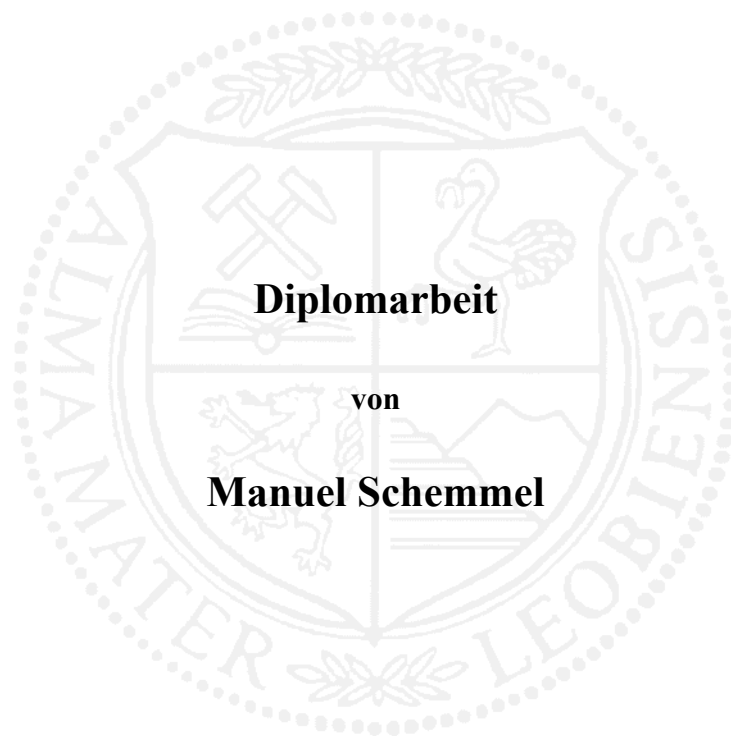


Montanuniversität Leoben

**2D-Modellierung von thermomechanischen
Ermüdungsvorgängen in
Hochleistungsbremsscheiben für Bahnsysteme**



Leoben, September 2012

Der österreichischen Bundesregierung (insbesondere dem Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie und dem Bundesministerium für Wirtschaft, Familie und Jugend) sowie dem Land Steiermark, vertreten durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH und die Steirische Wirtschaftsförderungsgesellschaft mbH, wird für die finanzielle Unterstützung der Forschungsarbeiten im Rahmen des von der Materials Center Leoben Forschung GmbH abgewickelten K2 Zentrums für „Materials, Processing und Product Engineering“ im Rahmen des Österreichischen COMET Kompetenzzentren Programms sehr herzlich gedankt.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides Statt, dass die vorliegende Arbeit von mir selbständig und nur unter Verwendung der angeführten Literatur erstellt wurde.

Leoben, 26. September 2012

Danksagung

Dem Leiter der Simulationsgruppe Herrn Dr. Werner Ecker möchte ich für die Ermöglichung dieser Diplomarbeit und seine immer zielführenden Ideen recht herzlich danken.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Prof. Dr. Thomas Antretter für alle Ratschläge und seine fachliche Kompetenz im Bereich der numerischen Simulation, die zur Erstellung dieser Diplomarbeit entscheidend beitrug.

Ein ganz besonderes Dankeschön richte ich an Herrn Dipl.-Ing. Peter Raninger, der für all meine Fragen stets ein offenes Ohr hatte, mir vor allem den Einstieg in die Thematik mit seinen Hilfestellungen immens erleichterte und auch abseits der Arbeit ein Vorbild war.

Herrn Dr. Gerhard Winter und den Mitarbeitern des Institutes für Maschinenbau danke ich für die Unterstützung bei der Erstellung des CAD-Modells.

Allen Mitarbeitern am MCL möchte ich für das freundliche Arbeitsklima und die große Hilfsbereitschaft danken.

Meinen Eltern und Großeltern gilt mein größter Dank, da sie mich auf meinem gesamten Lebensweg gefördert und unterstützt haben und mir dieses Studium ermöglicht haben.

Carmen danke ich, dass sie mein Leben immens bereichert und meinen Horizont in alle Richtungen erweitert.

Kurzfassung

Bremsscheiben stellen einen wichtigen Teil des gesamten Bremsmanagements im Eisenbahnwesen dar. Bei Notbremsungen oder dem Ausfall von anderen Bremssystemen werden die Bremsscheiben thermisch und mechanisch in höchstem Maße belastet, da diese den Hauptteil der kinetischen Energie in Wärme umwandeln müssen. Diese thermomechanischen Belastungen bewirken eine Ausbildung von Eigenspannungen und bleibenden Deformationen. Um einen sicheren Fahrbetrieb zu gewährleisten dürfen diese Effekte bestimmte Toleranzen nicht überschreiten und müssen daher experimentell und numerisch überprüft werden. Aufgrund des hohen Rechenaufwandes im Dreidimensionalen ist es kaum möglich, den Bremsprozess in einem 3D-Modell mit einer bewegten Wärmequelle zu untersuchen. Ziel dieser Diplomarbeit ist es daher, ein 2D-Modell zu einem bestehenden 3D-Modell einer Bremsscheibe zu entwickeln und mit diesem ein ausgewähltes Bremszenario abzubilden. Es werden zwei Bremsscheibenmaterialien, unterschiedliche Modellierungsstrategien und die unterschiedlichen Modelle selbst untereinander verglichen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den Modellen, was das 2D-Modell befähigt, für zukünftige Anwendungen, wie der Implementierung von Oberflächenrauigkeiten oder der Untersuchung von bruchmechanischen Vorgängen, eingesetzt zu werden.

Abstract

Brake discs represent an important part of the entire brake management of railway trains. During emergency braking or in case of failure of other brake systems brake discs are under extremely high thermal and mechanical loadings as they have to convert the majority of kinetic energy into heat. The thermo-mechanical loadings cause the formations of residual stresses and permanent deformations. In order to guarantee safe operation these effects must not exceed certain tolerances and need to be tested experimentally and numerically. Due to high computing effort in three dimensions it is hardly possible to investigate the brake process using a 3D model with a moving heat source. Therefore the goal of this diploma thesis is to develop a 2D model based on an existing 3D model of a brake disc and furthermore to model a specific brake process. Two disc materials, different modeling strategies and the different models are compared with each other. A good correlation between the models could be achieved which enables the 2D model to be used for future applications, such as the implementation of surface roughness or the examination of fracture mechanics processes.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Kurzfassung	ii
Abstract	iii
1 Einleitung	1
2 Physikalische Grundlagen	3
2.1 Bremszenarien	3
2.2 Entstehung und Klassifizierung von Hot Spots	5
2.3 Grundlagen der Kontinuumsmechanik	8
2.4 Plastizitätstheorie	9
2.4.1 Isotrope Verfestigung	11
2.4.2 Kinematische Verfestigung	12
2.4.3 Viskoplastisches Verhalten	13
2.4.4 Erholung	14
2.4.5 Chaboche-Modell	14
2.5 Verwendete Werkstoffe	15
2.5.1 GJS-500	15
2.5.2 15CDV6.....	15
2.6 Thermische Eigenschaften der Werkstoffe.....	16
2.7 Mechanische Eigenschaften der Werkstoffe.....	19
2.7.1 Fließkurven.....	19
2.7.2 Zyklisches Verhalten	20
2.7.3 Thermomechanische Ermüdung (TMF)	23
3 Modellbildung	26
3.1 3D-Modell der Brems Scheibe	26
3.1.1 Thermisches Modell	26

3.1.2	Mechanisches Modell	29
3.2	Extrahierung des 2D-Modells aus dem 3D-Modell	30
3.3	2D-Modell.....	32
3.3.1	Erstellung des thermischen 2D-Modells.....	32
3.3.2	Erstellung des mechanischen 2D-Modells	34
3.4	Generalisierter ebener Dehnungszustand.....	37
3.5	Implementierung der verschmierten Wärmequelle.....	38
3.6	Implementierung der bewegten Wärmequelle	40
3.7	Methoden zur Rechenzeitoptimierung.....	42
3.7.1	Anpassung der Inkrementgröße an die Momentangeschwindigkeit	42
3.7.2	Abschneiden des Temperaturprofils im Bereich der Abkühlzeit	44
3.7.3	Einbau eines Zeitfensters mit bewegter Wärmequelle	45
4	Ergebnisse	46
4.1	Untersuchung der Temperaturen.....	46
4.1.1	Konvergenzstudie der Netzfeinheit	46
4.1.2	Temperaturverlauf bei verschmiertem Wärmeeintrag.....	48
4.1.3	Temperaturverlauf bei bewegter Wärmequelle	49
4.2	Untersuchung des mechanischen Verhaltens mit verschmierter Wärmequelle	52
4.2.1	Konvergenzstudie des Elementtyps.....	52
4.2.2	Einfluss der Art der Randbedingung	53
4.2.3	Analyse der Dehnungen während des Bremsprozesses.....	55
4.2.4	Spannungs-Dehnungs-Hysteresen	59
4.2.5	Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für mehrere Zyklen.....	61
4.2.6	Vergleich der Hysteresen zwischen dem 2D und dem 3D-Modell	62
4.2.7	Vergleich ratenabhängiges und ratenunabhängiges Materialmodell.....	64
4.3	Untersuchung des mechanischen Verhaltens mit bewegter Wärmequelle	65
4.3.1	Berechnung eines Zyklus.....	65

4.3.2	Abgegrenzte Zeitfenster mit bewegter Wärmequelle.....	67
4.4	Vergleich der Eigenspannungen	70
4.5	Abschätzung der Lebensdauer	71
5	Resümee.....	74
	Abbildungsverzeichnis	75
	Tabellenverzeichnis	78
	Literaturverzeichnis	79
	Anhang.....	81

1 Einleitung

Wie in allen Bereichen des Verkehrswesens, besteht auch im Eisenbahnwesen der Wunsch, Bauteile leistungsfähiger und sicherer zu gestalten. Um diese hohen Qualitätsstandards einhalten zu können, ist es zwingend notwendig, neben experimentellen Untersuchungen auch numerisch das Verhalten eines neuen Bauteils zu untersuchen, um eventuelle Schwächen schon weit vor der Markteinführung offenzulegen. Die Vorgänge, die während einer Bremsung in einer Bremsscheibe stattfinden, stellen ein hochgradig nichtlineares thermomechanisches Problem dar, das mit heutigen Rechenleistungen, wie die meisten technischen Vorgänge, nur mit Vereinfachungen gerechnet werden kann. Ein Problem stellt die große Drehgeschwindigkeit der Bremsscheibe dar, da dadurch extrem kleine Zeitschritte für die Berechnung gewählt werden müssen. Dies ist bei Bremsvorgängen im Eisenbahnwesen ungünstig, da die Zeit zwischen der Bremsenleitung bei hoher Geschwindigkeit eines Zuges bis zum vollständigen Stillstand deutlich länger als vergleichsweise im Automobilbau ist. Tribologische Mechanismen, wie Reibung, Verschleiß und die Ausbildung von Hot Spots an der Reibfläche und deren Einfluss auf Materialermüdung und Risswachstum stellen weitere schwierige Aufgaben dar. Ein zusätzlicher Effekt bei Radbremsscheiben ist die Schirmung, die einer Aufwölbung bzw. einer Verkippung entspricht und durch das gemeinsame Einwirken von einseitiger thermischer Energie und der Befestigung am Rad entsteht. Diese Aufwölbung ihrerseits ändert wiederum lokal den Kontaktdruck mit den Bremsbelägen und beeinflusst die Ausbildung von Hot Spots. Die ständige Wärmeabfuhr während des Bremsprozesses durch Konvektion und Wärmestrahlung in Verbindung mit den Luftströmungsverhältnissen während der Fahrt stellen ein kompliziertes Problem der Wärmetechnik und der Fluidmechanik dar.

All diese Vorgänge machen es notwendig, ein im Vergleich zum 3D-Modell rechenzeitsparendes 2D-Modell zu entwickeln. Ausgehend von einer am Rad montierten Bremsscheibe soll aus einem bereits bestehenden 3D-Modell ein 2D-Modell entwickelt werden, das in der Lage ist, die oben genannten Phänomene zumindest teilweise korrekt darzustellen. In dieser Arbeit wird ein Umfangsschnitt der Bremsscheibe als geeignete Geometrie gewählt und entrollt. Die Herausforderung ist es nun, die Randbedingungen aus dem 3D-Modell möglichst realitätsnah auf das 2D-Modell abzubilden. Schwierigkeiten bereitet hierbei die Übertragung der Verkippung der Bremsscheibe und der Schraubenverbindungen aus dem 3D-Modell. Anhand einer vorgegebenen Notbremsung wird

eine Eigenspannungsberechnung mit einem Chaboche-Materialmodell durchgeführt. Ein weiteres Ziel ist es, den Einfluss auf die Temperatur- und Spannungsverteilung der bewegten Wärmequelle mit einem verschmierten Wärmeeintrag zu vergleichen. Schlussendlich sollen das 2D- und das 3D-Modell und der Einfluss der bewegten Wärmequelle hinsichtlich der Lebensdauer der Bremsscheibe beurteilt werden.

2 Physikalische Grundlagen

2.1 Bremsszenarien

Es gibt unterschiedliche Bremsarten, die im Eisenbahnwesen je nach Bedarf zur Anwendung kommen. Die häufigste ist die Betriebsbremsung, die der bekannten Reduktion der Geschwindigkeit unter normalen Bedingungen entspricht. Üblicherweise wird hier mit elektrodynamischer Bremse gebremst, das heißt der Elektromotor wird als Generator geschaltet und bewirkt durch elektrische Verluste das Abbremsen des Zuges. Ein weiteres Bremssystem stellt die Wirbelstrombremse dar, die in Hochgeschwindigkeitszügen vor allem im oberen Geschwindigkeitsbereich hohe Bremsleistungen erzielt [1]. Die Reibungsbremse kommt hier erst bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten, wie etwa beim Einfahren in den Bahnhof zum Einsatz, da die generatorische Bremse in diesem Fall nicht genug Leistung hätte und somit ein präzises Abbremsen am Bahnsteig gewährleistet wird [2]. Deutlich wirkungsvollere Bremsszenarien kommen in Situationen zum Einsatz, in denen der Zug aufgrund besonderer Umstände schneller zum Stehen kommen muss. In diesen Fällen wird die Bremscheibe sofort nach Einleiten des Bremsvorganges hinzugeschaltet. Wichtige Bremsszenarien sind hier die Fahrgastnotbremsung und die Schnellbremsung. Die Bremscheibe wird in dieser Funktion einem vorgegebenen Bremsprogramm, das einer Notbremsung entspricht, unterzogen. In der Literatur findet man viele Beispiele für Bremsprogramme, eines sei hier in Abb. 2.1 beispielhaft aufgezeigt

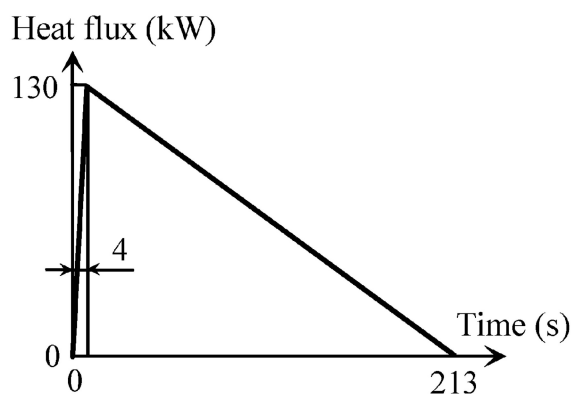


Abb. 2.1: Verlauf des Wärmestroms bei einem einstufigen Bremsprozess während einer Bremszeit von 213 s [3]

Es dauert hier 4 s bis die maximale Bremskraft aufgebracht wird und damit die volle Bremsleistung erzielt wird. Aufgrund der geringer werdenden Drehgeschwindigkeit nimmt auch der Wärmestrom in die Bremsscheibe ab. Die Wärmestromdichte, die dem Wärmestrom pro Fläche entspricht, kann grundsätzlich wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{q} = h\mu p v \quad (2.1)$$

Hierbei ist μ der Gleitreibungskoeffizient, p der Anpressdruck, v die Geschwindigkeit und h stellt den Heat Partition Faktor dar, welcher den Anteil der dissipierten Wärme angibt, welcher in die Bremsscheibe fließt. Es gibt nun zwei grundsätzliche Möglichkeiten, diesen Wärmestrom aufzubringen. Die einfachste Möglichkeit ist es, dies mit einem verschmierten Wärmeeintrag zu bewerkstelligen. Berechnen kann man diesen aus dem Zusammenhang zwischen der kinetischen Energie vor dem Bremsbeginn, dem mittleren Wärmestrom $\bar{q}_{Reibung}$ in die Bremsscheibe und der gesamten Bremszeit t_{Ende} :

$$\bar{q}_{Reibung} \cdot A_{Gesamt} \cdot t_{Ende} = \frac{1}{2} m v^2 \quad (2.2)$$

Bei verschmierter Wärmequelle dient die gesamte Reibfläche der Bremsscheibe A_{Gesamt} als Bezugsfläche. Das heißt, die Rotation des Rades und somit auch die Relativgeschwindigkeit der Bremsbacke werden ignoriert. Diese Vorgangsweise entspricht zwar nicht dem realen Geschehen, stellt aber oft eine ausreichende Näherung dar.

Eine andere Möglichkeit der Bremsmodellierung repräsentiert die bewegte Wärmequelle. In diesem Fall wird nur der Bereich, bei dem die Bremsbacke in Kontakt mit der Bremsscheibe steht, mit einem Wärmeeintrag versehen. Die Vorgehensweise der Berechnung ist analog zum verschmierten Wärmeeintrag. Man ermittelt zuerst einen mittleren Wärmestrom und multipliziert ihn mit dem Flächenverhältnis aus Bremsbacke und der gesamten Reibfläche der Bremsscheibe. Damit erhält man wiederum denselben Gesamtenergieeintrag. Ein Beispiel ist in Abb. 2.2 gezeigt, bei dem die Bremsbacke ein Sechstel der Reibfläche ausmacht.

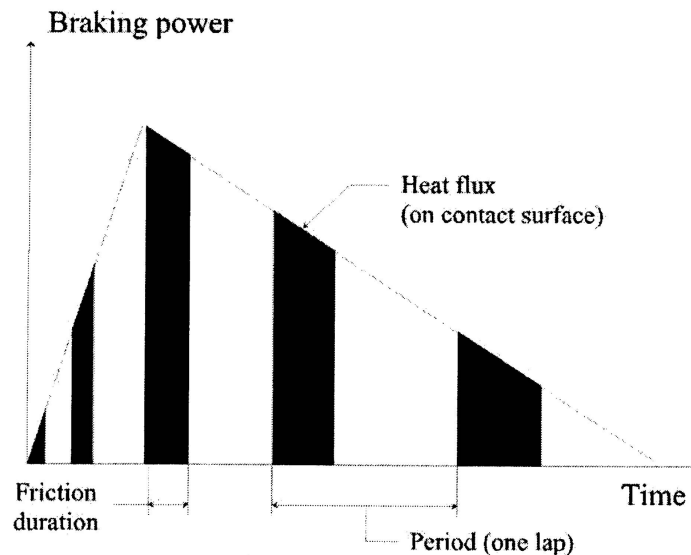


Abb. 2.2: Zeitlicher Verlauf der Bremsleistung bei bewegter Wärmequelle, an einem fixen Punkt der Brems Scheibe [4].

Wenn man nun einen Punkt auf der Brems Scheibe betrachtet, dann wird dieser während der Zeiten, die durch schwarze Flächen markiert sind, aufgeheizt und kühlt in den restlichen Zeiten – durch die weißen Flächen symbolisiert – wieder ab. Zusätzlich werden die Zeitintervalle während des Bremsvorganges länger. Dies ist, wie der zeitlich abnehmende Wärmestrom, auf die geringer werdende Drehzahl der Brems Scheibe zurückzuführen.

2.2 Entstehung und Klassifizierung von Hot Spots

Hot Spots zählen zu jenen Erscheinungen, welche bei Bremsvorgängen zu den stärksten Schädigungen führen. Dies resultiert daraus, dass diese zu einer welligen Oberfläche der Brems Scheibe führen, was im Weiteren zu Folge hat, dass die Kontaktfläche abnimmt und dadurch der lokale Anpressdruck zunimmt. Der lokale Anpressdruck ist wiederum proportional zur lokalen Wärmestromdichte.

Die Brems Scheiben weisen nach dem Fertigungsprozess eine gewisse Oberflächenrauigkeit auf, was auch für die Bremsbeläge gilt. An Rauigkeitsspitzen herrscht ein größerer Kontaktdruck vor, wodurch die Temperatur lokal ansteigt. Zusätzlich erfahren die Bereiche mit höheren Temperaturen eine stärkere Wärmeausdehnung, was den Effekt noch verstärkt

und die Wärmestromdichte weiter ansteigen lässt. Die Temperatur schaukelt sich also an speziellen Punkten selbstständig auf und führt schlussendlich zu bestimmten Temperaturmustern auf der Bremsscheibe. Dieser Mechanismus wird allgemein als reibungsinduzierte thermoelastische Instabilität (TEI) bezeichnet [5].

Anderson [6] und Dufrenoy [7] haben die Erscheinungsformen von Hot Spots für Bremsscheiben im Hochleistungsbereich eingeteilt. Tab. 2.1 gibt die Einteilung gemäß Dufrenoy wieder.

Tab. 2.1: Einteilung der unterschiedlichen Typen von Hot Spots und deren Temperatur- und Zeitbereiche [7]

Typ	Ausdehnung [mm]	Temperatur [°C]	Zeitdauer
Unebenheiten (Typ1)	<1	1200 (Spitze)	<1 ms
Gradienten an Hot Bands (Typ2)	5-20	650-1000	0,5-10 s
Hot Bands (Typ 3)	5-50	800	>10 s
Makroskopische Hot Spots (Typ 4)	40-110	1100 (Spitze)	>10 s
Lokale Hot Spots (Typ 5)	80-200	20-300	>10 s

Typ 1 tritt am Bremsbeginn auf und ist auf sehr kleine Bereiche beschränkt. Lokal entstehen sehr hohe Temperaturen, die aber durch die hohe Wärmeleitfähigkeit von metallischen Werkstoffen schnell ausgeglichen werden. Bei Typ 2 bilden sich ansatzweise Bänder aus, die aber keine einheitliche Temperatur haben, sondern in tangentialer Richtung periodische Temperaturgradienten aufweisen. Dann folgen Erscheinungsformen, die erst nach längeren Bremszeiten auftreten. Hierzu zählen Feuerringe (Typ 3) und Makroskopische Hot Spots (MHS, Typ 4). Feuerringe sind mehrere radial abgegrenzte Bereiche mit hohen Temperaturen und können durch eine reduzierte Kontaktfläche erklärt werden. Die MHS haben die ausgeprägtesten Temperaturgradienten und bewirken eine periodische Aufwölbung (Buckling) der Bremsscheibe in tangentialer Richtung. Zusätzlich kann es beim Abkühlprozess zu martensitischen Phasenumwandlungen kommen, die aufgrund des höheren

Volumens des Martensits zu Druckeigenstressungen in den Oberflächenbereichen führen. In der Umgebung dieser Phasenumwandlungen steigt aber die Gefahr der Rissinitiation durch Zugeigenstressungen. In den experimentellen Untersuchungen werden Zugeigenstressungen von bis zu 900 MPa, ca. 1 mm unter der Reibfläche in den Bereichen der Hot Spots, festgestellt [8]. Die auftretenden Risse liegen meist in radialer Richtung vor, da die Spannungen in tangentialer Richtung am größten sind. Die Temperaturmuster, welche die meiste Schädigung verursachen, sind Typ 2 bis Typ 4. Beim Abkühlprozess durch inhomogene Wärmeabgabe entsteht Typ 5 mit regionalen Hot Spots. Alle Erscheinungsformen sind in Abb. 2.3 zusammengefasst.

