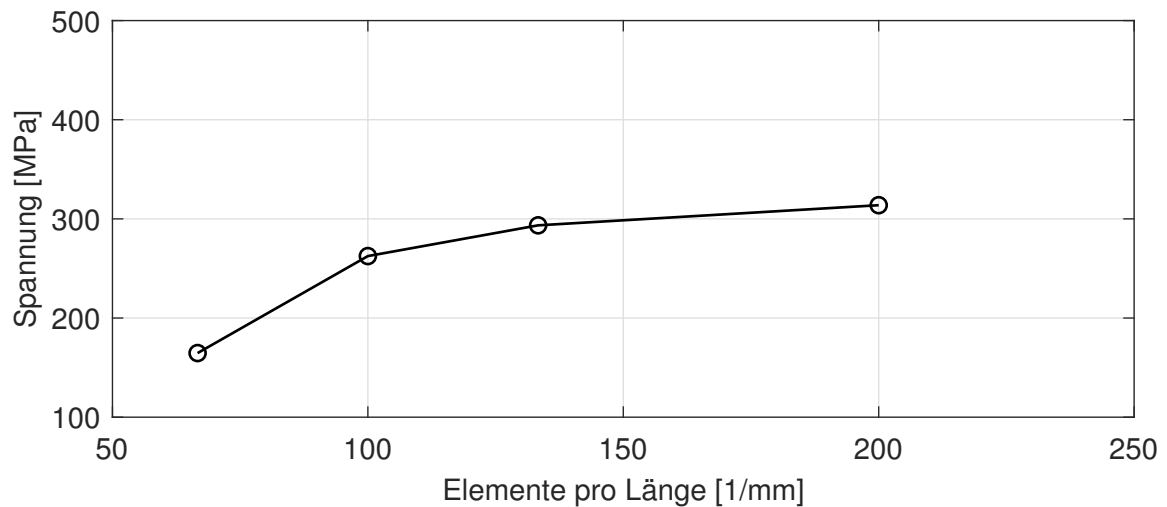


Abbildung 9: Beispielhafte Netzkonvergenzanalyse

Dem Diagramm lässt sich entnehmen, dass die Spannung im untersuchten Bereich mit steigender Elementanzahl zunimmt. Die Spannungsdifferenz von einem Punkt zum nächsten nimmt schrittweise ab. Allerdings lässt sich auf Grundlage der vier vorliegenden Ergebnisse noch nicht abschätzen, gegen welchen Wert der Verlauf konvergiert. Zur besseren Beurteilung der Konvergenz muss eine weitere Simulation mit erhöhter Elementanzahl durchgeführt werden.

Wenn eine weitere Verfeinerung des Netzes aufgrund des exponentiell steigenden Rechenaufwandes nicht umsetzbar ist und dennoch eine qualitative Aussage zur Konvergenz getroffen werden soll, bietet sich eine alternative Darstellungsvariante an. Dazu werden die Ergebnisse nicht über der Elementanzahl, sondern über der entsprechenden Elementkantenlänge aufgetragen. Abbildung 10 zeigt diese Art der Konvergenzanalyse für das zuvor verwendete Beispiel.

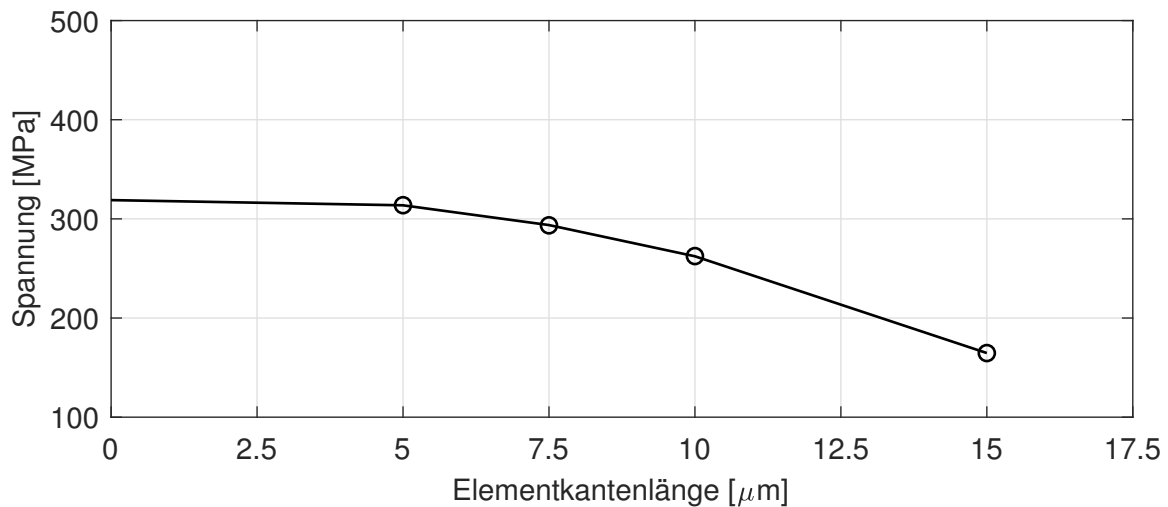


Abbildung 10: Alternative Netzkonvergenzanalyse

Dank der alternativen Ergebnisauftragung ist eine Abschätzung des Spannungsgrenzwertes möglich. Dazu wird mittels einer quadratischen Regression der Datenpunkte die Spannung für die theoretische Elementkantenlänge Null extrapoliert. Anhand dieses Wertes kann beurteilt werden, ob die gewählte Vernetzungsdichte bereits eine ausreichende Auflösung des betrachteten Kriteriums gewährleistet. Im abgebildeten Beispiel unterscheidet sich das Simulationsergebnis des feinsten Modells um 1,7% vom extrapolierten Grenzwert. Diese geringe Abweichung bestätigt die hohe Aussagekraft des Modells mit der Elementkantenlänge von $5\mu\text{m}$ im Hinblick auf die tatsächlich zu erwartenden Spannungen. In dieser Arbeit wird mit einer Kombination der beiden Varianten gearbeitet, um die Konvergenz der berechneten Modelle zu beurteilen.

2.3.3 Elastisch-plastische Materialmodelle

Für die Berechnung rein-elastischer Festigkeitsprobleme genügt eine lineare Simulation unter Angabe des Elastizitätsmoduls E und der Querkontraktionszahl ν . Mittels des Hooke'schen Gesetzes werden dabei die Spannungen aus den elastischen Dehnungen berechnet: $\sigma = E \cdot \varepsilon$.

Für die Simulation von plastischem Werkstoffverhalten ist eine nichtlineare Analyse notwendig. Um die zuvor beschriebenen Verfestigungsmechanismen in die Computersimulation zu integrieren, dienen idealerweise Versuchsdaten, aus denen nichtlineare Materialmodelle abgeleitet werden können. Dazu müssen je nach Verfestigungsmodell verschiedene Parameter aus den experimentellen Spannungs-Dehnungskurven ermittelt werden.

Auf die Möglichkeiten der Parametrierung von isotropen, kinematischen, sowie kombinierten Materialmodellen wird in der Diplomarbeit von Truong eingegangen [Tru19]. Bezüglich des Vorgehens bei der Parameterbestimmung und der Herleitung der zu verwendenden Gleichungen sei auf benannte Arbeit verwiesen.

Liegen keine Versuchsdaten vor, ermöglichen vereinfachte Ansätze eine Abschätzung des elastsich-plastischen Werkstoffverhaltens. Das Verfestigungsmodell nach Ramberg-Osgood erlaubt die Definition einer Fließkurve aus lediglich zwei Parametern [RO43]. Die plastische Dehnung lässt sich in diesem Modell nach folgender Gleichung berechnen:

$$\varepsilon_{pl} = (\sigma/K)^{1/n}.$$

Die Parameter können für ein rein kinematisches Verfestigungsgesetz nach der FKM-Richtlinie Nichtlinear aus der Zugfestigkeit R_m des Werkstoffs abgeleitet werden [FWV19]. Wird zur plastischen Dehnung die elastische Dehnung nach dem Hooke'schen Gesetz addiert, ergibt sich die Gesamtdehnung und das in Abbildung 11 dargestellte Spannungs-Dehnungs-Diagramm.

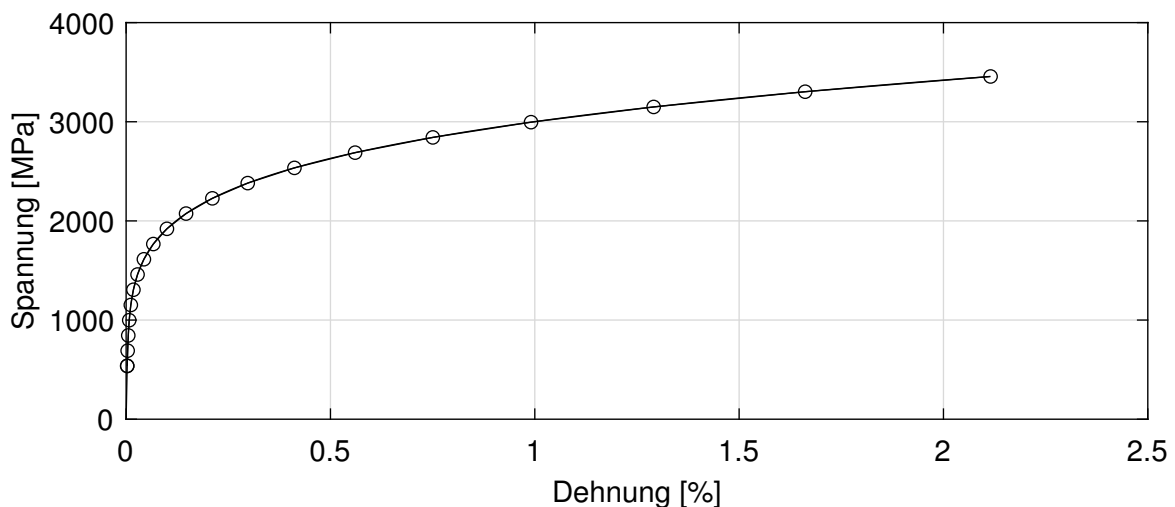


Abbildung 11: Beispielhafte Spannungs-Dehnungskurve nach Ramberg-Osgood

Die Integration der dargestellten Fließkurve in das FEM-Modell erfolgt über ein multilines Materialgesetz. Dabei wird die Spannungs-Dehnungskurve abschnittsweise linear angenähert. Durch die Angabe der gewählten Stützpunkte wird das Werkstoffverhalten an das FEM-Simulationsprogramm übermittelt.

3 Stand der Wissenschaft

Dieses Kapitel befasst sich mit dem aktuellen Wissensstand bezüglich der Simulation von Festwalzprozessen. Es wird eine Literaturrecherche vorgenommen, um daraus Ansätze für die folgende Modellbildung abzuleiten. Anhand der Recherche soll die bisherige Anwendung der FEM auf mechanische Verfahren zur Oberflächenverfestigung evaluiert werden. Zudem wird in diesem Kapitel auf die Vorarbeiten eingegangen, welche die Ausgangssituation für die vorliegende Arbeit bilden.

3.1 Ansätze und Modelle mittels der FEM

Die Literaturrecherche wurde zunächst mit Fokus auf die Festwalzsimulation durchgeführt. Da sich die gefundenen Veröffentlichungen hauptsächlich auf den Festwalzprozess im Einstichverfahren konzentrieren, wird auch das Glattwalzen als kinematisch identisches Verfahren in die Recherche einbezogen. Weiterhin wird eine Arbeit zur Simulation des Kugelstrahlens betrachtet, die einen periodischen Modellierungsansatz verfolgt.

3.1.1 Festwalzsimulation

Da das Einstichverfahren die weiteste Anwendung findet, existieren dazu die meisten wissenschaftlichen Veröffentlichungen. Darin werden oftmals Wellen mit V-Kerben und Absätzen auf deren Eigenspannungsverteilung nach dem Festwalzen untersucht, wobei verhältnismäßig grobe Netze zum Einsatz kommen. Dies geht damit einher, dass beim Einstichverfahren prinzipiell größere Werkzeuge und höhere Festwalzkräfte aufgebracht werden, als beim Vorschubverfahren [Sch02]. Außerdem wird die Fließgrenze des Materials aufgrund der Kerbwirkung deutlich schneller überschritten als bei einer glatten Wellengeometrie. Oftmals werden Symmetrien ausgenutzt, um die Randbedingungen der Halb- oder Viertelmodelle zu definieren [Sch02, JKK96].

In Abbildung 12 ist eine im Rahmen der Dissertation von Schaal [Sch02] modellierte Stufenkerbprobe zu sehen, welche im Einstichverfahren mit einer Walzkraft von bis zu 5 kN rolliert wird.

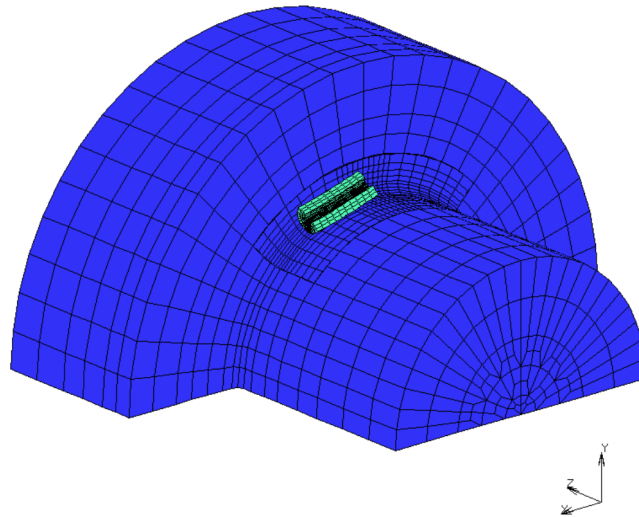


Abbildung 12: FEM-Modell einer Stufenkerbprobe [Sch02]

In der genannten Arbeit wird ein Halbmodell der Probe genutzt und nur der fein ver-netzte Teilbereich der Kerbe in der Simulation plastisch verformt. Auch die Walzrolle ist als Teilmodell abgebildet und gleitet im Gegensatz zum realen Prozess ohne Reibung über den Kerbgrund. Während für das Werkzeug ein rein elastisches Werkstoffverhalten angenommen wird, findet beim Probenwerkstoff eine experimentell ermittelte Fließkurve Anwendung. Das Materialmodell des Wellenwerkstoffs wird durch ein isotropes Verfestigungsgesetz unter Anwendung des Von-Mises-Fließkriteriums erweitert. Nach der Bestimmung der Festwalz-Eigenstressungen schließt sich die Simulation der Eigenspannungsumlagerung infolge nachgeschalteter zyklischer Belastung an. Für diese Teilberechnung kommt ein kinematisches Verfestigungsmodell zum Einsatz, mit dem eine gute Übereinstimmung zwischen Simulations- und Messergebnissen erreicht wird. [Sch02]

In der Arbeit von Majzoobi et al. wird das Festwalzen im Vorschubverfahren simuliert. Dabei wird lediglich ein sektorförmiger Wellenausschnitt der Festwalzprobe modelliert. Dieser wird an seinen freien Flächen mit Randbedingungen versehen, indem bestimmte Freiheitsgrade der Außenflächen gesperrt werden. Die Walzkugel wird als Starrkörper angenommen und erfährt somit während des Walzens keine Verformung. Für das Werkstück findet ein elastisch-plastisches Werkstoffmodell mit kinematischer Verfestigung nach Chaboche Anwendung. [MJK15]

In Abbildung 13 links sind die beiden Kontaktpartner der Festwalzsimulation zu sehen. Der vernetzte Wellenausschnitt ist auf der rechten Seite abgebildet.

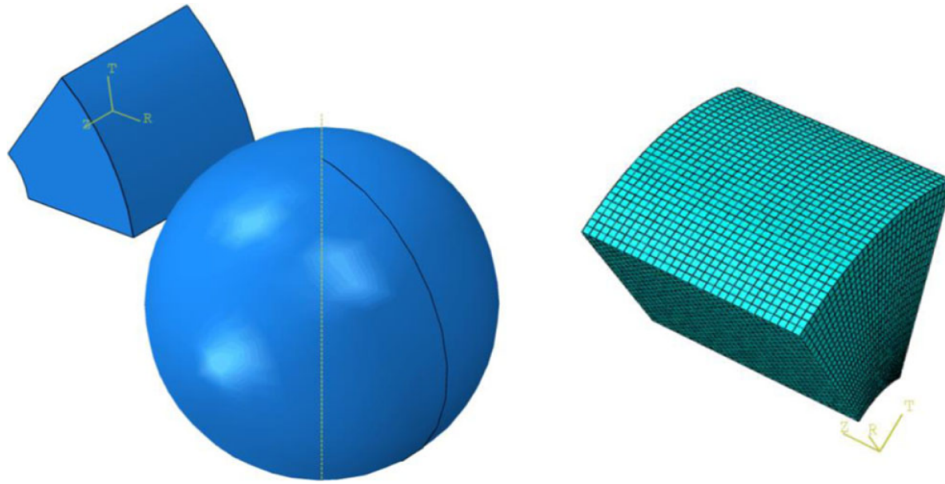


Abbildung 13: FEM-Modell für das Vorschubverfahren [MJK15]

Die Knoten in den tangentialen Begrenzungsflächen ($\varphi = \text{konst.}$) können sich lediglich in radialer Richtung verschieben, während für die Knoten in den beiden axialen Flächen ($z = \text{konst.}$) alle Freiheitsgrade freigegeben sind. Die äußere der radialen Begrenzungsflächen kann sich frei bewegen, wohingegen die Knoten der inneren Fläche nur um die Z-Achse rotieren können. Neben unterschiedlichen Walzkräften wurde auch der Einfluss unterschiedlicher Walzkugeldurchmesser und Werkzeugvorschübe auf die resultierenden Eigenspannungen untersucht. Auswertend wird bestätigt, dass die Walzkraft den größten Einfluss auf die Induzierung von Druckeigenspannungen hat. Weiterhin kommen die Autoren zum Schluss, dass das Eigenspannungsfeld mit Absenkung von Vorschub und Walzkugeldurchmesser gleichmäßiger wird. Ein kleinerer Vorschub verschiebt laut der Simulationsergebnisse das Eigenspannungsminimum in größere Tiefen. [MJK15]

Bäcker et al. erarbeiten in ihrer Veröffentlichung ein Simulationsmodell für das Festwalzen einer Turbinenschaufel. Mit der Zielsetzung, Voraussagen über den tatsächlichen Prozess zu treffen, wird ein vereinfachtes Teilmodell erstellt, welches in Abbildung 14 links dargestellt ist. Die unregelmäßige Geometrie der Turbinenschaufel wird idealisiert als Quader betrachtet. [BKW10]

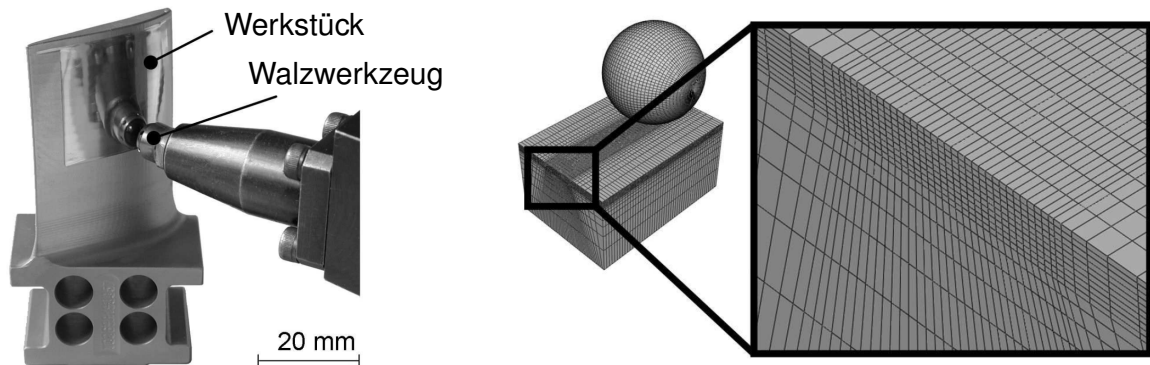


Abbildung 14: Festwalzen einer Turbinenschaufel in Realität und im Modell [BKW10]

Wie anhand der Vergrößerung zu sehen ist, wurde die Vernetzung im Kontaktbereich verfeinert. Mittels Symmetriebedingungen wird an den seitlichen Begrenzungsflächen das den Ausschnitt umgebende Material modelliert. Die untere Fläche des Teilmodells ist komplett eingespannt. Für das Material der Turbinenschaufel wählen Bäcker et al. im Gegensatz zu den bisherigen Simulationsansätzen ein kombiniertes Verfestigungsmodell, welches sowohl isotrope als auch kinematische Materialgesetze vereinigt. Die Walzkugel wird vollständig und als starrer Körper integriert und kraftgesteuert senkrecht in die Werkstückoberfläche gedrückt. Der Kontakt zwischen Werkzeug und Werkstück ist reibungsbehaftet ($\mu = 0,4$), sodass die Walzkugel während der Simulation auf der Oberfläche abrollt.

Die Kinematik der Kugel ist dem Werkzeugpfad des realen Prozesses nachempfunden. Nach dem Eintauchen wird die Walzkugel auf einem Längspfad bewegt. Wurde der Endpunkt erreicht, schließt sich die Vorschubbewegung in Querrichtung an. Anschließend folgt die zweite Werkzeugbahn in Längsrichtung parallel zur ersten. Dieses Vorgehen wird je nach Wert des Vorschubs wiederholt bis das Ende des Walzbereichs erreicht ist und die Kugel entlastet wird. Bei den durchgeführten Simulationen werden Walzkraft, Vorschub und Walzkugeldurchmesser variiert, um die Ergebnisse anschließend mit Versuchsdaten zu validieren. Quantitativ stimmen die Resultate gut mit der Realität überein. Als qualitativ unzureichend wird die Anbindung des Teilmodells in das umgebende Material eingestuft. Im zweiten Teil der Arbeit wird daher ein gekoppeltes Modell der FEM mit der Randelementmethode (REM) entwickelt. Dabei wird der Werkstoffbereich des Bauteils, der als linear-elastisch angenommen werden kann, mit der REM modelliert und mit dem FEM-Festwalzmodell kombiniert. Mittels dieses Ansatzes werden die globalen Bauteilverformungen mit maßgeblichen Zeiteinsparungen gegenüber einer reinen FEM-Simulation berechnet. [BKW10]

Eine aktuelle Veröffentlichung widmet sich dem doppelseitigen Festwalzen, das ebenso bei Turbinenschaufeln zur Anwendung kommt. Diese Prozessvariante kommt bei dünnwandigen Bauteilen zum Einsatz, bei denen die Dicke der verfestigten Randzone einen beträchtlichen Anteil der gesamten Materialstärke ausmacht. Durch die symmetrische Oberflächenbearbeitung wird eine Krümmung des Bauteils durch ungleich verteilte Eigenspannungen verhindert. [HS20]

Die Symmetrie des Prozesses spiegelt sich auch im Modell wider. Abbildung 15 zeigt links die Geometrie und rechts das vernetzte FE-Halbmodell. Die Begrenzungsflächen des Werkstückmodells sind bis auf die bearbeitete Oberfläche in allen Freiheitsgraden eingespannt. [HS20]

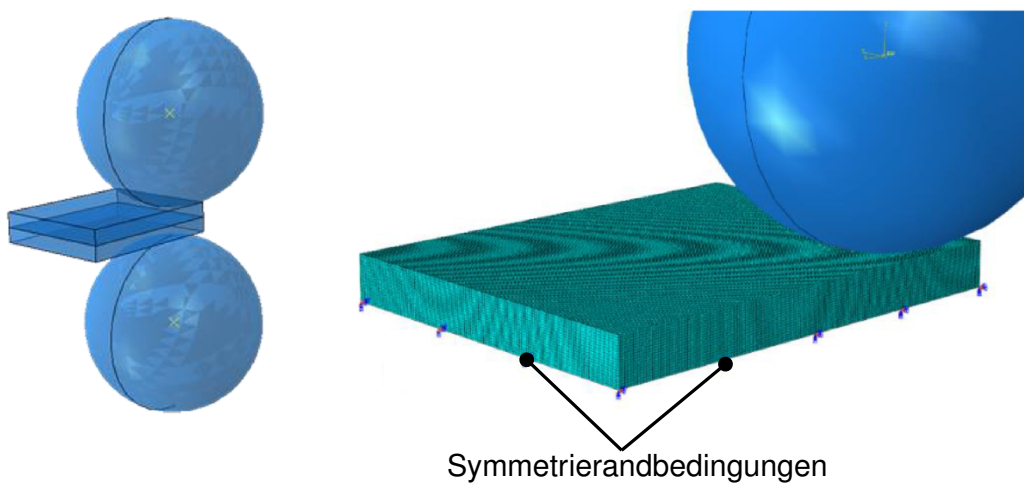


Abbildung 15: Doppelseitiges Festwalzen: Geometrie und FE-Modell [HS20]

Analog zum zuvor vorgestellten Simulationsansatz ist die Walzkugel als Starrkörper modelliert, der kraftgesteuert und reibungsbehaftet auf dem Werkstück abrollt. Bei der Vernetzung der rollierten Platte kommen hexaederförmige Elemente mit acht Knoten und einer Elementkantenlänge von 25 μm zum Einsatz. Das kombinierte Verfestigungsmodell nach Johnson-Cook bestimmt das elastsich-plastische Materialverhalten während der Festwalzsimulation. Das Modell basiert auf empirischen Versuchsdaten und berücksichtigt den Temperatureinfluss auf die Plastizität. Ein solches Modell ist erforderlich, da nach dem Festwalzen eine Auslagerung bei 450 $^{\circ}\text{C}$ simuliert wird, um die Temperaturstabilität der induzierten Eigenspannungen zu untersuchen. Ein Abgleich mit Eigenspannungsmessungen des realen doppelseitigen Festwalzvorgangs bestätigt die ausreichende Genauigkeit des Modells.

Weiterhin nutzen Hadadian et al. die Response Surface Methode, um ein explizites Berechnungsmodell des Festwalzvorgangs zu entwickeln, welches direkt von den Walzparametern abhängt. Damit soll eine effiziente Bestimmung der Höhe von Festwalzeigen-
spannungen ermöglicht werden, ohne dass für jede Walzkraft eine neue FEM-Simulation notwendig wird. Die Grundlage dafür bilden Simulationsergebnisse von ausgewählten, durch die statistische Versuchsplanung definierten Parameterkombinationen. [HS20]

3.1.2 Glattwalzsimulation

Wie im vorangegangenen Abschnitt deutlich wird, fokussieren sich die recherchierten Veröffentlichungen zur Festwalzsimulation oft entweder auf das Einstichverfahren oder auf die Bearbeitung von Freiformflächen. Um weitere Ansätze bezüglich der Simulation glatter Wellen aufzufinden, wurden auch Arbeiten zur Simulation von Glattwalzprozessen in die Recherche integriert. Da das Glattwalzen, siehe Abbildung 16, dem Festwalzen bezüglich der Kinematik und der Verformungsprozesse ähnelt und mitunter die gleichen Werkzeuge zum Einsatz kommen, sind auch Arbeiten in diesem Gebiet für die eigene Modellbildung von Interesse.