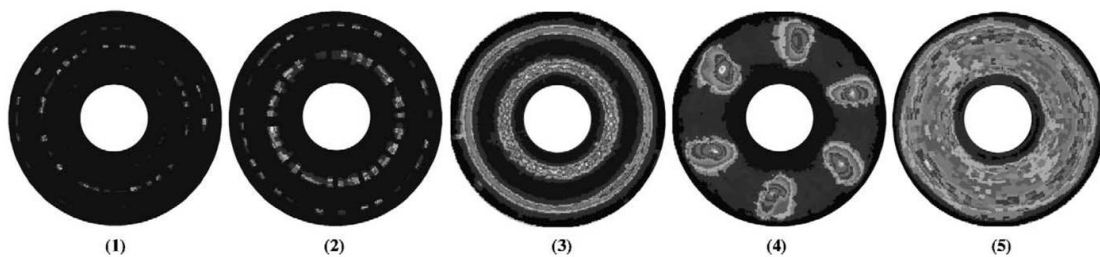


Abb. 2.3: Visualisierung unterschiedlicher Typen von Hot Spots an Bremsscheiben [7]

Ein alternativer Ansatz zur Beschreibung von Hot Spots durch TEI ist die Progressive Waviness Distortion [4]. In Schritt 1 entstehen im Fall von wellenmontierten Bremsscheiben bei Betrachtung einer bewegten Wärmequelle thermisch induzierte Momente. Dabei unterscheidet man einerseits tangentielle Momente aufgrund des Zusammenspiels von asymmetrischer Befestigung auf der Welle und Temperatureintrag und andererseits radiale Momente, die durch die Temperaturschwankungen über den Umfang entstehen. In Summe entstehen zwei Wölbungsmaxima, welche die Kontaktzone aus Bremsbelag und Bremsscheibe in Umfangsrichtung begrenzen. In den Schritten 2 und 3 kommt es zu Plastifizierung und es bildet sich, in Verbindung mit Temperaturgradienten auf beiden Seiten der Bremsscheibe, eine Welligkeit über den Umfang der Bremsscheibe mit sechs Maxima und Minima und somit sechs Hot Spots aus.

Hot Spots beeinflussen das Bremsverhalten maßgeblich und können zum Rubbeln, einer Art Reibschwingung der Bremsscheibe führen [2]. Die Folgen sind ein dauerhaft schlechteres Bremsverhalten und spürbare Vibrationen. Eine andere negative Auswirkung stellt das Fading

dar. Hierbei werden Bestandteile in den Reibbelägen durch die lokal hohen Temperaturen vor allem bei langen Bergabfahrten verdampft, was den Reibkoeffizienten absenkt und schlussendlich zu einer geringeren Bremsleistung führt.

2.3 Grundlagen der Kontinuumsmechanik

Die zu berechnende Größe stellt in der finiten Elemente Methode die Verschiebung $\underline{\mathbf{u}}$ dar, die aus dem Prinzip der virtuellen Arbeit mit (2.3) berechnet werden muss.

$$\int_0 \underline{\mathbf{t}} \cdot \delta \underline{\mathbf{u}} d\mathbf{O} + \int_V \underline{\mathbf{f}} \cdot \delta \underline{\mathbf{u}} dV = \int_V \underline{\boldsymbol{\sigma}} : \delta \underline{\boldsymbol{\epsilon}} dV \quad (2.3)$$

Das Prinzip besagt, dass sich die Variation der Arbeit der äußeren Kräfte bei einer virtuellen Verschiebung des Systems (also einer Verschiebung bei festgehaltener Zeit, so wie es die Freiheitsgrade eben zulassen) im statischen Fall in einer gleich großen virtuellen Formänderungsenergie niederschlagen muss [9]. Die Natur realisiert demnach jenes Verschiebungsfeld, das (2.3) erfüllt und mit den gegebenen Randbedingungen kinematisch zulässig ist. Der kinematische Zusammenhang lautet für kleine Verschiebungen $\underline{\mathbf{u}}$:

$$\underline{\boldsymbol{\epsilon}} = \frac{1}{2} \left((\nabla \underline{\mathbf{u}})^T + \nabla \underline{\mathbf{u}} \right) \quad (2.4)$$

Die Spannungen werden im rein elastischen Fall schließlich mit dem Materialgesetz, dem Hooke'schen Gesetz ausgewertet.

$$\underline{\boldsymbol{\sigma}} = \underline{\mathbf{E}} : \underline{\boldsymbol{\epsilon}}^{el} \quad (2.5)$$

Dabei werden der Spannungs- und der elastische Dehnungstensor über den Elastizitätstensor, einem Tensor vierter Stufe, in Beziehung gebracht. Eine Größe, die im Elastizitätstensor enthalten ist, ist die Poissonzahl ν . Sie gibt das negative Verhältnis von Durchmesseränderung zu Längenänderung einer Probe im einachsigen Zugversuch an und ist somit ein Maß für die Querkontraktion. Mit Hilfe dieser Größe können Dehnungen und Spannungen in beliebigen Raumrichtungen berechnet werden. Im isotropen Fall kann der

Elastizitätstensor auf zwei Materialparameter E und ν zurückgeführt werden. E entspricht dem E-Modul aus dem einachsigen Zugversuch. Die beiden Materialparameter können aus Zugversuchen gewonnen werden, wobei ihre Werte wiederum temperaturabhängig sind.

Im allgemeinen Fall mit viskoplastischem Verhalten setzt sich der gesamte Dehnungstensor aus folgenden Einzeldehnungen zusammen:

$$\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{ges}} = \underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{el}} + \underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{vp}} + \underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{th}} + (\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{tr}}) \quad (2.6)$$

Der Anteil des gesamten Dehnungstensors ohne die thermische Dehnung $\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{th}}$ wird als mechanische Dehnung $\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{mech}}$ bezeichnet, welche sich wiederum aus dem rein elastischen Anteil $\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{el}}$ und einem viskoplastischen Anteil $\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{vp}}$ zusammensetzt. Betrachtet man zusätzlich die Dehnungen, die bei Phasenumwandlungen auftreten, dann muss auch $\underline{\underline{\boldsymbol{\varepsilon}}^{tr}}$ berücksichtigt werden.

2.4 Plastizitätstheorie

Wird ein metallischer Werkstoff unterhalb seiner Fließgrenze mechanisch belastet, nimmt dieser nach der Belastung wieder seine ursprüngliche Form an, er verhält sich rein elastisch. Bei einer Belastung, die der Fließgrenze entspricht oder darüber hinaus geht, plastifiziert das Material und es kommt zu einer bleibenden Formänderung.

Um vorauszusagen, wann bei einem beliebigen Spannungszustand plastisches Fließen eintritt, sind Fließbedingungen entwickelt worden. Die einfachste Form einer Fließbedingung hat folgende Form:

$$f(\underline{\underline{\boldsymbol{\sigma}}}) = \sigma_{eq} - \sigma_y \quad (2.7)$$

σ_y entspricht der Fließgrenze aus dem eindimensionalen Zugversuch und σ_{eq} der Vergleichsspannung, deren Form von der jeweiligen Fließbedingung abhängig ist. Die für Metalle wichtigste ist die von-Mises-Fließbedingung. Sie setzt die Gestaltänderungsenergie eines einachsigen Zugversuchs und eines beliebigen Spannungszustands gleich [10].

Zusätzlich gilt, dass sich der Spannungszustand während des Fließens auf einer Fläche befindet. Dann gilt: $f(\underline{\underline{\sigma}}) = 0$. Die Berücksichtigung beider Punkte liefert die von-Mises-Fließbedingung, auch von-Mises-Kriterium genannt. Liegt ein Hauptnormalspannungszustand vor (für die Schubspannungen gilt: $\tau_{12} = \tau_{13} = \tau_{23} = 0$), so kann das von-Mises-Kriterium mit den drei Hauptnormalspannungen ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) folgendermaßen formuliert werden:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (2.8)$$

Der Wurzelausdruck in (2.8), welcher der Vergleichsspannung entspricht, kann mit Hilfe des deviatorischen Spannungstensors $\underline{\underline{\sigma}}'$ auch kompakt dargestellt werden:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} \underline{\underline{\sigma}}' : \underline{\underline{\sigma}}'} \quad (2.9)$$

Im Dreidimensionalen nimmt die Fließfläche die Form eines Zylinders im Hauptspannungsraum an, welcher die hydrostatische Achse ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$) als Drehachse besitzt. Bei einem ebenen Spannungszustand wird dieser Zylinder in die 1,2-Ebene projiziert und entspricht in Abb. 2.4. somit einer Ellipse, die um 45° aus erster Hauptlage gedreht ist.

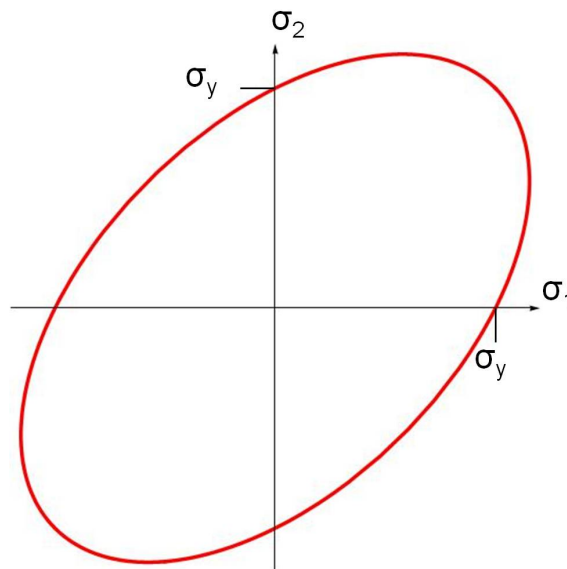


Abb. 2.4: Fließortkurve nach der von-Mises-Fließbedingung im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene

Für metallische Werkstoffe wird das von-Mises-Kriterium oft zur statisch-konstruktiven Auslegung herangezogen. Allerdings bleibt die Fließgrenze, wenn das klassische von-Mises-Kriterium allein betrachtet wird, nach Fließbeginn konstant, da es nur ideal-plastisches Verhalten beschreibt. Will man nun Vorgänge beschreiben, bei denen es zu einer signifikanten Plastifizierung kommt, dann muss die von-Mises-Bedingung erweitert werden, denn reale Werkstoffe verfestigen während des Fließens und zeigen zusätzlich Abweichungen bei zyklischer Belastung und bei höheren Temperaturen.

2.4.1 Isotrope Verfestigung

Im Fall von isotroper Verfestigung bewirkt eine Belastung im plastischen Bereich eine Zunahme des Fließzylinderradius und somit ein gleichmäßiges Wachsen der Fließortkurve. Allgemein kann dies wie folgt ausgedrückt werden:

$$f(\underline{\underline{\sigma}}) = \sigma_{eq} - \sigma_y - R \quad (2.10)$$

Der Spannungszustand folgt der Fließortkurve, deren Änderung der Größe mit der Entwicklungsgleichung für den Parameter R in (2.11) beschrieben werden kann. Dieser ist am Fließbeginn null und steigt bis zum Sättigungswert Q an. Die Geschwindigkeit der Zunahme wird mit dem Parameter b geregelt.

$$R(p) = Q(1 - e^{-bp}) \quad (2.11)$$

Die steuernde Größe ist die plastische Vergleichsdehnung p , die aus den plastischen Dehnraten $\underline{\underline{\dot{\epsilon}}^P}$ aufintegriert werden kann.

$$p = \int \sqrt{\frac{2}{3} \underline{\underline{\dot{\epsilon}}^P : \underline{\underline{\dot{\epsilon}}^P}} dt \quad (2.12)$$

In Abb. 2.5 wird isotropes Verfestigungsverhalten dargestellt. Die strichlierte elliptische Fließortkurve vergrößert sich in der 1,2-Ebene homogen in alle Raumrichtungen, wobei das Zentrum der Ellipse unverändert bleibt.

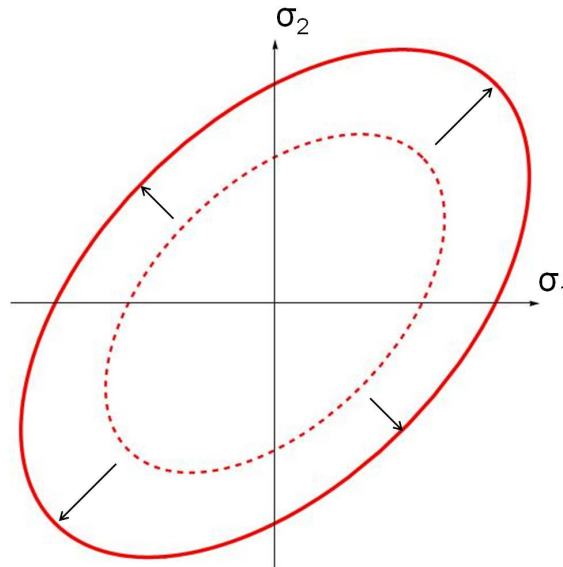


Abb. 2.5: Isotrope Verfestigung der von-Mises-Fließortkurve, dargestellt im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene

2.4.2 Kinematische Verfestigung

Viele Metalle zeigen nach einem Plastifizieren im Zugbereich eine verringerte Fließgrenze im Druckbereich. Dieses als Bauschinger Effekt bekannte Phänomen kann mit isotroper Verfestigung nicht beschrieben werden, da nun eine Anisotropie bezüglich Zug und Druck vorherrscht. Die mathematische Beschreibung dieses Vorganges geschieht mit Hilfe eines Backstresstensors $\underline{\underline{X}}$, der die gesamte Fließortkurve in Abb. 2.6 bei gleicher Größe und Form im Spannungsraum verschiebt. Die Vergleichsspannung aus dem von-Mises-Kriterium muss nun wie folgt modifiziert werden:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} (\underline{\underline{\sigma}}' - \underline{\underline{X}}) : (\underline{\underline{\sigma}}' - \underline{\underline{X}})} \quad (2.13)$$

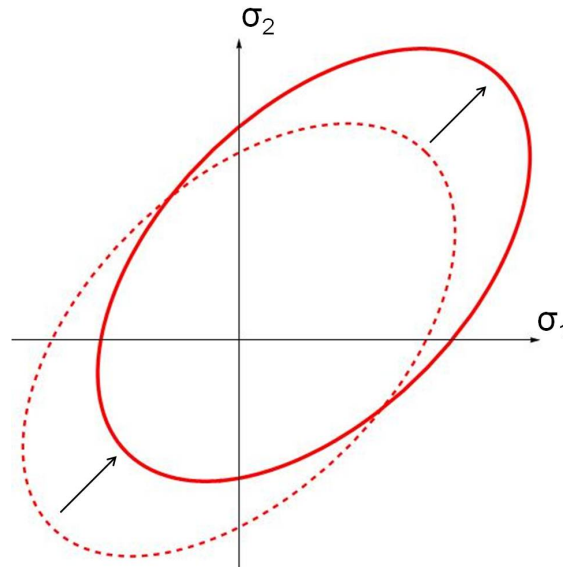


Abb. 2.6: Kinematische Verfestigung der von-Mises-Fließortkurve, dargestellt im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene

2.4.3 Viskoplastisches Verhalten

Ab homologen Temperaturen T/T_m von ca. 0,4 kommt es bei Metallen zu thermisch-aktivierten metallphysikalischen Vorgängen wie Versetzungskriechen und Diffusionskriechen [11]. Diese Mechanismen sind thermisch aktiviert und zeitabhängig, was sich in den ebenfalls zeitabhängigen mechanischen Größen Spannung und Dehnung widerspiegelt. Wenn die plastische Dehnrates gegen null geht, verhält sich das Materialmodell konventionell plastisch. Bei höheren Dehnrates kann das Material eine zusätzliche dehnratesabhängige viskose Überspannung aufnehmen, ohne sich dabei plastisch zu verformen. Der nichtlineare Zusammenhang zwischen Dehnrates und viskoplastischer Spannung kann über das Norton-Kriechgesetz durch (2.14) dargestellt werden.

$$\dot{\epsilon}^{vp} = B\sigma^n e^{-\tilde{Q}/RT} \quad (2.14)$$

Die Dehnrates $\dot{\epsilon}^{vp}$ hängt nun von einem Exponenten n über der Spannung ab, der bei vielen metallischen Werkstoffen zwischen drei und sieben liegt, des Weiteren von einem Boltzmannfaktor $e^{-\tilde{Q}/RT}$ der bei reinem Versetzungskriechen die Aktivierungsenergie \tilde{Q} für Leerstellendiffusion enthält und einer weiteren Konstante B [10].

Die Fließbedingung wird bei Ratenabhängigkeit durch ein viskoplastisches Potential $\Omega(f)$ erweitert. Dieses hat folgende Form:

$$\Omega = \frac{D}{n+1} \left\langle \frac{f}{D} \right\rangle^n \quad (2.15)$$

Das viskoplastische Potential ist notwendig, um die Fließrichtung und somit $\underline{\underline{\dot{\epsilon}^P}}$ aus dem Spannungsfeld zu bestimmen. Wiederum ist man für $f < 0$ im elastischen Bereich, wobei nun auch viskose Überspannungen, welche außerhalb der Fließortkurve liegen, zulässig sind. Die McCauley-Klammern stellen sicher, dass im elastischen Bereich, bei negativem f , der gesamte Ausdruck null wird [12].

2.4.4 Erholung

Erholungsvorgänge finden nach oder während einer plastischen Verformung bei höheren Temperaturen statt. Im ersten Fall spricht man von statischer, im zweiten Fall von dynamischer Erholung. Durch die Verformung sind im Material die Versetzungsdichte und die Anzahl der Leerstellen und Zwischengitteratome angestiegen. Es kommt zur Ausheilung von Punktdefekten, Neuordnung bzw. Auslöschung von Versetzungen und infolgedessen zu einer Ausbildung von Subkorn Grenzen [11]. Durch die Abnahme der Gitterfehler sinkt die Fließspannung ab. Diese zeitlich abhängigen Vorgänge werden ebenfalls in das Materialmodell integriert.

2.4.5 Chaboche-Modell

Das Chaboche-Modell berücksichtigt nun die Effekte der isotropen Verfestigung, der kinematischen Verfestigung, der Viskoplastizität und der Erholung. Zusätzlich spaltet das klassische Chaboche-Modell den Backstresstensor in eine Linearkombination aus drei einzelnen Tensoren auf, um die mechanischen Hysteresen besser abbilden zu können.

Die Anpassung der Materialparameter aus den zyklischen Zug/Druck-Versuchen erfolgt mit dem Optimierungstool Zopt aus dem Softwarepaket Zebulon. Die Implementierung des Materialverhaltens geschieht über das Abaqus User Interface Z-mat, wobei für die zu untersuchenden Werkstoffe jeweils ein dehnratenabhängiges und ein dehnratenunabhängiges Materialmodell verwendet werden.

2.5 Verwendete Werkstoffe

2.5.1 GJS-500

Es handelt sich bei diesem Werkstoff um graues Gusseisen mit globularem Graphit, das bei höheren Temperaturen nach dem stabilen System erstarrt und bei tieferen Temperaturen auch Perlit ausbildet, der metastabil erstarrt. Die Grundzusammensetzung entspricht Tab. 2.2.

Tab. 2.2: Chemische Zusammensetzung von GJS-500 [13]

C [%]	Si	Mn	Mg
3,40 – 4,00	2,00 – 2,75	0,20 – 0,60	0,02 – 0,07

Das Legierungselement Mg ist besonders wichtig, da es die Oberflächenspannung des Graphits beeinflusst und somit für die globulare Ausbildung sorgt [14]. Diese runde Form senkt die innere Kerbwirkung, womit der Werkstoff eine höhere Dauerfestigkeit als Gusseisen mit lamellarem Graphit besitzt. Im Automobilbau wird auch häufig die lamellare Variante verwendet. Bei Hochgeschwindigkeitsanwendungen im Schienenwesen wirken deutlich höhere Energien pro Bremsscheibe und somit folgt ein größerer Temperatureintrag, der bei lamellarem Graphit zu Kaltrissen führen würde.

2.5.2 15CDV6

Dieser Werkstoff ist ein warmfester bainitischer Vergütungsstahl, der vom Festigkeitsniveau über die Gusslegierung zu stellen ist. Auch hinsichtlich der Temperaturleitfähigkeit weist er etwas bessere Eigenschaften auf und die Reibfläche heizt sich während eines Bremsvorganges bei gleichem Energieeintrag weniger auf. Die chemische Zusammensetzung entspricht Tab. 2.3.

Tab. 2.3: Chemische Zusammensetzung von 15CDV6 [15]

C [%]	Si	Mn	Cr	Mo	V
0,20 - 0,18	max 0.20	0,80 – 1,10	1,25 – 1,50	0,80 – 1,00	0,20 – 0,30

Die Elemente Cr, Mo und V erhöhen die Anlassbeständigkeit durch Karbidbildung und verbessern dadurch die Warmhärte. Mo wirkt zusätzlich einer Anlassversprödung entgegen [16].

2.6 Thermische Eigenschaften der Werkstoffe

Die Simulationen des Bremsprozesses erfolgen thermomechanisch entkoppelt. Das bedeutet, dass zuerst das thermische Problem separat gelöst wird und die resultierenden Temperaturen in einer zweiten mechanischen Rechnung als thermische Lasten aufgebracht werden. Hierzu muss im ersten Schritt die transiente Wärmeleitungsgleichung (2.16) gelöst werden.

$$\frac{\partial T(\underline{x}, t)}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T(\underline{x}, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(\underline{x}, t)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(\underline{x}, t)}{\partial z^2} \right) \quad (2.16)$$

Die Temperaturleitfähigkeit a enthält alle notwendigen thermischen Materialparameter, um die Gleichung (2.16) zu lösen, und ist folgendermaßen definiert:

$$a(T) = \frac{\lambda(T)}{c_p(T)\rho(T)} \quad (2.17)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist ein Maß dafür, wie schnell thermische Energie bei einem vorgegebenen Temperaturgradienten durch das Material transportiert wird. Grundsätzlich nimmt die Wärmeleitfähigkeit bei höheren Temperaturen ab, wie in Abb. 2.7 zu erkennen ist, ab. Ursache dafür sind die stärkeren Gitterschwingungen und die dadurch größere Streuung der Elektronen an den Gitteratomen.