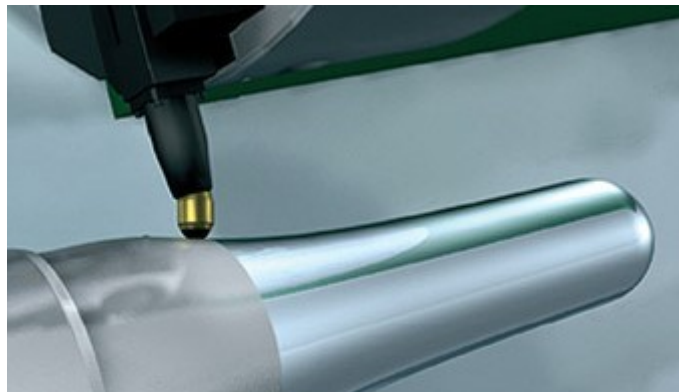


Abbildung 16: Glattwalzprozess mit hydrostatischem Werkzeug [ECO20b]

Die primäre Zielsetzung des Glattwalzens ist die Glättung der Werkstückoberfläche. Dazu wird das meist rotationssymmetrische Bauteil im Vorschubverfahren bearbeitet. Im Gegensatz zum Festwalzen werden geringere Walzkkräfte aufgebracht, da diese primär zur Einebnung der Rauheitsgipfel erforderlich sind [Bro89]. Trotz der niedrigeren Belastung wird die Fließgrenze des Materials lokal überschritten und es treten plastische Verformungen auf, die in einem Eigenspannungsfeld in der Werkstückrandschicht resultieren. Das Einbringen von Randdruckeigenspannungen ist ein erwünschter Effekt beim Glattwalzen und daher auch im Fokus von Untersuchungen mittels FEM-Simulationen.

In der Arbeit von Sayahi et al. werden die resultierenden Glattwalz-Eigenspannungen mittels zwei- und dreidimensionaler Modelle berechnet. Da die Autoren zum Schluss kommen, dass das 2D-Modell nicht in der Lage ist, die Verformungsvorgänge korrekt abzubilden, wird hier nur auf das entwickelte 3D-Modell eingegangen, welches in Abbildung 17 zu sehen ist. [SSB12]

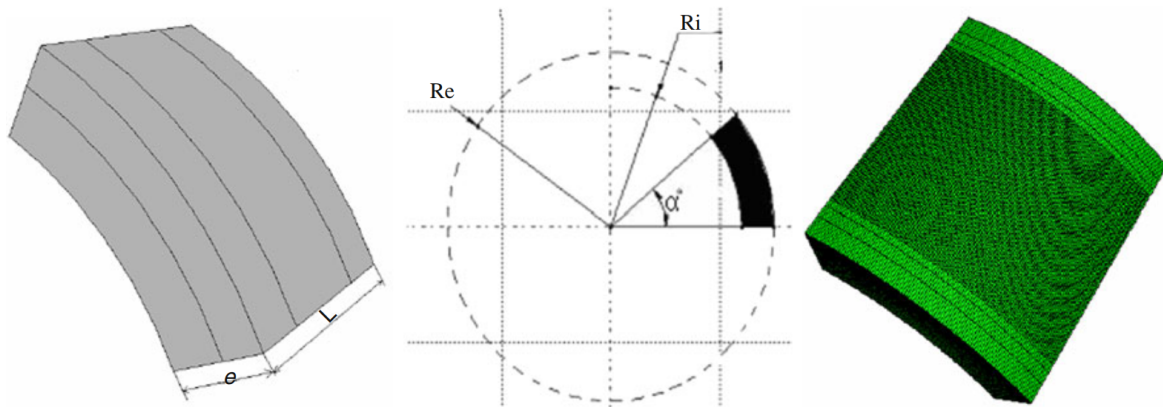


Abbildung 17: Geometrie und Vernetzung des Werkstücks [SSB12]

Wie auch bei Majzoobi et al. wird das Werkstück als sektorförmiger Ausschnitt im Zylinderkoordinatensystem modelliert. Die axialen Begrenzungsflächen verfügen über alle Freiheitsgrade, während die Flächen, die das Modell tangential abschließen, normal zur Oberfläche eingespannt sind. Die Größe des Sektors wird so gewählt, dass die Randbedingungen keinen Einfluss auf den mittleren Bereich des Modells haben. Die Diskretisierung der Geometrie geschieht mit linearen Hexaeder-Elementen mit acht Knoten, deren Kantenlänge radial in Richtung Bearbeitungsfläche abnimmt. Es kommt ein isotropes Verfestigungsmodell zum Einsatz.

Aufgrund der geringen Verformung der Walzkugel im Vergleich zum Werkstück wird diese als starrer Körper angenommen. Das Werkzeug überrollt während der Simulation reibungsfrei und kraftgesteuert den Wellenausschnitt auf tangentialen Walzlinien, die parallel und axial um den Vorschub versetzt sind. Die Anordnung der Werkzeugbahnen spiegelt sich im Spannungsverlauf nach dem Glattwalzen, siehe Abbildung 18 links, wider. Es ist zu erkennen, dass in der abgebildeten Simulation ein verhältnismäßig großer Vorschub gewählt wurde, sodass sich eine Überdeckung kleiner als eins ergibt.

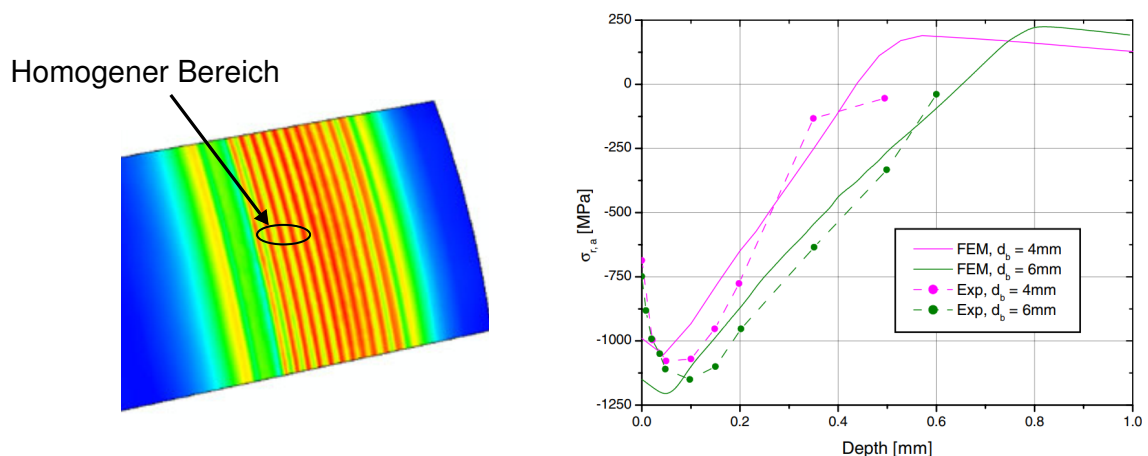


Abbildung 18: Ergebnisse der Glattwalzsimulation [SSB12]

Für die Auswertung der Tiefenverläufe wurden die Simulationsergebnisse über einen definierten homogenen Bereich gemittelt, in dem die eingebrachten Eigenspannungen von benachbarten Bahnen als identisch angesehen werden können. In diesem Bereich haben die Ränder keinen Einfluss auf die Ergebnisse, weshalb sie den Zustand der gesamten Welle abbilden können. Ein Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen ist in Abbildung 18 rechts gezeigt. Im abgebildeten Diagramm sind die axialen Glattwalzeigenspannungen für unterschiedliche Walzkugeldurchmesser über dem Abstand zur Oberfläche aufgetragen. Sowohl qualitativ als auch quantitativ ist die Simulation in der Lage, Voraussagen über den Tiefenverlauf der eingebrachten Druckeigenspannungen zu machen. Ebenso durchgeführte Simulationen mit variiertem Walzkraft konnten die Steigerung des Betrages und der Tiefe der Druckeigenspannungen infolge von Walzkrafterhöhung bestätigen. [SSB12]

Eine aktuelle Veröffentlichung von Amani et al. stellt eine Glattwalzsimulation unter Berücksichtigung des initialen Oberflächen- und Eigenspannungszustandes vor. Um die Realität so genau wie möglich abzubilden, werden die Auswirkungen von vorangegangenen Prozessen, wie zum Beispiel einer spanenden Bearbeitung, in den Ausgangszustand des Modells integriert. Bedingt durch den Materialabtrag weißt die reale Bauteiloberfläche meist eine bestimmte Textur auf, die den Kontaktbereich zwischen Werkzeug und Werkstück beeinflusst. Des Weiteren wirken sich neben dem Glatt- und Festwalzen auch andere Fertigungsverfahren auf den Eigenspannungszustand in der Randzone aus, sodass bei genauer Betrachtung nicht von einem eigenspannungsfreien Ausgangszustand ausgegangen werden darf. [AJT20]

Das quaderförmige Modell, zu sehen in Abbildung 19, besteht aus hexaederförmigen Elementen, welche über quadratische Ansätze verfügen und demnach zwanzig Knoten besitzen. Alle Seitenflächen sind über Randbedingungen jeweils in Normalenrichtung eingespannt, während die Knoten an der Unterseite in allen Raumrichtungen festgehalten werden. [AJT20]

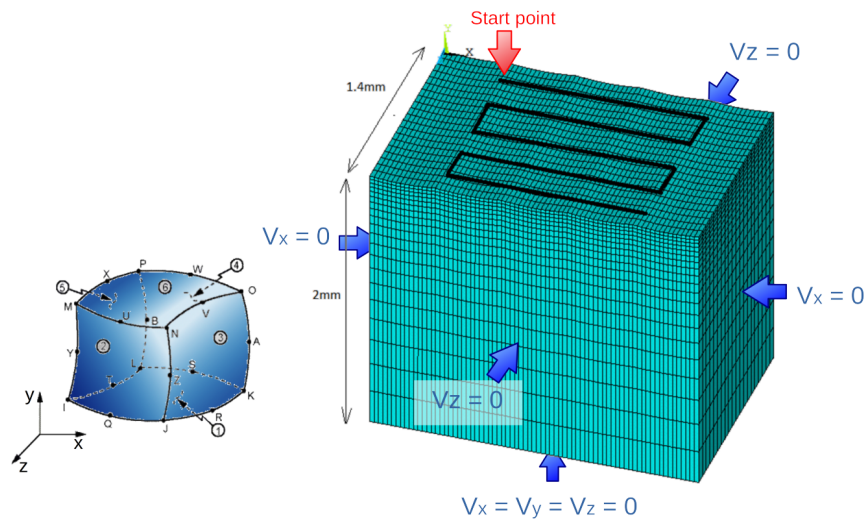


Abbildung 19: Vernetztes Modell zur Glattwalzsimulation[AJT20]

In Richtung der Bearbeitungsfläche nimmt die Vernetzungsdichte zu. Die starr modellierte Walzkugel kann in alle Richtungen rotieren und wird unter einer konstanten Walzkraft von 270 N auf dem abgebildeten Pfad bewegt. Durch die Anwendung verschiedener Reibungskoeffizienten wird der Einfluss der Reibung auf die Simulationsergebnisse berücksichtigt. Zur Definition der Oberflächentextur wurde eine gefräste Bauteiloberfläche vermessen und deren Rauheit approximiert. Eine Eigenspannungsmessung mittels Röntgen-Diffraktometrie dient zur Bestimmung des ebenen Eigenspannungstensors in der realen Werkstückrandschicht. Dieser wird in den Ausgangszustand des FEM-Modells integriert, indem die oberste Knotenschicht vorgespannt wird.

In den durchgeführten Simulationen wird der Reibungskoeffizient zwischen $\mu = 0$ und 0,3 variiert, um die Auswirkungen der Reibung auf die induzierten Eigenspannungsfelder zu untersuchen. In Abbildung 20 sind die Ergebnisse visualisiert.

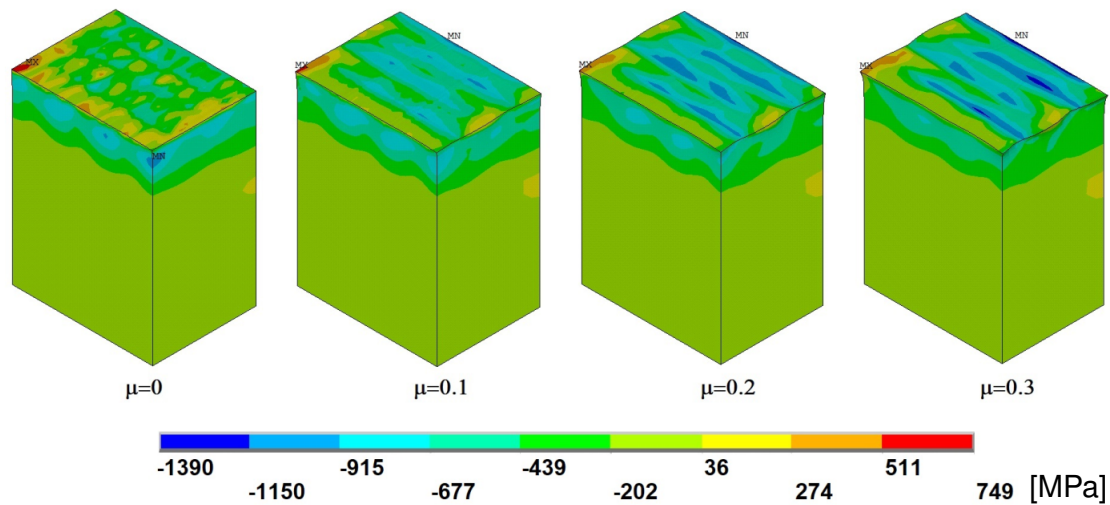


Abbildung 20: Eigenspannungen in Abhängigkeit vom Reibungskoeffizienten [AJT20]

Das resultierende Eigenspannungsminimum verschiebt sich mit steigender Kontaktreibung aus Bereichen innerhalb des Werkstücks in Richtung Oberfläche. Dieser Effekt wird damit erklärt, dass die erhöhten Druckspannungen an der Oberfläche ,aufgrund des Gleichgewichts, in verringerten Spannungen unterhalb der Oberfläche resultieren. Es wird vermutet, dass in der Bauteiloberfläche durch eine Reibungssteigerung Schubspannungen und plastische Dehnungen auftreten, da das Material in diesem Fall eher vor der Kugel hergeschoben wird. Aus den größeren plastischen Dehnungen resultieren nach Belastungsrücknahme höhere Druckeigenspannungen im Oberflächenbereich.

Die Autoren schlussfolgern aus den Ergebnissen, dass die Reibung im Walzkontakt nicht vernachlässigt werden darf und nehmen einen idealen Reibungskoeffizienten von $\mu = 0,15$ an. Eine Verbesserung der Oberfläche durch Einebnung der vorgegeben Ausgangstextur kann in der Arbeit nicht nachgewiesen werden. [AJT20]

3.1.3 Kugelstrahlsimulation

Im Gegensatz zum Glattwalzen können Simulationsmodelle zum Kugelstrahlen im Hinblick auf Kinematik und Verformungsprozesse nicht auf Festwalzen übertragen werden. Bezüglich der Modellierung des Werkstücks besteht jedoch die Möglichkeit, Ansätze auf die vorliegende Aufgabenstellung anzuwenden. In der Veröffentlichung von Richter et al. wird die Idee einer Elementarzelle als Bauteilausschnitt vorgestellt. Durch die Definition entsprechender Randbedingungen wird eine generalisierte Zellperiodizität erreicht. Das berechnete Teilmodell verkörpert das gesamte gestrahlte Bauteil, indem es alle während der Bearbeitung vorkommenden Effekte erfährt. [RGZ19]

Ein idealisierter Kugelstrahlprozess ist in Abbildung 21 links zu sehen. Daneben ist die entwickelte Elementarzelle abgebildet, deren Netz sich aus Elementen unterschiedlicher Kantenlänge zusammensetzt. Verwendet werden 20-knotige Hexaederelemente, deren Kantenlänge an der zu strahlenden Oberfläche $30\text{ }\mu\text{m}$ beträgt.

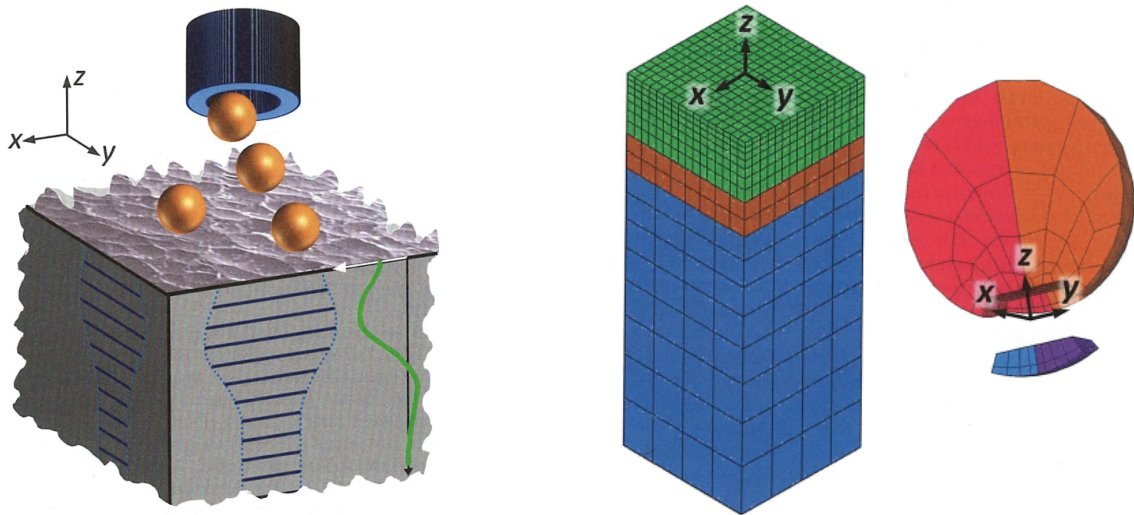


Abbildung 21: Schematischer Strahlprozess und vernetzte Elementarzelle [RGZ19]

Die Besonderheit des Modellierungsansatzes der betrachteten Arbeit besteht in den periodischen Randbedingungen an den Schnittflächen der Elementarzelle. Die Knoten der gegenüberliegenden Seiten sind so miteinander gekoppelt, dass sie während der Simulation die gleichen Verschiebungen erfahren. Die Gesamtheit des Bauteils ergibt sich somit aus der periodischen Aneinanderreihung der Zelle in zwei Raumrichtungen, wobei jede Kopie die gleiche Beanspruchungshistorie erlebt. Damit wird im Gegensatz zu den zuvor recherchierten Ansätzen eine Kontinuität der Ergebnisgrößen über den Modellrand hinaus erreicht. Trifft beispielsweise eine Kugel des Strahlmittels auf einen Randbereich der Zelle, so wird der verformte Bereich nicht an der Modellkante abgeschnitten, sondern setzt sich am gegenüberliegenden Ufer fort. Auf diese Weise lässt sich eine großflächige Bearbeitung mittels eines Teilmodells simulieren, ohne dass störende Randeffekte auftreten. [RGZ19]

3.2 Zugrundeliegende Arbeiten

Neben den Erkenntnissen aus der Literaturrecherche bilden auch die vorangegangenen Arbeiten eine wesentliche Grundlage bei der Entwicklung des Simulationsmodells. In der Diplomarbeit von Truong [Tru19] wird ein elastisch-plastisches Materialmodell für den Stahl C45 bestimmt. Anhand von parameterbasierten Verfestigungsmodellen untersucht die Autorin, auf welchen Mechanismus, siehe Abschnitt 2.2, die in den vorgenommenen Versuchen beobachteten Ver- und Entfestigungsvorgänge zurückzuführen sind.

Für den untersuchten Stahl werden die Parameter sowohl für ein kinematisches, als auch ein kombiniertes Verfestigungsmodell bestimmt. Die Messdaten dazu werden an einem Zug-Druck-Prüfstand ermittelt. Es werden dehnungsgesteuerte, einachsige Incremental-Step-Tests (IST) und Konstantamplituden-Versuche vorgenommen. Aus den Messdaten werden die stabilisierten Hysteresen bestimmt, um damit die zyklischen Parameter der Spannungs-Dehnungskurve abzuleiten. Mit diesen Daten erfolgt anschließend die Berechnung der nichtlinearen Verfestigungsparameter für das kinematische sowie kombinierte Modell. Diese bestimmen das Materialverhalten eines Validierungsmodells, an dem der Zug-Druck-Versuch simuliert wird. Auf diese Weise erfolgt die Bewertung der Modellqualität. Zum Vergleich des experimentellen mit dem modellierten Verfestigungsverhalten ist in Abbildung 22 ein zyklisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm dargestellt.

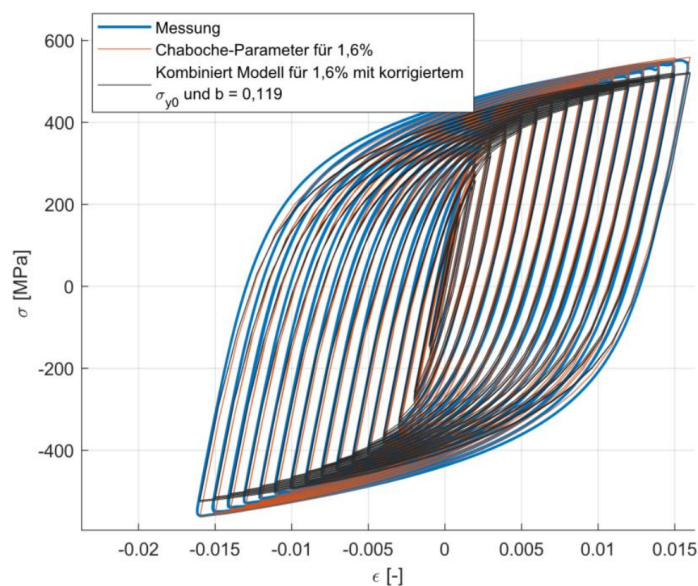


Abbildung 22: Hystere-Messung und Verfestigungsmodell für den Stahl C45 [Tru19]

Die orangen Hystereseseäste zeigen das kinematische Verfestigungsmodell, während das kombinierte Modell durch schwarze Linien dargestellt wird. Beim Vergleich mit dem blauen Verlauf der experimentell ermittelten Hysteresen fällt eine größtenteils gute Übereinstimmung der Modelle auf. Für große Dehnungsbeträge wird beim kombinierten Modell nach Chaboche nicht das Spannungsmaximum aus der Messung erreicht. Diesbezüglich kann das kinematische Modell die Realität genauer abbilden. Mit dem kombinierten Modell gelingt eine bessere Abbildung des Übergangs zwischen elastischer und plastischer Dehnung.

Die abgeleiteten Materialmodelle sollen bei der Festwalzsimulation zum Einsatz kommen, sobald die Funktionsweise des Modells bestätigt wurde. Sie gelten nur für den untersuchten Stahl C45. In Tabelle 1 sind die in der Arbeit ermittelten Verfestigungsparameter für das kinematische Modell zusammengestellt.

Tabelle 1: Parameter des kinematischen Verfestigungsmodells für den Stahl C45 [Tru19]

C_1 MPa	γ_1 —	C_2 MPa	γ_2 —	C_3 MPa	γ_3 —	k MPa
$6,58 \cdot 10^4$	632,8	$2,15 \cdot 10^4$	113,8	$3,74 \cdot 10^5$	3563	153,6

Das Modell setzt sich aus drei Parameterpaaren C_i/γ_i zusammen, welche die experimentell ermittelte Fließkurve nach Chaboche annähern. Der Wert k entspricht der im kinematischen Modell konstanten Fließgrenze. Tabelle 2 enthält die Parameter, die für das kombinierte Verfestigungsmodell bestimmt wurden.

Tabelle 2: Parameter des kombinierten Verfestigungsmodells für den Stahl C45 [Tru19]

C_1 MPa	γ_1 —	C_2 MPa	γ_2 —	C_3 MPa	γ_3 —	R_∞ MPa	b —	σ_{y0} MPa
$6,59 \cdot 10^4$	635,3	$2,15 \cdot 10^4$	119,2	$3,74 \cdot 10^5$	3565	37,45	0,12	116,13

Die ersten sechs Parameter definieren den kinematischen Verfestigungsanteil nach dem oben genannten Prinzip. Das isotrope Verhalten wird durch den Sättigungswert R_∞ und den Faktor b charakterisiert. Die um R_∞ verringerte Fließgrenze σ_{y0} ist ebenso angegeben.

Neben dem Materialmodell steht auch ein Vernetzungsskript zur Verfügung, mit dem automatisiert Eingabedateien für die Festwalzsimulation im FEM-Programm ANSYS erstellt werden können. Mittels dieses Methodenträgers ist die automatisierte Generierung der benötigten FE-Modelle für einen Festwalzprozess im Vorschubverfahren möglich. Je nach Eingabe der Verfahrensparameter und Modellannahmen erzeugt das verwendete Skript vernetzte Teilmodelle inklusive der Randbedingungen, Kontakte und Lastschritte für die Festwalzsimulation. Das Ziel, mit den so erstellten Modellen konvergierende Eigenspannungsberechnungen durchzuführen, wurde bisher nicht erreicht. An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an, indem zum einen Simulationen für verschiedene Modellvarianten ausgewertet und zum anderen optimierende Anpassungen vorgenommen werden. Der Modellierungsansatz zur Festwalzsimulation wird größtenteils aus der bereitgestellten Vorarbeit übernommen und ist Bestandteil des nachfolgenden Kapitels.

4 Modellbildung und Simulation

Die Herausforderung einer jeden Simulationsaufgabe ist es, den optimalen Kompromiss aus bestmöglicher Abbildung der Realität und einer sparsamen Ressourcenverwendung zu finden. Präzise Daten zu den realen Vorgängen sind dabei ebenso wichtig, wie die Kenntnis über Effekte, die zugunsten der Effizienzsteigerung vernachlässigt werden dürfen. Im Hinblick auf die Festwalzsimulation wird daher in diesem Teil der Arbeit dargelegt, welche der auftretenden Phänomene in das Modell integriert werden müssen, während andere unberücksichtigt bleiben dürfen.

4.1 Modellbildung

Wie im vorherigen Kapitel erwähnt, baut die vorliegende Arbeit im wesentlichen auf dem zur Verfügung gestellten Vernetzungsskript auf, welches von Carsten Ulrich am Lehrstuhl Maschinenelemente erarbeitet wurde. Dieser Abschnitt vermittelt den darin verfolgten Modellierungsansatz sowie die vorgenommenen Ergänzungen.

Den ersten Schritt der Modellierung bildet die Idealisierung. Dazu wird erneut der reale Festwalzprozess in Abbildung 23a betrachtet, dessen Abläufe bereits in Abschnitt 2.1 behandelt wurden. Die beiden Kontaktpartner können bezüglich ihrer Geometrie durch einen Zylinder (glatte Welle) und eine Halbkugel (hydrostatisches Werkzeug) abstrahiert werden, wie es Abbildung 23b zeigt. Im Gegensatz zum realen Prozess gleitet die Walzkugel auf dem Zylinder, statt infolge der Reibung auf der Oberfläche abzurollen.