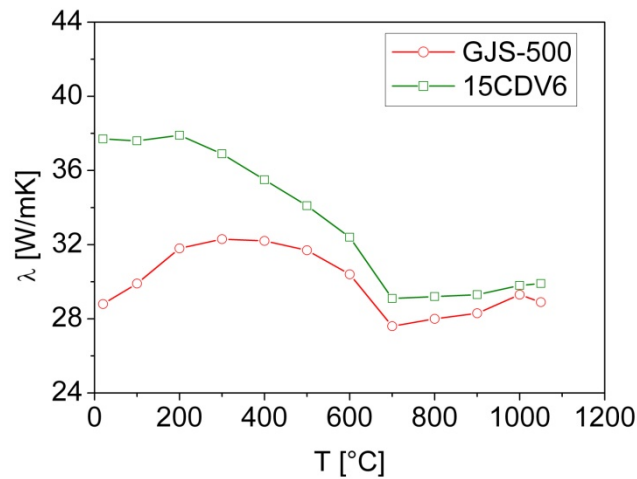


Abb. 2.7: Verlauf der Wärmeleitfähigkeit für GJS-500 und 15CDV6

Die Wärmekapazität c_p ist definiert als Änderung der Enthalpie mit der Temperatur. Die Enthalpie ist ein Maß für die thermische Energie im thermodynamischen Potential mit vorgegebenem Druck, Temperatur und Stoffmenge. Somit beschreibt die Wärmekapazität die Energiespeichermenge eines Materials. In den experimentellen Daten in Abb. 2.8 treten im Bereich der eutektoiden und der magnetischen Umwandlung endliche Peaks auf. Dies liegt zum einen an der Aufheizrate, die nie unendlich langsam sein kann, und zum anderen an der kontinuierlichen Natur der α - γ Umwandlung.

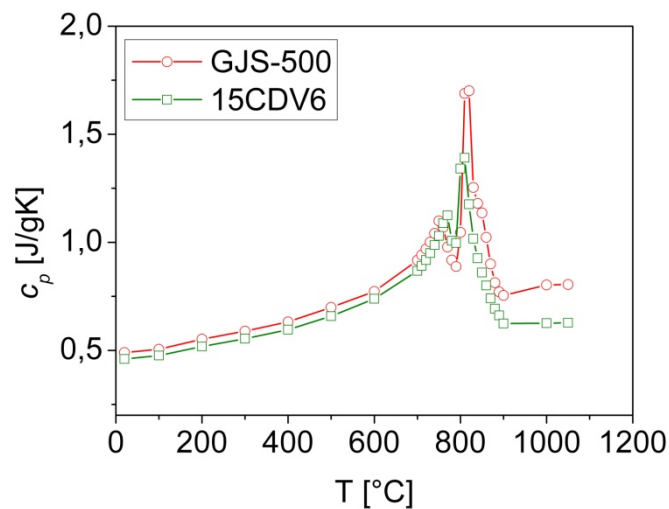


Abb. 2.8: Verlauf der Wärmekapazität für GJS-500 und 15CDV6

In Abb. 2.9 ist die Dichte ρ , das Verhältnis aus Masse zu Volumen, dargestellt. Sie ist ebenfalls temperaturabhängig, da sich bei größeren Temperaturen die meisten Materialien unter Beibehaltung ihres Gewichtes ausdehnen. Bei Phasenübergängen kommt es zu einem Knick im Verlauf der Dichte, da sich das Kristallgitter ändert und somit auch die Raumfüllung durch die Atome.

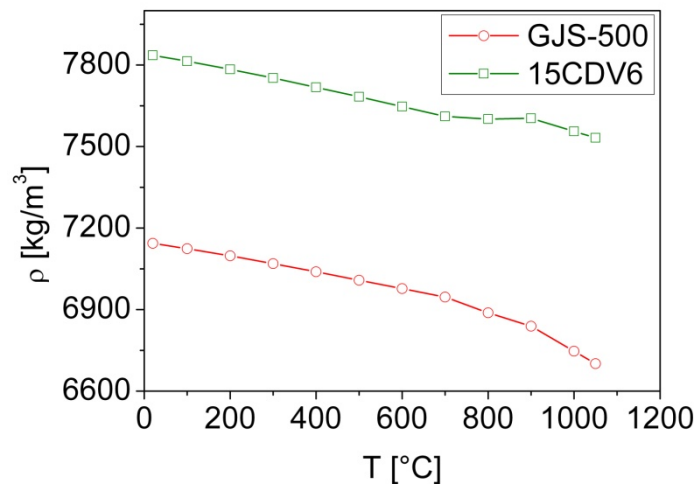


Abb. 2.9: Verlauf der Dichte für GJS-500 und 15CDV6

Der thermische Ausdehnungskoeffizient gibt an wie stark sich das Material bei einer Temperaturbelastung ausdehnt. Im Falle von isotropem Materialverhalten kann dieser als temperaturabhängiger Skalar, wie in Abb. 2.10 betrachtet werden, bei Anisotropie entspricht der thermische Ausdehnungskoeffizient einem Tensor 2. Stufe. Die Werte werden mittels Dilatometer bestimmt und entsprechen dem technischen Ausdehnungskoeffizienten α_{tech} , der sich im Gegensatz zum differentiellen Ausdehnungskoeffizienten auf ein endlich großes Temperaturintervall bezieht und somit immer eine Näherung über einen größeren Temperaturbereich darstellt. Bei 15CDV6 ist man ab 900°C im Austenitbereich und daher nimmt α_{tech} nach abgeschlossener Phasenumwandlung mit steigenden Temperaturen wieder zu.

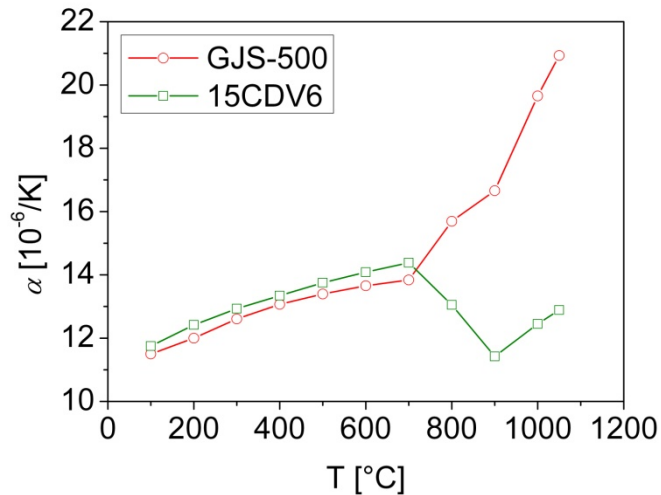


Abb. 2.10: Verlauf des thermischen Ausdehnungskoeffizienten für GJS-500 und 15CDV6

2.7 Mechanische Eigenschaften der Werkstoffe

2.7.1 Fließkurven

Die Fließkurven der beiden zu untersuchenden Materialien liegen bei unterschiedlichen Temperaturen vor. In Abb. 2.11 werden die beiden Kurven bei Raumtemperatur dargestellt. Die Unterschiede im Festigkeitsniveau sind sehr stark ausgeprägt. Der GJS-500 hat eine Streckgrenze knapp über 300 MPa, wogegen 15CDV6 erst über 800 MPa zu fließen beginnt. Die Zugfestigkeit von 15CDV6 erreicht Werte über 1000 MPa, GJS-500 bricht bereits bei seiner Zugfestigkeit von ca. 600 MPa. Die Bruchdehnungen betragen bei 15CDV6 etwas über 30% und bei GJS-500 etwas über 10%. Der GJS-500 ist also deutlich spröder und weniger fest als 15CDV6. Bei höheren Temperaturen nimmt die Fließspannung bei allen metallischen Werkstoffen ab, insbesondere bei ferritischen Werkstoffen aufgrund der thermisch aktivierten Versetzungsbeweglichkeit.

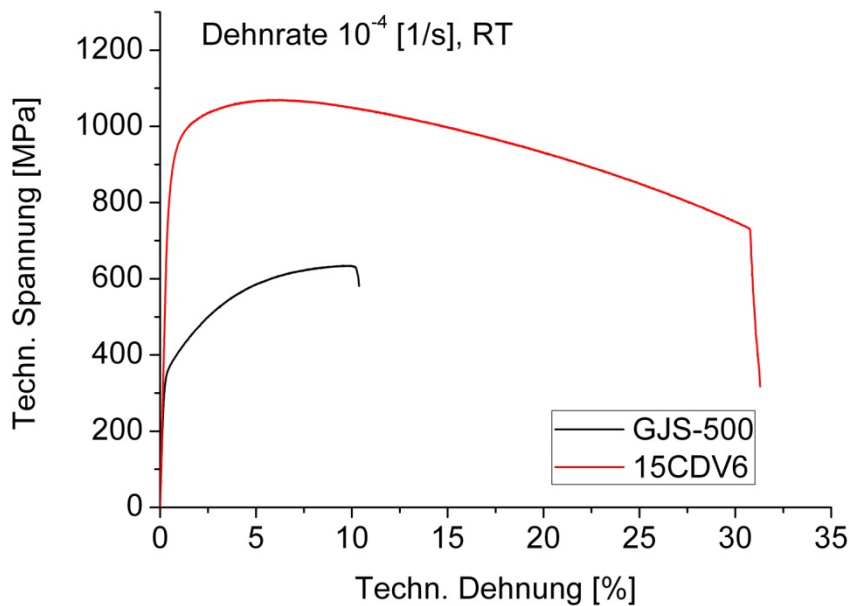


Abb. 2.11: Fließkurven für GJS-500 und 15CDV6, bei RT, $\dot{\epsilon} = 10^{-4} \text{ s}^{-1}$

2.7.2 Zyklisches Verhalten

Die für die Simulation notwendigen Materialparameter werden durch zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurven gewonnen. Diese werden bei der Hälfte der Lastspielzahl $\left(\frac{N_f}{2}\right)$, die zum Versagen des Bauteils führt, ausgewertet, da das Materialmodell dadurch den größtmöglichen Gültigkeitsbereich besitzt. Die Festigkeitswerte werden dementsprechend leicht über- oder unterschätzt, je nachdem, ob der Werkstoff zyklische Verfestigung oder zyklische Entfestigung aufweist. Als Beispiel seien in Abb. 2.12 und Abb. 2.13 die Kurven für GJS-500 und 15CDV6 bei einer Dehnamplitude von 0,4% angegeben. Man erkennt, dass der 15CDV6 eine größere Festigkeit hat und dadurch weniger plastifiziert als der GJS-500. Das lässt sich durch die stärkere Neigung der Hysteresen und der kleineren Hysteresenfläche erklären. Bei höheren Temperaturen gehen die Hysteresen in eine horizontalere Lage über, da die Festigkeit mit der Temperatur abnimmt. Alle Materialdaten sind im Anhang aufgelistet.

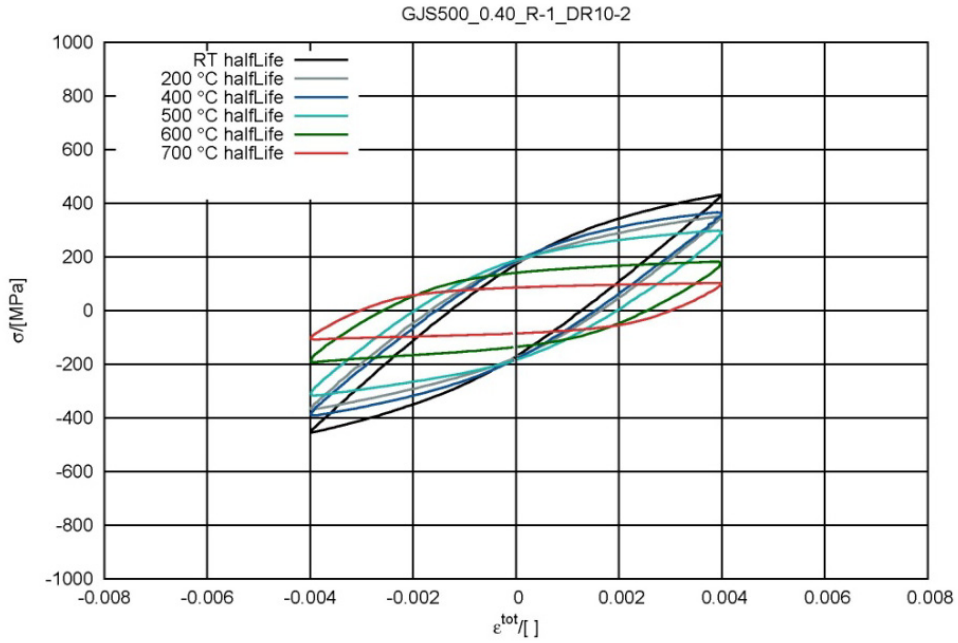


Abb. 2.12: Zyklische σ - ϵ -Kurve, GJS-500, $\epsilon_a^{tot} = 0,4\%$, $R=-1$

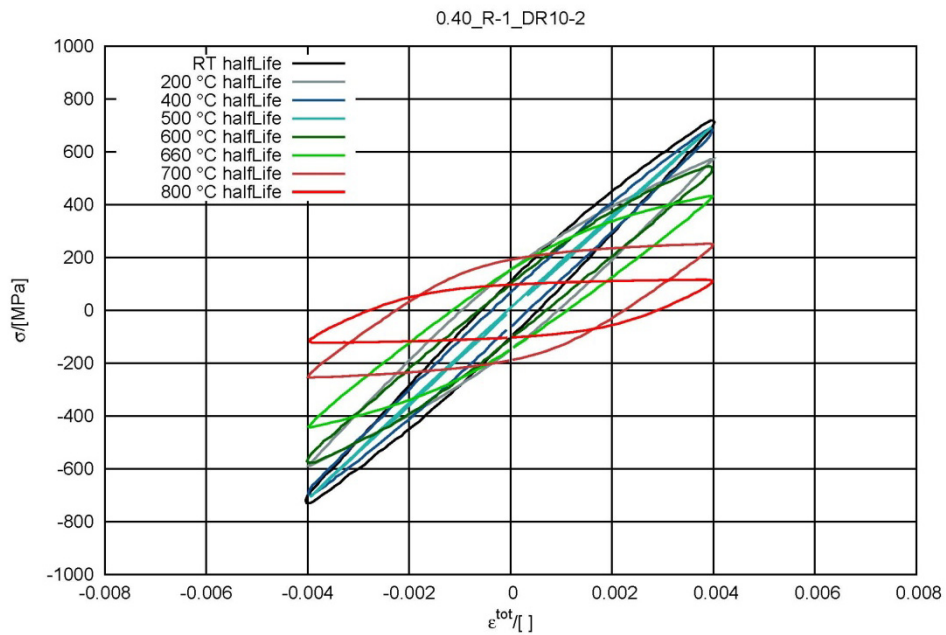


Abb. 2.13: Zyklische σ - ϵ -Kurve, 15CDV6, $\epsilon_a^{tot} = 0,4\%$, $R=-1$

Aus dem zyklischen Verhalten, inklusive der jeweiligen Bruchlastspielzahlen N_f der Werkstoffe, kann eine Prognose der Lebensdauer aufgestellt werden.

Materialermüdung bei Raumtemperatur kann grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden:

- Low Cycle Fatigue (LCF)

Im LCF-Bereich, also im Kurzzeitfestigkeitsbereich zwischen ca. 10^2 und 10^4 Lastzyklen, ist die plastische Dehnamplitude die bestimmende Größe, die zum Materialversagen führt. Bremscheiben oder Turbinenschaufeln, die starken plastischen Dehnungen ausgesetzt sind, stellen solche Beispiele dar. In jedem Lastzyklus werden neue Versetzungen generiert, die wiederum zu Anrissen und schließlich zum Materialversagen führen. Das Manson-Coffin-Gesetz beschreibt, wie viele Lastwechsel ein bestimmter Werkstoff bei einer vorgegebenen plastischen Dehnungsamplitude bis zum Bruch aushält.

$$\frac{\Delta \varepsilon_{pl}}{2} = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (2.18)$$

$\Delta \varepsilon_{pl}$ beschreibt die gesamte plastische Dehnungsschwingbreite, ε_f' korreliert mit der Bruchdehnung und der Exponent c ist der Ermüdungs-Duktilitäts-Koeffizient, der bei den meisten metallischen Werkstoffen Werte zwischen -0,5 und -0,8 annimmt [17].

- High Cycle Fatigue (HCF)

Von HCF spricht man, wenn das Bauteilversagen im Zeitfestigkeitsbereich bei mehr als 10^4 Lastwechseln stattfindet. Hierbei müssen die Dehnungsamplituden deutlich kleiner sein und dementsprechend ist die elastische Dehnungsamplitude die steuernde Größe. Bei Werten über rund 10^6 Lastzyklen – diese Zahl ist werkstoffabhängig – spricht man von echter Dauerfestigkeit. Das HCF-Verhalten wird durch die Basquin-Gleichung beschrieben.

$$\frac{\Delta \sigma}{2} = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (2.19)$$

$\Delta \sigma$ ist die gesamte Spannungsschwingbreite, σ_f' korreliert mit der Bruchspannung und b ist der Ermüdungs-Festigkeitsexponent.

Durch Kombination der Gleichungen (2.18) und (2.19) und Umformen nach der gesamten Dehnungsamplitude erhält man die Dehnungswöhlerkurve, welche für 15CDV6 in Abb. 2.14 abgebildet ist.

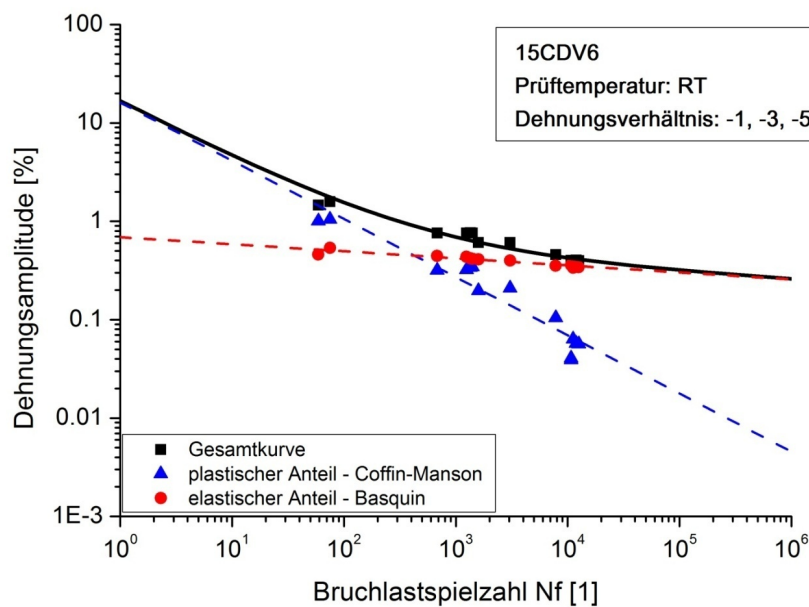


Abb. 2.14: Dehnungswöhlerkurve für 15CVDV6 bei Raumtemperatur

Das Manson-Coffin-Gesetz kann in Verbindung mit den experimentellen Daten zur Lebensdauerprognose genutzt werden, wobei es aufgrund der Vernachlässigung der thermischen Effekte zu einer Überschätzung der Lebensdauer kommt.

2.7.3 Thermomechanische Ermüdung (TMF)

Da eine Bremsscheibe nicht rein mechanisch durch den Anpressdruck der Bremsbacke, sondern auch thermisch durch die Reibungswärme beansprucht wird, ist das LCF-Verhalten nur eine Näherung für das reale thermomechanische Problem. Zusätzlich zur mechanischen Ermüdung kommen Kriechinflüsse und die Oxidation der Oberfläche hinzu. Grundsätzlich lassen sich zwei Grundtypen von TMF unterscheiden: Out-of-Phase (OP)-TMF und In-Phase (IP)-TMF [18]. Beim OP-TMF in Abb. 2.15 hat die mechanische Dehnung ein negatives Vorzeichen, das heißt es treten beim Temperaturmaximum Druckspannungen auf. Das geschieht dann, wenn das Bauteil in irgendeiner Weise mechanisch eingespannt ist und sich deshalb nicht frei ausdehnen kann. Im Gegensatz dazu sind die thermische und mechanische Dehnung beim IP-TMF positiv.

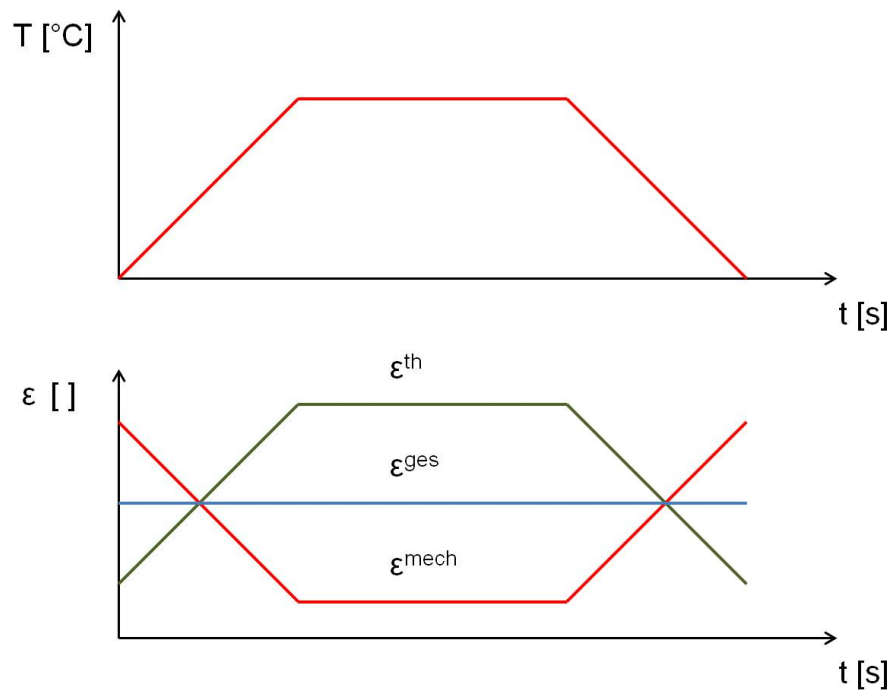


Abb. 2.15: OP-TMF-Zyklus mit Temperaturverlauf und Verlauf der Dehnungen

Da die Dehnungsanteile auch unterschiedlich groß sein können, wird der K_{TM} -Faktor eingeführt. Er beschreibt das Verhältnis aus mechanischer und thermischer Dehnungsamplitude.

$$K_{TM} = \frac{\varepsilon_a^{mech}}{\varepsilon_a^{th}} \quad (2.20)$$

Ein K_{TM} -Faktor von -1 entspricht somit einer reinen OP-TMF-Belastung. Der K_{TM} -Faktor spielt daher auch eine wichtige Rolle bei der Vorhersage der Lebensdauer. In der Realität tritt das Temperaturmaximum zu einem anderen Zeitpunkt auf als das Maximum in den mechanischen Dehnungen. Deshalb wird die Phasenverschiebung zwischen diesen Größen als Kennwert eingeführt. Es wird in Abb. 2.16 nicht nur der Zeitpunkt betrachtet, an dem die mechanische Dehnung das Maximum erreicht, sondern auch, ob die Hysterese im Uhrzeigersinn, oder gegen den Uhrzeigersinn durchlaufen wird.

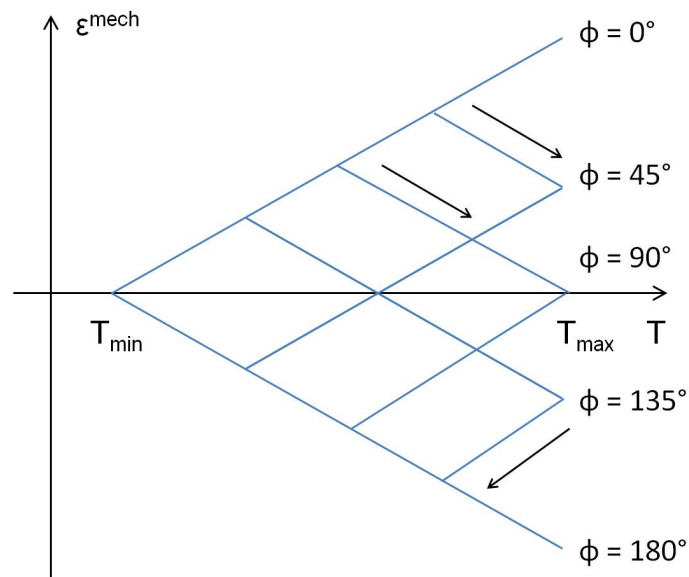


Abb. 2.16: Unterscheidung von TMF-Zyklen anhand des Phasenwinkels

Wenn $\phi = 0^\circ$ ist, dann entspricht das der klassischen OP-TMF-Belastung, die mechanische Dehnung erreicht ihren Maximalwert am Temperaturmaximum. Bei $\phi = 90^\circ$ spricht man von einer Clockwise Diamond (CD) und bei $\phi = -90^\circ$ von einer Counter Clockwise Diamond (CCD), die Hysterese wird im Gegenuhrzeigersinn durchlaufen. Grundsätzlich gilt, dass die Lebensdauer mit größer werdendem Phasenwinkel ansteigt [19].

3 Modellbildung

3.1 3D-Modell der Bremsscheibe

Das 3D-Modell wird aus Vorarbeiten übernommen, mit dem Ziel, das Verhalten des 3D-Modells möglichst realistisch auf das 2D-Modell zu übertragen. Hierbei sind vor allem die mechanischen und thermischen Randbedingungen zu beachten.

3.1.1 Thermisches Modell

Da in diesem Modell keine Reibung berücksichtigt wird und die dissipierte Energie stattdessen als Wärmestromdichte aufgebracht wird, ist es zulässig dieses thermomechanische Problem entkoppelt zu rechnen. Das bedeutet, dass zuerst eine thermische Rechnung durchgeführt wird und die Lösung, in diesem Fall das zeit- und ortsabhängige Temperaturfeld, als Belastung für eine folgende mechanische Rechnung herangezogen wird. Bei Berechnungen, in denen die Reibung selbst untersucht werden soll, ist dies nicht zulässig, da hier die Änderung der Oberflächengeometrie durch Verschleißmechanismen und thermische Dehnungen eine Änderung in den Kontaktbedingungen mit der Bremsbacke bewirkt und dies wiederum die Entstehung von Reibungswärme beeinflusst. Die Rückseite des Modells ist in Abb. 3.1 abgebildet.

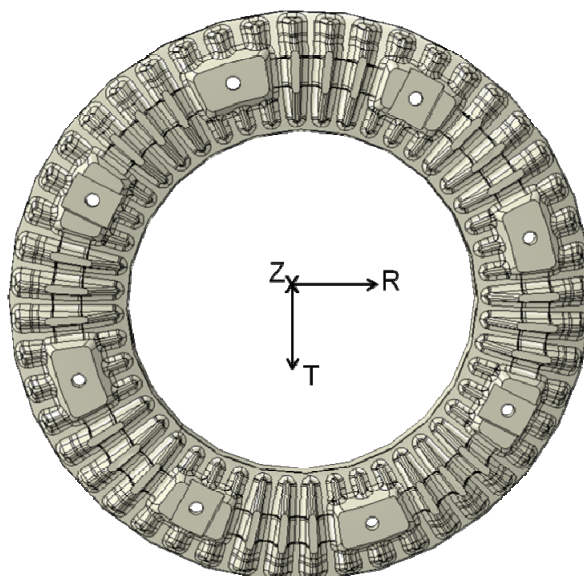


Abb. 3.1: Frontalansicht der Rückseite der Radbremsscheibe R680

Es wird ein zylindrisches Koordinatensystem verwendet, das seinen Ursprung im Zentrum hat. Die R - und T -Richtungen beschreiben die radialen und tangentialen Komponenten, die Z -Richtung entspricht der z -Achse im Zylinderkoordinatensystem. Die Rückseite der Bremsscheibe steht in Kontakt mit dem Rad, aber diese thermische Randbedingung kann aufgrund der sehr niedrigen Temperaturen an der Rückseite während der Bremsphase vernachlässigt werden. Auf die geometrische Modellierung der Schrauben wird ebenfalls verzichtet. Sie wirken als Wärmebremsen und werden in den Konvektionsrandbedingungen in Abb. 3.2 berücksichtigt.

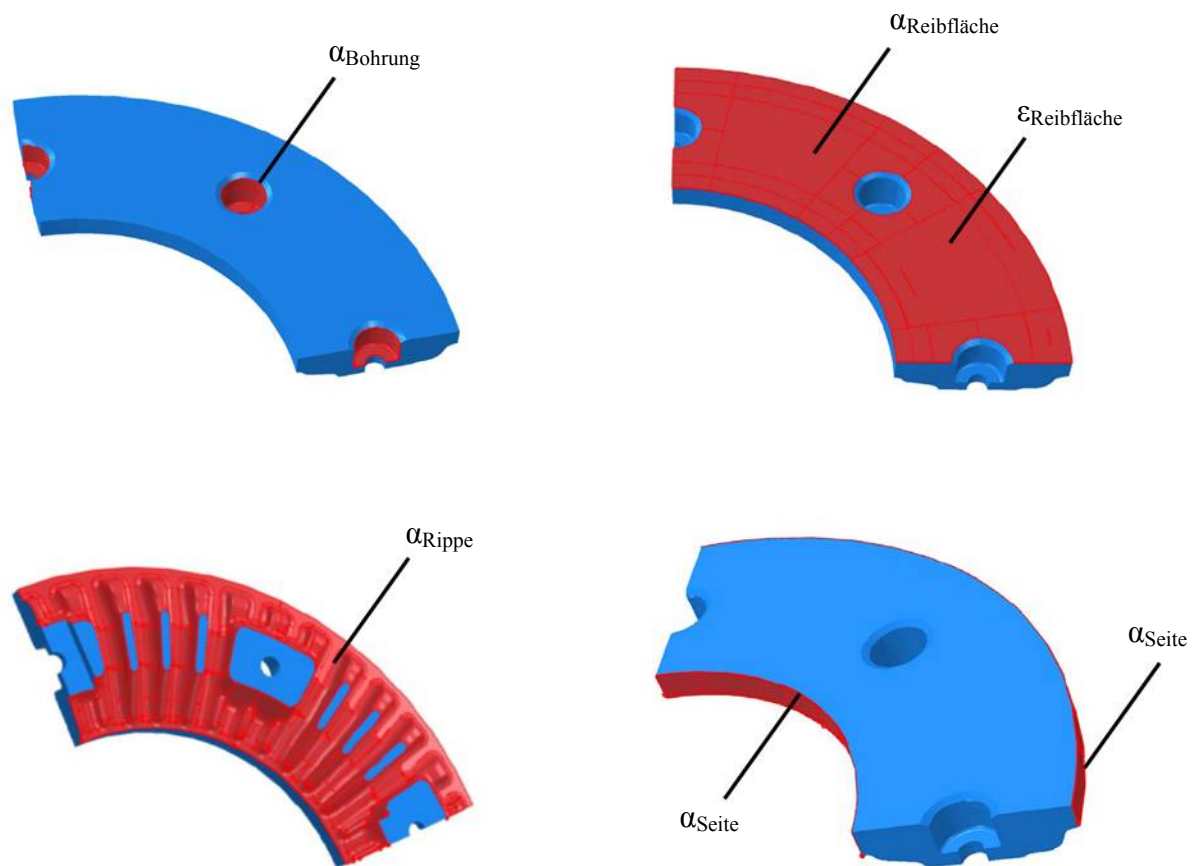


Abb. 3.2: Gültigkeitsbereiche der Wärmeübergangskoeffizienten in den unterschiedlichen Bereichen im thermischen 3D-Modell [20]

Des Weiteren wird die Konvektion an der Reibfläche, den Kühlrippen und den Seitenflächen im Modell implementiert. Ab Temperaturen von 500°C beginnt die Wärmeabgabe durch Strahlung eine Rolle zu spielen. Da nur die Reibfläche während der Simulation so hohe Temperaturen erreicht, wird der Emissionskoeffizient auch nur in diesem Bereich definiert. In

Tab. 3.1 sind die Koeffizienten zusammengefasst, die numerisch bestimmt bzw. aus der Literatur übernommen werden [20].

Tab. 3.1: Werte der Wärmeübergangs- und Emissionskoeffizienten des thermischen 3D-Modells

$\alpha_{\text{Bohrung}} [\text{mW/K} \cdot \text{mm}^2]$	$\alpha_{\text{Reibfläche}}$	α_{Rippe}	α_{Seite}	$\varepsilon_{\text{Reibfläche}} []$
0,08	0,147	0,171	0,147	0,55

Das zugehörige physikalische Gesetz, das die Wärmeabgabe durch Konvektion beschreibt, ist das Newton-Gesetz:

$$\dot{q}_{Kon} = \alpha \cdot (T_S - T_\infty) \quad (3.1)$$

Hierbei ist $T_S - T_\infty$ der Temperaturunterschied zwischen der Oberfläche des Körpers T_S und der gasförmigen oder flüssigen Umgebung T_∞ . Die Wärmestromdichte ist somit das Produkt aus dem Wärmeübergangskoeffizient α und dem Temperaturunterschied zur Umgebung, die in allen Simulationen mit 20°C angenommen wird.

Die Wärmestrahlung wird durch das Stefan-Boltzmann Gesetz beschrieben:

$$\dot{q}_{Rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_S^4 - T_\infty^4) \quad (3.2)$$

Die Proportionalitätskonstanten sind nun die Stefan-Boltzmann-Konstante σ und der Emissionskoeffizient ε , welcher Werte zwischen null und eins annehmen kann. Der Wert eins beschreibt dabei einen idealen schwarzen Strahler. Da die Temperaturen mit der vierten Potenz eingehen, wird dieser Anteil der Wärmestromdichte erst bei höheren Temperaturen dominant. Die thermische Belastung erfolgt über einen verschmierten Wärmeeintrag über die gesamte Reibfläche. Ein Durchschnittswert der Wärmestromdichte kann ermittelt werden, indem angenommen wird, dass die gesamte kinetische Energie in Reibungswärme umgesetzt wird. Es werden 3D-Hexaeder-Elemente an den Reibflächen und 3D-Tetraeder-Elemente in den Bereichen der Kühlrippen und der Bohrungen verwendet.

3.1.2 Mechanisches Modell

Das mechanische Modell entspricht in der Geometrie exakt dem thermischen Modell. Wie in Abb. 3.1 zu erkennen ist, besitzt jede zweite Bohrung eine rechteckige Ausnehmung, welche die Übertragung des Bremsmomentes auf das Rad gewährleistet. Dafür sind in diese Ausnehmungen Kulissensteine eingepasst. Im 3D-Modell werden statt der Kulissensteine Randbedingungen in Umfangsrichtung aufgebracht, die denselben Effekt erzielen.

$$u_2 = 0 \quad (3.3)$$

Hier wird der Index 2 verwendet, da Abaqus die tangentielle Komponente des Vektors nicht mit T bezeichnet. Im Gegensatz zum thermischen Modell muss nun auch das Rad geometrisch modelliert werden, da die Rückseite der Bremsscheibe nicht eben ist. Dies macht Sinn, da die Bremsscheibe während des Bremsvorganges schirmt, sich also um den tangentialen Richtungsvektor dreht. Deshalb sind die Auflageflächen in radialer Richtung gekrümmt, sodass die Bremsscheibe anschaulich auf dem Rad abrollt und es somit zu keinen unnötigen zusätzlichen mechanischen Spannungen kommt. Da in 3D auch mit dem Chaboche-Modell gerechnet wird, empfiehlt es sich, die Schrauben nicht geometrisch zu modellieren, da aufgrund ihrer geringen Größe ein sehr feines Netz notwendig wäre, was die Rechenzeit erhöhen würde. Abaqus bietet hier eine Alternative in Form von Connector-Elementen, wie es in Abb. 3.3 als gelbe Linie abgebildet ist.

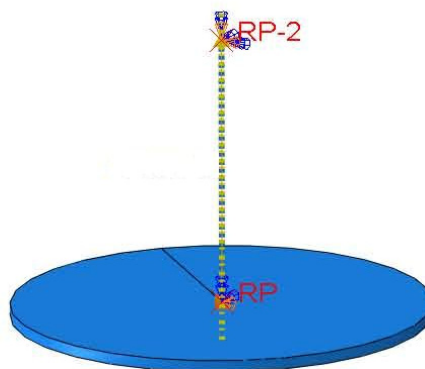


Abb. 3.3: Plattchen und Connector-Element zwischen zwei Referenzpunkten mit Vorspannkraft $F_V = 3000$ N

Ein Connector Element stellt eine Feder dar, welche zwischen Knoten oder wie in diesem Fall zwischen Referenzpunkten liegt. Das blaue Plättchen liegt wie die anderen sieben von der Reibfläche aus gesehen in den Bohrungen. Um die Vorspannkraft der Schraube zu simulieren, drückt eine Vorspannkraft F_V das Plättchen nach unten. Die Steifigkeit der Feder nimmt wie auch der E-Modul des Schraubenwerkstoffs mit der Temperatur ab. Dadurch hebt sich das Plättchen während des Bremsvorganges leicht an. In der Realität entspricht dies der Elastizität der Schraubenverbindung. Der obere Referenzpunkt kann sich ungehindert radial nach außen bewegen, ist aber ansonsten starr eingespannt. Der untere Referenzpunkt ist in radialer Richtung und in Richtung der Feder frei beweglich und besitzt zusätzlich einen Verdrehfreiheitsgrad um die tangentielle Achse. Hiermit wird wiederum die Schirmung der Bremsscheibe erleichtert.

3.2 Extrahierung des 2D-Modells aus dem 3D-Modell

Um die Bewegung der bewegten Wärmequelle im 2D-Modell darstellen zu können, wird ein Umfangsschnitt aus dem 3D-Modell erstellt. Die Wahl fällt, wie in Abb. 3.4 zu sehen ist, auf einen Schnitt in zentraler radialer Position, der durch die Bohrungen geht.

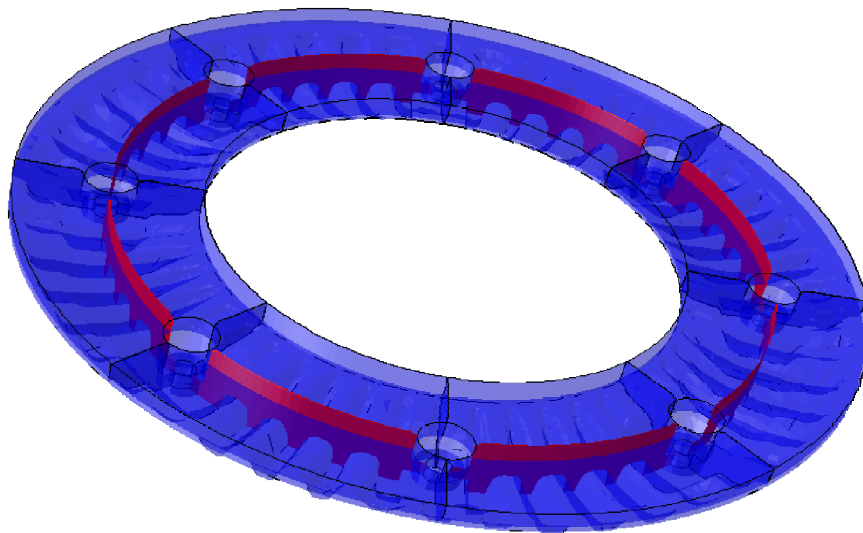


Abb. 3.4: 3D-Modell mit Umfangsschnitt in zentraler radialer Position

Da die Bohrungen frei von jeglichem Material sind, wäre es nicht realistisch, das Modell mit diesen fehlenden Materialbereichen zu erstellen. Dies würde eine Unterschätzung in der Biegesteifigkeit der Bremsscheibe bedeuten, da die Bohrungen im 3D-Modell ja nur in einem begrenzten radialen Bereich vorhanden sind. Dasselbe Problem ergibt sich mit den Schraubkräften aus dem 3D-Modell. Sowohl eine kraft-, als auch eine drucktreue Aufbringung würden einen Fehler bedeuten, da dies wiederum suggerieren würde, dass die Schraubkräfte auch im 3D-Modell über den gesamten radialen Bereich aufgebracht würden. Deshalb werden die Schraubkräfte ignoriert und das fehlende Material in den Bohrungen wird mit dem Scheibenwerkstoff aufgefüllt. Die einzelnen gekrümmten Segmente werden mit dem Programm CATIA V5R20 entfaltet und im Programm Abaqus 6.11 zusammengebaut. Vier dieser Einzelsegmente sind gleich und die anderen vier jeweils spiegelverkehrt. Die aufgefüllten Bereiche werden in zusätzliche Partitionen eingebettet. Die Gesamtlänge des resultierenden Schnittes entspricht genau dem Umfang in mittlerer radialer Lage im 3D-Modell. Start und Endpunkt des 2D-Modells befinden sich in der Zentrumsachse einer Bohrung. Diese Schritte sind in Abb. 3.5 zusammengefasst

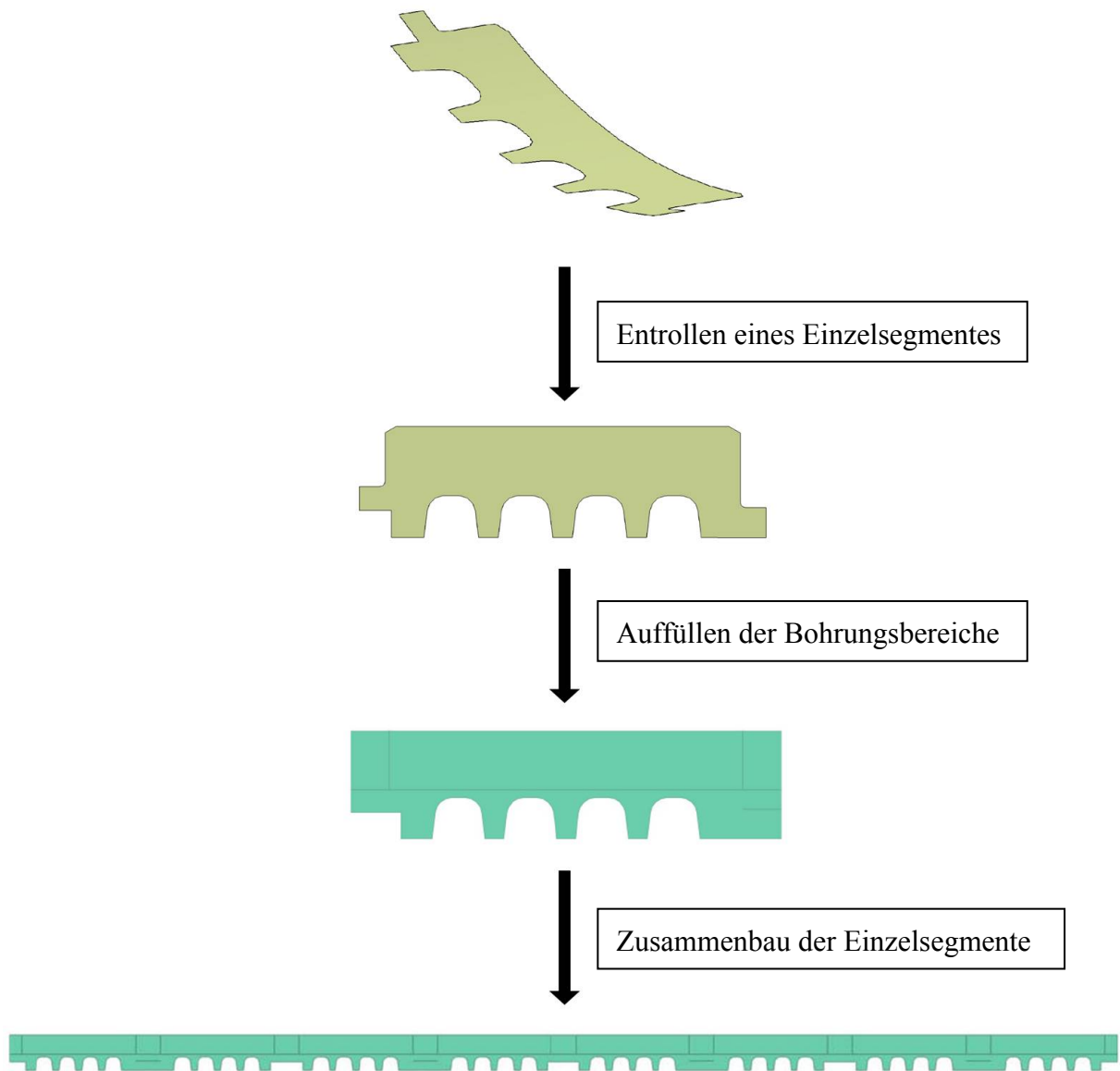


Abb. 3.5: Vorgangsweise bei der Generierung des 2D-Modells

3.3 2D-Modell

3.3.1 Erstellung des thermischen 2D-Modells

Die Geometrie des 2D-Modells in Abb. 3.6 wird bis auf die Konvektionsrandbedingung der Bohrungsbereiche mit denselben Konvektions- und Wärmestrahlungsrandbedingungen versehen wie das 3D-Modell. Zusätzlich wird auch der Rückseite der Bremsscheibe ein Wärmeübergangskoeffizient zugewiesen, da die Rückseite im 2D-Modell einen größeren

Anteil an der gesamten Randfläche hat. Der Betrag von $\alpha_{Rückseite}$ wird wie der Konvektionskoeffizient $\alpha_{Reibung}$ gewählt.