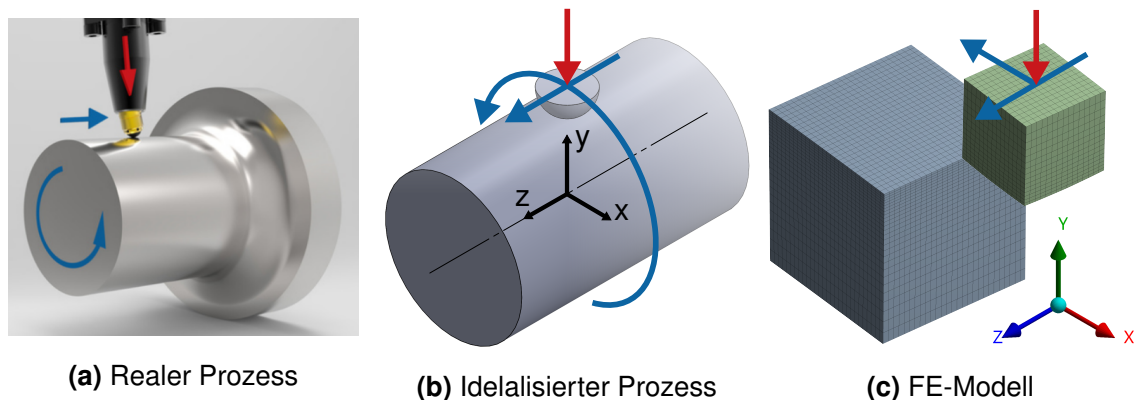


Abbildung 23: Modellbildung Festwalzen

Im nächsten Modellierungsschritt folgt die Diskretisierung der Geometrie, also die Einteilung der Gesamtvolumina in Elemente. Wie in Abbildung 23c zu erkennen ist, wird nur ein Teilbereich der beiden idealisierten Kontaktkörper vernetzt.

Die Vereinfachung des Sachverhaltes auf ein zweidimensionales Modell ist nicht möglich. Aufgrund der dreiachsigen Spannungszustände infolge des Hertz'schen Kontaktes kann das vorliegende Festigkeitsproblem nicht in der Ebene gelöst werden, was auch durch die Ergebnisse von Sayahi et al. [SSB12] bestätigt wird.

Wie auch bei den recherchierten Simulationsansätzen wird die Kinematik des Festwalzprozesses im vorliegenden Modell umdefiniert. Während in der Realität die Welle wie bei der Drehbearbeitung rotiert, wird sie in der Simulation festgehalten. Die Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern muss demnach durch die Rotation der Walzkugel um die Welle realisiert werden. Diese Idealisierung ist kinematisch äquivalent und bietet den Vorteil, dass nur einer der beiden Körper seine Position ändert.

Der zur Verfügung gestellte Ansatz verfolgt die Zielstellung, die Definition der Elementarzelle (EZ) von Richter et al. von der Kugelstrahlsimulation auf die Festwalzsimulation zu übertragen [RGZ19]. Da im Gegensatz zu genannter Arbeit beim Festwalzen eine zyklische Periodizität der Zellen besteht, müssen sowohl bei der Modellierung als auch bei der Kontaktdefinition periodische Randbedingungen definiert werden. Dazu wird im Zylinderkoordinatensystem gearbeitet, welches den Raum über die Koordinatenachsen in R-, Φ - und Z-Richtung aufspannt.

In den folgenden Abschnitten wird die Modellbildung der beiden Kontaktpartner Welle und Walzkugel differenziert erläutert. Dabei wird nacheinander auf die Wahl des Ausschnitts, die Vernetzung des Teilmodells und die Definition der Randbedingungen eingegangen.

Sowohl die Modellierung als auch die anschließenden Simulationen werden unter Verwendung der FEM-Software ANSYS Mechanical 2019 R3 durchgeführt.

4.1.1 Modellierung der Welle

Die Simulation von Kontaktproblemen erfordert ein Modell mit einer hohen Vernetzungsdichte im verformten Bereich der Körper. Die Hertz'sche Abplattung, die sich im Kontakt zwischen Welle und Walzkugel auf der Wellenoberfläche einstellt, ist klein im Vergleich zum Wellenumfang, sodass nur ein kleiner Bereich der Mantelfläche pro Zeitschritt verformt wird. Es bietet sich demnach an, lediglich einen Teil der Welle zu modellieren, was die Simulation mit einem vertretbaren Rechen- und Zeitaufwand ermöglicht. Wie der nachfolgend als Elementarzelle (EZ) bezeichnete Wellenausschnitt gewählt wird, kann in Abbildung 24 nachvollzogen werden.

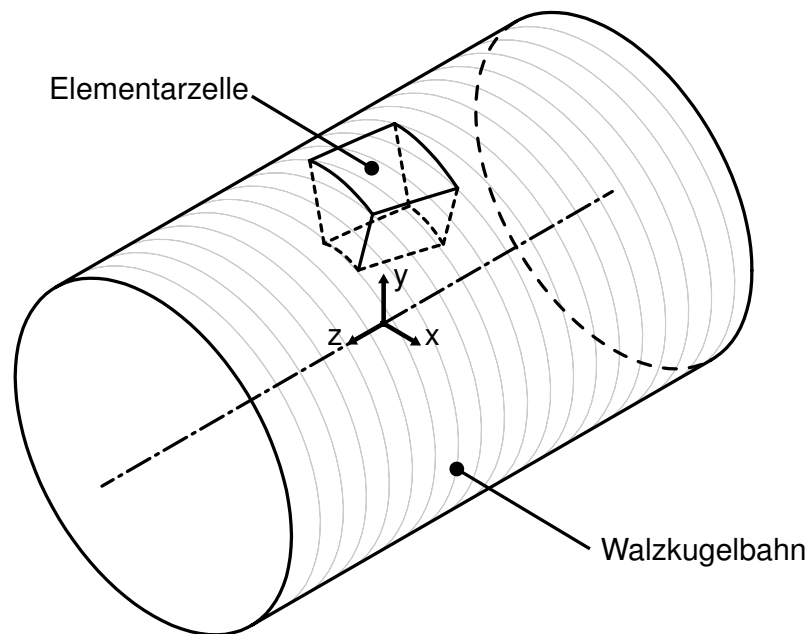


Abbildung 24: Lage der Elementarzelle in der Welle

In obiger Darstellung erstreckt sich die Elementarzelle in tangentialer Richtung zur Veranschaulichung über ein Fünfzehntel des Wellenumfangs. Im tatsächlichen FE-Modell werden Hundertstel-Bruchteile des Gesamtumfangs betrachtet, um die Simulationszeit zu begrenzen. Die Platzierung der Elementarzelle in der Welle ist nicht beliebig, sondern orientiert sich an der Bahn des Walzwerkzeugs. Damit sich bei der theoretischen Aneinanderreihung mehrerer Elementarzellen ein periodischer Walzkontakt ergibt, müssen alle Ecken des Wellenausschnitts auf der Walzkugelbahn liegen. Nur durch diese Anpassung wird die angestrebte Zellperiodizität erreicht.

Definition der Elementarzelle

Die Geometrie eines beispielhaften Wellenausschnitts ist in Abbildung 25 dargestellt. Da die Kantenlängen der Elementarzelle in allen Raumrichtungen gleichgesetzt werden, ergibt sich für die abgebildete 800stel-Elementarzelle eine annähernde Würfelform. Zur Veranschaulichung der Zellperiodizität werden in der Grafik zudem alle theoretisch angrenzenden Nachbarzellen angedeutet. Auf den Zellenkanten verlässt die Kugel die Elementarzelle und tritt in die theoretische Nachbarzelle ein, welche jedoch praktisch von derselben Elementarzelle verkörpert wird.

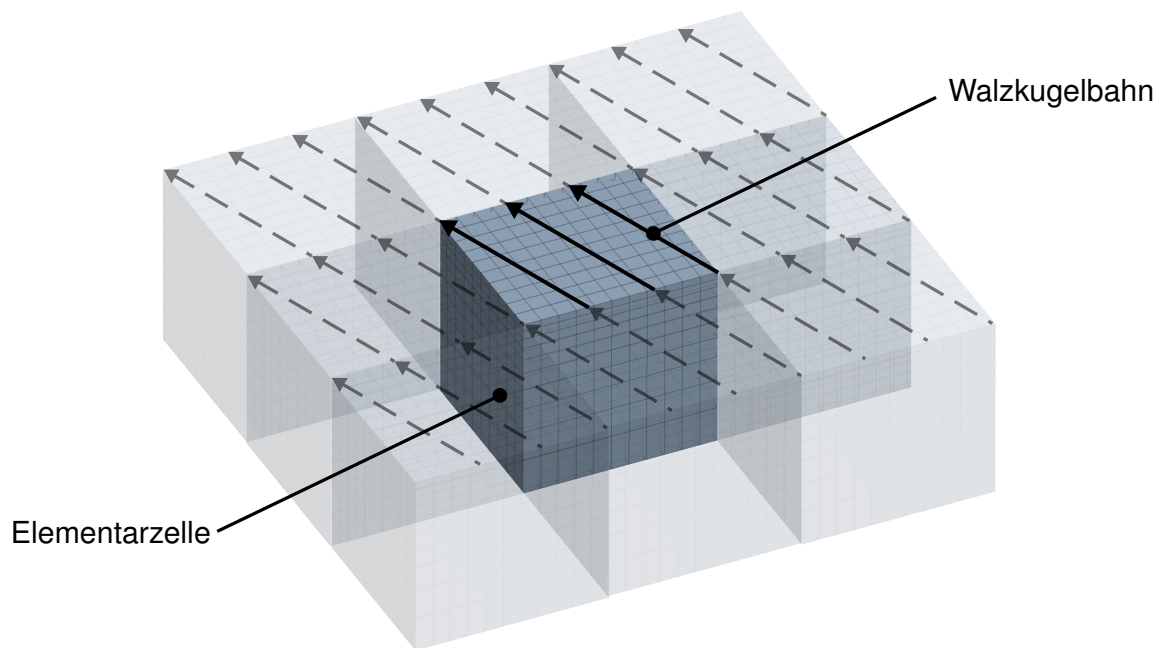


Abbildung 25: Periodizität der Elementarzelle

Es ist zu erkennen, dass die Aneinanderreihung ein und derselben Zelle in einer kontinuierlichen Walzkugelbahn resultiert. Der Wellenausschnitt wird im dargestellten Beispiel dreimal vollständig vom Werkzeug durchquert. Immer wenn die Kugel auf einer Bahn die Elementarzelle verlässt und theoretisch in die Nachbarzelle eintaucht, tritt sie praktisch auf der gegenüberliegenden Seite der Elementarzelle wieder ein. Mit dem dargestellten Ausschnitt wird demnach theoretisch betrachtet das simultane Festwalzen der gesamten Welle in achthundert Umfangsabschnitten simuliert. Indem die Elementarzelle vergrößert wird, nähert sie sich zunehmend der Geometrie der gesamten Welle an.

Die Geometrie der Elementarzelle wird nachfolgend an der abgewickelten Mantelfläche der Welle in Abbildung 26 erläutert. Die Strichlinien stellen die Bahnen der Walzkugel dar und sind um den Vorschubwinkel β zur X-Achse geneigt. Der Winkel ergibt sich aus dem Wellenumfang u und dem Vorschub v der Walzkugel zu $\beta = \arctan(v/u)$. Die Pfeile auf den Bahnen verdeutlichen die Bearbeitungsrichtung und die Eintrittspunkte der Walzkugel in die Elementarzelle.

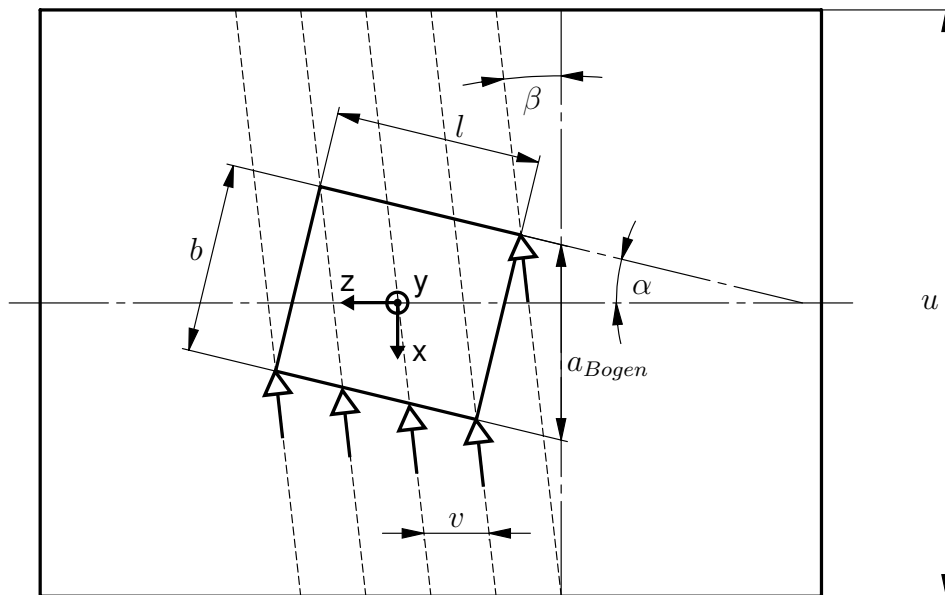


Abbildung 26: Abgewickelte Mantelfläche der Welle

Die Größe a_{Bogen} stellt die Bogenlänge dar, über die sich der Wellenausschnitt in tangentialer Richtung erstreckt. Im hier dargestellten Beispiel wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit ein Drittel des Gesamtumfangs als Bogenlänge vorgegeben.

Die vier Ecken des rechteckigen Ausschnitts liegen auf den abgewickelten Bahnen der Walzkugel. Die Elementarzelle muss folglich in der X-Z-Ebene um den Winkel α relativ zur Z-Achse geneigt sein. Dieser Winkel wird iterativ berechnet, sodass sich die Bogenlänge ergibt, die der vorgegebenen Ausschnittsgröße entspricht.

Die Breite der Elementarzelle ergibt sich aus der Größe a_{Bogen} und dem Winkel α zu $b = a_{\text{Bogen}} \cdot \cos(\alpha)$. Die Anzahl n der durch die Elementarzelle verlaufenden Walzkugeln ergibt sich entsprechend der Vorgabe der gleichen Kantenlängen der Zelle. Die Länge l wird so berechnet, dass die Zelle genau n -mal (in der Abbildung dreimal) von der Walzkugel durchfahren wird: $l = n \cdot b \cdot \tan(\alpha + \beta)$.

Diskretisierung

Die Vernetzung der Elementarzelle erfolgt mittels hexaederförmiger Elemente mit acht Knoten (SOLID185) und linearer Ansatzfunktion. Die Elementkantenlänge (EKL), sowie die Netzverfeinerung in Richtung Bearbeitungsfläche wird in der Vernetzungsteuerung vorgegeben. Die optimalen Vernetzungsparameter werden im nachfolgenden Teil der Arbeit bestimmt.

Das elastische Materialverhalten des Werkstücks ist durch den Elastizitätsmodul ($E_w = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$) und die Querkontraktionszahl ($\nu_w = 0,3$) gegeben. Um die Plastizität abzubilden wird vorerst eine Fließkurve nach dem Materialmodell von Ramberg-Osgood verwendet, welches in Abschnitt 2.3.3 erläutert wird. Die Abschätzung erfolgt für eine rein-kinematische Verfestigung und unter der Annahme einer Zugfestigkeit von $R_m = 1400 \text{ N mm}^{-2}$. Die beiden Verfestigungsparameter werden nach der FKM-Richlinie Nicht-linear berechnet und ergeben sich zu $K_{ZSD} = 3009 \text{ MPa}$ und $n_{ZSD} = 0,187$. Die Definition des Materialverhaltens erfolgt in ANSYS über die Eingabe von zwanzig Spannungs-Dehnungs-Wertepaaren, die eine multilineare Fließkurve beschreiben. Die berechneten Stützpunkte für den Kurvenverlauf sind in Anhang A.1 einzusehen. Das von Truong [Tru19] ermittelte Materialverhalten des Stahls C45 aus Abschnitt 3.2 kommt erst nach der Verifizierung des Modellierungsansatzes durch die Konvergenzstudie zum Einsatz.

Randbedingungen

Damit die Zellperiodizität für die Verformungen während der Festwalzsimulation gilt, müssen die Randbedingungen an den Seitenflächen der Elementarzelle entsprechend definiert werden. Dazu kommen in ANSYS die sogenannten *Couplings* infrage. Mittels dieser Bedingungen können Knoten so miteinander verbunden werden, dass ihre Freiheitsgrade identisch sind. Miteinander gekoppelte Knoten erfahren während der Simulation dieselben Verschiebungen.

Anhand von Abbildung 25 kann nachvollzogen werden, welche Knoten miteinander gekoppelt werden müssen, damit sich die Verformungen periodisch über die Zellenränder fortsetzen. Immer, wenn die Walzkugel eine Kante der Elementarzelle überquert, erstreckt sich der Kontaktbereich bis in die theoretische Nachbarzelle. Da die beiden Zellen jedoch praktisch eine Einheit bilden, muss sich der verformte Bereich auf der jeweils gegenüberliegenden Seite der Elementarzelle fortsetzen.

An den vier radial verlaufenden Kanten der Elementarzelle berühren sich alle theoretisch angrenzenden Zellen untereinander. Die vier Eckknoten jeder Schicht müssen daher untereinander durch *Couplings* verbunden werden. Die Knoten innerhalb der Schnittflächen werden schichtweise mit den jeweils gegenüberliegenden gekoppelt. In Abbildung 27 sind die beschriebenen Kopplungsrandbedingungen grafisch dargestellt. Die Randbedingungen sind nicht wie abgebildet, nur in der Oberfläche, sondern auch für die weiteren grün hervorgehobenen Knotenschichten definiert.

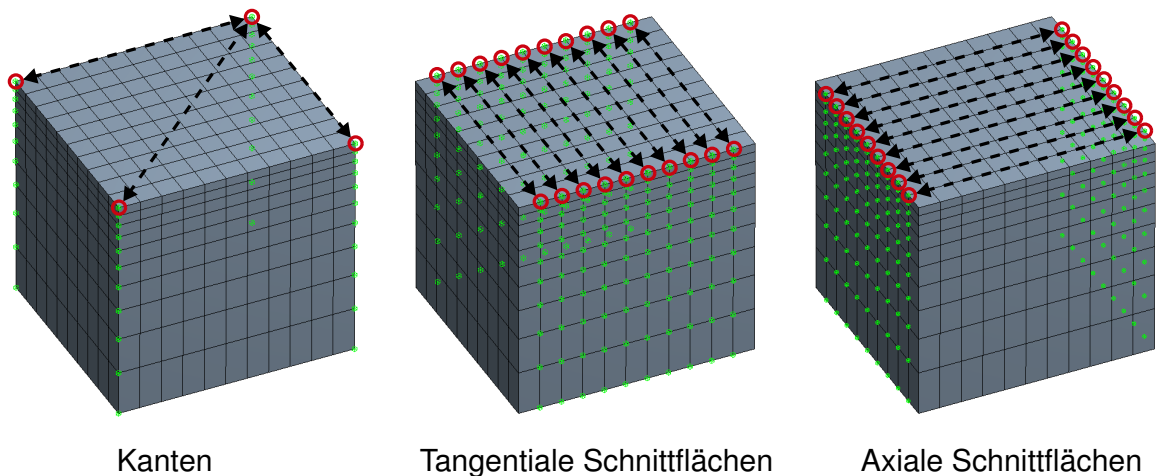
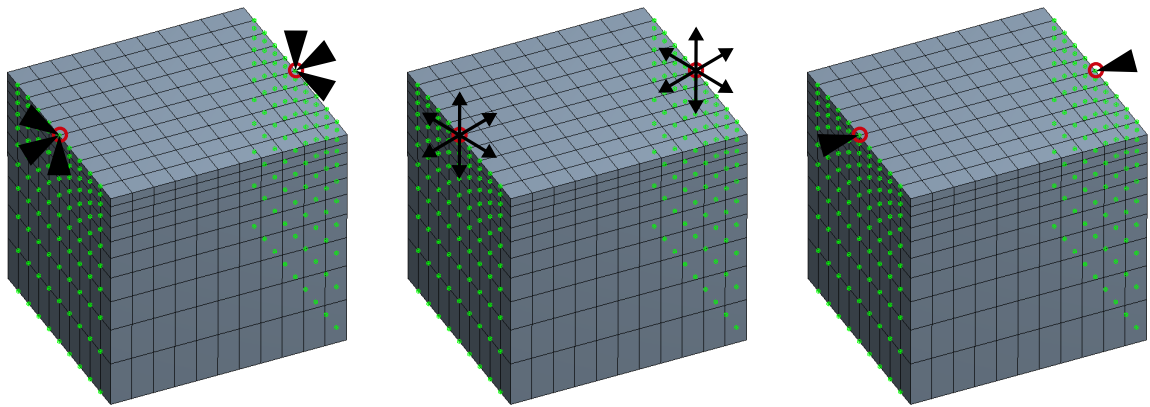


Abbildung 27: Randbedingungen der Elementarzelle

In den Vorarbeiten konnte die Netzkonvergenz für das vorgestellte Modell nicht bestätigt werden. Um den Einfluss der definierten Randbedingungen auf das Konvergenzverhalten zu untersuchen, werden für die axialen Schnittflächen alternative Konzepte erarbeitet. Neben der in Abbildung 27 rechts dargestellten Ausgangsvariante A mit axialen Knotenkopplungen werden zusätzlich die drei Varianten in Abbildung 28 modelliert.



B: Vollständige Einspannung C: Keine Zwangsbedingung D: Normale Einspannung

Abbildung 28: Varianten für die axialen Randbedingungen der Elementarzelle

Die abgebildeten Bedingungen gelten jeweils für alle Knoten innerhalb der axialen Begrenzungsflächen der Elementarzelle. Da in den abgebildeten Varianten nur noch die Knoten der tangentialen Schnittflächen periodisch miteinander gekoppelt sind, erfüllen die Modelle mit den alternativen Randbedingungen nicht mehr die Periodizität der Elementarzelle. Variante B sieht die Einspannung der Knoten in allen Freiheitsgraden vor und nimmt somit einen unendlich steifen Randbereich an. Im Gegenteil dazu werden in Variante C keine Zwangsbedingungen für die betreffenden Seitenflächen vorgegeben. Folglich können sich die Knoten unter Last in allen Freiheitsgraden verschieben. Mit Variante D soll das Verhalten der Elementarzelle möglichst genau angenähert werden, indem die Knoten lediglich normal zur Schnittfläche festgehalten werden. Die Knotenkoordinatensysteme müssen dafür zunächst gedreht werden, da sie nicht wie zuvor in Z-Richtung ausgerichtet sein dürfen.

4.1.2 Modellierung der Walzkugel

Wie die Welle, wird auch die Walzkugel lediglich ausschnittsweise modelliert. Im Gegensatz zur Welle ist dieses Vorgehen jedoch nicht mit der Periodizität begründet, sondern damit, dass nur ein kleiner Teil der Walzkugeloberfläche für die Kontaktsimulation erforderlich ist. Das Werkzeug gleitet lediglich im Kontaktbereich, anstatt wie im realen Prozess auf der Welle abzurollen. Die Größe der Ausschnittsoberfläche wird so bestimmt, dass sie doppelt so groß ist, wie der Hertz'sche Kontaktbereich, die sich während des Walzens einstellt. Dazu muss zunächst der Radius der Abplattung a_{Hertz} nach der Hertz'schen Theorie berechnet werden. Dabei wird, wie bereits in Abschnitt 2.1.2 ausgeführt wurde, vereinfachend von dem Kontakt zwischen Kugel und Platte ausgegangen. Die verwendeten Gleichungen sind in Anhang A.2 aufgeführt.

In Tiefenrichtung wird die Kantenlänge so festgelegt, dass sich für das Walzwerkzeug ebenso ein würfelförmiges Modell ergibt. Die Lage des Kugelausschnitts ist in von Abbildung 29 einzusehen.

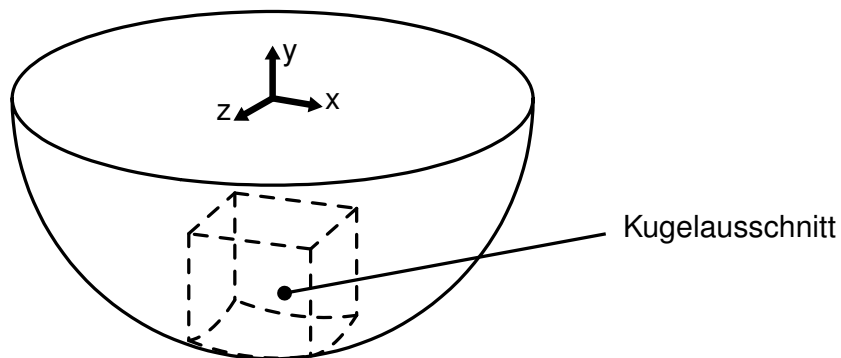


Abbildung 29: Lage des Walzkugelausschnitts

Diskretisierung

Das Netz setzt sich aus achtknotigen Hexaederelementen zusammen, welche die gleiche Kantenlänge aufweisen, wie die der Elementarzelle. Das Netz erfährt zur optimierten Auflösung der Spannungsgradienten eine Verdichtung in Richtung der Kugeloberfläche.

Da sich das Werkzeug aufgrund der höheren Härte während des Festwalzens nicht plastisch verformt, genügt ein elastisches Materialmodell, um das Werkstoffverhalten abzubilden. Die Kennwerte für einen Hartmetall-Werkstoff ($E_k = 6,30 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $\nu_k = 0,22$) werden an ANSYS übergeben. Die Halbkugel wird um den würfelförmigen Ausschnitt herum aus einem groben Tetraeder-Netz modelliert. Über Kontaktelemente sind die beiden Teilnetze fest miteinander verbunden.

Periodischer Walzkontakt

Ebenso wie die Verformung des Wellenausschnitts, muss sich auch der Kontakt zwischen Welle und Werkzeug periodisch über die Zellengrenzen fortsetzen. Die nachfolgenden Ausführungen legen dar, wie diese Periodizität des Walzkugleingriffs erreicht werden kann.

Die Wellen-Elementarzelle wird während der Simulation mehrmals von der Walzkugel durchfahren. Um einen kontinuierlichen Walzkontakt zu modellieren, werden daher zusätzliche Kontaktflächen auf allen durch die Elementarzelle verlaufenden Walzbahnen erstellt. Durch die Kopplung mit dem Kugelausschnitt stellen sie dessen Verkörperung zu verschiedenen Simulationszeitpunkten dar. Die Anordnung der Zusatzflächen lässt sich anhand von Abbildung 30 nachvollziehen.

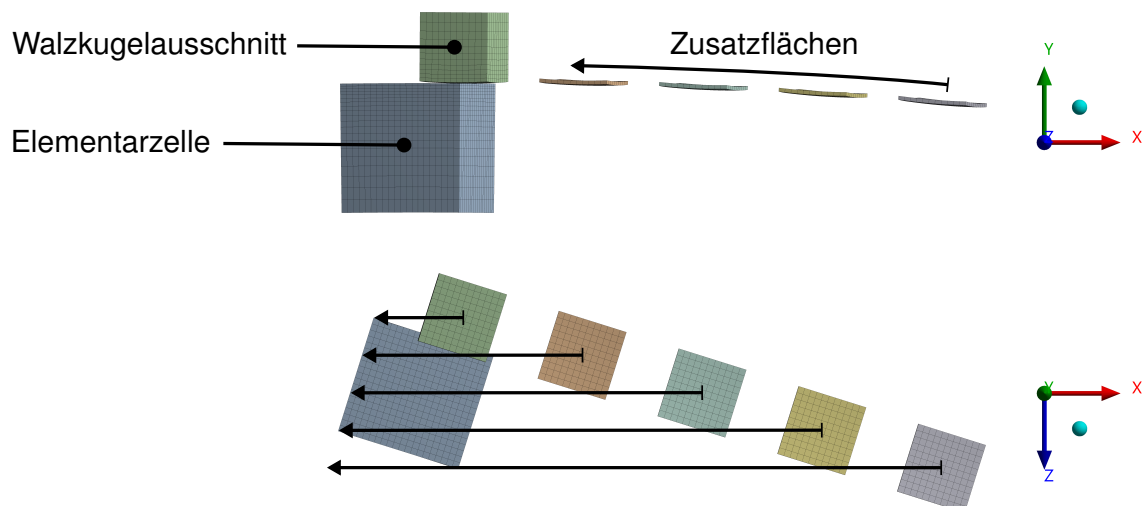


Abbildung 30: Anordnung der Zusatzflächen für $n = 3$

Die Zusatzflächen werden jeweils aus einer Schicht aus Hexaeder-Elementen modelliert. Mit Hilfe von weiteren *Coupling*-Befehlen erfolgt die Kopplung der Kontaktflächenknoten mit denen des Kugelausschnitts. So wird erreicht, dass sich alle Repräsentationen der Walzkugel während der Simulation gleich verhalten.

Während der Simulation laufen die Kontaktflächen in einem Verbund durch die Elementarzelle. Im abgebildeten Beispiel durchquert das Werkzeug die Zelle dreimal vollständig. Neben diesen drei Bahnen, müssen auch die Bahnen über die äußeren Ecken der Zelle berücksichtigt werden. Da der Walzkugelausschnitt auf der ersten dieser Bahnen verläuft, sind $n + 1 = 4$ Zusatzflächen notwendig.

Je nachdem wie groß der Radius der Hertz'schen Abplattung a_{Hertz} ist, werden zusätzliche Kontaktflächen benötigt. Falls a_{Hertz} größer als der Vorschub v ist, liegt ein Deckungsgrad größer zwei vor und die Einflussbereiche der einzelnen Bahnen überschneiden sich. In diesem Fall müssen auch die Walzbahnen vor beziehungsweise nach der betrachteten Elementarzelle mit berücksichtigt werden. Es ergibt sich die in Abbildung 31 dargestellte Anordnung, bei der jeweils eine Fläche vor und nach der Elementarzelle hinzukommt. Diese werden nachfolgend als Vor- und Nacheingriff bezeichnet.

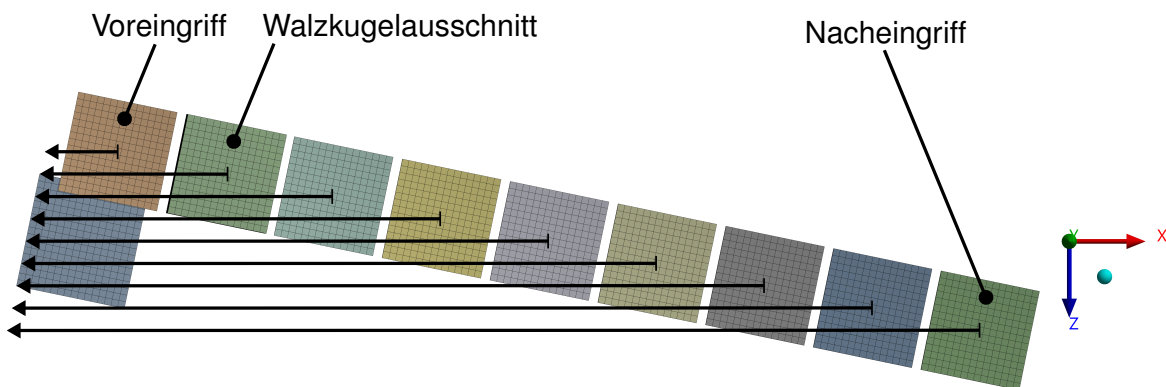


Abbildung 31: Sequenzielle Anordnung der Zusatzflächen mit Vor- und Nacheingriff

Die Abbildung verdeutlicht, dass die Bahnen des Vor- und Nacheingriffs zwar nicht durch die Elementarzelle verlaufen, die entsprechenden Zusatzflächen jedoch teilweise mit dem Wellenausschnitt in Kontakt gehen. Im abgebildeten Beispiel ist die Anzahl der vollständigen Bahnen durch die Elementarzelle $n = 5$. Zusammen mit dem Vor- und Nacheingriff werden demnach $n + 1 + 2 = 8$ Zusatzflächen benötigt.

Bei der abgebildeten sequentiellen Anordnung geschieht das Eintauchen der Walzkugel in das Material außerhalb der Elementarzelle und hat somit keinen Einfluss auf die Ergebnisse der Festwalzsimulation. Es wird davon ausgegangen, dass sich bei dieser Art des Walzkugelkontaktes nach der Simulation ein störungsarmer Eigenspannungszustand über die gesamte Zelle einstellt.

Der Nachteil der sequentiellen Flächenanordnung besteht in der nur teilweise erfüllten Periodizität des Walzkugelingriffs. In tangentialer Richtung wird die periodische Bedingung erfüllt, da immer, wenn eine Fläche die Elementarzelle verlässt, die nachfolgende am anderen Ufer in Eingriff geht. In axialer Richtung ist dies nicht der Fall. Wenn die erste Kontaktfläche den axialen Zellenrand verformt, wird zwar aufgrund der Knotenkopplung auch die gegenüberliegende Seite beeinflusst. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich jedoch im Modell keine Kontaktfläche über dem gegenüberliegenden Zellenrand.

Nachfolgend wird eine alternative Anordnung der Zusatzflächen vorgestellt, die einen periodischen Walzkugeleingriff realisiert. Sie zeichnet sich dadurch aus, dass in den Fällen, in denen eine Kontaktfläche einen der axialen Ränder überquert, auch am anderen Zellenufer eine Zusatzfläche im Kontakt ist. In Abbildung 32 ist der gleiche Festwalzprozess dargestellt, jedoch unter Anwendung der alternativen Flächenanordnung.

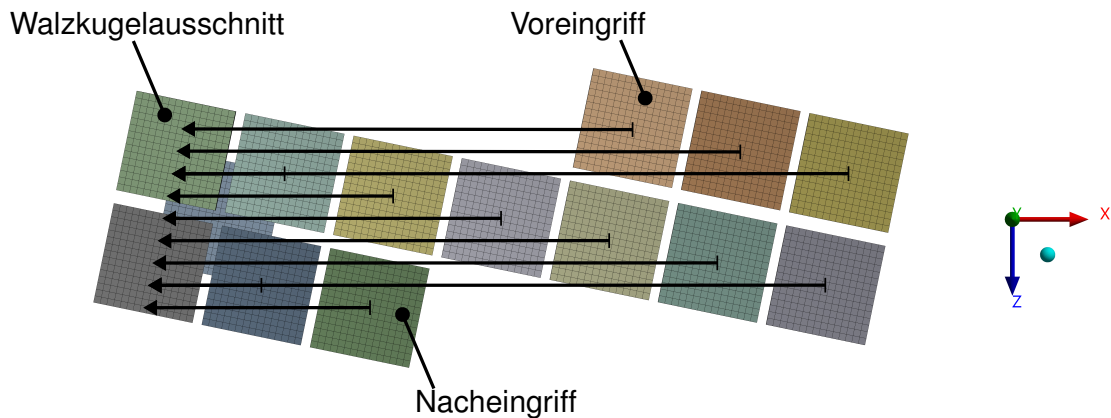


Abbildung 32: Parallele Anordnung der Zusatzflächen mit Vor- und Nacheingriff

Bei der abgebildeten Variante werden die Zusatzflächen teilweise parallel angeordnet, wodurch die Periodizität des Walzkugeleingriffs in axialer Richtung erreicht wird. Es ist zu erkennen, dass die Zusatzflächen auf denselben Walzbahnen wie in Abbildung 31 verlaufen. Der Unterschied besteht darin, dass sich die Vor- und Nacheingriffsflächen nicht einreihen, sondern parallel angeordnet werden.

Für eine vollständig periodische Simulation muss das Ein- und Austauschen der Walzkugel innerhalb der Elementarzelle geschehen. Da die Ergebnisauswertung in der Zellenmitte vorgenommen wird, ist der störende Einfluss des Eintauchens auf den Zellenrand zu verlagern. Aus diesem Grund befindet sich zu Beginn der Simulation über jeder der Zellenecken eine Kontaktfläche. Nachdem die Walzkugel in dieser Position im ersten Lastschritt in den Kontakt gegangen ist, laufen die Kontaktflächen im Verbund über die Elementarzelle. In der Endstellung der Simulation stehen erneut vier Flächen über den Zellenecken. Die Simulation endet in dieser Position mit dem Austauschen der Kugel aus dem Material.

4.1.3 Kontaktdefinition

Während des Festwalzens dringt die Walzkugel in das Werkstück ein. Damit das FEM-Programm diesen Effekt berechnen kann, muss neben dem Materialverhalten auch der Materialkontakt definiert werden. Dies geschieht in ANSYS mittels flächiger Kontaktelemente, die auf den entsprechenden Volumenelementen platziert werden. Auf der Oberfläche der Elementarzelle kommen Kontaktelemente des Typs *CONTA173* zum Einsatz. Der Walzkugelausschnitt und die gekoppelten Kontaktflächen verfügen über Kontaktelemente des Typs *TARGE170*. Mit dem Augmented-Lagrange-Verfahren wird der empfohlene Standardalgorithmus für die Kontaktiteration verwendet. Die Reibung im Werkzeugeingriff wird vernachlässigt.

Das vollständige Modell für die Festwalzsimulation mit sequentieller Kontaktflächenanordnung ist in Abbildung 33 zu sehen. Im gewählten Beispiel wird eine Elementarzelle, die sich über ein 300stel des Wellenumfangs erstreckt, festgewalzt. Die Radien von Welle und Walzkugel betragen $R = 20$ mm beziehungsweise $r = 2$ mm.

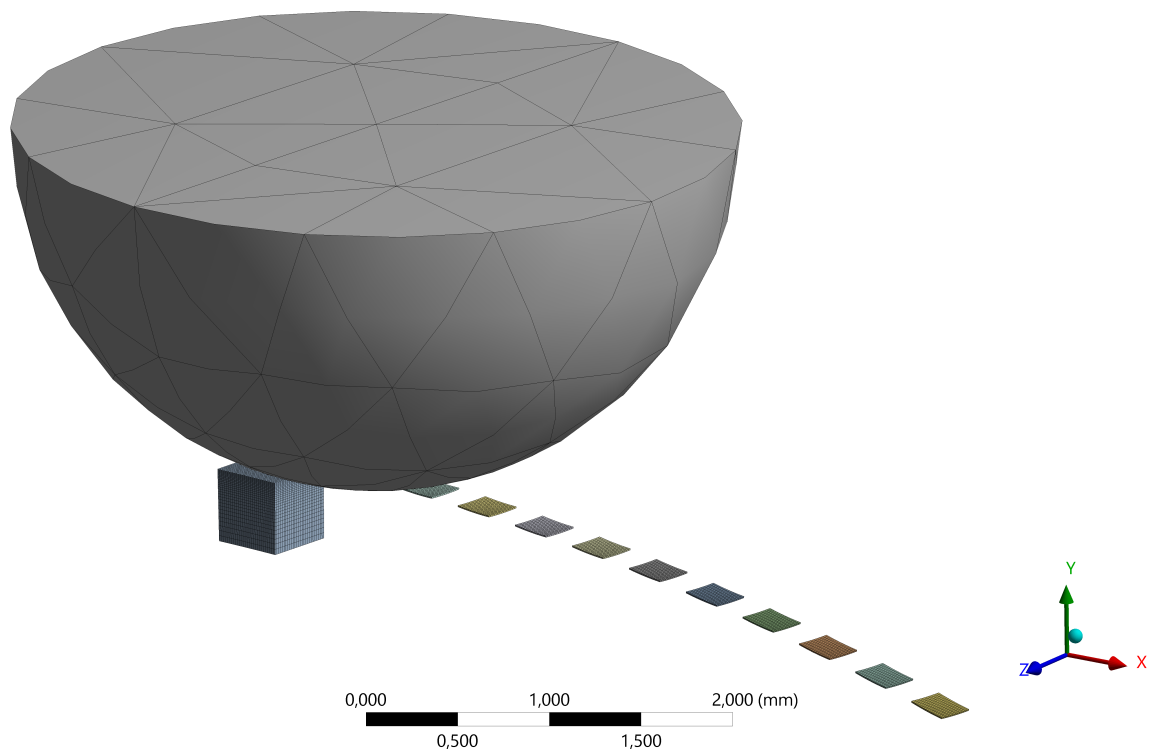


Abbildung 33: Vollständiges Modell für die Festwalzsimulation mit sequentieller Kontaktflächenanordnung (KF: seq)

4.2 Simulation

Die Simulation des Festwalzprozesses erfolgt als statisch-mechanische Analyse in ANSYS Mechanical 2019 R3. Die statische Berechnung ist zulässig, da die Verformungsprozesse beim Festwalzen als quasi-statisch betrachtet werden können. Massen- und Dämpfungskräfte haben keinen entscheidenden Einfluss auf den Prozess, weshalb eine dynamische Simulation nicht notwendig ist [MG07]. Im Gegensatz zum Kugelstrahlen ist die Plastizität als zeitunabhängig zu betrachten. Der Prozess kann daher in Lastschritte eingeteilt werden, für die jeweils eine Einzellösung bestimmt wird. Die Anzahl der Lastschritte ergibt sich aus dem vorliegenden Deckungsgrad und der Größe der Elementarzelle.

Die Simulation wird als rein-strukturelle Analyse durchgeführt. Es werden keine Temperaturfelder berücksichtigt. Aufgrund des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens und der Kontaktbereiche ist eine nichtlineare Simulation des Modells notwendig.

4.2.1 Randbedingungen und Lasten

Um die Definition der Randbedingungen während der Simulation zu vereinfachen, kommen Multi-Point-Constraints (MPCs) zum Einsatz. Mit deren Hilfe können zusammengehörige Knoten mit einem Pilotknoten gekoppelt werden. Wird der Pilotknoten verschoben oder festgehalten, gilt diese Verschiebung ebenso für alle angeschlossenen Knoten. Der Vorteil der Nutzung von MPCs zeigt sich bei der Laststeuerung. Dabei wird die Belastung über den Pilotknoten eingeleitet und dann von dort aus gleichmäßig auf die gekoppelten Knoten verteilt. Für die Definition der Pilotknoten von Welle und Walzkugel werden Elemente des Typs *MPC184* verwendet. Die Knoten der Unterseite der Elementarzelle werden mit dem Pilotknoten der Welle gekoppelt und über diesen zu Beginn der Simulation in allen Freiheitsgraden eingespannt. An den Pilotknoten der Walzkugel werden die Knoten in der Oberfläche der grob vernetzten Halbkugel angebunden. Auf diese Weise kann über die Verschiebung nur eines Knotens die Walzkugel zusammen mit den gekoppelten Zusatzflächen bewegt werden.

Im ersten Lastschritt der Simulation erfolgt das Eintauchen der Walzkugel. Dazu wird die Kugel radial in Richtung Wellenmittelpunkt verschoben. Die Tiefe der Einsenkung wird aus der vorgegebenen Walzkraft F_W nach der Hertz'schen Theorie abgeschätzt. Die verwendeten Gleichungen sind in Anhang A.2 aufgeführt. Es wird somit eine Wegsteuerung vorgenommen, was eine Idealisierung des realen Prozesses darstellt. Aufgrund

der vielen Nichtlinearitäten der Simulation wird diese Vereinfachung getroffen, um die Rechenzeit des Modells zu begrenzen. Die Abschätzung der Einsenktiefe geschieht unter der Annahme rein elastischer Verformung, wodurch die tatsächliche Kontaktkraft von der vorgegebenen Walzkraft abweicht. Da in dieser Arbeit der Schwerpunkt darauf liegt, eine Netzkonvergenz des Modells zu erreichen, sind diese Annahmen vertretbar. Sollen Simulationen zum Abgleich mit Versuchsergebnissen dienen, müssen die vorgenommenen Abstraktionen neu bewertet werden.

Nachdem die Walzkugel in das Material eingetaucht ist, folgt die Simulation der Vorschubbewegung. Da die Kontaktflächen bereits entsprechend angeordnet sind, wird pro Lastschritt lediglich der Rotationswinkel um die Z-Achse erhöht, um den Vorschub des Werkzeugs zu simulieren. Im Fall der sequentiellen Anordnung der Kontaktflächen endet die Simulation, sobald die letzte Zusatzfläche die Elementarzelle überquert hat. In der angepassten Variante mit parallelen Eingriffen bildet das Austauchen der Kugel über den Ecken der Elementarzelle das Simulationsende.

Der Verlauf der tatsächlichen Kraft im Walzkontakt für die sequentielle Flächenanordnung ist in Abbildung 34 aufgetragen. Dazu wird die Reaktionskraft des Walzkugel-Pilotknotens in ANSYS Mechanical ausgewertet. Bei der Simulation wurde eine theoretische Festwalzkraft von 20 N vorgegeben.

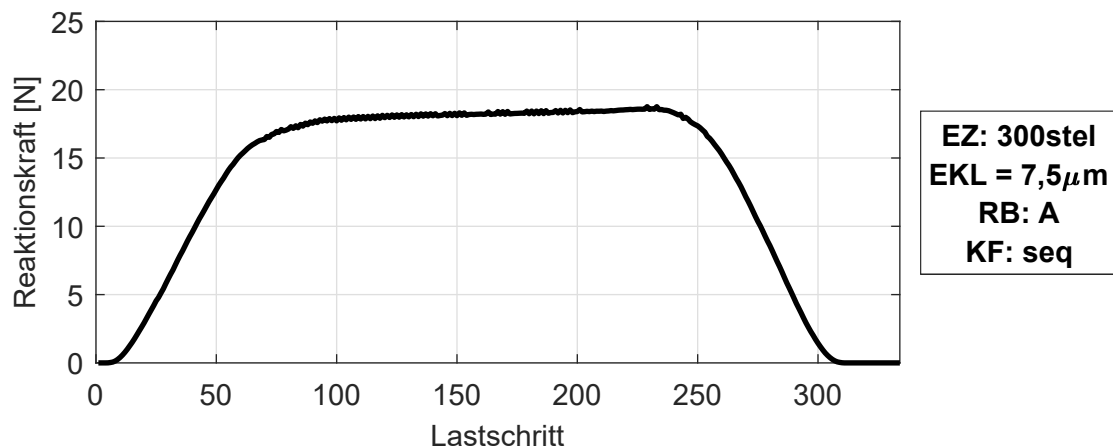


Abbildung 34: Verlauf der Walzkugel-Reaktionskraft während der Festwalzsimulation mit sequentieller Anordnung der Kontaktflächen

Die Reaktionskraft im Walzkontakt baut sich mit konstanter Steigung auf, bleibt danach nahezu konstant und sinkt zum Ende der Simulation wieder auf Null ab. Der vorgegebene Wert von 20 N wird nicht erreicht. Die Phase der Kraftsteigerung ist ungefähr mit dem achtzigsten Lastschritt abgeschlossen. Zu diesem Simulationszeitpunkt haben die

Kontaktflächen, die über den Rand der Zelle hinausragen, den Wellenausschnitt überquert. Da schrittweise ein größerer Anteil der Zusatzflächen in Kontakt geht, steigt die Reaktionskraft in dieser Phase stetig an. In der zweiten Phase durchqueren jene Kontaktflächen die Elementarzelle, deren Einflussbereiche nicht über die axialen Zellränder hinausreichen. Ab dem Lastschritt 240 nimmt die Reaktionskraft wieder ab, da die Kontaktflächen wieder schrittweise aus dem Eingriff gehen.

Zur weiteren Verdeutlichung der Kontaktverhältnisse während der Simulation sind in Abbildung 35 die momentanen Spannungszustände für ausgewählte Lastschritte dargestellt. Im verwendeten Modell überquert die Walzkugel auf denen durch die Pfeile verdeutlichten Pfaden achtmal die Elementarzelle. Die Kontaktflächen sind ausgeblendet, damit die beanspruchten Bereiche sichtbar werden.

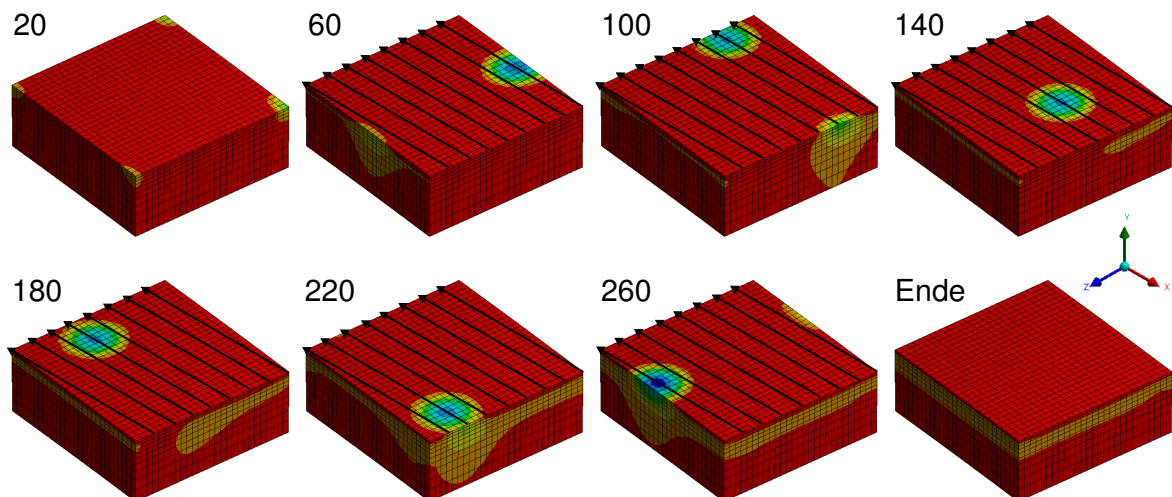


Abbildung 35: Ausgewählte Lastschritte der Simulation mit sequentiellen Kontaktflächen (300stel-EZ, EKL = 15 μm)

Die Funktionsweise der periodischen Randbedingungen ist besonders in den Lastschritten 60 und 100 zu beobachten. Der Einflussbereich der Kugel geht zu den jeweiligen Zeitpunkten über einen Zellenrand hinaus. Durch die Freiheitsgrad-Kopplung werden die Randknoten auf dem anderen Zellenufer ebenso verschoben und erfahren eine Spannungserhöhung. Im gewählten Beispiel ist außerdem zu erkennen, dass sich der kreisförmige Kontaktbereich über mehrere Walzbahnen erstreckt. Der Deckungsgrad ist größer als zwei. In diesem Fall wird jeweils eine Zusatzfläche für den Vor- und Nacheingriff generiert, die auf Bahnen außerhalb der Elementarzelle verlaufen. Die Beeinflussung der Zelle durch die Voreingriffsfläche kann im 20. Lastschritt an den Eckenspannungen beobachtet werden. Nachdem mit dem Nacheingriff die letzte Kontaktfläche die Elementarzelle verlassen hat, liegt ein veränderter Eigenspannungszustand vor.

Für das Modell mit paralleler Kontaktflächenanordnung ergibt sich ein Reaktionskraftverlauf nach Abbildung 36.

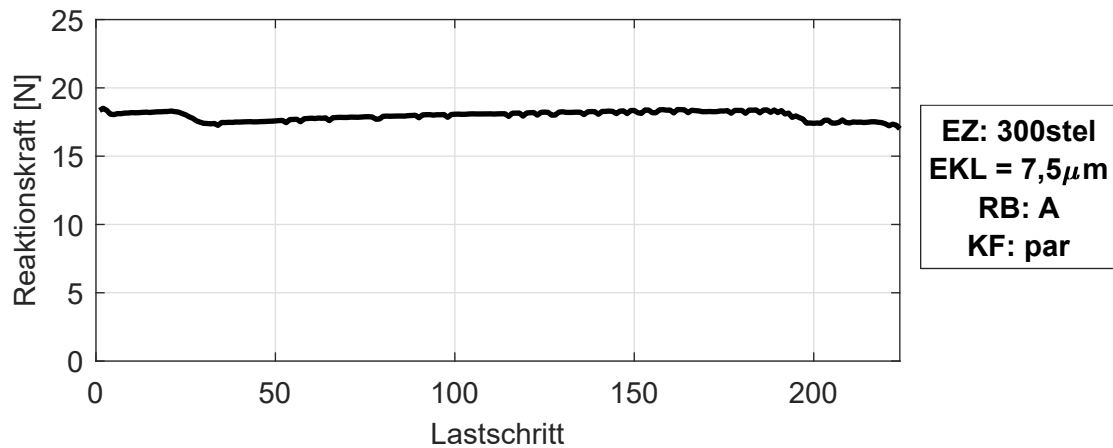


Abbildung 36: Verlauf der Walzkugel-Reaktionskraft während der Festwalzsimulation mit paralleler Anordnung der Kontaktflächen

Anders als im zuvor betrachteten Modell, bleibt die Kontaktkraft über alle Lastschritte auf einem konstanten Niveau. Grund dafür ist das Einsenken des Werkzeugs innerhalb der Elementarzelle während des ersten Lastschritts. Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass die Reaktionskraft während der Simulation leicht schwankt und dabei den vorgegebenen Wert nicht erreicht. Die über alle Lastschritte gemittelte Kraft im Walzkontakt beträgt 18 N und weicht um 10 % von der theoretischen Walzkraft ab. Die Abweichung ist mit der Laststeuerung auf Grundlage der Hertz'schen Theorie und den zuvor genannten Vereinfachungen zu begründen. Die Schwankung der Kontaktkraft zu Beginn und zum Ende der Simulation lässt sich auf die parallelen Eingriffe zurückführen. Die Reaktionskraft während betreffender Lastschritte weicht jedoch nur marginal vom restlichen Verlauf ab. Daraus lässt sich die gelungene Realisierung des periodischen Kugelkontaktes durch die parallele Kontaktflächenanordnung bestätigen. Wie an der X-Achse des Diagramms zu erkennen ist, erfordert die Simulation mit parallelen Flächen bei gleichen Festwalzparametern eine geringere Lastschrittzahl, als die Ursprungsvariante. Eine Darstellung von ausgewählten Lastschritten analog zu Abbildung 35 ist in Anhang A.3 einzusehen.

4.2.2 Simulationsansätze

Das erstellte Modell wird unter verschiedenen Zielstellungen simuliert. Zunächst soll festgestellt werden, ob die Ergebnisgrößen bei Verfeinerung des Modells konvergieren. Nachdem der Modellierungsansatz auf diese Weise verifiziert wurde, können Studien mit variierten Walzparametern durchgeführt werden. Durch einen Abgleich der simulierten Ergebnisse mit Resultaten aus der Literatur kann das erstellte Modell somit validiert werden.

Konvergenzstudie

Die Konvergenz wird in zwei Kategorien untersucht. Im ersten Schritt erfolgt die Variation der Größe der gewählten Elementarzelle. Dazu wird der Anteil der Zelle am Umfang der Welle schrittweise vergrößert. Erwartet wird, dass das gewählte Konvergenzkriterium bei stetiger Vergrößerung des Werkstückausschnitts einem Grenzwert entgegenstrebt. Gibt es einen solchen Grenzwert, wird vermutet, dass dieser als Ergebniswert für die gesamte Welle gedeutet werden kann. Diese Vermutung lässt sich nicht validieren, da eine Simulation des gesamten Wellenumfangs aufgrund der exponentiell steigenden Modellgröße nicht möglich ist. Dennoch wird mit der Definition der Elementarzelle die Repräsentation der gesamten Welle angestrebt.

Die untersuchten Modellgrößen, deren Bezeichnungen sich immer auf den Wellenumfang beziehen, sind in Abbildung 37 dargestellt. Bei einem 500stel-Ausschnitt handelt es sich um eine Elementarzelle, die sich über ein 500stel des Wellenumfangs erstreckt. Bei der Simulation ergeben demnach fünfhundert aneinandergereihte Zellen die tatsächliche Wellengeometrie.