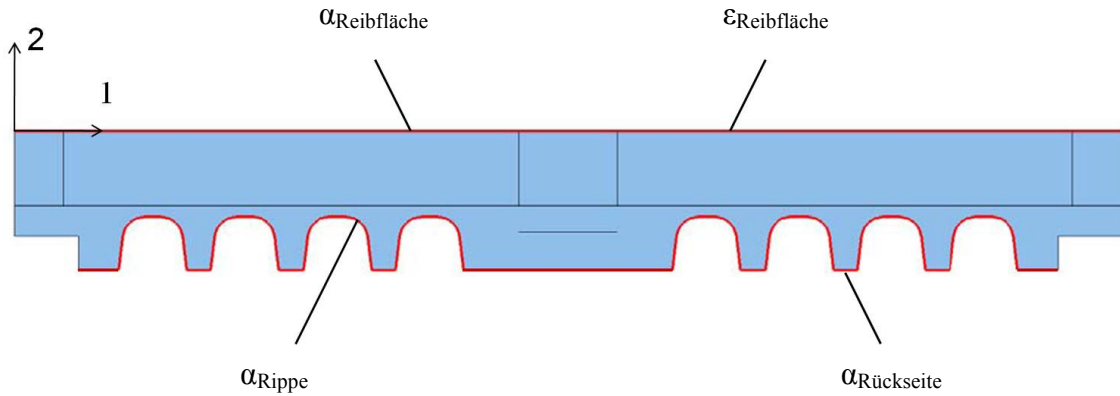


Abb. 3.6: Gültigkeitsbereiche der Wärmeübergangskoeffizienten in den unterschiedlichen Bereichen im thermischen 2D-Modell

Der Ursprung des Koordinatensystems wird an den linken oberen Rand der Reibfläche positioniert. Der Wärmeübergang durch Konvektion wird an der Reibfläche, den Kühlrippen und an der Rückseite durch die Konvektionskoeffizienten $\alpha_{Reibung}$, α_{Rippe} und $\alpha_{Rückseite}$ beschrieben, welche identisch mit jenen aus dem 3D-Modell in Tab. 3.1 sind.

Die thermische Belastung wird durch eine Wärmestromdichte $\dot{q}_{Reibung}$ vorgegeben, die auf die Reibfläche wirkt. Im Falle eines verschmierten Wärmeeintrages brauchen die beiden vertikalen Ränder des Modells nur isoliert werden, da das Problem symmetrisch ist und somit der Wärmestrom, der nach links fließt gleich dem Wärmestrom ist, der nach rechts fließt. Es stellen sich daher an den beiden Rändern immer dieselben Temperaturen ein. Im Falle der bewegten Wärmequelle, bei der nur ein Teil der gesamten Reibfläche zeitlich abhängig belastet wird, müssen periodische Randbedingungen eingebaut werden, da die Symmetrie im Temperaturprofil nicht mehr gegeben ist. Hier muss wie in Abb. 3.7 jeder Knoten des linken Randes dieselbe Temperatur aufweisen wie der korrespondierende Knoten auf der gegenüberliegenden Seite. Hierfür wird für jedes Knotenpaar ein Equation Constraint definiert, der den Temperaturfreiheitsgrad beider Knoten koppelt. Die Equation Constraints werden mit einem Python Script automatisch generiert.

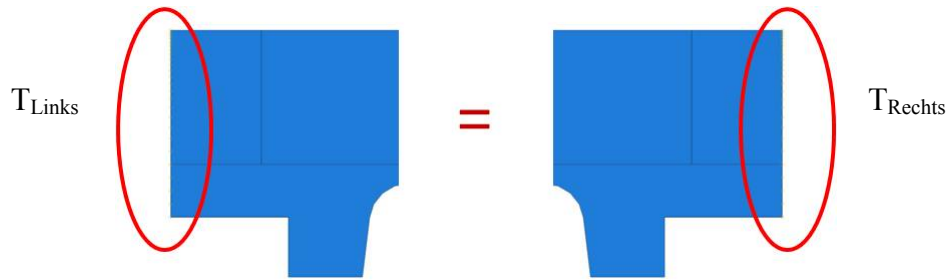


Abb. 3.7: Temperaturrandbedingungen im 2D-Modell

Es werden in den Berechnungen bilineare und biquadratische Heat-Transferelemente verwendet. Die Netzfeinheit nimmt zur Reibfläche hin zu, da in diesem Bereich die größten Temperaturgradienten erwartet werden, wie in Abb. 3.8 zu erkennen ist.

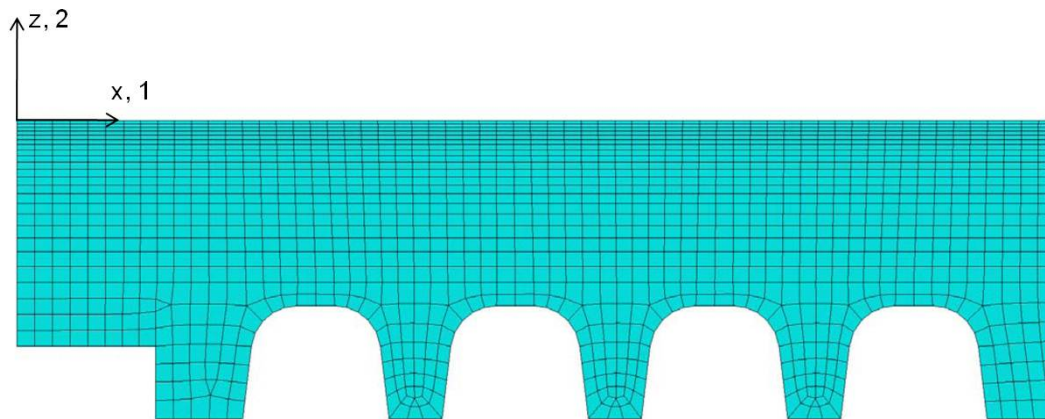


Abb. 3.8: Wahl des Netzes mit variabler Elementhöhe in Tiefenrichtung im 2D-Modell

3.3.2 Erstellung des mechanischen 2D-Modells

Die Hauptaufgabe bezüglich der Erstellung des mechanischen Modells ist die korrekte Übertragung der Schirmung der Bremsscheibe in 3D auf den zweidimensionalen Fall. Durch die thermische Belastung in Verbindung mit der Befestigung der Bremsscheibe wird aus der ebenen Reibfläche durch die Aufwölbung ein Kegelmantel. Diese Aufwölbung entspricht nun einer Kippung des 2D-Modells aus der Ebene heraus. Da dieser Freiheitsgrad in 2D nicht existiert, ist eine besondere Vorgangsweise notwendig.

Dazu wird die Änderung des Umfanges aus dem 3D-Modell auf die Ränder des 2D-Modells übertragen. Diese Umfangsänderung stammt einerseits aus der thermischen Ausdehnung in Radialrichtung durch die Erwärmung der Bremsscheibe und andererseits aus der Schirmung.

Die Schirmung bewirkt eine Aufwölbung am Innenradius (d.h. der Innenradius bewegt sich vom Rad weg), wodurch die Radialverschiebung und somit auch die Änderung des Umfangs zu einer Funktion der Zeit t und der Koordinate z werden. Die Umfangsänderung $\Delta U(t, z)$ ist das 2π -fache der radialen Änderung $\Delta r(t, z)$. Die Änderung des Umfanges wird an den in der Bohrung in Abb. 3.9 dargestellten Punkten des 3D-Modells ermittelt.

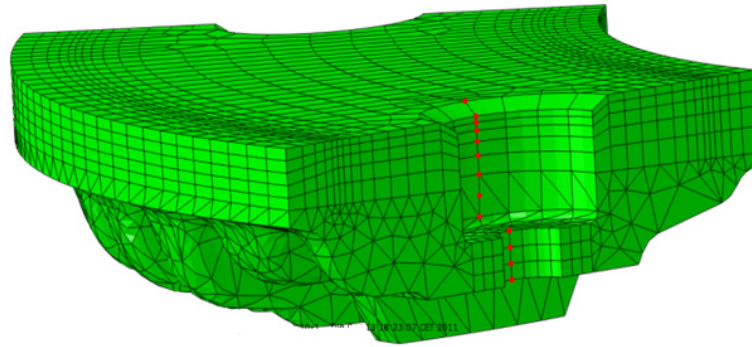


Abb. 3.9: Knoten im Bohrungsbereich des 3D-Modells, die für die Übertragung der Umfangsänderung auf das 2D-Modell herangezogen werden

Nahe der Reibfläche kommt es während des Bremsprozesses zu einer Vergrößerung des Umfangs von bis zu 11 mm. Hingegen kommt es durch die Schirmung im unteren Bereich der Bohrung zu einer Verkleinerung des Umfangs um über 2 mm. Diese zeitlich und örtlich abhängigen Verschiebungen werden dann mit der Subroutine DISP an den Rändern des 2D-Modells aufgebracht. Dazu wird in der Subroutine auch eine Interpolationsfunktion implementiert, die es ermöglicht, unterschiedliche Netzfeinheiten über die Tiefenrichtung im 2D-Modell einbauen zu können, ohne dabei die Netzfeinheit des 3D-Modells ändern zu müssen. Zusätzlich wird auch zeitlich interpoliert, um unterschiedliche Inkrementgrößen im 2D- und im 3D-Modell verwenden zu können. Die Verläufe der Umfangsänderungen sind in Abb. 3.10 abgebildet.

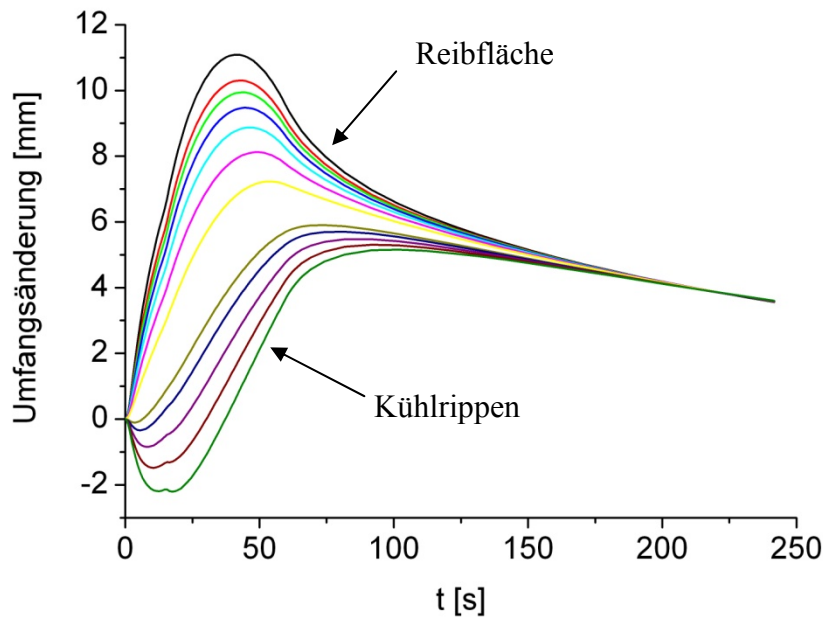


Abb. 3.10: Umfangsänderungen an den Positionen der Knoten aus Abb. 3.9 während des Bremsprozesses

Die Knicke in den Kurven im Bereich von 15 Sekunden sind aus der sprunghaften Erhöhung der Wärmestromdichte im Umschaltzeitpunkt zu erklären. Um die Verschiebungen auf beide Ränder gleichermaßen aufzuteilen, wird in jede Elementzeile des 2D-Modells, das einen Randpunkt links und rechts besitzt, ein Referenzpunkt gesetzt. Auf diesen wird nun die gesamte Verschiebung aufgebracht und mit Hilfe von Equations in Abaqus auf beide Ränder verteilt. Diese Gleichungen müssen sowohl in horizontaler, als auch vertikaler Richtung erfüllt sein.

$$u_{Links,1} - u_{Rechts,1} + u_{Ref,1} = 0 \quad (3.4)$$

$$u_{Links,2} - u_{Rechts,2} + u_{Ref,2} = 0 \quad (3.5)$$

Die Konsequenz aus dieser Vorgangsweise ist, dass sich das 2D-Modell durch die Verschiebung der Ränder, wie in Abb. 3.11 zu sehen ist, aufwölbt. Dies ist für eine Rechnung mit einer Wärmequelle, bei der die Wärme mit einer Subroutine aufgebracht wird, kein Problem. Wollte man eine physisch modellierte Bremsbacke in die Rechnung einbauen, wäre dies unzweckmäßig, da sich die Bremsbacke auf einer gewölbten Fläche bewegen würde, die

es im 3D-Modell und in der Realität nicht gibt. Hierzu wird in Kapitel 4 eine alternative Vorgangsweise aufgezeigt.

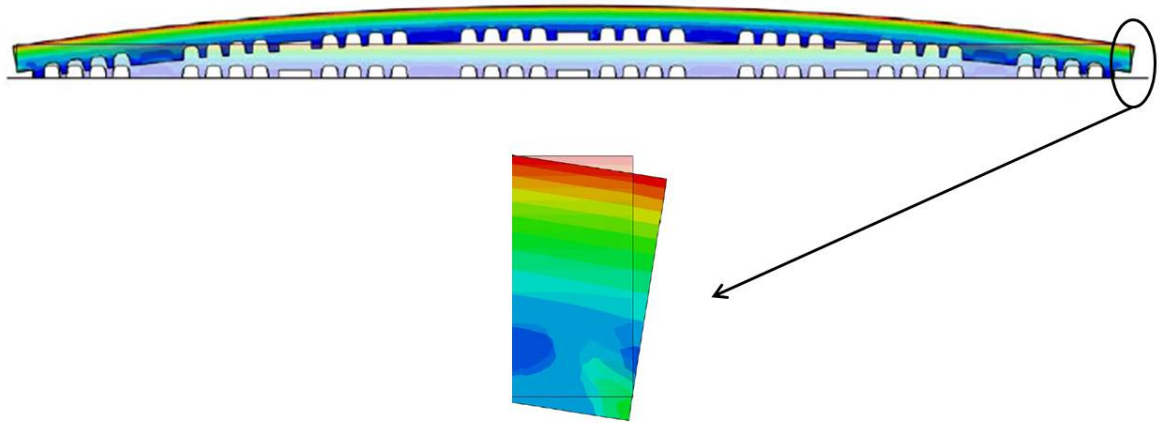


Abb. 3.11: Aufwölbung des 2D-Modells, resultierend aus der Aufbringung der 3D-Verschiebungsrandbedingungen auf beiden Modellrändern

Gut zu erkennen ist, wie sich der blass eingefärbte Ausgangszustand verschiebt und sich somit ein Biegezustand einstellt. Im mechanischen Modell wird dasselbe Netz wie im thermischen Modell verwendet. Es werden quadratische, reduziert integrierte Elemente für die Berechnungen herangezogen. Die Annahme eines ebenen Spannungszustands ist in diesem Modell nicht die beste Wahl. Dies wird im nächsten Unterpunkt erläutert.

3.4 Generalisierter ebener Dehnungszustand

Der Umfangsschnitt soll auch in 2D Ergebnisse liefern, die denen des 3D-Modells möglichst nahe kommen. Da es im 2D-Modell bei Annahme eines ebenen Dehnungszustandes in Dickenrichtung per Definition keinen Verschiebungsfreiheitsgrad gibt, wird die Spannung im Bauteil aufgrund der unterdrückten thermischen Dehnung in Dickenrichtung überschätzt. Als bessere Variante erweist sich der generalisierte ebene Dehnungszustand, da dabei in z-Richtung eine konstante Dehnung und zusätzlich Verkippungen um zwei Achsen zulässig sind. In Abb. 3.12, welche das Prinzip des generalisierten ebenen Dehnungszustandes

skizziert, ist ein 2D-Modell zwischen zwei Ebenen wie die Füllung eines Sandwiches eingebettet und über einen Referenzpunkt mit ihnen verbunden. Diese zwei Ebenen haben relativ zueinander zwei Verdrehfreiheitsgrade und einen Verschiebungsfreiheitsgrad und dürfen die Planarität nicht verlieren.

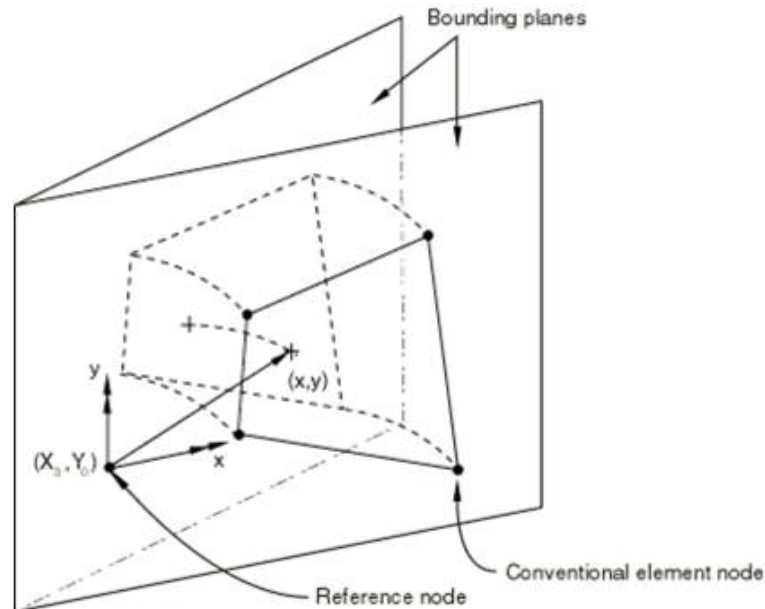


Abb. 3.12: 2D-Modell im generalisierten ebenen Dehnungszustand. Totale Änderung der z-Koordinaten der Knoten: Dehnung in z-Richtung, Verkipfung um x- und y-Achsen [21]

Die zusätzlich erlaubte Verschiebung liegt in z-Richtung und die zusätzlichen Drehachsen entsprechen der x- und der y-Achse. Der Startwert der Verschiebung entspricht der Standarddicke von 1 mm und die Startwerte der Kippwinkel werden beide auf null gesetzt. Im Verlauf des Bremsprozesses kommt es aufgrund der thermischen Dehnungen im Reibflächenbereich zu einer Verkipfung um die x-Achse. In dieser Arbeit werden quadratische, reduziert integrierte Elemente, welche den generalisierten ebenen Dehnungszustand darstellen können, verwendet. Diese entsprechen in Abaqus dem Elementtyp CPEG8R.

3.5 Implementierung der verschmierten Wärmequelle

Im 3D-Modell ist wegen der großen Zahl an Freiheitsgraden nur eine Simulation mit verschmiertem Wärmeeintrag durchführbar. Es ist nun möglich, das vorgegebene

Bremsprogramm sowohl im 2D-Modell, als auch im 3D-Modell gleichmäßig über die Reibfläche aufzubringen. Die Anfangsgeschwindigkeit des Zuges beträgt 250 km/h und innerhalb einer Minute kommt der Zug zum Stillstand. Die Verzögerung wird als linear angenommen und entspricht ca. 0.5 m/s^2 . Der Geschwindigkeitsverlauf ist in Abb. 3.13 dargestellt.

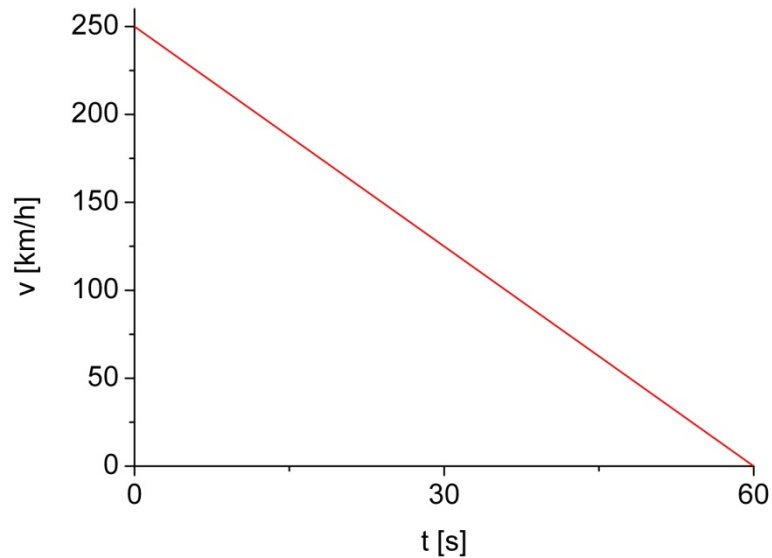


Abb. 3.13: Geschwindigkeitsverlauf des Zuges, bei einer linearen Verzögerung von 250 km/h bis zum Stillstand nach 60 s [22]

Aus den Daten der Zugmassen, der Geschwindigkeit und der Bremszeit kann nun mit Hilfe der Energieerhaltung ein mittlerer Wärmestrom berechnet werden, der über die gesamte Bremszeit konstant ist. Die mittlere Wärmestromdichte \bar{q} beträgt 750 mW/mm^2 . Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Gesamtenergie bei konstantem oder zeitlich variablem Wärmestrom gleich sein muss, ergibt sich der dargestellte Verlauf für die zeitabhängige Wärmestromdichte (Abb. 3.14).

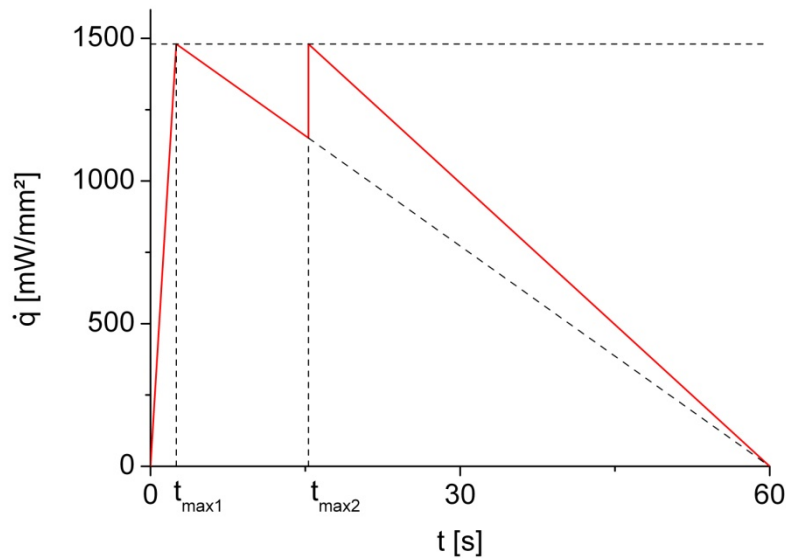


Abb. 3.14: Verlauf der Wärmestromdichte beim zweistufigen Bremsprozess. $\dot{q}_{max} = 1480 \text{ mW/mm}^2$, $t_{max1} = 2,5 \text{ s}$, $t_{max2} = 15,3 \text{ s}$, $t_{Ende} = 60 \text{ s}$ [22]

Es handelt sich in diesem Fall um einen zweistufigen Bremsprozess, bei dem die Bremskraft so lange erhöht wird, bis die vom Brems Scheibenhersteller festgelegte Obergrenze für die einwirkende Wärmestromdichte erreicht ist. Nach einem bestimmten Geschwindigkeitsabfall kann die Bremskraft erhöht werden, um diese Grenze erneut zu erreichen und ein schnelleres Abbremsen des Zuges zu gewährleisten. Die Fläche unter der Kurve entspricht genau einer 60 s dauernden Bremsung mit der bereits vorher erwähnten mittleren Wärmestromdichte. Die Wärmestromdichte kann eins zu eins auf das 2D-Modell übertragen werden. Die Einheiten müssen zwar von mW/mm^2 auf mW/mm angepasst werden, die Zahlenwerte bleiben aber gleich, da das 2D-Modell die Standarddicke von 1 mm besitzt.