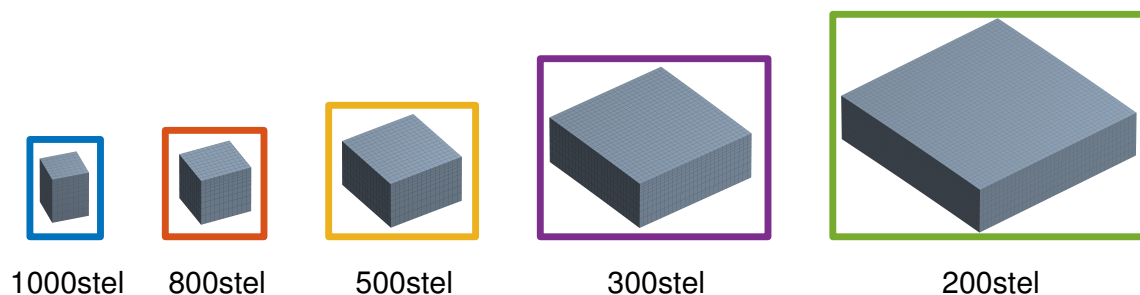


Abbildung 37: Ausschnittsgrößen der simulierten Elementarzellen

Der Abbildung ist zu entnehmen, dass die Ausdehnung der Elementarzellen in Umfangs- und Achsenrichtung variiert, während deren Innenradius übereinstimmt. Die radiale Materialschicht der verschiedenen Varianten muss gleich dick sein, damit die Resultate ver-

gleichbar bleiben. Würden die Modelle über verschiedene Schichtdicken verfügen, hätte der Dämpfungseffekt durch ein mehr oder weniger großen Modellvolumen einen Einfluss auf die Verformungen in der Randschicht. Diese Besonderheit muss aufgrund der Wegsteuerung beachtet werden und könnte bei Vorgabe einer definierten Kraft vernachlässigt werden. Die Abbildung zeigt weiterhin, dass die Elementarzellen je nach Größe unterschiedlich im Raum ausgerichtet sind, obwohl für alle derselbe Vorschub gilt. Da die Ecken immer auf den Walzkugelbahnen liegen müssen, ergeben sich unterschiedliche Winkel α für die Neigung der Zelle in der X-Z-Ebene. Je größer die Zelle wird, desto kleiner wird der Winkel, bis sich im Grenzfall $\alpha = 0$ das Modell über den gesamten Wellenumfang erstreckt. Die in der Abbildung gewählten Rahmenfarben sollen die spätere Zuordnung der Elementarzellengrößen erleichtern und werden für den Vergleich der Tiefenverläufe in Kapitel 5 verwendet.

Den zweiten Schritt der Verifizierung bildet die Netzkonvergenzanalyse. Dabei wird die Elementkantenlänge schrittweise verringert und so die Vernetzung von Elementarzelle und Walzkugelausschnitt zunehmend verdichtet. Mittels dieser Untersuchung wird sichergestellt, dass die Simulationsergebnisse nicht vom FE-Netz abhängig sind, sondern gegen einen bestimmten Grenzwert streben. In dieser Arbeit wird die Elementkantenlänge in einem Bereich von 5 bis 15 μm variiert. Da die Netzkonvergenz der periodischen Elementarzelle in bisherigen Vorarbeiten nicht bestätigt werden konnte, werden neben dem Originalmodell auch die in Tabelle 28 vorgestellten Varianten sowie die parallele Kontaktflächenanordnung simuliert.

Für alle hinsichtlich der Konvergenzanalyse durchgeführten Simulationen gelten die Festwalzparameter $F_{\text{theo}} = 20 \text{ N}$, $v = 0,05 \text{ mm}$, sowie die Radien von Walzkugel und Welle von $r = 2 \text{ mm}$ und $R = 20 \text{ mm}$.

Parameterstudie

Mit dem konvergierenden Simulationsmodell werden Studien durchgeführt, die einen qualitativen Abgleich der Ergebnisse anhand der Literatur erlauben. Zunächst wird das von Truong ermittelte Materialmodell für die kombinierte Verfestigung des Stahls C45 zur Beschreibung des Wellenwerkstoffs erprobt. Im Anschluss werden die Festwalzparameter Walzkraft F_W , Vorschub v und Walzkugeldurchmesser r variiert. Die simulierten Parameterkombinationen sind in Tabelle 3 zusammengestellt. Die Walzkraft wird aufgrund der Wegsteuerung nicht explizit vorgegeben, sondern resultiert aus der berechneten Einsenkung im Kontaktbereich. Daher gibt die Tabelle neben der theoretisch vorgegebenen auch die tatsächliche Kraft im Walzkontakt, gemittelt über alle Lastschritte, an.

Tabelle 3: Festwalzparameter der Parameterstudien

ID	F_{theo} [N]	F_{tats} [N]	v [mm]	r [mm]
1	10	8,86	0,10	2
2	10	8,41	0,05	2
3	10	7,98	0,03	2
4	20	18,77	0,10	2
5	20	17,95	0,05	2
6	20	17,31	0,03	2
7	30	28,54	0,10	2
8	30	27,55	0,05	2
9	30	26,75	0,03	2
10	10	9,37	0,10	4
11	10	8,76	0,05	4
12	10	8,23	0,03	4
13	20	20,54	0,10	4
14	20	19,61	0,05	4
15	30	31,94	0,10	4

5 Ergebnisse und Auswertung

In diesem Kapitel erfolgt die Ergebnisauswertung der durchgeführten Simulationen. Im Fokus der Ausführungen steht dabei das Konvergenzverhalten bezüglich der eingebrachten Festwalz-Eigenspannungen.

Um die Zuordnung der Ergebnisdarstellungen zu den Modellvarianten zu erleichtern, werden in diesem Kapitel Abkürzungen und visuelle Hilfsmittel verwendet. So geben die Linienfarben der Tiefenverläufe entsprechend der Rahmenfarben in Abbildung 37 Aufschluss über die Ausschnittsgröße der jeweiligen Elementarzelle. Die Variation der Elementkantenlänge (EKL) des verwendeten Netzes wird in den Eigenspannungsverläufen durch unterschiedliche Symbolgrößen verdeutlicht.

Ausgehend vom Ursprungsmodell wird der Einfluss der Randbedingungen (RB) sowie der Kontaktflächenanordnung auf die Konvergenz bei Modellverfeinerung untersucht. Eine Übersicht über die Varianten der Randbedingungen ist in Abbildung 38 gegeben.

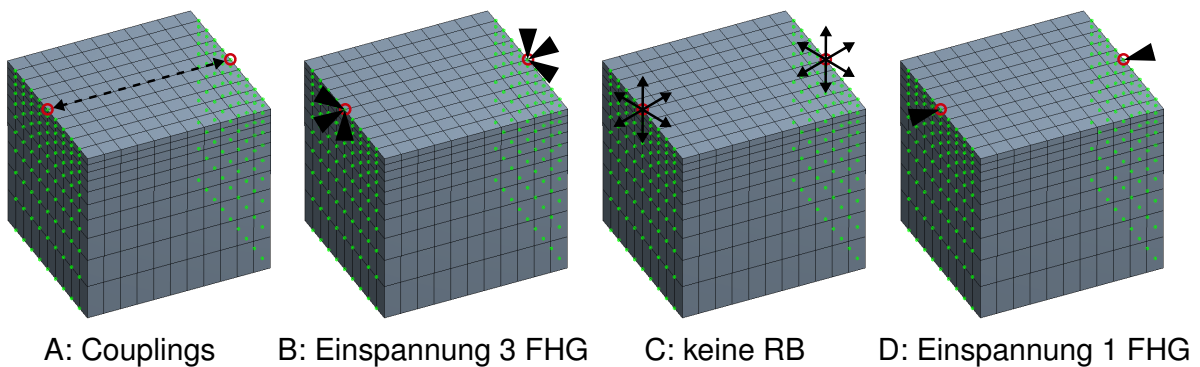


Abbildung 38: Varianten für die axialen Randbedingungen

Mittels der Abkürzungen „RB: A/B/C/D“ und durch Verwendung der obigen Piktogramme wird in den nachfolgenden Abbildungen und Diagrammen verdeutlicht, welche Randbedingung für das jeweils dargestellte Ergebnis gelten. Die verwendete Variante der Kontaktflächenanordnung (KF) wird durch die Abkürzungen „KF: seq“ und „KF: par“ für den sequentiellen beziehungsweise den parallelen Walzkugeleingriff angezeigt.

5.1 Ergebnisgrößen

Das Auswertungskriterium bildet der Eigenspannungszustand, der nach der Festwalzsimulation in der Elementarzelle vorliegt. Dieser kann anhand der Normalspannungen in den drei Raumrichtungen in ANSYS Workbench untersucht werden. Die Ergebnisgröße des hydrostatischen Drucks, welche sich aus der Vektorsumme der Normalspannungen ergibt, ist richtungsunabhängig und wird daher für die Einschätzung des allgemeinen Eigenspannungszustandes verwendet. In Abbildung 39 sind die Ergebnisse für den hydrostatischen Druck in einem dreidimensionalen Konturplot dargestellt. Bei der abgebildeten EZ handelt es sich um den 300stel-Wellenausschnitt mit periodischen Randbedingungen nach Variante A und sequentieller Kontaktflächenanordnung.

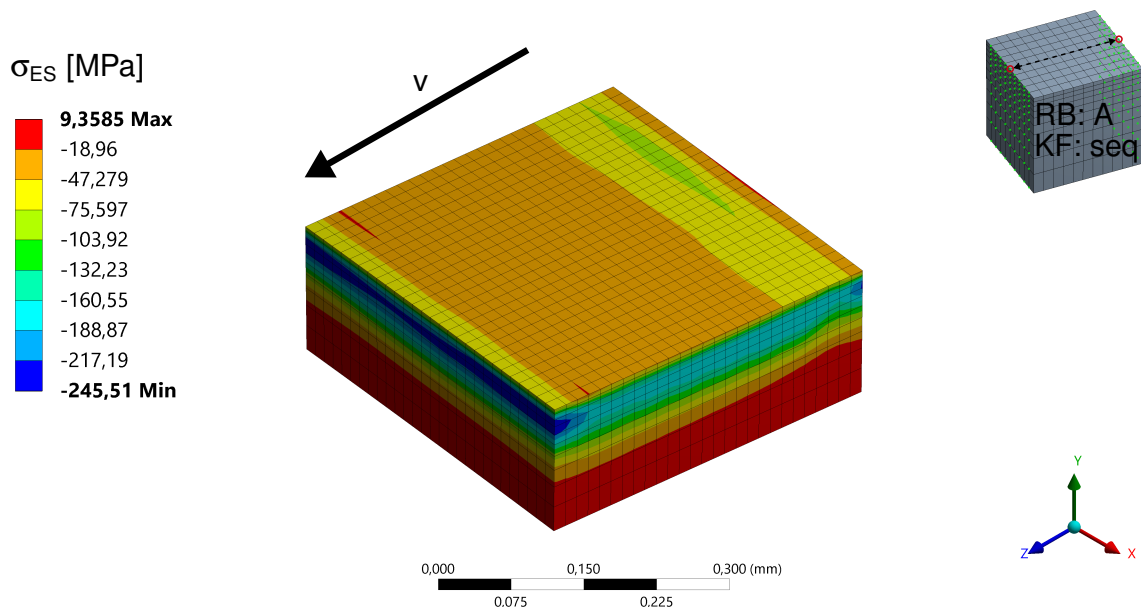


Abbildung 39: Hydrostatischer Druck nach dem Festwalzen (300stel-EZ)

In obigem 3D-Plot ist ein schichtartiger Verlauf der Eigenspannungen nach der Festwalzsimulation zu erkennen. Die Spannungsminima treten unter der Oberfläche auf, so wie es auch die Theorie in Abschnitt 2.1.3 beschreibt. Während sich in Walzrichtung eine konstante Spannungsverteilung über die gesamte Zellenbreite einstellt, ist der Verlauf in Vorschubrichtung inhomogen. An den axialen Begrenzungsflächen fallen hohe Druckeigenspannungen auf. In diesen Bereichen überfährt der Walzkugelausschnitt die periodisch gekoppelten Kanten, also den theoretischen Übergang zwischen zwei Elementarzellen in axialer Richtung. Die Spannungsinhomogenität über die Zellenlänge lässt vermuten, dass die periodischen Randbedingungen an den axialen Schnittflächen genauer betrachtet werden müssen.

Um aus den vorliegenden Ergebnissen einen Eigenspannungs-Tiefenverlauf abzuleiten, wird eine einzelne Knotenebene des FE-Modells ausgewertet. Zur Auswahl stehen die Mittelknotenebenen in Breiten- und Längsrichtung, deren Spannungsverläufe in Abbildung 40 dargestellt sind.

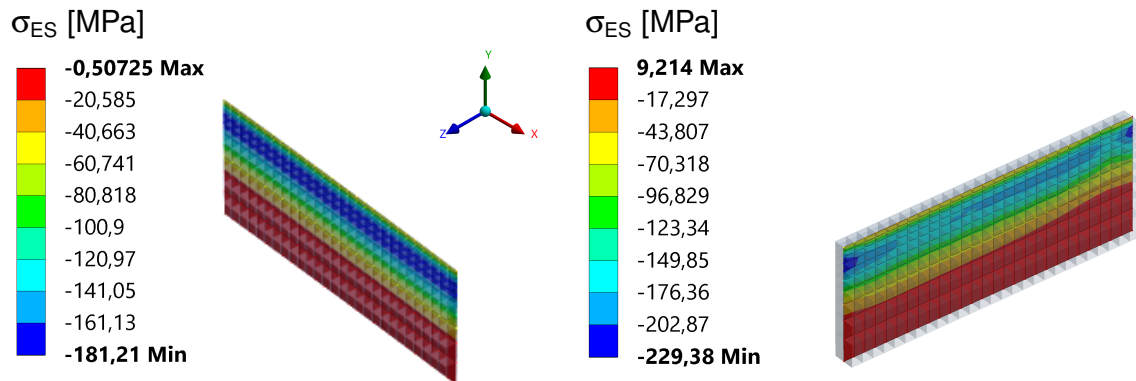


Abbildung 40: Spannungsverlauf in den Mittelknotenebenen (300stel-EZ)

Der rechts abgebildete Spannungsverlauf zeichnet sich durch eine Inhomogenität entlang der Ebene aus. Die Spannungen an den axialen Kanten sind im Vergleich zum inneren Bereich deutlich erhöht. Für die Auswertung wird die links abgebildete Ebene gewählt, da der Spannungsverlauf in tangentialer Richtung homogen ist und die maximale Entfernung zu den inhomogenen axialen Rändern sichergestellt ist.

Der hydrostatische Druck wird zwischen den Knoten der gewählten Mittelebene in Breitenrichtung gemittelt, um die gesamte Breite der Elementarzelle in die Auswertung zu integrieren. Werden die berechneten Eigenspannungsmittelwerte über dem Oberflächenabstand der Knoten aufgetragen, ergibt sich der Tiefenverlauf in Abbildung 41.

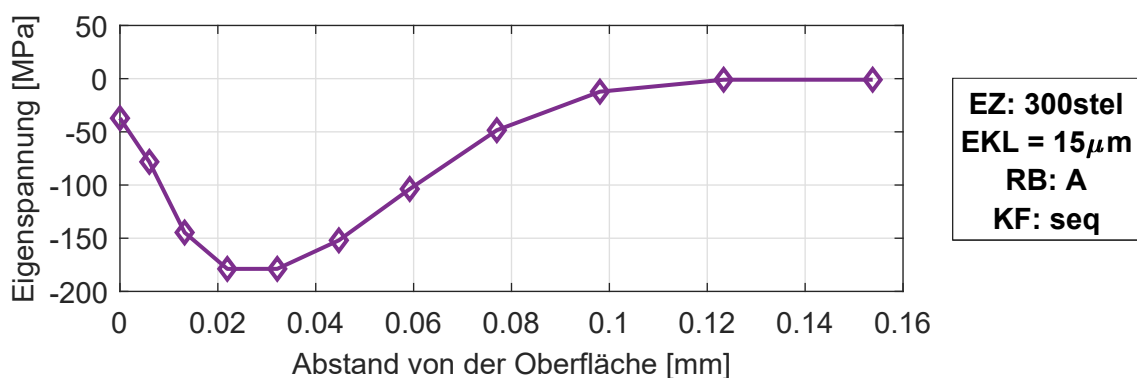


Abbildung 41: Eigenspannungs-Tiefenverlauf in der Mittelknotenebene

5.2 Konvergenzstudien

Dieser Abschnitt beinhaltet die Ergebnisse der durchgeführten Konvergenzuntersuchungen. Vor der üblichen Netzkonvergenzanalyse wird zunächst die Eignung des Elementarzellenmodells überprüft. Neben den verschiedenen Varianten für die Randbedingungen an den axialen Seitenflächen wird auch die Auswirkung der modifizierten Kontaktflächenanordnung auf die Konvergenz betrachtet.

5.2.1 Variation der Elementarzellengröße

Wie in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, wird der Anteil des Modellausschnitts am Wellenumfang erhöht, während die Vernetzungs- und Walzparameter unverändert bleiben. Um die Simulationszeit zu begrenzen, kommt ein verhältnismäßig grobes Netz mit einer EKL von $15\mu\text{m}$ zum Einsatz. Zunächst wird das Ausgangsmodell mit periodischen Randbedingungen nach Variante A untersucht. Die Tiefenverläufe für die fünf verschiedenen Zellengrößen sind in Abbildung 42 einzusehen.

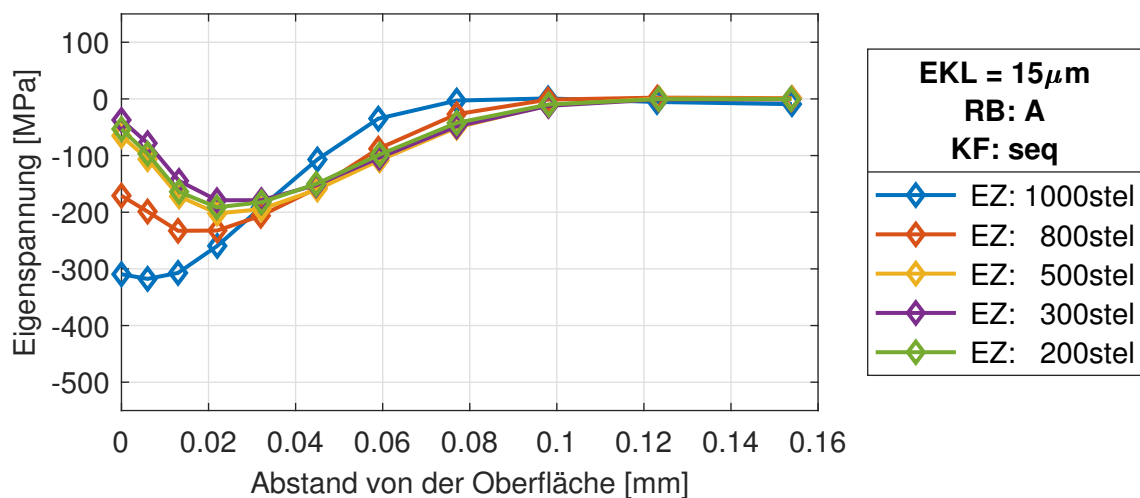


Abbildung 42: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = $15\mu\text{m}$, RB: A, KF: seq)

Der blaue Verlauf ergibt sich für den kleinsten Ausschnitt mit einer Bogenlänge von einem Tausendstel des Wellenumfangs. Er zeichnet sich durch den höchsten Betrag und die geringste Tiefe des Eigenspannungsminimums aus. Bei einer stetigen Vergrößerung der Ausschnittsgröße bis zum 300stel-Modell verschieben sich die Minima in positive Spannungsrichtung und größere Tiefen. Die Simulation der größten Elementarzelle (grün) hingegen ergibt erneut kleinere Eigenspannungswerte, wodurch die Bewertung der Konvergenz erschwert wird.

Aus diesem Grund erfolgt die Simulation von feiner vernetzten Modellen mit einer Elementkantenlänge von $7,5\ \mu\text{m}$. Die Ergebnisse sind in nachfolgender Abbildung 43 dargestellt.

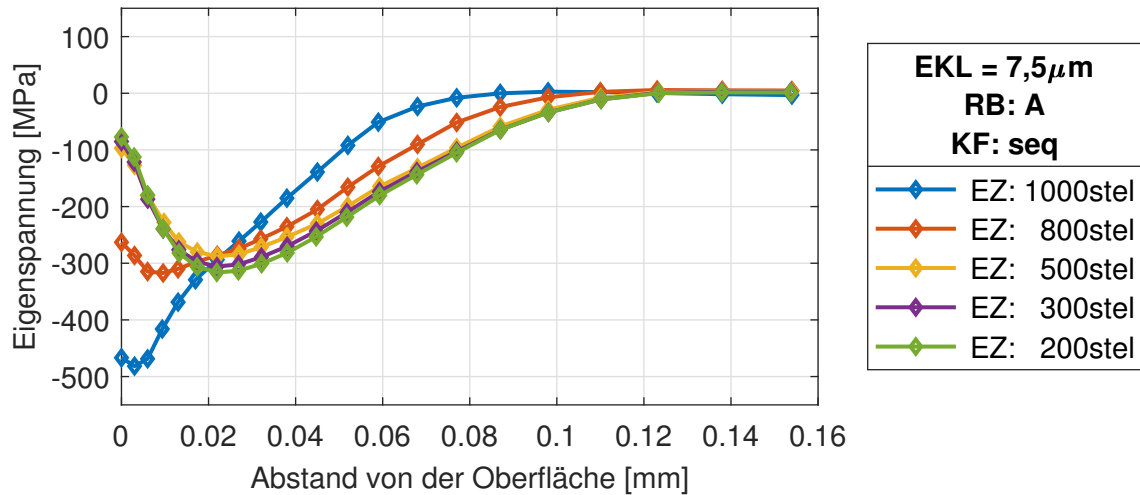


Abbildung 43: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = $7,5\ \mu\text{m}$, RB: A, KF: seq)

In obigem Diagramm ist zu erkennen, dass die Eigenspannungsminima mit steigender Elementarzellengröße zunächst ansteigen, um dann wieder abnehmen. Für die zwei kleinsten Modelle ergeben sich auffällig hohe Druckspannungen in der Oberfläche im Vergleich zu den restlichen Ergebnissen. Um die Ursache für dieses Verhalten zu untersuchen, werden die drei kleinsten Elementarzellen in ANSYS Workbench grafisch ausgewertet und deren Spannungszustände in von Abbildung 44 dargestellt.

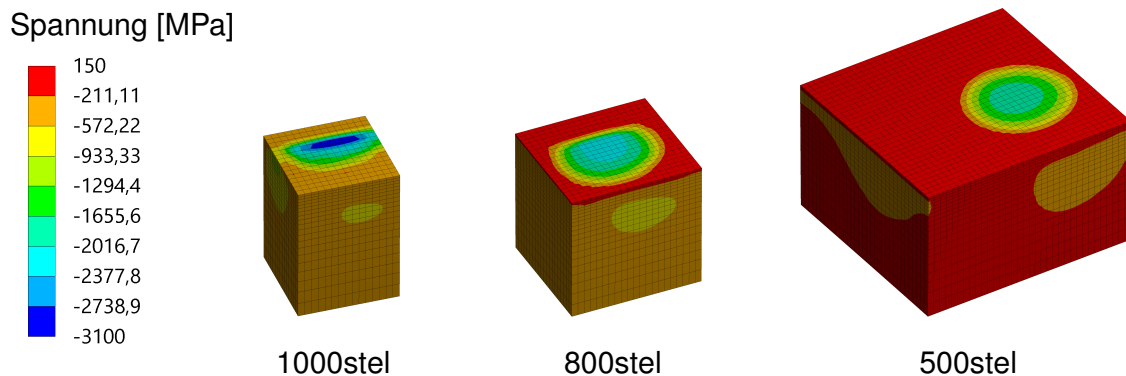


Abbildung 44: Spannungszustände im Walzkontakt (EKL = $7,5\ \mu\text{m}$, RB: A, KF: seq)

Bei den Elementarzellen der 1000stel- und 800stel-Modelle ist zu erkennen, dass die Kontaktflächen keine kreisrunde Form haben. Die sich ergebende Kontaktspannung von 3099 MPa im 1000stel-Modell ist deutlich höher, als die des 500stel-Modells (1940 MPa).

Theoretisch sollte sich aufgrund der gleichen Walzbedingungen in allen Zellen eine ähnliche Kontaktspannung einstellen. Die beobachteten Unregelmäßigkeiten der kleinen Elementarzellen lassen auf die gegenseitige Beeinflussung der Kontaktflächen in tangentialer Richtung schließen. Die beiden kleinsten Modelle sind demnach aufgrund ihrer Geometrie nicht für die korrekte Abbildung des Walzprozesses geeignet.

Die vermutete Konvergenz mit steigender Modellgröße soll nachfolgend mittels der in Abschnitt 2.3.2 vorgestellten Analysen untersucht werden. Das in Abbildung 45 dargestellte Diagramm kombiniert die zwei Methoden zur Auftragung des Eigenspannungsminimums. Die Ergebnisse der zwei kleinsten Modelle werden aus den oben erwähnten Gründen nicht in die Konvergenzanalyse integriert.

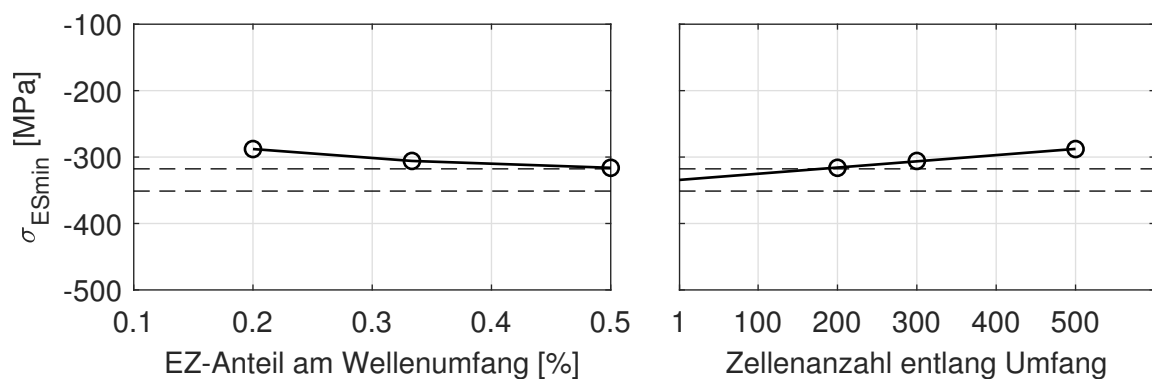


Abbildung 45: Größenkonvergenzanalyse (EKL = 7,5 μm , RB: A, KF: seq)

Auf der linken Seite werden die Eigenspannungen über dem Anteil der Elementarzelle am gesamten Wellenumfang aufgetragen. Die Spannung auf dem Abszissenwert von 0,2 % entspricht demnach dem Simulationsergebnis des 500stel-Modells. Auf der rechten Seite werden die gleichen Spannungswerte auf einer veränderten X-Achse abgetragen. Auf dieser wird die Anzahl der theoretisch um den Gesamtumfang verteilten Elementarzellen angegeben. Wenn der gesamte Wellenumfang auf zweihundert Elementarzellen aufgeteilt wird, erstreckt sich jede Zelle über 0,5 % davon. Aus dieser Art der Auftragung lässt sich die Spannung für größer werdende Elementarzellen, bis hin zur gesamten Welle abschätzen. Durch eine Regression zweiten Grades wird der theoretische Grenzwert als Schnittpunkt mit der Spannungsachse extrapoliert. Anhand dieses Wertes kann die Ergebnisgüte der bisherigen Simulationen abgeschätzt werden. Dazu sind im Diagramm zwei Strichlinien dargestellt, die ein Toleranzband von $\pm 5\%$ um den extrapolierten Grenzwert definieren. Die Größe des Toleranzbereichs wurde frei gewählt und dient lediglich zur qualitativen Veranschaulichung der Ergebnisse.

Auf Grundlage des vorherigen Diagrammes kann die Konvergenz der Eigenspannungen bei Vergrößerung des Wellenausschnitts bestätigt werden. Für den 200stel-Ausschnitt, der einen Anteil von 0,5 % am Wellenumfang ausmacht, ergibt sich das gemittelte Druckspannungsminimum von -316 MPa. Dieses Ergebnis weicht um knapp 6 % vom extrapolierten Spannungsachsenschnittpunkt bei -334 MPa ab. Der Modellansatz mit ausreichend großer Elementarzelle kann demnach Aufschluss über die beim Festwalzen eingebrachten Eigenspannungen geben.

In Abbildung 46 ist die gleiche Konvergenzuntersuchung für den Fall der parallelen Kontaktflächenanordnung dargestellt.

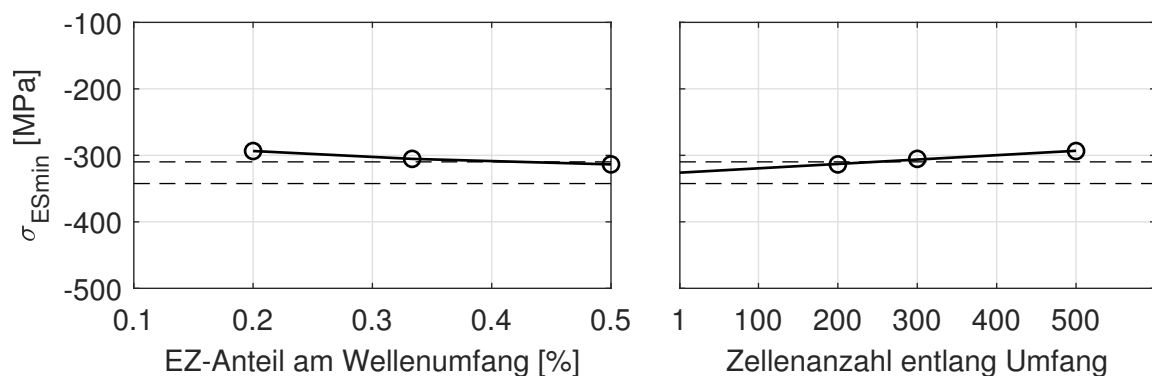


Abbildung 46: Größenkonvergenzanalyse (EKL = $7,5 \mu\text{m}$, RB: A, KF: par)

Die extrapolierte Grenzspannung liegt für diese Variante bei -326 MPa. Das Druckspannungsminimum von -313 MPa der 200stel-Elementarzelle weicht um rund 4 % von diesem Wert ab. Damit können mit der Elementarzelle bereits sehr gute Aussagen über das Verhalten der gesamten Welle getroffen werden. Die nachfolgende Untersuchung der Netzkonvergenz muss zeigen, ob die berechneten Grenzwerte tatsächlich vertrauenswürdig sind.

5.2.2 Variation der Elementkantenlänge

Im zweiten Schritt wird die Konvergenz des Modells bei Netzverfeinerung analysiert. Wie zuvor wird mit der Untersuchung des Ursprungsmodells mit periodischen Randbedingungen und sequentieller Kontaktflächenanordnung begonnen. Zunächst erfolgt die Ergebnisauswertung der 500stel-Elementarzelle, die mit schrittweise verfeinertem Netz simuliert wurde. Die Resultate werden in Abbildung 47 veranschaulicht. Kleinere Elementkantenlängen sind in der Abbildung durch kleinere Symbole dargestellt.

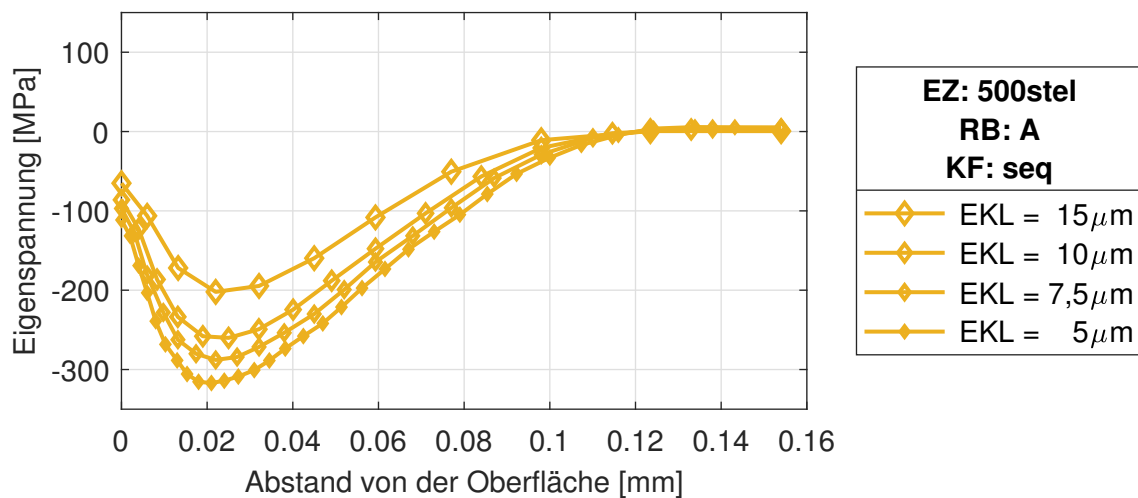


Abbildung 47: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, RB: A, KF: seq)

Mit steigender Netzverfeinerung ist eine Absenkung der Eigenspannungsminima zu erkennen. Während sich die Verläufe an der Oberfläche und in einer Tiefe ab 0,1 mm aneinander annähern, ist im Abstand von 0,02 mm kein solches Verhalten zu beobachten. Das Diagramm lässt darauf schließen, dass an dieser Stelle noch keine Konvergenz erreicht wird. Zur genaueren Bewertung wird analog zum vorherigen Abschnitt eine kombinierte Konvergenzanalyse erstellt, welche in Abbildung 48 dargestellt wird.

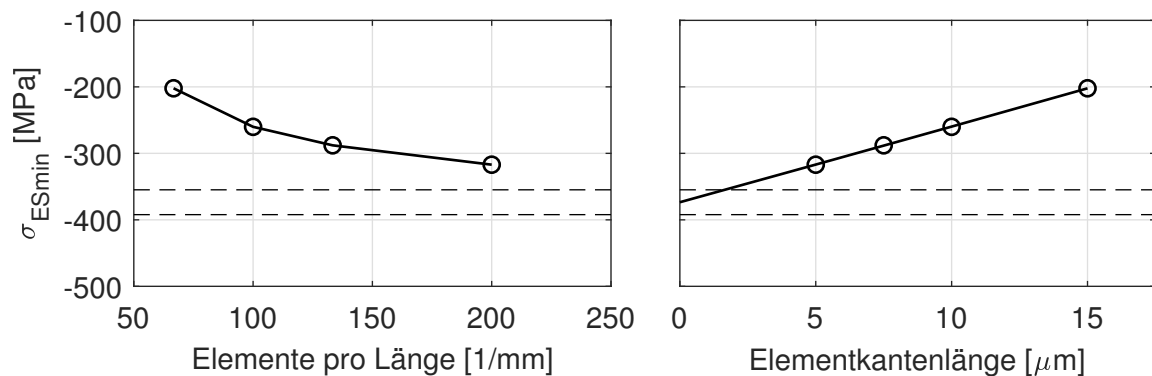


Abbildung 48: Netzkonzvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: A, KF: seq)

Aus dem Diagramm geht hervor, dass auf Grundlage der bisher berechneten Vernetzungsdichte noch keine Annäherung an den extrapolierten Grenzwert erreicht wird. Die quadratische Regression der Datenpunkte ergibt eine Gerade, die die Spannungsachse bei -374 MPa schneidet. Das berechnete Eigenspannungsminimum für ein Netz der Elementkantenlänge von $5 \mu\text{m}$ weicht um 15 % von diesem Wert ab.

Mit dem Ziel, die Netzkonvergenz des Modells zu optimieren, werden im Folgenden unterschiedliche Modifikationen an der Ausgangsvariante vorgenommen. Aus der Ergebnisdarstellung in Abbildung 39 geht hervor, dass in den axialen Randbereichen der Zellen Unregelmäßigkeiten vorliegen. Um den Einfluss der Randbedingungen auf das Konvergenzverhalten zu beurteilen, werden die in Abschnitt 4.1.1 vorgestellten Alternativen zur Ursprungsvariante A simuliert.

Bevor eine Netzverfeinerung vorgenommen wird, muss festgestellt werden, ob die Tiefenverläufe für die Mittelknotenebene prinzipiell vergleichbar sind. In Abbildung 49 sind die Eigenspannungsverläufe für die vier verschiedenen Varianten dargestellt. Es handelt sich um die Ergebnisse der 500stel-Elementarzelle, die mit Elementen einer Kantenlänge von $10\text{ }\mu\text{m}$ vernetzt wurde.

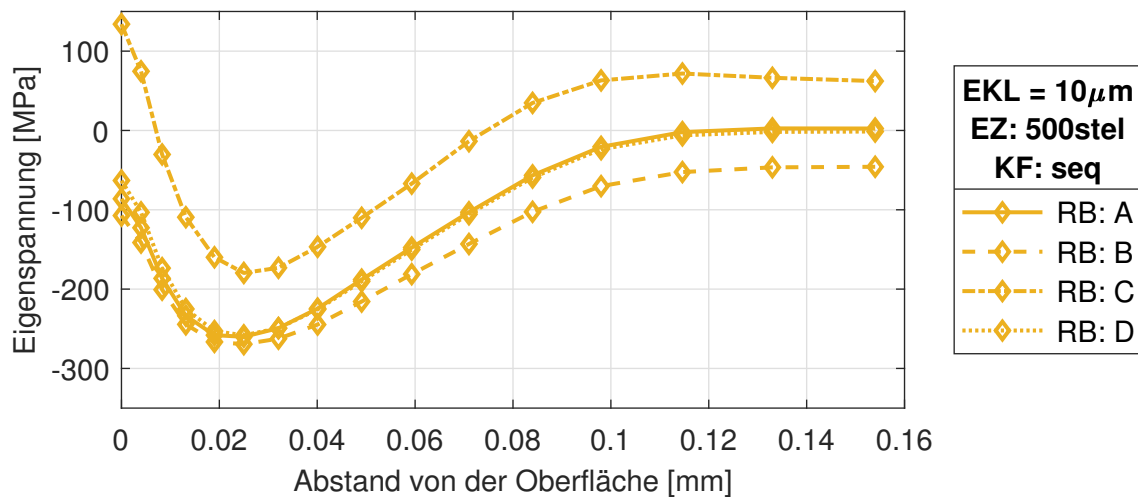


Abbildung 49: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, EKL = $10\text{ }\mu\text{m}$, KF: seq)

Das Diagramm lässt auf eine starke Übereinstimmung der Varianten A, B und D schließen. Diese haben gemeinsam, dass ihre Randflächen in zumindest einer Raumrichtung eingeschränkt oder gekoppelt sind. Für das Modell, bei dem nur die Knotenverschiebung in Normalenrichtung gesperrt wird (Variante D), ergibt sich im Vergleich zum Originalmodell (Variante A) ein nahezu identischer Spannungsverlauf. Dass im Modell der Variante B die Eigenspannungen auch in größeren Tiefen vorhanden bleiben, lässt sich mit den hohen Spannungsgradienten aufgrund der starren Ränder erklären.

Die Ergebnisse des Modells ohne Zwangsbedingungen an den axialen Randflächen (Variante C) stimmen lediglich qualitativ mit den zuvor genannten überein. Der Tiefenverlauf ist deutlich in Richtung der positiven Spannungsachse verschoben, sodass sich im Oberflächenbereich hohe Zugeigenspannungen ergeben. Analog zu Variante B wird damit der Einfluss der Randbedingungen auf die Zellenmitte bestätigt. Da sich die Randflä-

chen uneingeschränkt verformen können, fallen die Drucklastspannungen in der Mitte des Modells verhältnismäßig gering aus, was sich in den geringeren Druckeigenstressungen widerspiegelt.

Um zu untersuchen, ob die Ergebnisse tatsächlich vom Randeinfluss abhängig sind, werden größere Modelle simuliert. Die möglicherweise störenden axialen Randbereiche entfernen sich somit von der Auswertungsebene in der Mitte der Elementarzelle. Da die tangentialen Ränder keine Störeinflüsse aufeinander haben, werden die Modelle nur in axialer Richtung verlängert. Dieses Vorgehen begründet sich hauptsächlich mit der Einsparung von Elementen und somit Simulationszeit. Die Tiefenverläufe der verlängerten Modelle können in Abbildung 50 verglichen werden.

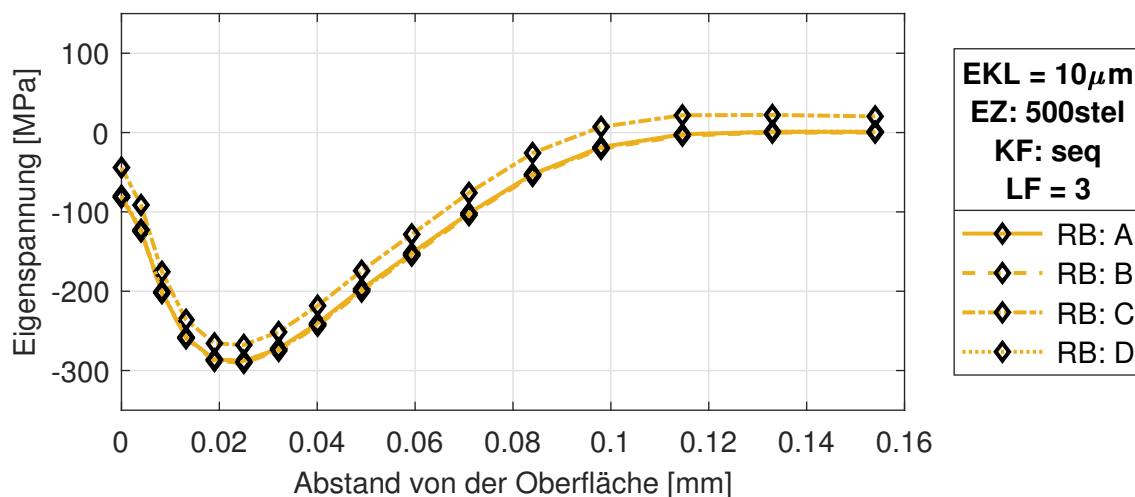


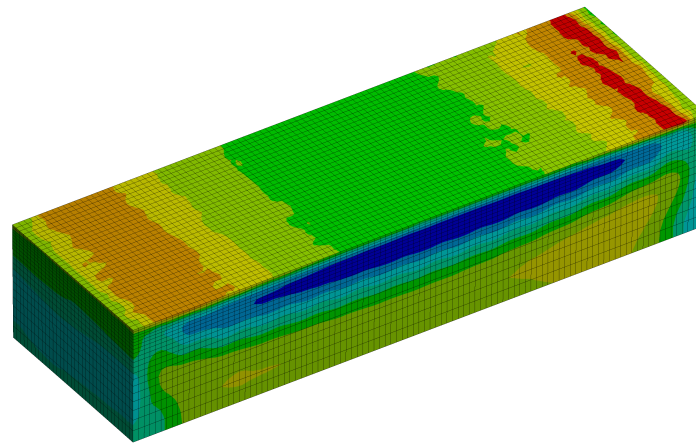
Abbildung 50: Eigenspannungs-Tiefenverläufe der verlängerten Modelle

Es ist zu beobachten, dass sich die Tiefenverläufe im Vergleich zu Abbildung 49 einander nähern. Die Ergebnisse für das Modell ohne axiale Zwangsbedingungen stimmen deutlich besser mit denen der drei anderen Varianten überein. Insgesamt werden die Eigenspannungsminima durch die Zellenverlängerung weiter in Druckrichtung verschoben. Diese Beobachtung deckt sich mit dem Konvergenzverlauf aus Abbildung 45, wonach die Druckspannungen monoton fallend konvergieren.

Da sich der Tiefenverlauf von Variante C durch die Zellenverlängerung so deutlich verschiebt, wird das betreffende Modell genauer untersucht. In Abbildung 51 ist der Spannungszustand nach der Festwalzsimulation für das dreifach verlängerte Modell dargestellt.

B: Statisch-mechanische Analyse
 NLHPRE
 Ausdruck: NLHPRE
 Zeit: 321

206,69 Max
 150,54
 94,384
 38,231
 -17,922
 -74,075
 -130,23
 -186,38
 -242,53
 -298,69 Min



0,000 0,200 0,400 (mm)
 0,100 0,300

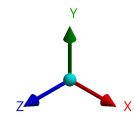
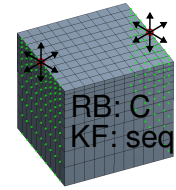


Abbildung 51: Eigenspannungen des verlängerten Modells (EKL = 10 μm , RB: C)

In obigem 3D-Plot ist ein homogener Bereich in der Modellmitte zu erkennen. Dort ergeben sich nach der Festwalzsimulation über eine gewisse Länge konstante Druckeigenspannungen. Die Oberfläche in den Randbereichen weist hingegen hohe Zugeigenspannungen auf. Aus dem vorliegenden Spannungszustand lässt sich schlussfolgern, dass Variante C das Verhalten der Ursprungsvariante nur durch eine deutliche Verlängerung abbilden kann.

Die vorangegangenen Untersuchungen verdeutlichen den großen Einfluss der Randbedingungsvarianten auf die Ergebnisse der Mittelknotenebene. Lediglich bei Variante D konnte eine gute Übereinstimmung der einfachen Elementarzelle im Vergleich zur Ursprungsvariante A festgestellt werden. Für dieses Modell wird daher eine Netzkonvergenzanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 52 aufgeführt.

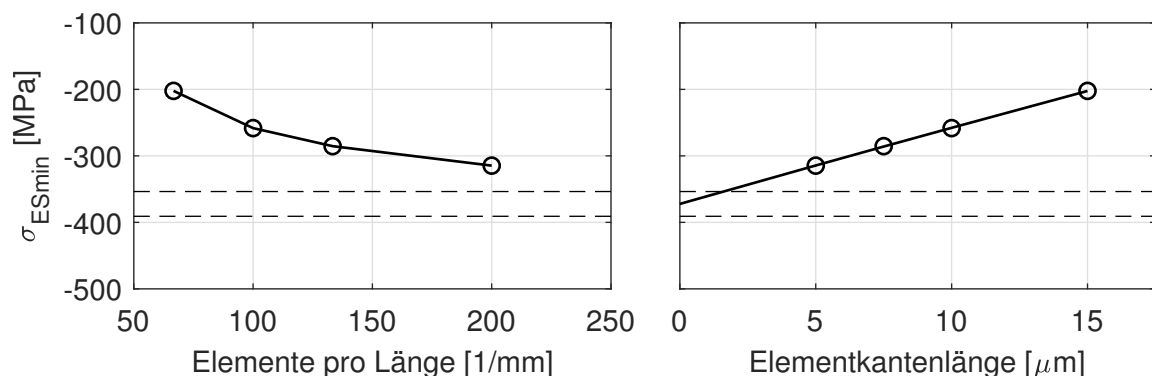


Abbildung 52: Netzkonvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: D, KF: seq)

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass die Ergebnisse für das Eigenspannungsminimum bei Netzverfeinerung absinken. Im Modell mit der kleinsten simulierten Elementkantenlänge wird jedoch noch kein aussagekräftiges Ergebnis im Hinblick auf den extrapolierten Grenzwert erreicht. Damit liegt annähernd das gleiche Resultat wie für die Ausgangsvariante A vor. Daraus lässt sich schließen, dass die periodischen axialen Randbedingungen keinen negativen Einfluss auf das Konvergenzverhalten haben.

Mit der Simulation der parallelen Kontaktflächenanordnung wird abschließend der Einfluss des Walzkugeleingriffs auf die Netzkonzvergenz untersucht. Wie zuvor in Abschnitt 4.1.2 beschrieben, wird durch die modifizierte Anordnung der Kontaktflächen auch in axialer Richtung ein periodischer Kugelkontakt realisiert. In Abbildung 53 werden die Eigenspannungs-Tiefenverläufe des 500stel- sowie des 200stel-Modells für beide Anordnungsvarianten dargestellt.

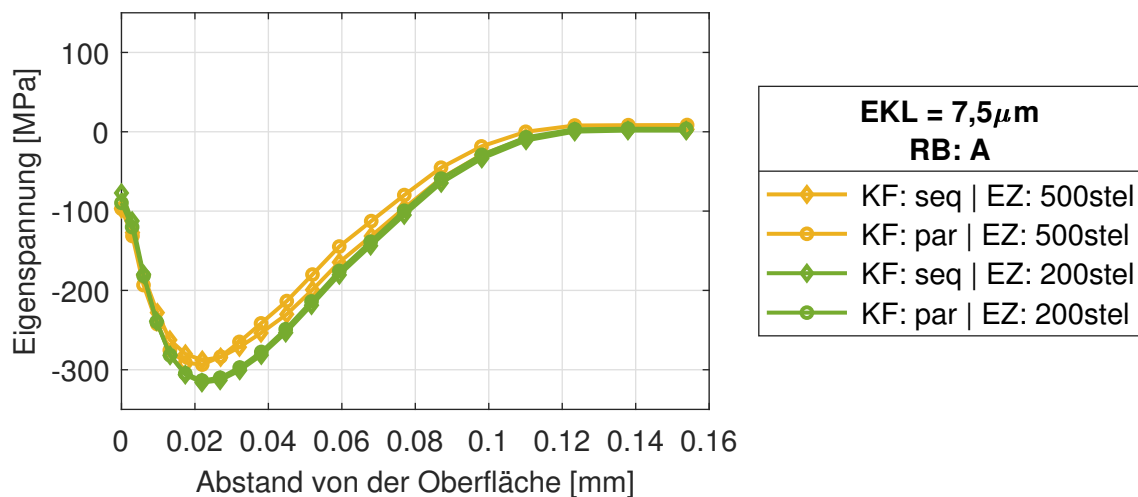


Abbildung 53: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = 7,5 μ m, RB: A)

Das Diagramm zeigt eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse zwischen sequentieller und paralleler Kontaktflächenanordnung für den 200stel-Wellenausschnitt. Bei der Simulation des 500stel-Modells treten geringe Abweichungen zwischen den beiden Varianten auf. Die Konvergenz des modifizierten Modells wird anhand des folgenden Diagramms in Abbildung 54 analysiert. Bei der Durchführung der Netzkonzvergenzanalyse wurde eine zusätzliche Verfeinerungsstufe mit einer Elementkantenlänge von 4 μ m simuliert, um die sich abzeichnende Tendenz zu bestätigen.

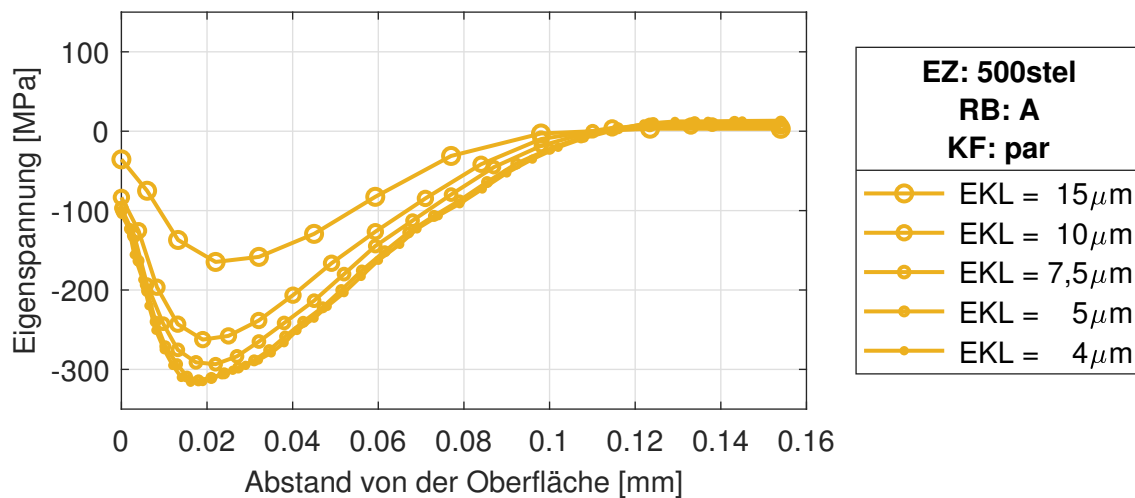


Abbildung 54: Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, RB: A, KF: par)

Mit steigender Netzdichte ist in obigem Diagramm eine Annäherung der Kurven aneinander erkennbar. Die Minima verschieben sich dabei entlang der negativen Spannungsachse und minimal in Richtung Oberfläche. Das optimierte Konvergenzverhalten des Modells wird in Abbildung 55 bestätigt.

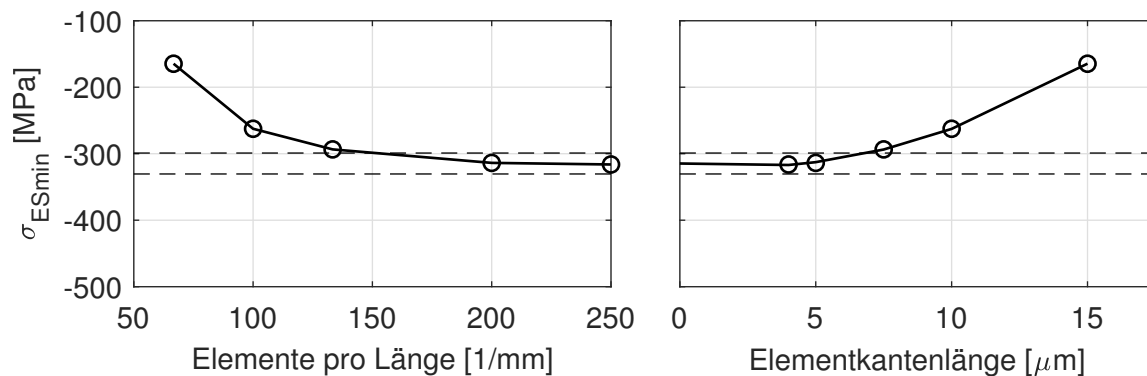


Abbildung 55: Netzkonzvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: A, KF: par)

Die Extrapolation auf die Spannungsachse im rechten Teildiagramm ergibt einen Grenzwert von -315 MPa , wovon das berechnete Eigenspannungsminimum für das feinste Netz um weniger als 1 % abweicht. Bereits für das Modell mit einer Elementkantenlänge von $\text{EKL} = 7,5 \mu\text{m}$ ergibt sich eine gute Näherung an den Grenzwert des Eigenspannungsminimums.

Die Netzkonzvergenz des Modells scheint somit durch die Umsetzung der vollständigen Periodizität des Walzkugelkontaktes bedingt zu sein. Die vermuteten Störeinflüsse durch das Einsenken der Walzkugel innerhalb der Elementarzelle können durch die Spannungsauswertung in der Mittelknotenebene effektiv minimiert werden.