3.6 Implementierung der bewegten Wärmequelle

Bei Bremsvorgängen wird die rotierende Brems Scheibe mit Hilfe des Bremssattels, der den Bremsdruck über die Bremsbeläge auf die Reibfläche aufbringt, verzögert. Diese Relativbewegung der beiden Körper wird durch eine bewegte Wärmequelle realisiert, wie sie in Abb. 3.15 dargestellt ist.

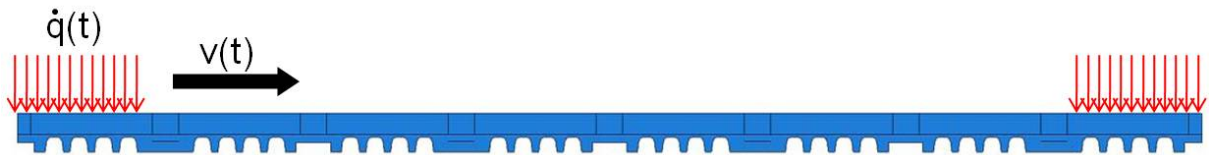


Abb. 3.15: Schematische Darstellung der bewegten Wärmequelle, bei zyklischer Wanderung von links nach rechts

Dieses zeitabhängige Verhalten wird über die in Abaqus verfügbare User Subroutine DFLUX implementiert. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Geschwindigkeit linear abnimmt und auch die Wärmestromdichte, die in die Bremsscheibe fließt, während des Bremsvorganges geringer wird. Dieser Verlauf hat, wie schon in Abb. 3.14 gezeigt, eine sägezahnartige Form, da der Bremsdruck in der Bremsphase sprunghaft gesteigert wird. Der zurückgelegte Weg der bewegten Wärmequelle wird durch zeitliche Integration des Geschwindigkeitsverlaufes ermittelt. Bei Bremsbeginn befindet sich die Wärmequelle am linken Rand des 2D-Modells und bewegt sich während des Bremsvorganges nach rechts. Bei Erreichen des rechten Randes wird die bewegte Wärmequelle aufgespalten, womit verhindert wird, dass die Wärmequelle in Bereiche weiter nach rechts, außerhalb der Reibfläche, läuft. Stattdessen wird sie wieder an den Startpunkt zurückversetzt, wobei die Abschnitte, die den rechten Rand noch nicht erreicht haben, natürlich noch den restlichen Weg bis zum rechten Rand zurücklegen. Dieser Vorgang wird mit IF/ELSE-Anweisungen realisiert, wobei grundsätzlich unterschieden werden muss, ob die Wärmequelle aufgespalten ist, und somit aus zwei Teilen besteht, oder ob sich der linke und der rechte Rand der Wärmequelle innerhalb einer Umdrehung befinden. Somit stellt sich ein periodischer Vorgang ein, bei dem das einmalige Durchlaufen des 2D-Modells exakt einer Umdrehung der Bremsscheibe entspricht.

Die Konvektions- und Strahlungsrandbedingungen werden über die gesamte Reibfläche beibehalten, um die bewegte Wärmequelle besser mit der verschmierten Wärmequelle vergleichen zu können, da sonst bei gleichem Energieeintrag bei der bewegten Wärmequelle weniger Fläche für die Wärmeabgabe vorhanden wäre.

3.7 Methoden zur Rechenzeitoptimierung

3.7.1 Anpassung der Inkrementgröße an die Momentangeschwindigkeit

Da die Geschwindigkeit der bewegten Wärmequelle, ausgehend von der Anfangsgeschwindigkeit v_0 , mit der Zeit linear abnimmt, verringert sich auch die Anzahl der pro Zeiteinheit überstrichenen Knoten. Im Idealfall sollte sich die Wärmequelle während eines Zeitinkrements um exakt ein Element weiterbewegen, um keine Knoten zu überspringen. Aus dem Umstand, dass sich die Brems Scheibe mit zunehmendem Bremsvorgang verlangsamt, ergibt sich, dass das Zeitinkrement während der Simulation größer werden kann, ohne die Genauigkeit des Ergebnisses herabzusetzen. Der Verlauf der Geschwindigkeit kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$v(t) = v_0 - \frac{v_0}{t_{Ende}} t \quad (3.6)$$

Durch Integration nach der Zeit erhält man den zurückgelegten Weg in Abhängigkeit von der Zeit:

$$s(t) = v_0 t - \frac{v_0}{2t_{Ende}} t^2 \quad (3.7)$$

Am Ende des Bremsvorganges hat die bewegte Wärmequelle den ganzen Bremsweg zurückgelegt:

$$s(t_{Ende}) = \frac{v_0 t_{Ende}}{2} \quad (3.8)$$

Bei konstanter Elementlänge L an der Reibfläche kann nun die Anzahl der notwendigen Inkremente berechnet werden. Unter der Bedingung, dass nach dem Passieren eines Elementes der Zeitschritt auf das nächste Element unter Berücksichtigung der nun geringeren Geschwindigkeit angepasst wird, errechnet sich die Anzahl der Inkremente wie folgt:

$$i = \frac{v_0 t_{Ende}}{2L} \quad (3.9)$$

Würde man die Anpassung der Inkrementgröße nicht durchführen, dann würde bei der ganzen Rechnung dasselbe Zeitinkrement verwendet werden, nämlich jenes vom Zeitpunkt $t = 0$ s. Die Gesamtzeit ergibt sich aus der Summe aller Zeitinkremente.

$$t_{Ende} = \sum_j t_j = j \frac{L}{v_0} \quad (3.10)$$

Daraus folgt die Zahl der Inkremente bei konstanter Inkrementgröße:

$$j = \frac{v_0 t_{Ende}}{L} \quad (3.11)$$

Bei Vergleich von (3.9) und (3.11) kann die Rechenzeit somit um einen Faktor zwei verkürzt werden, wenn die Größe des Zeitschrittes an die Geschwindigkeit anpasst wird. Abaqus gibt für jeden Berechnungsstep eine fixe Inkrementgröße vor. Da das Programm bei einer sehr großen Anzahl von Steps schwer handzuhaben ist, wird jedem Step eine größere Anzahl von Inkrementen zugewiesen. Dies setzt die Einsparung der Rechenzeit nur geringfügig unter den Idealwert von zwei. Wie sich in Abb. 3.16 zeigt, wirkt sich auch ein größerer Zeitschritt, also ein Überspringen von mehreren Elementen pro Zeitinkrement, nicht gravierend auf den Temperaturverlauf aus.

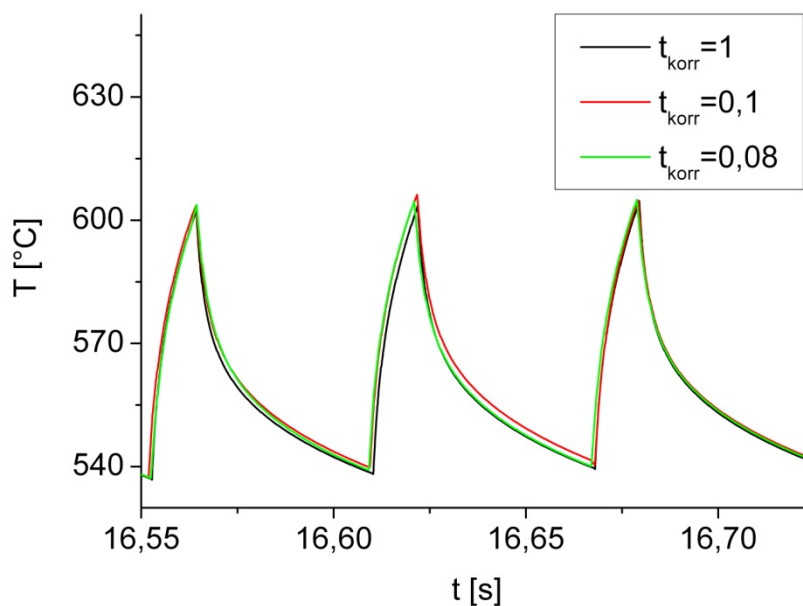


Abb. 3.16: Einfluss der Zeitschrittgröße auf das Temperaturverhalten an der Reibfläche

Hierfür wird innerhalb des Python Scripts, das die Inkrementgröße verwaltet, ein Korrekturfaktor t_{korr} eingeführt. Ein Wert von z.B. $t_{korr} = 0.1$ bedeutet, dass pro Inkrement zehn Elemente übersprungen werden.

3.7.2 Abschneiden des Temperaturprofils im Bereich der Abkühlzeit

Da die Temperatur eines Körpers näherungsweise exponentiell abnimmt, dauert es bei einer Umgebungstemperatur von 20°C bis zu 1000 Sekunden, bis der Großteil des Modells die bei den Prüfständen vorgeschriebene Zwischentemperatur von 40°C erreicht. Um diesen Vorgang zu beschleunigen, ist es möglich, das Modell in einem Berechnungsstep mit der Dauer von 1 s sofort auf die gewünschte Temperatur zu bringen. Dies ist aber nur dann zweckmäßig, wenn sich das Material rein elastisch verformt und somit die Abkühlgeschwindigkeit keine Rolle spielt.

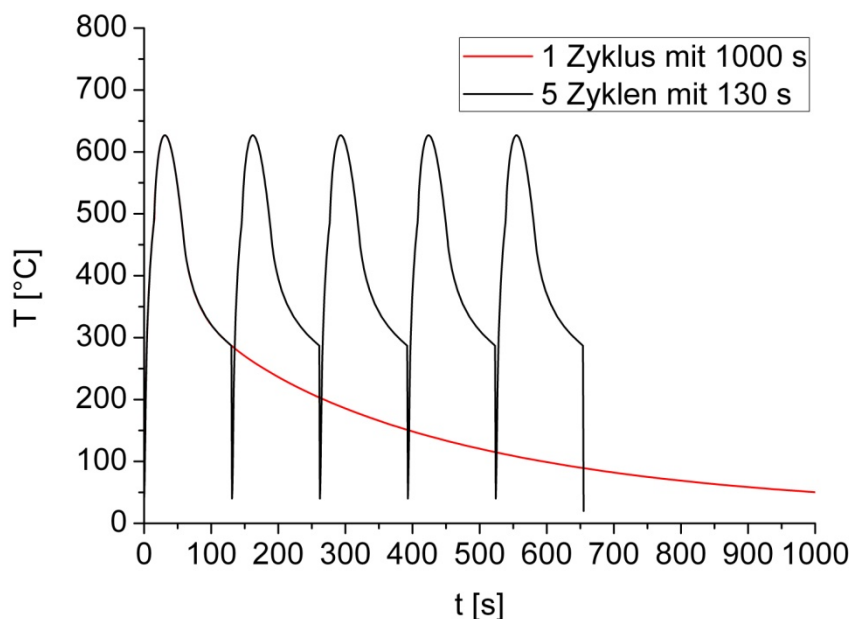


Abb. 3.17: Vergleich der Temperaturverläufe eines Bremszyklus mit 1000 s mit fünf Zyklen mit 130 s.

Die Überprüfung dieses Sachverhalts wird in Kapitel 4 diskutiert. Durch Abschneiden des zeitlichen Temperaturverlaufes in Abb. 3.17 kann die Rechenzeit, die für die Abkühlung zwischen 130 s und 1000 s benötigt wird, eingespart werden, wodurch sofort mit dem nächsten Bremsstart begonnen werden kann. Start- und Zwischentemperaturen entsprechen,

bei dem Bremsprogramm mit fünf Zyklen, jeweils 40°C , und als Endtemperatur wird die Umgebungstemperatur von 20°C gewählt.

3.7.3 Einbau eines Zeitfensters mit bewegter Wärmequelle

Da die Rechnungen mit verschmiertem Wärmeeintrag um ein vielfaches schneller sind, eröffnet sich die Möglichkeit, nur einen Teil des gesamten Bremsprozesses mit der bewegten Wärmequelle zu rechnen. Am Beginn und am Ende des Bremsprozesses, wenn die Temperaturen niedrig sind, ist der Einfluss der bewegten Bremsbacke geringer. Dies wird in Kapitel 4 genauer diskutiert. Die Ergebnisse sind allerdings mit Vorsicht zu genießen, da das Materialverhalten über die inneren Variablen von der Vorgeschichte abhängt.

4 Ergebnisse

Die Grafiken und Resultate aus den Modellen stammen aus jenem Bereich, bei dem die Übereinstimmung zwischen 3D- und 2D-Modell am besten ist. In Abb. 4.1 ist zu sehen, dass sich diese Bereiche zwischen den Bohrungen befinden, da hier die Störeinflüsse aufgrund der aufgefüllten Schraubenbereiche am geringsten sind. An der Reibfläche sind die Temperaturen und die Spannungen am größten, weshalb diese Punkte intensiv untersucht werden. Alle Tiefenprofile werden ebenfalls von diesem Punkt ausgehend in vertikaler Richtung erstellt.

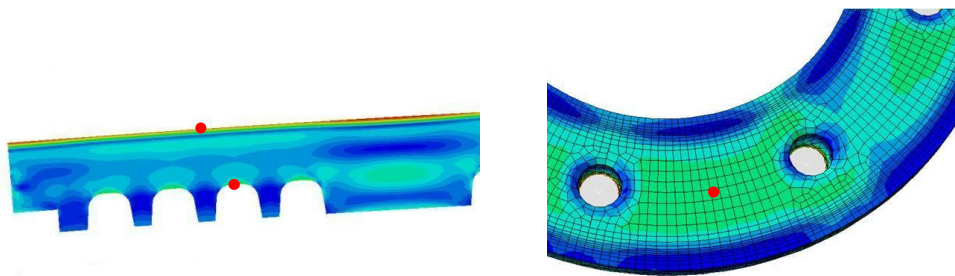


Abb. 4.1: Darstellung der Auswertepositionen im 2D- und im 3D-Modell

Außerdem werden Auswertungen an der Position der Kühlrippe durchgeführt, da der Hersteller fordert, dass an den Kühlrippen während des Bremsvorganges keine Plastifizierung auftritt.

4.1 Untersuchung der Temperaturen

Die Temperaturen der thermischen Modelle stellen die Grundlage zu den folgenden mechanischen Rechnungen dar und werden in diesem Unterkapitel dargestellt

4.1.1 Konvergenzstudie der Netzfeinheit

Wie in Abb. 3.8 zu sehen ist, muss das Netz im 2D-Modell an der Reibfläche feiner sein, um den Temperaturgradienten $\frac{dT}{dz}$, der hier am größten ist, bestmöglich aufzulösen. Es werden Vergleichsrechnungen bei verschmiertem Wärmeeintrag mit unterschiedlichen Elementhöhen durchgeführt, wobei Abb. 4.2 verdeutlicht, dass die Netzfeinheit keinen übermäßig starken Einfluss zeigt. Die Werte hängen mit geringer Steigung von der Elementhöhe ab. Zusätzlich

wird auch die Breite der Elemente variiert, da sich bei einer Verkürzung der Elemente bei gleichbleibender Breite die Form der Elemente von quadratisch nach rechteckig ändert. Die Aspect Ratio, also das Seitenverhältnis der Elemente sollte bei der Finite Elemente Methode idealerweise eins sein [23].

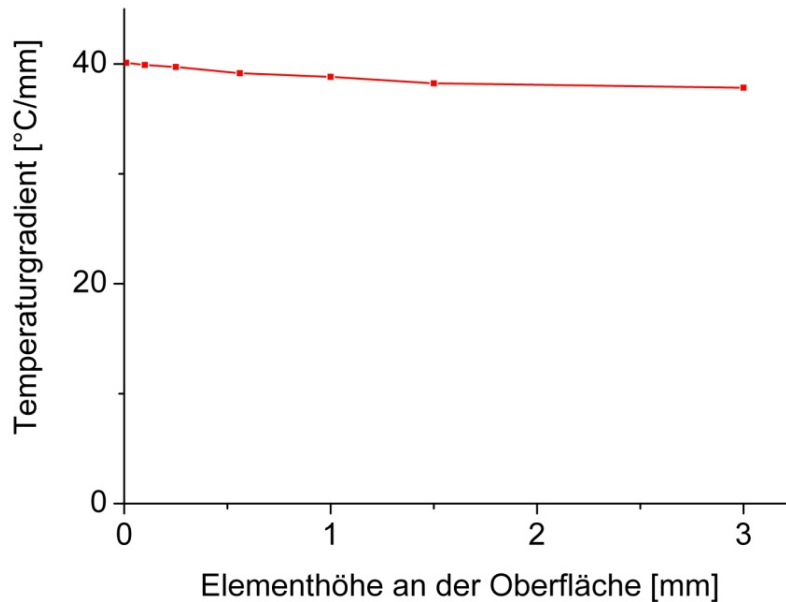


Abb. 4.2: Studie an GJS-500 bezüglich des Oberflächentemperaturgradienten nach 16 s

Zusätzlich wird eine Konvergenzstudie bezüglich der Oberflächentemperatur durchgeführt. Hier zeigt sich in Abb. 4.3, dass die Temperatur, bezogen auf die kleinste untersuchte Elementhöhe von 0,01 mm, bei einer Elementhöhe von 3 mm ca. 0,3 % abweicht und bei einer Elementhöhe von 0,56 mm die Abweichung weniger als 0,1 % beträgt. Eine geringe Abweichung von weniger als 0,1 % erkennt man an den beiden Punkten bei 0,25 mm. Hier wurde einerseits eine Aspect Ratio von eins und zusätzlich eine mit einem Wert von zwölf untersucht. Aufgrund dieser minimalen Fehler wird die Breite der Elemente an der Oberfläche von 3 mm beibehalten. Auch der Wert des Temperaturgradienten ist für Elemente an der Reibfläche mit 0,56 mm Höhe in einem akzeptablen Bereich, weswegen diese Elemente für alle folgenden Berechnungen verwendet werden, da sie einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand darstellen.

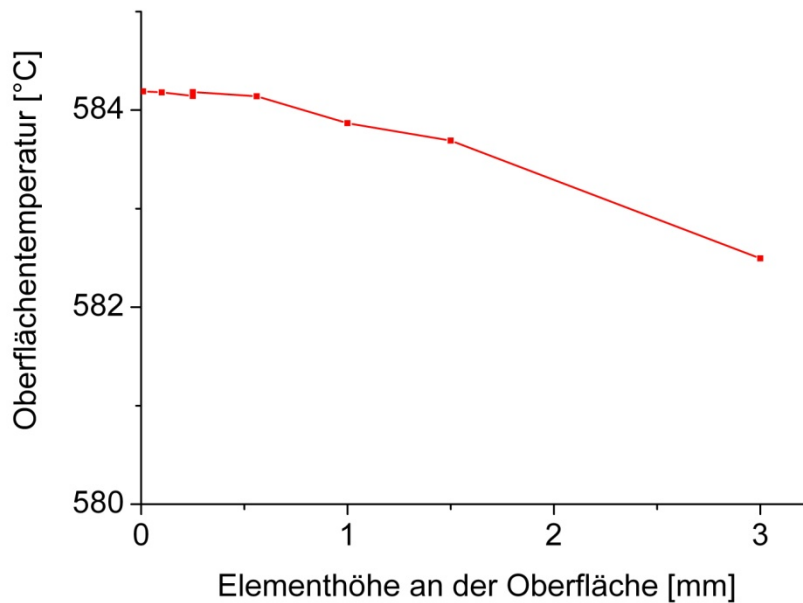


Abb. 4.3: Studie an GJS-500 bezüglich der Oberflächentemperatur nach 16 s

4.1.2 Temperaturverlauf bei verschmiertem Wärmeeintrag

Während eines Bremszyklus kommt es im Bereich der Oberfläche zu starken thermischen Beanspruchungen. In Abb. 4.4 kann man sehen, dass die maximalen Temperaturen im Bereich von 600°C liegen. Die extremen Temperaturspitzen an Hot Spots lassen sich mit diesem Modell nicht darstellen, da hierfür die Oberflächenrauigkeiten und die Reibungsbeanspruchung durch eine geometrisch modellierte Bremsbacke berücksichtigt werden müssten. Die abrupte Steigerung der Wärmestromdichte bei t_{max2} während des zweistufigen Bremsprozesses bewirkt einen Knick in der Temperaturkurve. Die Temperaturen für GJS-500 sind etwas höher, da dieses Material eine geringere Temperaturleitfähigkeit a hat. Bei gleichen konvektiven Randbedingungen und gleichem Wärmeeintrag ist a der einzige Unterschied in den thermischen Modellen der beiden Materialien. Aufgrund der geringeren Temperaturleitfähigkeit von GJS-500 im Vergleich zu 15CDV6 erwärmt sich das Innere der Bremscheibe langsamer und dadurch kommt es zu einem größeren Wärmestau an der Oberfläche. Nach 60 s ist der Bremsvorgang zu Ende und die gesamte Bremscheibe kühlt exponentiell ab.

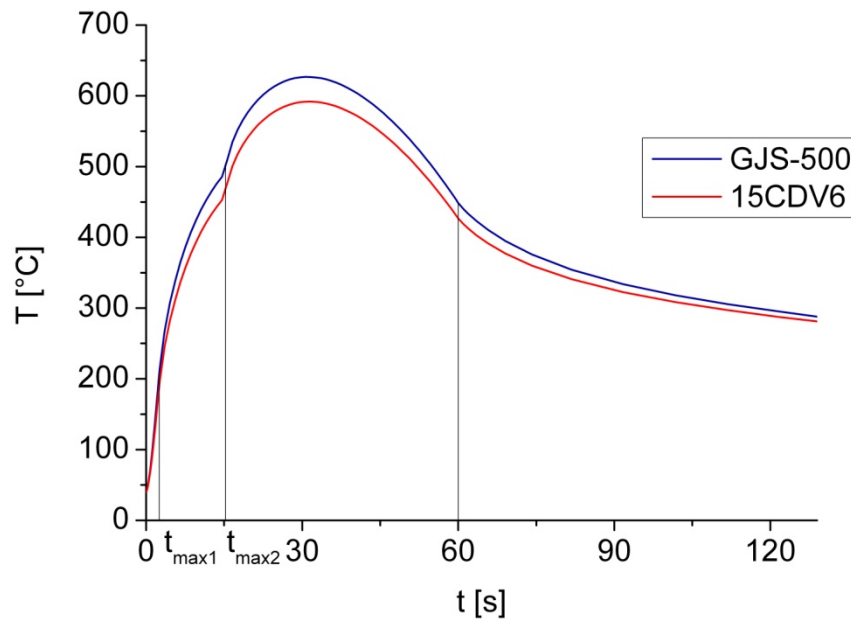


Abb. 4.4: Vergleich der Oberflächentemperaturen bei verschmierter Wärmequelle

4.1.3 Temperaturverlauf bei bewegter Wärmequelle

Im Gegensatz zum verschmierten Wärmeeintrag geschieht der Wärmeeintrag bei der bewegten Wärmequelle nur in den Bereichen, wo die Bremsbacke aktiv ist. Dies resultiert in einer Zu- und Abnahme der Temperatur während jeder Umdrehung des Rades.

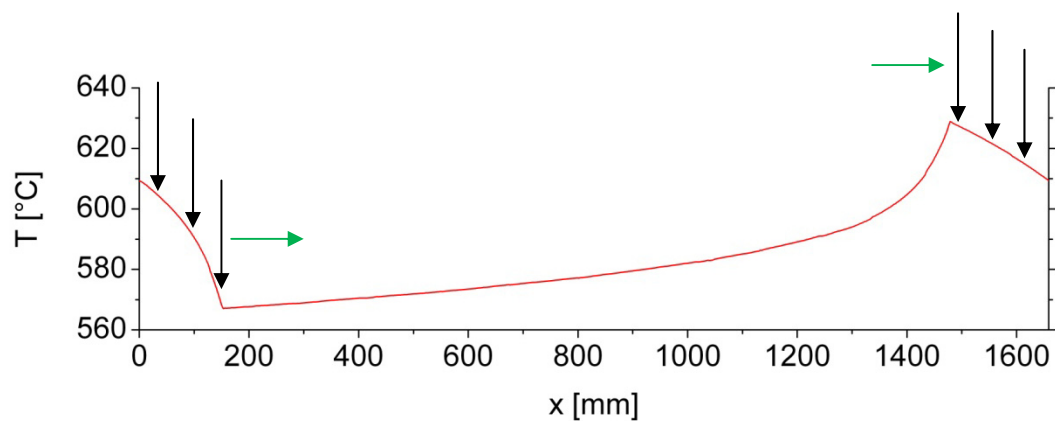


Abb. 4.5: Temperaturverlauf über den gesamten Umfang der Bremsscheibe mit bewegter Wärmequelle

In Abb. 4.5 ist die Temperatur am rechten Ende der bewegten Wärmequelle minimal, da sie auf wieder abgekühlte Bereiche trifft. Je weiter man zum anderen Ende der Wärmequelle geht, desto höher steigt die Temperatur an, wobei die Temperaturen an den Rändern des 2D-Modells immer übereinstimmen. Nach dem linken Ende der Wärmequelle beginnt die Abkühlphase durch Konvektion und Wärmestrahlung. Dieser Ausschnitt stammt von einem Bremszyklus des GJS-500 nach ca. 20,2 s. Über den Umfang herrscht hier ein Temperaturunterschied von ca. 62°C zwischen dem heißesten Punkt direkt nach dem Reibvorgang und dem kältesten Punkt auf der Bremsscheibe, welcher am weitesten abgekühlt ist. Dieser Temperaturunterschied entspricht ca. 10 % der Maximaltemperatur an der Reibfläche.

Der Temperaturverlauf an einem bestimmten Punkt der Oberfläche schwankt nun um die Kurve des verschmierten Wärmeeintrags, wie in Abb. 4.6a und Abb. 4.6b ersichtlich ist. Während des Abkühlvorganges stimmen die Kurven der bewegten und der verschmierten Wärmequelle gut überein. Die Schwankung ist allerdings nicht symmetrisch um die verschmierte Kurve, sondern die verschmierte Kurve liegt beim Temperaturmaximum ungefähr bei 25% der Peakhöhe. In Abb. 4.6c wird gezeigt, dass der Einfluss der bewegten Wärmequelle nur in den obersten Randbereichen dominant ist und dass in einer Tiefe von etwa 1 mm die Temperaturamplitude auf ca. 1°C abgefallen ist. Zusätzlich ist zu erkennen, dass in dieser Tiefe von 1 mm ein Temperaturabfall von fast 30°C im Vergleich zur Reibfläche vorhanden ist. Dies deckt sich auch gut mit den Ergebnissen aus [24]. Die bewegte Wärmequelle beeinflusst daher nur die direkten Oberflächenschichten, da diese Temperaturgradienten durch die Temperaturleitfähigkeit von metallischen Werkstoffen schnell ausgeglichen werden. Bereiche in größeren Tiefen der Bremsscheibe verhalten sich ganz analog zur verschmierten Wärmequelle. Nach Bremsende gehen die Temperaturen der verschiedenen Aufheizmethoden ineinander über und die Temperaturen am Ende der Abkühlzeit stimmen sehr gut überein. Der Temperaturverlauf für 15CDV6 sieht ganz analog aus und ist lediglich vom Temperaturniveau niedriger.

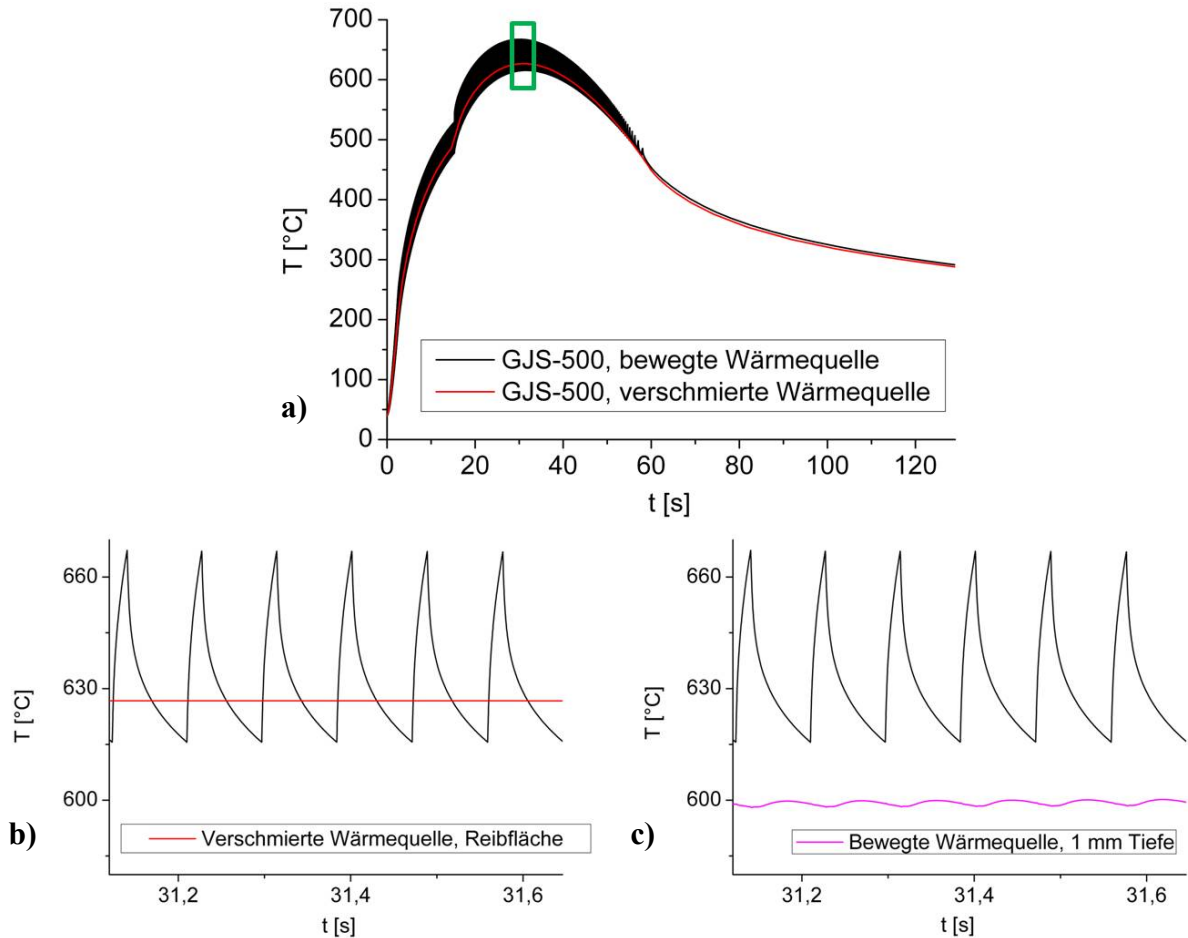


Abb. 4.6: a) Vergleich des Temperaturverlaufs mit verschmierter und bewegter Wärmequelle an der Reibfläche, b) Ausschnitt des Temperaturverlaufs mit Vergleich von verschmierter und bewegter Wärmequelle, c) Vergleich der Temperaturen der bewegten Wärmequelle an der Reibfläche mit jener in 1mm Tiefe für GJS-500

Da die Temperaturpeaks in unterschiedlichen Tiefen durch die endliche Temperaturleitfähigkeit zeitlich verschoben sind, ist auch der Temperaturgradient keine glatte Kurve. Am Beispiel in Abb. 4.7 ist zu erkennen, dass der Temperaturgradient an der Oberfläche nach 20 s zwischen den Werten 11 und 118 °C/mm während einer Umdrehung des Rades schwankt. Die Minimum- und die Maximum-Kurven stellen die Einhüllenden dar. Die Maxima des Temperaturgradienten treten an den Umschaltzeitpunkten bei t_{max1} und t_{max2} auf und nicht bei der Maximaltemperatur. Der zyklische Verlauf des Temperaturgradienten bedeutet nun, dass auch die thermischen Dehnungen in den Bereichen, in denen die bewegte Wärmequelle Einfluss zeigt, dasselbe zyklische Verhalten wie der Temperaturgradient besitzen. Im Bereich der Abkühlphase nach 60 s dreht sich das Vorzeichen des Temperaturgradienten um und die Wärme wird konvektiv an die Umgebung abgegeben.

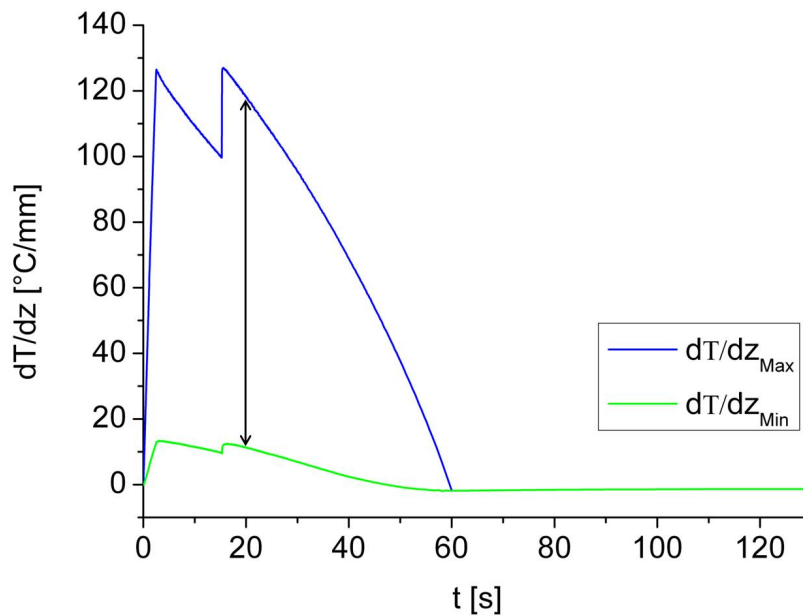


Abb. 4.7: Einhüllende Kurven des Temperaturgradienten an der Reibfläche bei bewegter Wärmequelle für GJS-500

Die Temperaturbelastung während des Bremsprogrammes im Modell ist grundsätzlich geringer als bei den Prüfstandsversuchen. Trotz bewegter Wärmequelle bleibt die maximal erreichte Temperatur unter 700°C . Dies resultiert daraus, da der Einfluss von Reibungseffekten nicht berücksichtigt wird und somit lokale Temperaturspitzen von über 800°C , wie sie an Hot Spots auftreten, nicht modelliert werden können.

4.2 Untersuchung des mechanischen Verhaltens mit verschmierter Wärmequelle

4.2.1 Konvergenzstudie des Elementtyps

Wie schon zuvor beim thermischen Modell wird auch beim mechanischen Modell eine Konvergenzanalyse durchgeführt. Die Netzqualität ist dieselbe wie beim thermischen Modell, daher gilt es hier den Einfluss des Elementtyps zu untersuchen. Es werden die in Abb. 4.8 dargestellten Typen anhand des Scheibenwerkstoffes 15CDV6 verglichen, wobei ein verschmierter Bremszyklus und die daraus abgeleitete Spannung in tangentialer Richtung σ_{tang} an der Oberfläche gewählt wird. Die erste Plastifizierung tritt noch deutlich vor dem

maximalen Temperaturgradienten auf. Die quadratischen und die linearen Elemente unterscheiden sich vor allem bei den Maxima von σ_{tang} , nach 6,5 s und 16,5 s. Dies liegt einerseits daran, dass lineare Ansatzfunktionen prinzipiell schlechter geeignet sind um Biegeprobleme zu beschreiben und andererseits daran, dass bei quadratischen Elementen mehr Knoten und somit eine bessere Auflösung des Verschiebungsgradienten gegeben ist. Die reduziert integrierten, quadratischen und die vollintegrierten, quadratischen Elemente liefern deckungsgleiche Ergebnisse. Für die weiteren Berechnungen fällt die Wahl auf die quadratischen, reduziert integrierten Elemente, weil sie bei gleicher Ergebnisgüte etwas günstiger hinsichtlich des Rechenaufwandes sind, da sie weniger Integrationspunkte als die vollintegrierten, quadratischen Elemente besitzen.

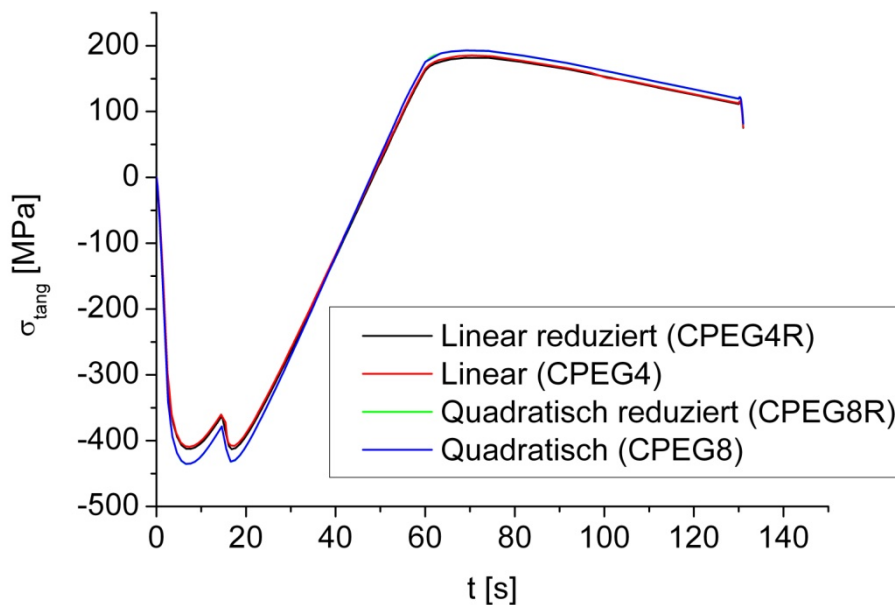


Abb. 4.8: Vergleich der tangentialen Spannungen für verschiedene Elementtypen im 2D-Modell, 15CDV6

4.2.2 Einfluss der Art der Randbedingung

Die Vorgehensweise bei der Übertragung der Umfangsänderung des 3D-Modells auf das 2D-Modell wurde in Kapitel 3 aufgezeigt. Diese Verschiebungsrandbedingungen im 2D-Modell stellen die Grundlage für ein realitätsnahes Verhalten im 2D-Modell dar. In allen Berechnungen werden die korrekten Randbedingungen mit der resultierenden Aufwölbung

des 2D-Modells verwendet. Für zukünftige Anwendungen, wie z.B. das Reibungsverhalten einer geometrisch modellierten Bremsbacke wäre dies nicht zielführend. Deshalb werden in Abb. 4.9 mögliche alternative Randbedingungen aufgezeigt und verglichen. Hierbei wird einerseits eine Randbedingung verwendet, bei der alle Verschiebungen in Tiefenrichtung den korrekten Verschiebungen an der Oberfläche entsprechen und andererseits eine, welche die aus dem 3D-Modell übertragenen Randbedingungen über die Tiefe mittelt, um einen konstanten Wert zu erreichen. Diese zwei neuen Randbedingungen verhindern nun die Aufwölbung, da sie jeweils über die gesamte Tiefe konstant sind. Der Einfluss der Schirmung wird daher nicht mehr richtig berücksichtigt.

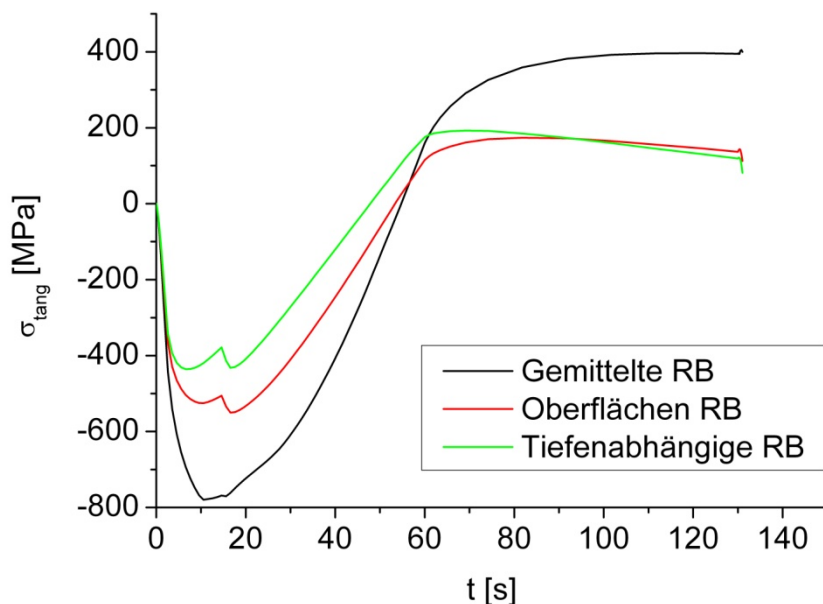


Abb. 4.9: Vergleich der tangentialen Spannungen an der Reibfläche unter verschiedenen Randbedingungen im 2D-Modell, 15CDV6

Die tangentialen Spannungen σ_{tang} mit den korrekten, tiefenabhängigen Randbedingungen stimmen qualitativ gut mit jenen der Oberflächenverschiebung überein. Die gemittelten Randbedingungen bewirken jedoch an der Oberfläche eine zu geringe Verschiebung der Randknoten und führen dadurch zu deutlich überhöhten Druckspannungen. Der Vergleich der Randbedingungen unter der Reibfläche der Bremsscheibe in Abb. 4.10 liefert eine sehr schlechte Übereinstimmung. Vor allem bei der Randbedingung, welche der Verschiebung an der Oberfläche zugrunde liegt, ist bei mittlerer Tiefe eine deutlich überhöhte Zugspannung zu

sehen. Die Ergebnisse mit der gemittelten Randbedingung stimmen in diesem Bereich etwas besser überein. An den Kühlrippen, also bei der größten Tiefe, stimmen die Ergebnisse für alle drei Randbedingungen gut überein. Es gibt somit zu der aus dem 3D-Modell ermittelten Randbedingung keine Alternative, wenn man über die gesamte Tiefe realistische Ergebnisse erzielen möchte.

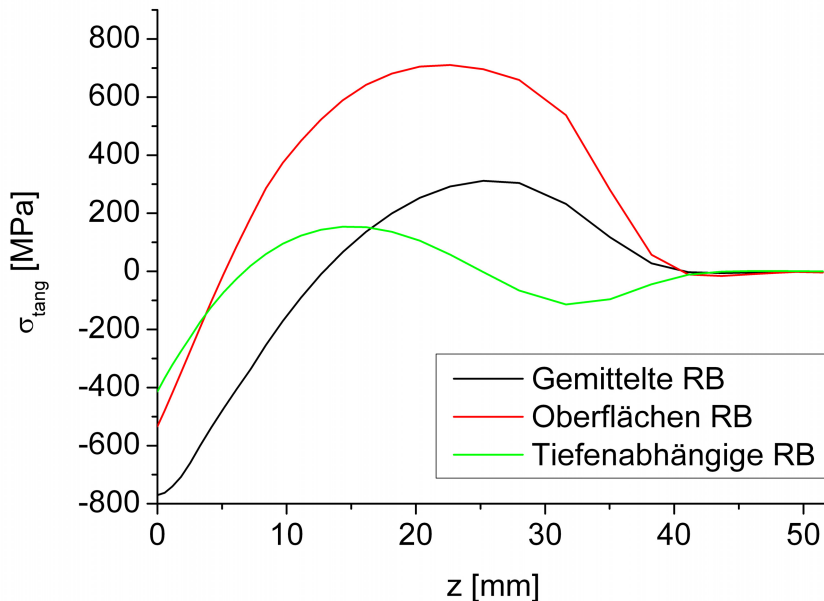


Abb. 4.10: Vergleich der tangentialen Spannungen bei den drei unterschiedlichen Randbedingungen im Tiefenprofil, 15CDV6

4.2.3 Analyse der Dehnungen während des Bremsprozesses

Materialschädigung wird durch plastische Verformungen verursacht. Deshalb ist es von großer Bedeutung, die plastischen Dehnungen oder Dehnamplituden in Abhängigkeit der äußeren Belastung voraussagen zu können. In Abb. 4.11a sind an der Reibfläche die plastische und elastische Dehnung in tangentialer Richtung, und die plastische Vergleichsdehnung dargestellt. Schon nach ca. 2 s kommt es zur ersten Plastifizierung an der Reibfläche im Druckbereich, und beim Umschaltzeitpunkt nach 15,3 s beobachtet man eine zweite Plastifizierung im Druckbereich. Im Zeitraum zwischen 40 s und dem Ende des Bremsprozesses nach 60 s findet eine plastische Rückverformung in Zugrichtung statt. Während des Abkühlens bleibt die plastische Dehnung konstant und die elastischen Dehnungen bauen sich ab. Da die Rückplastifizierung aufgrund des kleinen negativen Temperaturgradienten während der Abkühlphase nicht vollständig abläuft, entstehen

Eigenspannungen im Zugbereich. In Abb. 4.11b zwischen den Kühlrippen überwiegt die elastische Dehnung. Die plastischen Dehnungen sind zwar deutlich schwächer ausgeprägt, aber vorhanden. Wie auch an der Oberfläche ist eine geringe Rückplastifizierung am Ende der Bremsphase zu erkennen. Die industriellen Ausrichtungsrichtlinien erlauben keine Plastizität an den Kühlrippen, somit stellt der Werkstoff GJS-500 keine geeignete Wahl für das gewählte Bremsszenario dar.