5.2.3 Zusammenführung der Konvergenzergebnisse

Die Konvergenz in den zwei Dimensionen Modellgröße und Netzdichte wurde bisher getrennt untersucht. Abschließend sollen die Resultate für das konvergierende Modell zusammengeführt werden, um die Eigenspannungen für steigende Zellengröße und feinere Vernetzung zu extrapolieren. Dazu werden die Simulationsergebnisse in Abbildung 56 als Punkte in einem von Elementarzellenanzahl und Elementkantenlänge aufgespannten Parameterraum dargestellt. Die Modellparameter sowie die berechneten Eigenspannungsminima sind in Anhang A.4 tabellarisch zusammengestellt.

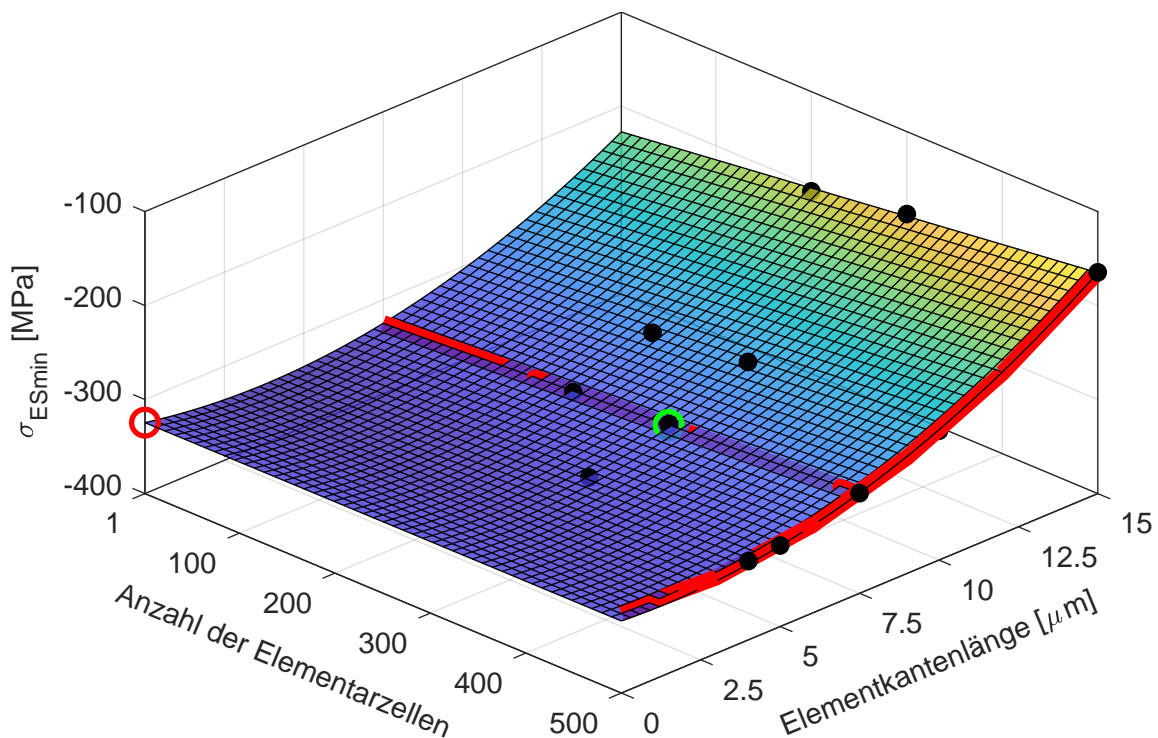


Abbildung 56: Zweidimensionale Konvergenzanalyse (RB: A, KF: par)

In den roten Linien spiegeln sich die zuvor erstellten Verläufe für die separate Netz- und Größenkonvergenz wider. Die Simulationsergebnisse werden über eine quadratische Regression durch ein Flächenpolynom angenähert und daraus die farbig dargestellte Lösungsfläche berechnet. Anhand dieser erfolgt eine Abschätzung des Konvergenzverhaltens in beiden Betrachtungsdimensionen. Während bezüglich der Netzverdichtung eindeutig ein quadratischer Konvergenzverlauf erkennbar ist, nähert sich das Modell hinsichtlich der Ausschnittsgröße eher linear einem Grenzwert an.

Eine Extrapolation der Ergebnisse auf den rot markierten Punkt ergibt einen Spannungswert von -325 MPa . Dieser stellt eine Näherung des idealen Modells dar, welches die gesamte Welle abdeckt (Elementarzellenanzahl = 1) und ein unendlich verfeinerte Netz besitzt (EKL = 0).

Dem Farbverlauf im Diagramm ist zu entnehmen, dass im gesamten, durch die roten Linien begrenzten Bereich, eine gute Übereinstimmung mit dem extrapolierten Grenzwert erreicht wird. Der grün umrandete Punkt gibt das Ergebnis der 300stel-Elementarzelle mit einer Elementkantenlänge von $7,5\text{ }\mu\text{m}$ mit einer Spannung von -305 MPa an. Dieser Wert weicht um 6 % von der Abschätzung für die gesamte Welle ab. Da dieses Modell eine hinreichende Abschätzung darstellt und einen vertretbaren Rechenaufwand erfordert, ist es für die nachfolgende Parameterstudie geeignet.

5.3 Parameterstudien

Mit dem konvergierenden Modell, das sich durch periodische Randbedingungen und eine parallele Kontaktflächenanordnung auszeichnet, werden abschließend Parameterstudien durchgeführt. Anhand der Ergebnisse soll die Aussagekraft der entwickelten Festwalzsimulation validiert werden. Um in der verbleibenden Bearbeitungszeit genügend Simulationen durchführen zu können, wurde der 300stel-Wellenausschnitt mit einer Elementkantenlänge von $7,5\ \mu\text{m}$ verwendet. Im vorhergehenden Abschnitt konnte gezeigt werden, dass die Ergebnisse für diese Modellvariante eine gute Näherung an den zu erwartenden Grenzwert der Spannungen bieten.

Bevor die verschiedenen Parameterkombinationen simuliert werden, erfolgt die Untersuchung des Eigenspannungszustandes des konvergierenden Modells. In Abbildung 57 sind die Simulationsergebnisse für den hydrostatischen Druck dargestellt. An dem betrachteten Referenzmodell wurde das Festwalzen mit einer theoretischen Walzkraft von 20 N bei einem Vorschub von 0,05 mm mit einem Walzkugelradius von 2 mm simuliert.

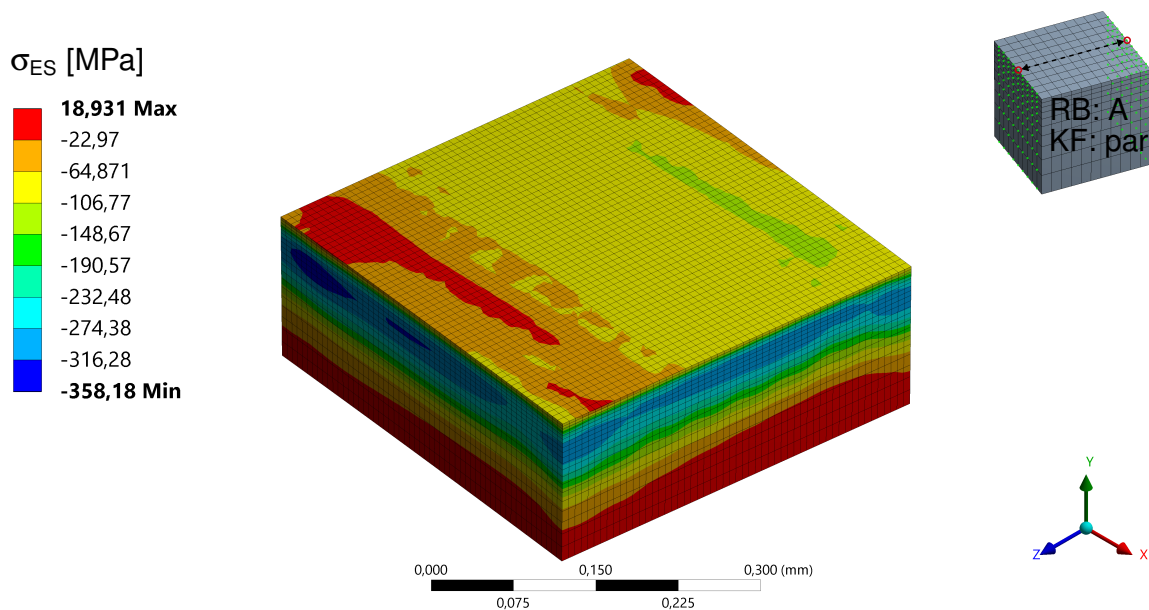


Abbildung 57: Modell für die Parameterstudien (300stel-EZ, EKL = $7,5\ \mu\text{m}$)

An den Randflächen der Elementarzelle ist der Schichtverlauf der Eigenspannungen zu erkennen. Die minimalen Eigenspannungen treten unterhalb der Oberfläche auf. Da das Ein- und Austauchen der Walzkugel im betrachteten Modell über den Ecken der Elementarzelle geschieht, werden für die Beurteilung der Ergebnisse die Mittelknotenebenen in tangentialer und axialer Richtung ausgewertet. Die entsprechenden Spannungsverläufe sind in Abbildung 58 zu sehen.

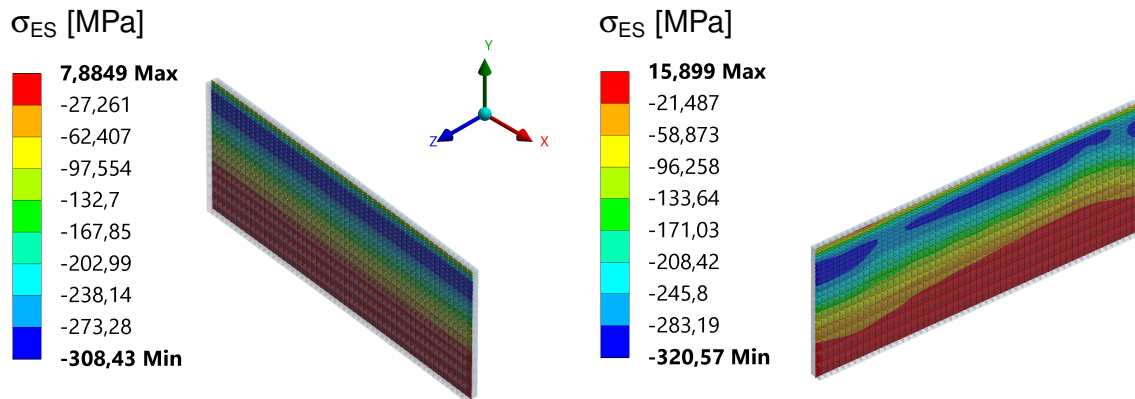


Abbildung 58: Spannungsverläufe der Mittelknotenebenen (300stel-EZ, EKL = 7,5 μm)

Der Eigenspannungsverlauf in der links dargestellten tangentialen Mittelknotenebene ist homogen und weist einen klaren Schichtenaufbau auf. In der axialen Schnittebene sind die Ergebnisse durch geringe Schwankungen in Längsrichtung geprägt. Mit einem gewissen Randabstand stellt sich jedoch ebenfalls ein homogener Bereich ein. Im Vergleich zu Abbildung 40 liegt das Spannungsminimum nicht am Rand, sondern befindet sich im Inneren der Ebene. Die Schicht der tiefen Eigenspannungen zieht sich anders als im tangentialen Verlauf nicht durch die gesamte Länge der Zelle. Eine Ursache für diese Spannungsverteilung kann das Eintauchen der Walzkugel im Randbereich darstellen.

5.3.1 Wahl des Materialmodells

Die bisherigen Simulationen wurden unter Verwendung der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve nach Ramberg-Osgood durchgeführt. Es steht außerdem ein Materialmodell für die kombinierte Verfestigung des Stahls C45 zur Verfügung, dessen Parameter nach Chaboche in Abschnitt 3.2 aufgeführt sind. Nachfolgend wird überprüft, ob sich dieses auf das entwickelte Modell für die Festwalzsimulation anwenden lässt. Dazu wird die zuvor untersuchte Elementarzelle unter Verwendung des kombinierten Verfestigungsgesetzes berechnet. In Abbildung 59 können die beiden Materialmodelle anhand ihrer Tiefenverläufe verglichen werden.

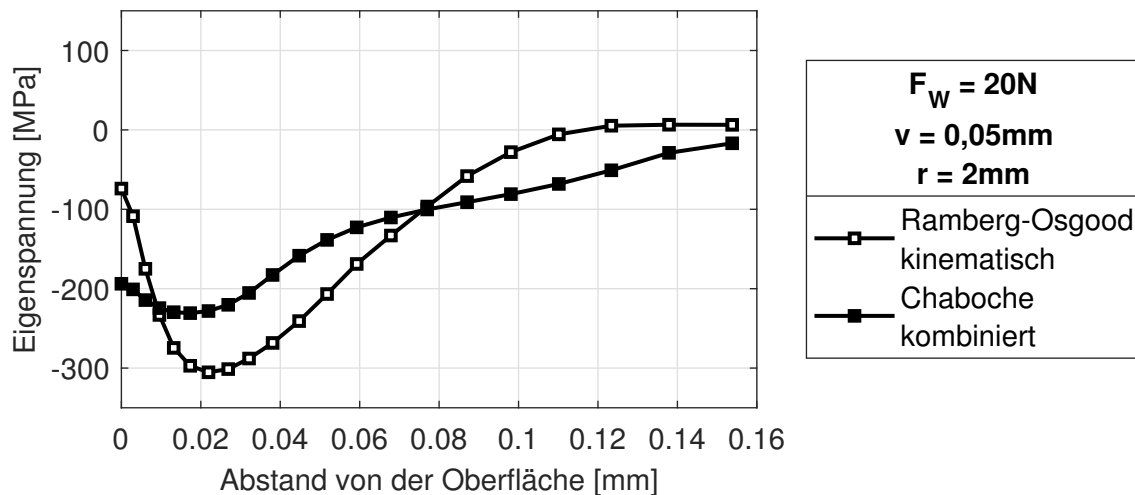


Abbildung 59: Vergleich der Materialmodelle ($F_W = 20\text{ N}$, $v = 0,05\text{ mm}$, $r = 2\text{ mm}$)

Es ist zu erkennen, dass sich die Verläufe sowohl qualitativ, als auch quantitativ unterscheiden. Während die Randdruckeigenspannungen im Vergleich zum bisher verwendeten Modell deutlich erhöht sind, fällt das Spannungsminimum für das kombinierte Modell im Betrag ab. Der Anstieg nach dem Minimum ist deutlich flacher, wodurch auch an der Einspannungsstelle noch Eigenspannungen kleiner als Null vorliegen.

Der Anwendbarkeit des kombinierten Modells auf die in Abschnitt 5.2.2 entwickelte Vorzugsvariante ist auf Grundlage des obigen Diagramms nicht gegeben. Da die Eigenspannungen innerhalb der verwendeten Elementarzelle nicht auf Null ansteigen, kann eine Verfälschung der Simulationsergebnisse durch den Einfluss der Einspannungsstelle nicht ausgeschlossen werden. Die Simulationen an einem radial vergrößerten Modell sind aufgrund der begrenzten Zeit nicht mehr realisierbar. Daher wird auch die Parameterstudie unter Verwendung der multilineareren Fließkurve nach A.1 durchgeführt.

5.3.2 Variation der Walzkraft

Zunächst wird der Einfluss des wichtigsten Festwalzparamters auf die Eigenspannungsverteilung untersucht. Die angegebenen Werte für die Walzkraft sind jedoch lediglich theoretische Vorgaben. Aufgrund der Wegsteuerung ergibt sich die tatsächliche Walzkraft während der Simulation aus dem Gleichgewicht im Walzkontakt. Diese Reaktionskraft wird über den Pilotknoten der Walzkugel bestimmt und jeweils über alle Lastschritte der Simulation gemittelt. In Tabelle 3 können die entsprechenden Ergebnisse eingesehen werden.

Bei einem Vorschub von $v = 0,10 \text{ mm}$ und einem Walzkugeldurchmesser von $r = 4 \text{ mm}$ ergeben sich die in Abbildung 60 dargestellten Tiefenverläufe in Abhängigkeit von der theoretischen Walzkraft F_W .

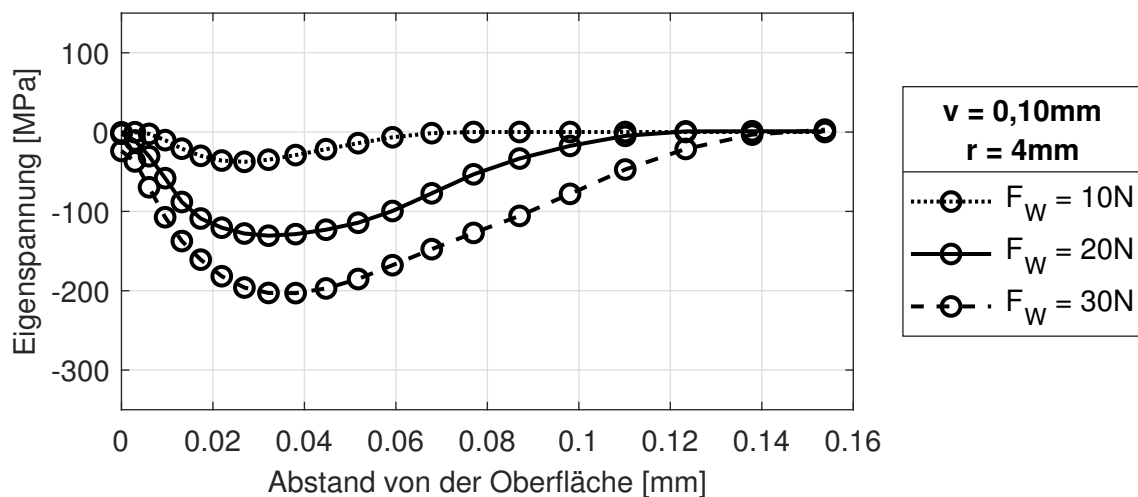


Abbildung 60: Studie Festwalzkraft ($v = 0,10 \text{ mm}$, $r = 4 \text{ mm}$)

Mit einer Steigerung der Kraft erhöht sich sowohl die Tiefe, als auch der Betrag der Druckeigenspannungen. Dieses Resultat deckt sich mit den allgemeinen Betrachtungen, die in Abschnitt 2.1 dargestellt werden [Bro89]. Mit einer Walzkraft von 30 N wird die Gültigkeitsgrenze des in dieser Arbeit entwickelten Modells überschritten. Im Diagramm ist zu erkennen, dass sich die Eigenspannungen des entsprechenden Verlaufes über die gesamte Tiefe der Elementarzelle erstrecken. In diesem Fall muss angenommen werden, dass der Spannungszustand durch die feste Einspannung der innersten Knotenschicht beeinflusst wird. Sollen höhere Belastungen simuliert werden, muss die Elementarzelle in radialer Richtung vergrößert werden.

Die Ergebnisse für die Eigenspannungsverteilung über die Elementarzelle sind in Abbildung 61 für die drei theoretischen Walzkkräfte visualisiert. Für die Simulationen gilt ein Vorschub von 0,10 mm und ein Walzkugelradius von 4 mm.

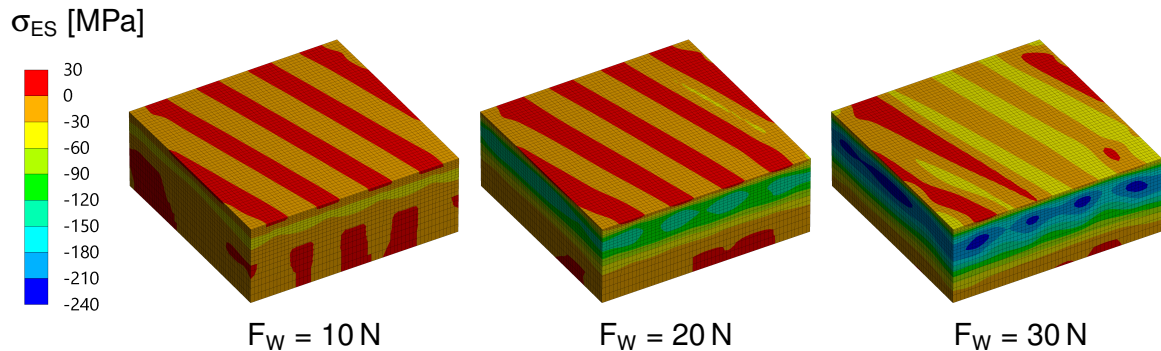


Abbildung 61: Eigenspannungsverteilung ($v = 0,10$ mm, $r = 4$ mm)

Unabhängig von der Walzkraft stellt sich bei allen Zellen an der Oberfläche ein streifenförmiger Eigenspannungszustand ein. Aus der Anzahl der Streifen lässt sich schließen, dass die Elementarzelle während der Simulation viermal von der Walzkugel überquert wird. Da der Vorschub verhältnismäßig groß ist, nimmt der Deckungsgrad einen Wert kleiner als 1 an, was bedeutet, dass sich aufeinander folgende Walzpfade nicht überschneiden. Mit steigender Walzkraft steigt zwar die Höhe der eingebrachten Eigenspannungen, allerdings wird kein homogener Spannungszustand in axialer Richtung erreicht.

5.3.3 Variation des Vorschubs

Durch die gezielte Wahl des Vorschubs pro Wellenumdrehung kann bei gleichbleibender Kraft der Deckungsgrad des Festwalzprozesses eingestellt werden. Ein kleinerer Vorschub resultiert dabei in einem größeren Deckungsgrad, da auf diese Weise eine Überlagerung der Walzkugelbahnen erreicht wird. Die resultierenden Eigenspannungsverläufe nach dem Festwalzen mit variiertem Vorschub und der Annahme einer konstanten Walzkraft von 20 N sind in Abbildung 62 visualisiert.

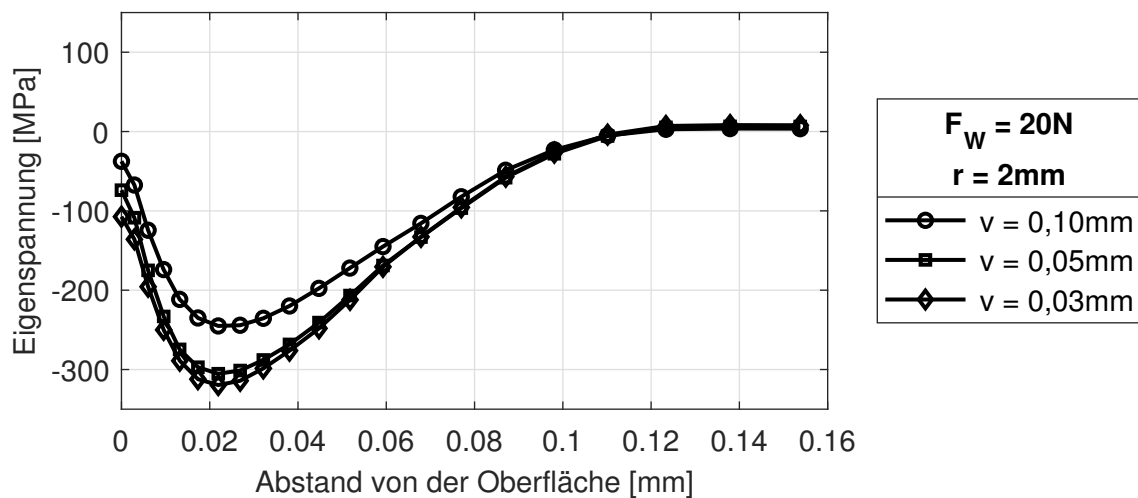


Abbildung 62: Studie Vorschub ($F_W = 20 \text{ N}$, $r = 2 \text{ mm}$)

Im Diagramm lässt sich eine Absenkung des Eigenspannungsminimums mit kleiner werdendem Vorschub erkennen. Dieses Phänomen ist damit zu erklären, dass die Werkstoffbereiche zwischen den Walzbahnen bei einem Deckungsgrad größer eins mehrfach überrollt werden. Folglich verdichtet sich das Eigenspannungsfeld zunehmend. Anhand von Abbildung 63 können die Ergebnisse anhand der Konturplots verglichen werden.

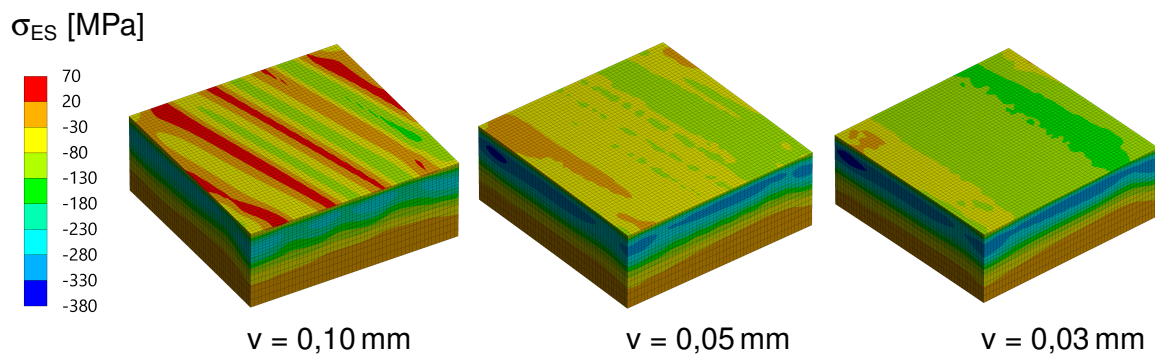


Abbildung 63: Eigenspannungsverteilung ($F_W = 20 \text{ N}$, $r = 2 \text{ mm}$)

In der Simulation des größten Vorschubs $v = 0,10 \text{ mm}$ ist der Radius des Hertz'schen Kontaktbereichs kleiner als der Vorschub. Der Deckungsgrad ist kleiner eins, weshalb nach dem Festwalzen unverformte Bereiche existieren, in die keine Eigenspannungen eingebracht wurden. Mit Verringerung des Vorschubs ist eine optimierte Spannungsverteilung in axialer Richtung zu beobachten.

In den durchgeführten Simulationen kann der Einfluss des Vorschubs auf die Wirkungstiefe der resultierenden Eigenspannungsminima nicht festgestellt werden. Damit können die Ergebnisse von Majzoobi et al. aus Kapitel 3 nicht bestätigt werden.

5.3.4 Variation des Walzkugeldurchmessers

In einer letzten Studie wird der Kugelradius, sowie der Vorschub variiert und die Festwalzkraft mit einem theoretischen Wert von 20 N vorgegeben. Die Ergebnisse sind in Abbildung 64 dargestellt.

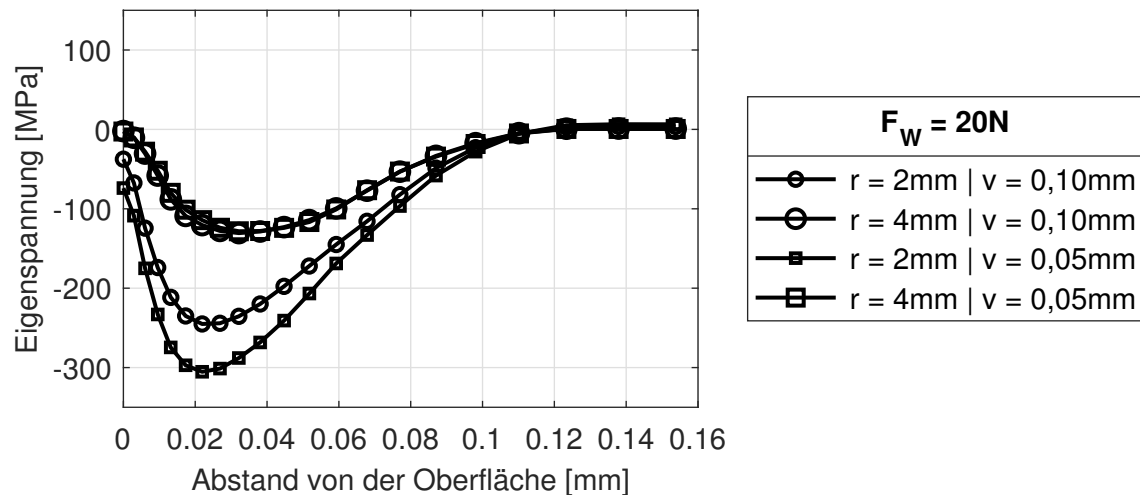


Abbildung 64: Studie Walzkugeldurchmesser ($F_W = 20\text{ N}$)

Die durch größere Symbole gekennzeichneten Verläufe des Werkzeugs mit einem Radius von 4 mm sind deutlich flacher, als die der halb so großen Walzkugel. Die niedrigeren Spannungsbeträge ergeben sich vermutlich aus der größeren Kontaktfläche zwischen Kugel und Welle. Die Hertz'sche Abplattung ist in diesem Fall so groß, dass die Halbierung des Vorschubs keinen Effekt auf den Tiefenverlauf der Eigenspannungen hat. Demnach ist der Deckungsgrad bereits für $v = 0,10\text{ mm}$ größer als eins. Dem Diagramm lässt sich außerdem entnehmen, dass die Eigenspannungsminima bei größerem Walzkugeldurchmesser in Richtung des Werkstückinneren verschoben werden. Die von Sayahi et al. durchgeführte Glattwalzsimulation liefert diesbezüglich ähnliche Ergebnisse. Die Beträge der Eigenspannungsminima nehmen jedoch in der Veröffentlichung mit steigendem Walzkugeldurchmesser zu [SSB12]. Diese Diskrepanz lässt sich damit erklären, dass die Autoren in ihren Simulationen keine Weg- sondern eine Kraftsteuerung verwenden und die Kontaktreibung berücksichtigen.

In Abbildung 65 werden die entsprechenden Simulationsergebnisse für eine Walzkraft von 20 N und einen Vorschub von 0,05 mm gegenübergestellt.

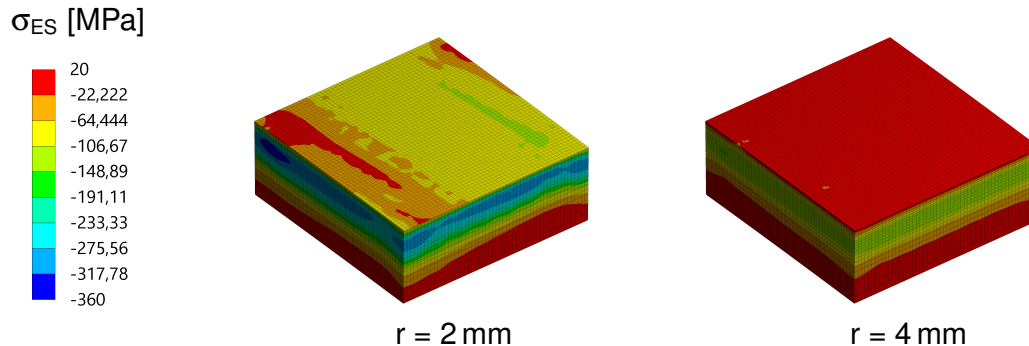


Abbildung 65: Eigenspannungsverteilung ($F_W = 20 \text{ N}$, $v = 0,05 \text{ mm}$)

Die Verdopplung des Kugelradius hat in der durchgeführten Simulation die Halbierung der minimalen Eigenspannungen zur Folge. Die Verteilung des hydrostatischen Drucks im Modell mit $r = 4 \text{ mm}$ zeichnet sich durch einen homogenen Eigenspannungsverlauf in beiden Raumrichtungen aus. Dieses Ergebnis lässt sich auf den erhöhten Deckungsgrad bei größerem Walzkugeldurchmesser zurückführen. Da sich die Werkzeugbahnen deutlich überschneiden, verschmelzen die rollierten Teilbereiche zu einer Gesamtheit, die durch einen kontinuierlichen Spannungszustand charakterisiert ist.

Da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Konvergenzbetrachtung des Modells liegt, verfügt die durchgeführte Parameterstudie über einen geringen Umfang. Es wurde lediglich die Ergebnisgröße des hydrostatischen Drucks ausgewertet, welche einen Vergleichswert des Eigenspannungszustandes liefert. Eine differenzierte Auswertung von axialen und tangentialen Eigenspannungen kann zusätzliche Erkenntnisse über die Auswirkungen des Festwalzens auf die Randschicht hervorbringen. Der Abgleich mit den Ergebnissen anderer Simulationsansätze zeigt auf, dass gewisse Effekte des realen Prozesses noch nicht hinreichend modelliert werden. Im Allgemeinen kann in diesem Abschnitt jedoch gezeigt werden, dass mit dem entwickelten Modell eine grundlegende Abschätzung der Eigenspannungen nach dem Festwalzen möglich ist.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird ein konvergierendes FE-Modell für die Festwalzsimulation im Vorschubverfahren entwickelt. Zunächst werden die verfahrenstechnischen Besonderheiten des betrachteten Prozesses, sowie die zugrundeliegenden Verfestigungsmechanismen beleuchtet. Die sich in Kapitel 3 anschließende Literaturrecherche fasst den Stand der Wissenschaft bezüglich der Simulation von Oberflächenverfestigungsverfahren zusammen. Neben Modellierungsansätzen zur Festwalzsimulation werden auch Veröffentlichungen im Gebiet der Glattwalz- und Kugelstrahlsimulation zusammengetragen. Die Recherche kommt zum Ergebnis, dass der bereitgestellte Modellierungsansatz einer Wellen-Elementarzelle noch keine Anwendung auf die Festwalzsimulation findet.

Zu Beginn der Modellbildung im vierten Kapitel wird die Diskretisierung der Teilmodelle behandelt. Die Modellierung der Welle erfolgt als Elementarzelle, welche durch periodische Randbedingungen charakterisiert ist. Die Walzkugel wird ebenso als Ausschnitt modelliert und verfügt über zusätzliche Kontaktflächen, die einen periodischen Walzkontakt simulieren. Durch Anpassungen am bereitgestellten Vernetzungsskript werden die Auswirkungen verschiedener Modell- und Simulationsparameter auf das Konvergenzverhalten untersucht. Die entwickelten Varianten umfassen vier verschiedene Randbedingungsoptionen, sowie zwei Möglichkeiten der Walzkugelmodellierung.

Die Simulationsergebnisse der verschiedenen Varianten werden in der anschließenden Auswertung anhand der induzierten Festwalz-Eigenspannungen verglichen. Dabei wird die Konvergenz in zwei Dimensionen analysiert. Im ersten Schritt erfolgt die Überprüfung der Größenkonvergenz, indem die Eigenspannungsminima über fünf verschiedenen Elementarzellengrößen aufgetragen werden. Die Vermutung, dass die Eigenspannungen mit steigendem Anteil am Gesamtumfang konvergieren, kann für die untersuchten Modellvarianten bestätigt werden. Anschließend erfolgt die Netzkonvergenzanalyse des Ausgangsmodells. Die erwartete Annäherung der Eigenspannungsminima an einen Grenzwert bei zunehmender Netzverfeinerung kann jedoch nicht bestätigt werden. Die inhomogenen Eigenspannungen an den Zellenrändern lassen auf eine Störung der Zellperiodizität in axialer Richtung schließen. Daher wird der Einfluss der Randbedingungsart an den Elementarzellenrändern untersucht. Die Analyse zeigt, dass das Konvergenzverhalten auch ohne periodische Randbedingungen nicht optimiert werden kann.

Da sich die Spannungsinhomogenität auch auf eine unzureichende Periodizität der Belastung zurückführen lässt, erfolgt im nächsten Schritt die Untersuchung einer alternativen Walzkugelmodellierung. Für die Modellvariante mit paralleler Kontaktflächenanordnung kann die Netzkonvergenz bei sinkender Elementkantenlänge eindeutig bestätigt werden. Für die somit festgestellte Vorzugsvariante werden anschließend die Ergebnisse der Größen- und Netzkonvergenz zusammengeführt. Die kombinierte Analyse erlaubt eine Abschätzung des theoretischen Konvergenzwertes für die gesamte Welle. Der Kompromiss aus minimaler Simulationszeit und maximaler Ergebnisgenauigkeit wird für die Elementarzelle des 300stel-Wellenausschnitts mit einer Elementkantenlänge von $7,5\text{ }\mu\text{m}$ festgestellt.

Im letzten Teil der Auswertung wird unter Verwendung der Vorzugsvariante eine Parameterstudie durchgeführt. Die Auswertung der Ergebnisse für unterschiedliche Parameterkombinationen kann die allgemeine Funktionstüchtigkeit des erstellten Modells bestätigen. Jedoch deckt die durchgeführte Analyse nur einen Bruchteil der möglichen Parameterkombinationen ab. Für eine ausführlichere Parameterstudie ist die Modellgröße erneut zu überdenken. Bei der Erhöhung der Walzkraft ergeben sich Eigenspannungen an der Einspannungsstelle, was die Notwendigkeit der Zellenverlängerung in radialer Richtung aufzeigt. Der generelle Einfluss des Innenradius der Elementarzelle auf die Ergebnisse wird in der vorliegenden Arbeit nicht überprüft, bedarf jedoch einer ausführlichen Untersuchung.

Ein Vergleich mit den Ergebnissen aus der Literatur lässt vermuten, dass die Wegsteuerung unter bestimmten Simulationsaspekten eine unzulässige Vereinfachung darstellt. Die Implementierung einer Kraftsteuerung sollte daher bei der Weiterentwicklung des Modells trotz der zusätzlichen Nichtlinearität in Betracht gezogen werden. Als Maßnahme zur weiteren Konvergenzoptimierung kann die Vernetzung mit Elementen höherer Ordnung in Betracht gezogen werden. Um die Simulationszeit zu begrenzen, ist die Möglichkeit der starren Modellierung der Walzkugel zu prüfen. Durch die Berücksichtigung der Reibung zwischen Werkzeug und Welle kann in diesem Fall eine zusätzliche Annäherung an die realen Kontaktverhältnisse gelingen.

Abbildungsverzeichnis

1	Verfahrensprinzip Festwalzen [ECO20a]	3
2	Verfahrensparameter	4
3	Hertz'scher Kontaktbereich zwischen Kugel und Platte nach [Her82]	5
4	Eigenspannungsverläufe bei unterschiedlichen Walzkräften nach [Bro89]	7
5	Härteverläufe bei unterschiedlichen Festwalzkräften nach [Bro89]	8
6	Schematische Darstellung des isotropen Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Tru19, Sch02]	11
7	Schematische Darstellung des kinematischen Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Tru19, Sch02]	12
8	Schematische Darstellung des kombinierten Verfestigungsmodells und beispielhafter Spannungs-Dehnungs-Verlauf nach [Lem01]	13
9	Beispielhafte Netzkonvergenzanalyse	16
10	Alternative Netzkonvergenzanalyse	17
11	Beispielhafte Spannungs-Dehnungskurve nach Ramberg-Osgood	18
12	FEM-Modell einer Stufenkerbprobe [Sch02]	20
13	FEM-Modell für das Vorschubverfahren [MJK15]	21
14	Festwalzen einer Turbinenschaufel in Realität und im Modell [BKW10]	22
15	Doppelseitiges Festwalzen: Geometrie und FE-Modell [HS20]	23
16	Glattwalzprozess mit hydrostatischem Werkzeug [ECO20b]	24
17	Geometrie und Vernetzung des Werkstücks [SSB12]	25
18	Ergebnisse der Glattwalzsimulation [SSB12]	26
19	Vernetztes Modell zur Glattwalzsimulation [AJT20]	27
20	Eigenspannungen in Anhängigkeit vom Reibungskoeffizienten [AJT20]	28
21	Schematischer Strahlprozess und vernetzte Elementarzelle [RGZ19]	29
22	Hystere-Messung und Verfestigungsmodell für den Stahl C45 [Tru19]	30
23	Modellbildung Festwalzen	33
24	Lage der Elementarzelle in der Welle	35
25	Periodizität der Elementarzelle	36
26	Abgewinkelte Mantelfläche der Welle	37
27	Randbedingungen der Elementarzelle	39
28	Varianten für die axialen Randbedingungen der Elementarzelle	40
29	Lage des Walzkugelausschnitts	41

30	Anordnung der Zusatzflächen für $n = 3$	42
31	Sequenzielle Anordnung der Zusatzflächen mit Vor- und Nacheingriff	43
32	Parallele Anordnung der Zusatzflächen mit Vor- und Nacheingriff	44
33	Vollständiges Modell für die Festwalzsimulation mit sequentieller Kontaktflächenanordnung (KF: seq)	45
34	Verlauf der Walzkugel-Reaktionskraft während der Festwalzsimulation mit sequentieller Anordnung der Kontaktflächen	47
35	Ausgewählte Lastschritte der Simulation mit sequentiellen Kontaktflächen (300stel-EZ, EKL = 15 μm)	48
36	Verlauf der Walzkugel-Reaktionskraft während der Festwalzsimulation mit paralleler Anordnung der Kontaktflächen	49
37	Ausschnittsgrößen der simulierten Elementarzellen	50
38	Varianten für die axialen Randbedingungen	53
39	Hydrostatischer Druck nach dem Festwalzen (300stel-EZ)	54
40	Spannungsverlauf in den Mittelknotenebenen (300stel-EZ)	55
41	Eigenspannungs-Tiefenverlauf in der Mittelknotenebene	55
42	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = 15 μm , RB: A, KF: seq)	56
43	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = 7,5 μm , RB: A, KF: seq)	57
44	Spannungszustände im Walzkontakt (EKL = 7,5 μm , RB: A, KF: seq)	57
45	Größenkonvergenzanalyse (EKL = 7,5 μm , RB: A, KF: seq)	58
46	Größenkonvergenzanalyse (EKL = 7,5 μm , RB: A, KF: par)	59
47	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, RB: A, KF: seq)	60
48	Netzkonvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: A, KF: seq)	60
49	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, EKL = 10 μm , KF: seq)	61
50	Eigenspannungs-Tiefenverläufe der verlängerten Modelle	62
51	Eigenspannungen des verlängerten Modells (EKL = 10 μm , RB: C)	63
52	Netzkonvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: D, KF: seq)	63
53	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (EKL = 7,5 μm , RB: A)	64
54	Eigenspannungs-Tiefenverläufe (500stel-EZ, RB: A, KF: par)	65
55	Netzkonvergenzanalyse (500stel-EZ, RB: A, KF: par)	65
56	Zweidimensionale Konvergenzanalyse (RB: A, KF: par)	66
57	Modell für die Parameterstudien (300stel-EZ, EKL = 7,5 μm)	68
58	Spannungsverläufe der Mittelknotenebenen (300stel-EZ, EKL = 7,5 μm	69
59	Vergleich der Materialmodelle ($F_W = 20 \text{ N}$, $v = 0,05 \text{ mm}$, $r = 2 \text{ mm}$)	70
60	Studie Festwalzkraft ($v = 0,10 \text{ mm}$, $r = 4 \text{ mm}$)	71
61	Eigenspannungsverteilung ($v = 0,10 \text{ mm}$, $r = 4 \text{ mm}$)	72

62 Studie Vorschub ($F_W = 20 \text{ N}$, $r = 2 \text{ mm}$)	73
63 Eigenspannungsverteilung ($F_W = 20 \text{ N}$, $r = 2 \text{ mm}$)	73
64 Studie Walzkugeldurchmesser ($F_W = 20 \text{ N}$)	74
65 Eigenspannungsverteilung ($F_W = 20 \text{ N}$, $v = 0,05 \text{ mm}$)	75
66 Ausgewählte Lastschritte der Simulation mit parallelen Kontaktflächen (300stel- EZ, EKL = $7,5 \mu\text{m}$)	87

Tabellenverzeichnis

1	Parameter des kinematischen Verfestigungsmodells für den Stahl C45 [Tru19] . .	31
2	Parameter des kombinierten Verfestigungsmodells für den Stahl C45 [Tru19] . .	31
3	Festwalzparamter der Parameterstudien	52
4	Spannungs-Dehnungs-Punkte für multilineare Fließkurve	85
5	Ergebnisse der kombinierten Konvergenzstudie	88

Literaturverzeichnis

- [AJT20] AMINI, Cyrus ; JEREZ-MESA, Ramón ; TRAVIESO-RODRIGUEZ, Antonio: Finite Element Analysis of Ball Burnishing on Ball-End Milled Surfaces Considering Their Original Topology and Residual Stress. In: *Metals* 10 (2020), may, Nr. 5, S. 638. <http://dx.doi.org/10.3390/met10050638>. – DOI 10.3390/met10050638
- [BKW10] BÄCKER, V ; KLOCKE, F ; WEGNER, H: Analysis of the deep rolling process on turbine blades using the FEM/BEM-coupling. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 10 (2010), jun, S. 012134. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899x/10/1/012134>. – DOI 10.1088/1757-899x/10/1/012134
- [Bro89] BROSZEIT, E: *Mechanische Oberflächenbehandlung : Festwalzen, Kugelstrahlen, Sonderverfahren*. Oberursel : DGM Informationsges. Verl, 1989. – ISBN 3883551562
- [ECO20a] ECOROLL AG: *Hydrostatische Werkzeuge HG2 – HG25*. <https://www.ecoroll.de/verfahren/gemeinsamkeitenunterschiede.html>. Version: 2020. – Abruf: 08.10.2020
- [ECO20b] ECOROLL AG: *Hydrostatische Werkzeuge HG2 – HG25*. <https://www.ecoroll.de/produkte/hydrostatische-werkzeuge.html>. Version: 2020. – Abruf: 22.09.2020
- [FWV19] FIEDLER, Melanie ; WÄCHTER, Michael ; VARFOLOMEEV, Igor: *Richtlinie Nichtlinear. Rechnerischer Festigkeitsnachweis unter expliziter Erfassung nichtlinearen WerkstoffverformungsverhaltensFür Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Aluminiumknetlegierungen*. Frankfurt am Main : VDMA Verlag GmbH, 2019. – ISBN 9783816307297
- [Her82] HERTZ, Heinrich: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik (Crelles Journal)* 1882 (1882), jan, Nr. 92, S. 156–171. <http://dx.doi.org/10.1515/crll.1882.92.156>. – DOI 10.1515/crll.1882.92.156
- [HS20] HADADIAN, Armin ; SEDAGHATI, Ramin: Analysis and design optimization of double-sided deep cold rolling process of a Ti-6Al-4V blade. In: *The Inter-*

- national Journal of Advanced Manufacturing Technology* 108 (2020), jun, Nr. 7-8, S. 2103–2120. <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-020-05481-w>. – DOI 10.1007/s00170-020-05481-w
- [JKK96] JUNG, U. ; KAISER, B. ; KLOOS, K. H.: Festwalz-Eigenspannungen per Computer-Simulation bestimmen. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 27 (1996), apr, Nr. 4, S. 159–164. <http://dx.doi.org/10.1002/mawe.19960270408>. – DOI 10.1002/mawe.19960270408
- [Lem01] LEMAITRE, J: *Handbook of materials behavior models*. San Diego, CA : Academic Press, 2001. – ISBN 0124433421
- [MG07] MÜLLER, Günter ; GROTH, Clemens: *FEM für Praktiker - Band 1: Grundlagen*. 8. Auflage. Renningen : expert verlag, 2007
- [MJK15] MAJZOBI, G. H. ; JOUNEGHANI, F. Z. ; KHADEMI, E.: Experimental and numerical studies on the effect of deep rolling on bending fretting fatigue resistance of Al7075. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 82 (2015), jul, Nr. 9-12, S. 2137–2148. <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-015-7542-z>. – DOI 10.1007/s00170-015-7542-z
- [RGZ19] RICHTER, C. H. ; GERKEN, P. ; ZEISSIG, M.: Kugelstrahlsimulation mit neuartiger Elementarzelle - Bauteilauslegung bis Strahlparameter: Teil 1: Simulationsmodell und Eigenspannungsfeld. In: *Konstruktion* Juli/August (2019), S. 82–89
- [RO43] RAMBERG, Walter ; OSGOOD, William R.: Description of Stress-Strain Curves by Three Parameters. In: *Technical Note No. 902, National Advisory Committee For Aeronautics* (1943)
- [RWM05] RÖTTGER, K. ; WILCKE, G. ; MADER, S.: Festwalzen - eine Technologie für effizienten Leichtbau. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 36 (2005), jun, Nr. 6, S. 270–274. <http://dx.doi.org/10.1002/mawe.200500876>. – DOI 10.1002/mawe.200500876
- [Sch02] SCHAAL, R.: *FEM-Simulation des Festwalzens und Dauerfestigkeitsberechnung mit Methoden der linear-elastischen Schwingbruchmechanik*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2002
- [SSB12] SAYAHI, M. ; SGHAIER, S. ; BELHADJSALAH, H.: Finite element analysis of ball burnishing process: comparisons between numerical results and experiments. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Tech-*

nology 67 (2012), nov, Nr. 5-8, S. 1665–1673. <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-012-4599-9>. – DOI 10.1007/s00170–012–4599–9

- [Tru19] TRUONG, Thi Tra M.: *Ermittlung von elastisch-plastischen Materialeigenschaften für die Festwalzsimulation*, Technische Universität Dresden, Diplomarbeit, 2019
- [Ulr20] ULRICH, Carsten: Mechanische Oberflächenverfestigung von Wellen und Achsen. Abschlussbericht des FVA-Forschungsvorhabens Nr. 840. In: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.* (2020)

A Anhang

A.1 Multilineares Materialmodell für ANSYS

Verwendete Kennwerte:

- Zugfestigkeit: $R_m = 1400 \text{ N mm}^{-2}$
- Festigkeitskoeffizient: $K_{ZSD} = 3009 \text{ MPa}$
- Verfestigungsexponent: $n_{ZSD} = 0,187$

Tabelle 4: Spannungs-Dehnungs-Punkte für multilineare Fließkurve

Nr.	Spannung [MPa]	Dehnung [%]
1	537,59	0,003
2	691,23	0,004
3	844,86	0,005
4	998,49	0,008
5	1152,12	0,011
6	1305,76	0,018
7	1459,39	0,028
8	1613,02	0,043
9	1766,65	0,067
10	1920,29	0,100
11	2073,92	0,147
12	2227,55	0,211
13	2381,19	0,298
14	2534,82	0,412
15	2688,45	0,560
16	2842,08	0,751
17	2995,72	0,991
18	3149,35	1,291
19	3302,98	1,662
20	3456,62	2,115

A.2 Berechnungen zum Hertz'schen Kontakt

Der Eingriff zwischen dem Walzwerkzeug und der glatten Welle kann nach der Hertz'schen Theorie vereinfacht als Kontakt zwischen Kugel und Platte betrachtet werden. In diesem Fall entspricht der Radius der Ersatzkugel dem Walzkugelradius r und es tritt ein kreisförmiger Kontaktbereich auf [Her82]. Die Referenzwerte für den Elastizitätsmodul E_{ref} und die Querkontraktionszahl ν_{ref} ergeben sich aus den entsprechenden Materialkennwerten von Welle und Walzkugel nach den Gleichungen 1 und 2.

$$E_{ref} = 2 \frac{E_W \cdot E_K}{E_W + E_K} \quad (1)$$

$$\nu_{ref} = \sqrt{1 - \frac{E_{ref}}{2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_W^2}{E_W} + \frac{1 - \nu_K^2}{E_K} \right)} \quad (2)$$

Aus den vereinheitlichten Materialkennwerten, dem Kugelradius und der wirkenden Kraft kann der Radius der Hertz'schen Abplattung nach Gleichung 3 berechnet werden.

$$a_{Hertz} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F \cdot (1 - \nu_{ref}^2) \cdot r}{E_{ref}}} \quad (3)$$

Um die Eintauchtiefe im Kontaktbereich zu bestimmen, wird Gleichung 5 zur Berechnung der Absenkung des Halkugelpols nach Hertz verwendet.

$$d_{Hertz} = \frac{a_{Hertz}^2}{r} \quad (4)$$

$$d_{Hertz} = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F^2 \cdot (1 - \nu_{ref}^2)^2}{4 \cdot E_{ref}^2 \cdot r}} \quad (5)$$

Die maximale Pressung tritt in der Mitte der Kontaktfläche auf und wird aus Gleichung 6 bestimmt.

$$p_{Hertz,max} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{1,5 \cdot F \cdot \frac{E_{ref}^2}{r^2 \cdot (1 - \nu_{ref}^2)^2}} \quad (6)$$

A.3 Abbildungen Simulation

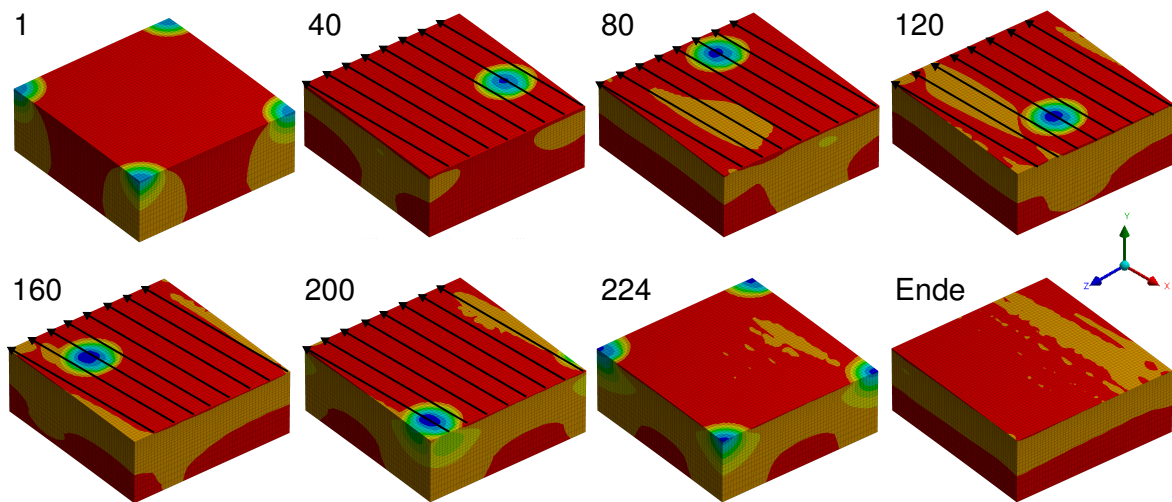


Abbildung 66: Ausgewählte Lastschritte der Simulation mit parallelen Kontaktflächen
(300stel-EZ, EKL = 7,5 μm)

A.4 Ergebnisse der kombinierten Konvergenzstudie

Tabelle 5: Ergebnisse der kombinierten Konvergenzstudie

ID	Anzahl der Elementarzellen	Elementkantenlänge [mm]	Eigenspannung [MPa]
1	500	0,0150	-164,66
2	300	0,0150	-187,70
3	200	0,0150	-206,00
4	500	0,0100	-262,48
5	300	0,0100	-274,27
6	200	0,0100	-285,89
7	500	0,0075	-293,49
8	300	0,0075	-305,30
9	200	0,0075	-313,60
10	500	0,0050	-313,79
11	300	0,0050	-326,46
12	500	0,0040	-316,19