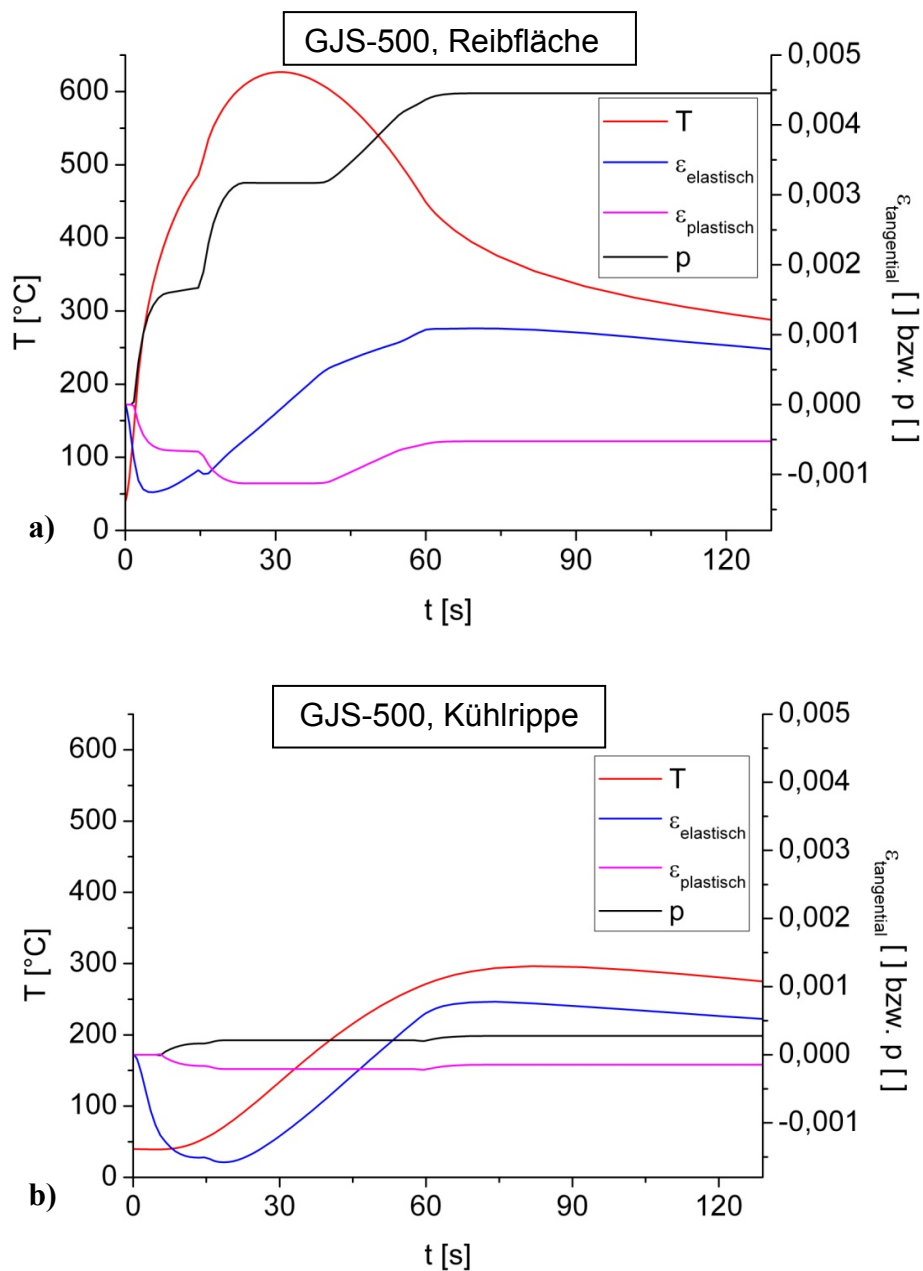


Abb. 4.11: Verlauf der tangentialen Dehnung, der akkumulierten plastischen Dehnung und der Temperatur bei GJS-500, a) An der Reibfläche, b) Zwischen den Kühlrippen

In Abb. 4.12a sind die korrespondierenden tangentialen Dehnungen für 15CDV6 an der Reibfläche dargestellt. Die Größenordnungen der plastischen Dehnungen an der Oberfläche des 15CDV6 sind mit jenen an den Kühlrippen des GJS-500 vergleichbar. Dies ist das Ergebnis der höheren Streckgrenze des 15CDV6. An den Kühlrippen in Abb. 4.12b findet keine Plastifizierung statt, was diesen Werkstoff für die Anwendung als Brems Scheibenwerkstoff geeigneter erscheinen lässt, als den zuvor behandelten GJS-500.

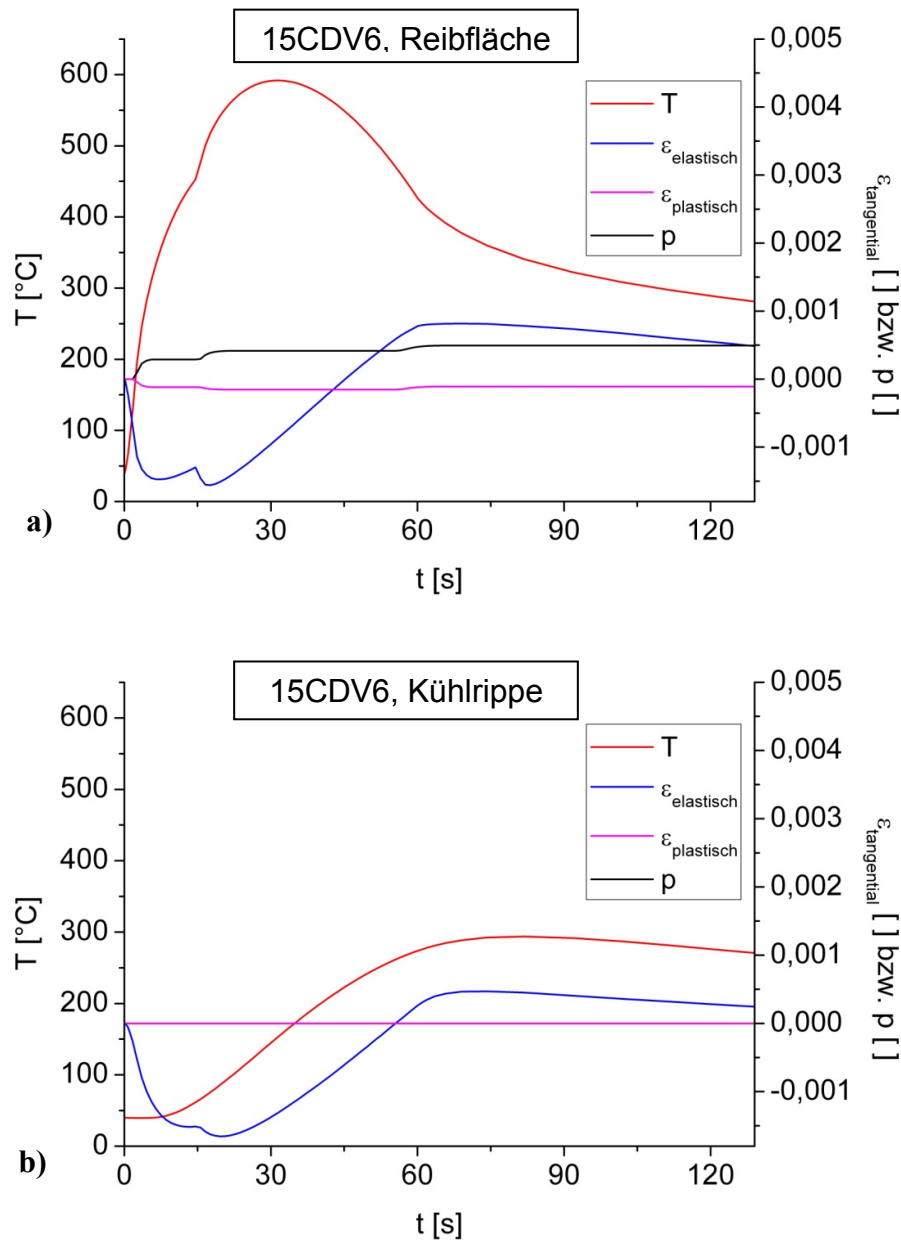


Abb. 4.12: Verlauf der tangentialen Dehnung, der akkumulierten plastischen Dehnung und der Temperatur bei 15CDV6, a) An der Reibfläche, b) Zwischen den Kühlrippen

Des Weiteren wird auch der K_{TM} -Faktor an der Reibfläche der beiden Werkstoffe bestimmt. In Abb. 4.13 ist der Verlauf der mechanischen und der thermischen Dehnungen, sowie der zeitliche Verlauf des K_{TM} -Faktors aufgetragen.

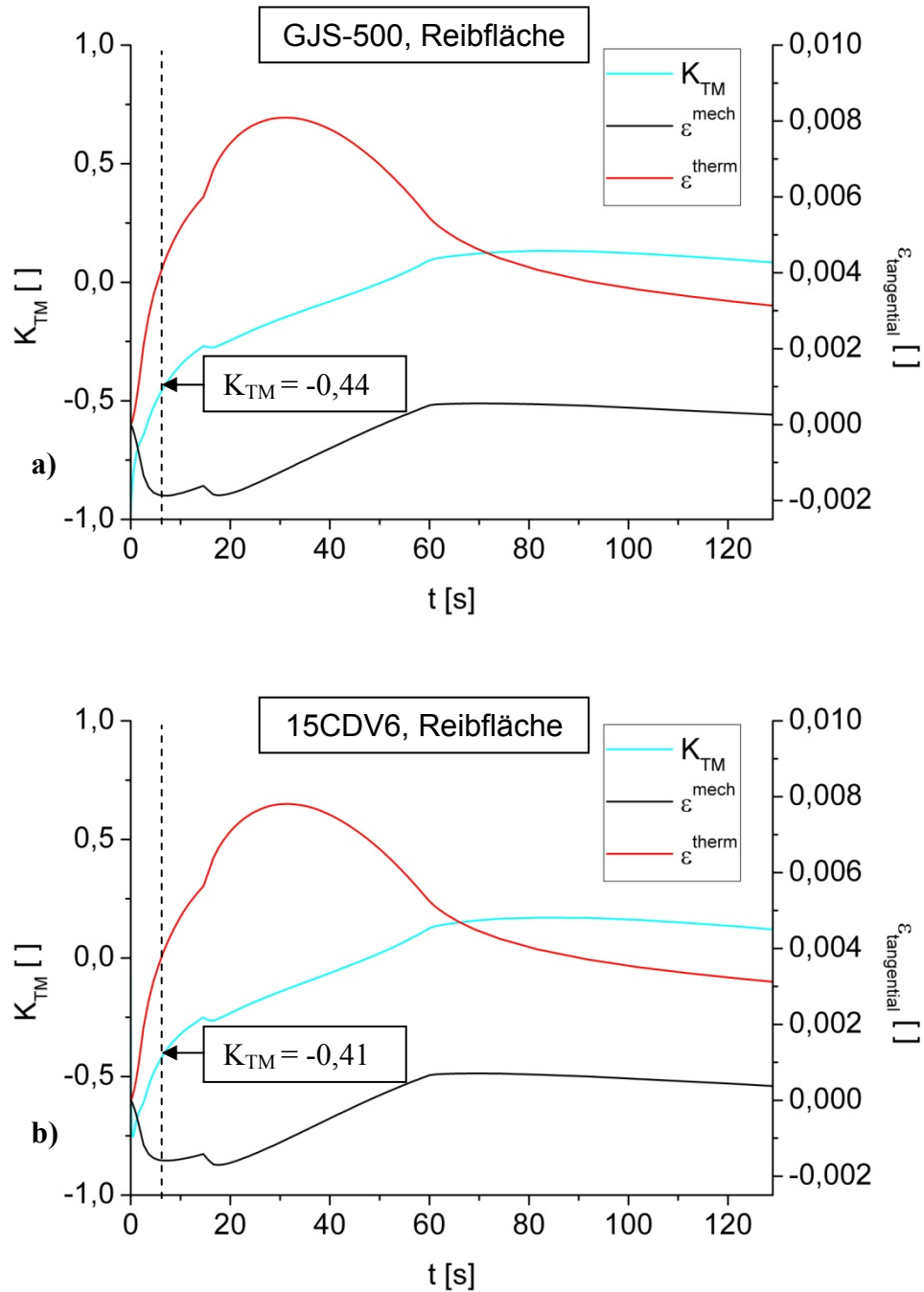


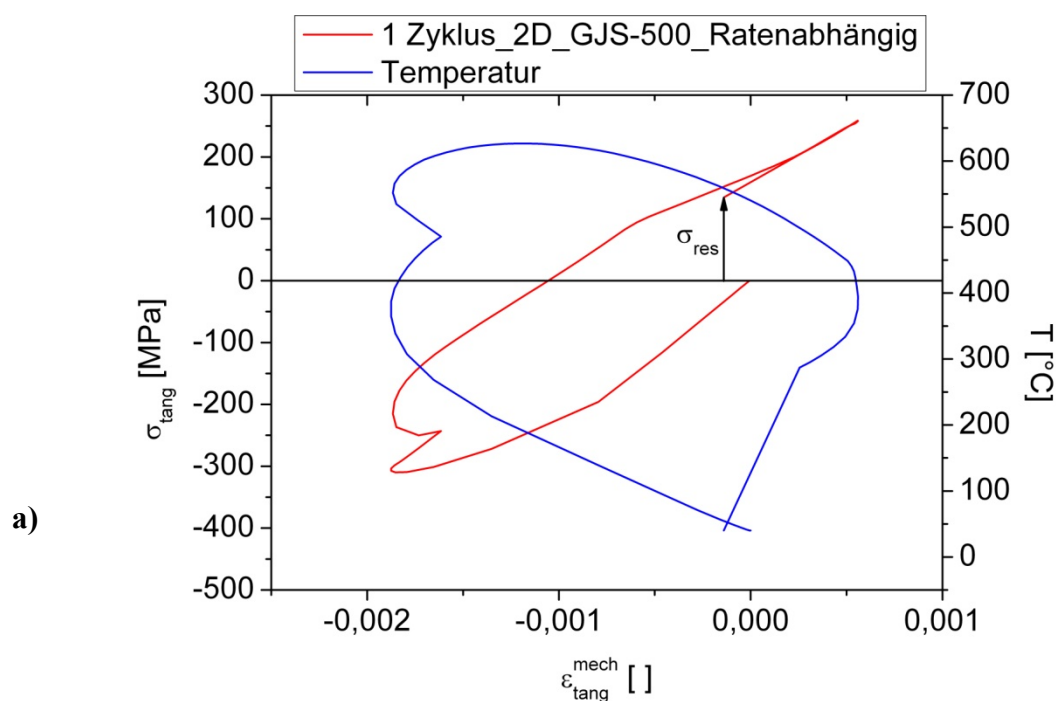
Abb. 4.13: Auswertung der K_{TM} -Faktoren für beide Werkstoffe an der Reibfläche, a) GJS-500, b) 15CDV6

Man kann erkennen, dass die thermischen Dehnungen im Betrag größer sind und dass die mechanischen Dehnungen ein negatives Vorzeichen haben. Die K_{TM} -Faktoren der beiden Werkstoffe zeigen während des Bremszyklus ähnliches Verhalten. Am Beginn liegt der K_{TM} -Faktor im Out-of-Phase-Bereich und verschiebt sich während der Abkühlphase zu positiven Werten, da die mechanischen Dehnungen ebenfalls in den Zugbereich wandern. Der K_{TM} -Faktor der beiden Werkstoffe, der dann auch bei der Betrachtung der Lebensdauer wichtig ist, wird beim ersten Plateau der mechanischen Dehnungen nach ca. 6,5 s herangezogen. Die K_{TM} -Faktoren der beiden Werkstoffe liegen auf einem Niveau von ca. -0,4, dies entspricht einer abgemilderten OP-Belastung. Zusätzlich sieht man, dass die Maxima der jeweiligen Dehnungen um einen Phasenwinkel verschoben sind. Der Phasenwinkel zwischen der Temperaturkurve, die mit den thermischen Dehnungen korreliert, und der Kurve der mechanischen Dehnungen liegt zwischen den Beanspruchungsarten Counter Clockwise Diamond (-90°) und In Phase (0°). Der Phasenwinkel für GJS-500 $\phi_{GJS-500}$ beträgt -39° und ϕ_{15CDV6} ist -38° . Die Kennwerte Phasenverschiebung und K_{TM} -Faktor beschreiben in diesem Bremsprozess eine abgemilderte OP-Belastung, die zusätzlich phasenverschoben ist. Diese Kennwerte können in einem Lebensdauermodell verwendet werden.

4.2.4 Spannungs-Dehnungs-Hysteresen

In den folgenden Hysteresen werden die Spannungen an der Reibfläche in tangentialer Richtung im 2D-Modell und im 3D-Modell über den korrespondierenden mechanischen Dehnungen aufgetragen. Beispielhaft seien für beide Materialien ein Bremszyklus und der korrespondierende Temperaturverlauf in Abb. 4.14 dargestellt. Die Temperaturhysterese ist für beide Materialien ähnlich, wobei die Starttemperatur bei 40°C liegt, dies wird auch in den experimentellen Prüfstandsversuchen praktiziert. In der Temperaturkurve ist wieder der Temperaturknick beim Umschaltzeitpunkt zu erkennen. Die gerade Linie in der Abkühlphase bei Temperaturen unter 300°C resultiert daraus, dass hier numerisch beschleunigt abgekühlt wird, da das Material in diesem Temperaturbereich keine Plastizität mehr zeigt. Beim GJS-500 in Abb. 4.14a wandern am Beginn des Bremsprozesses sowohl die Spannungen, als auch die mechanischen Dehnungen in den Druckbereich. Da der E-Modul temperaturbedingt abnimmt, kommt es vor der ersten Plastifizierung zu einer Abflachung im Belastungsast der Hysterese. Die maximalen Dehnungen treten im Bereich des Umschaltzeitpunktes bei 15 s auf, da der Temperaturgradient zu dieser Zeit maximal ist. Ab Temperaturen knapp unter

600°C bauen sich die Druckspannungen ab und wandern in den Zugbereich. Bemerkenswert ist, dass die Spannungen während des Temperaturmaximums einen Nulldurchgang haben. Dies resultiert wiederum aus dem kleiner werdenden Temperaturgradienten in den Oberflächenschichten, da sich die Kernbereiche zeitverzögert aufheizen. Im Bereich von 600°C, nach dem Temperaturmaximum, kommt es aufgrund des großen viskoplastischen Anteils der mechanischen Dehnungen früh zur Rückplastifizierung. Kurz nach Beginn der Abkühlphase bei 400°C ist die nicht vollständige Rückplastifizierung abgeschlossen, das Material kühlt rein elastisch ab, und es bilden sich Eigenspannungen σ_{res} im Zugbereich. Der Temperaturverlauf des 15CDV6 in Abb. 4.14b ist analog zu jenem des GJS-500, nur die Maximaltemperatur ist geringer und liegt bei 592°C. Die Spannungshysteresen der beiden Materialien unterscheiden sich hingegen drastisch voneinander. Die Hysteresenbreite ist beim GJS-500 größer und auch die Eigenspannungen am Ende des Zyklus sind stärker ausgeprägt. Durch die geringere plastische Verformung des 15CDV6 und des niedrigeren E-Moduls im Entlastungsast im Vergleich zum Belastungsast der Hysterese schneidet sich die Spannungskurve selbst. Bei beiden Hysteresen liegt das Maximum der positiven mechanischen Dehnungen in einem Temperaturbereich von ca. 350°C.



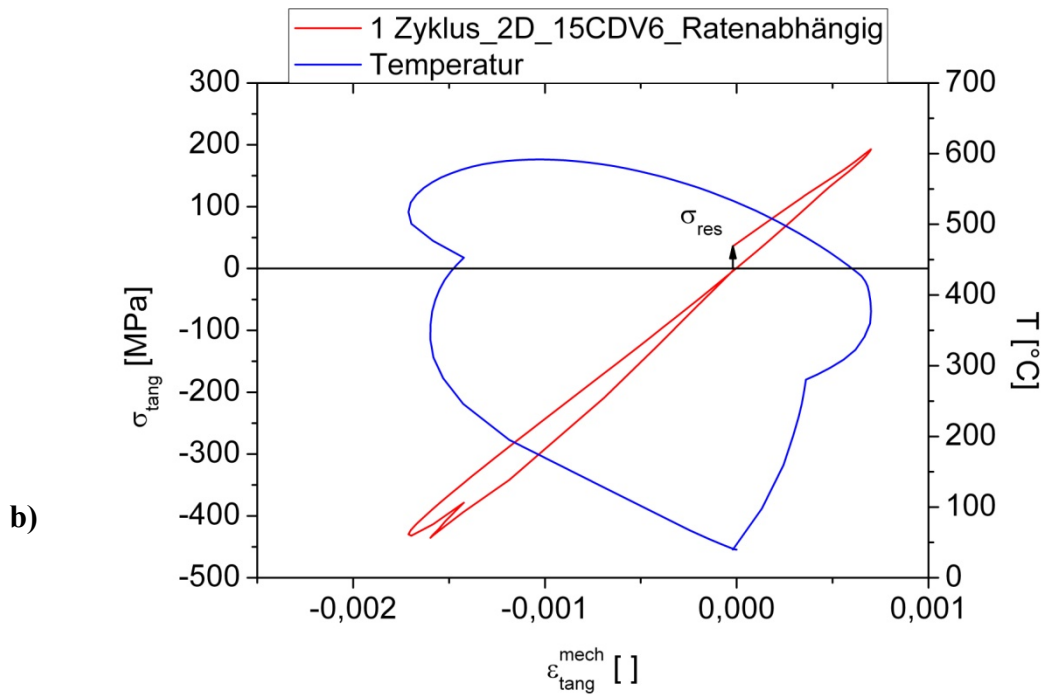


Abb. 4.14: Vergleich der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für beide Werkstoffe mit Temperaturverlauf, a) GJS-500, b) 15CDV6

4.2.5 Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für mehrere Zyklen

Bei den Prüfstandsversuchen werden mehrere Bremszyklen hintereinander ausgeführt, um die Entwicklung des Materialverhaltens in extremen Situationen zu simulieren. In den Modellrechnungen werden 5 Zyklen gerechnet. Der Materialvergleich in diesem Fall liefert in Abb. 4.15 folgendes Bild: Beide Hysteresen verschieben sich über mehrere Zyklen in den Zugbereich, ganz ausgeprägt ist dieses Verhalten zwischen erstem und zweitem Zyklus beim GJS-500. Beim 15CDV6 erfolgt die Verschiebung kontinuierlich. Im Gegensatz zum GJS-500 ist bei 15CDV6 keine offene Hysterese vorhanden, sondern ein Verlauf, der einer schiefen Acht ähnelt. Kennwerte, die für die unterschiedlichen Lebensdauermodelle von Bedeutung sind, werden ebenfalls abgebildet. Die maximalen mechanischen Dehnungen im Druckbereich sind beim GJS-500 wiederum stärker ausgeprägt, wobei beim 15CDV6 die Dehnungen im Zugbereich etwas größer sind. Dies ist aber nicht so kritisch, da es sich hier hauptsächlich um elastische Dehnungen handelt, was auch in Abb. 4.12 zu sehen ist.

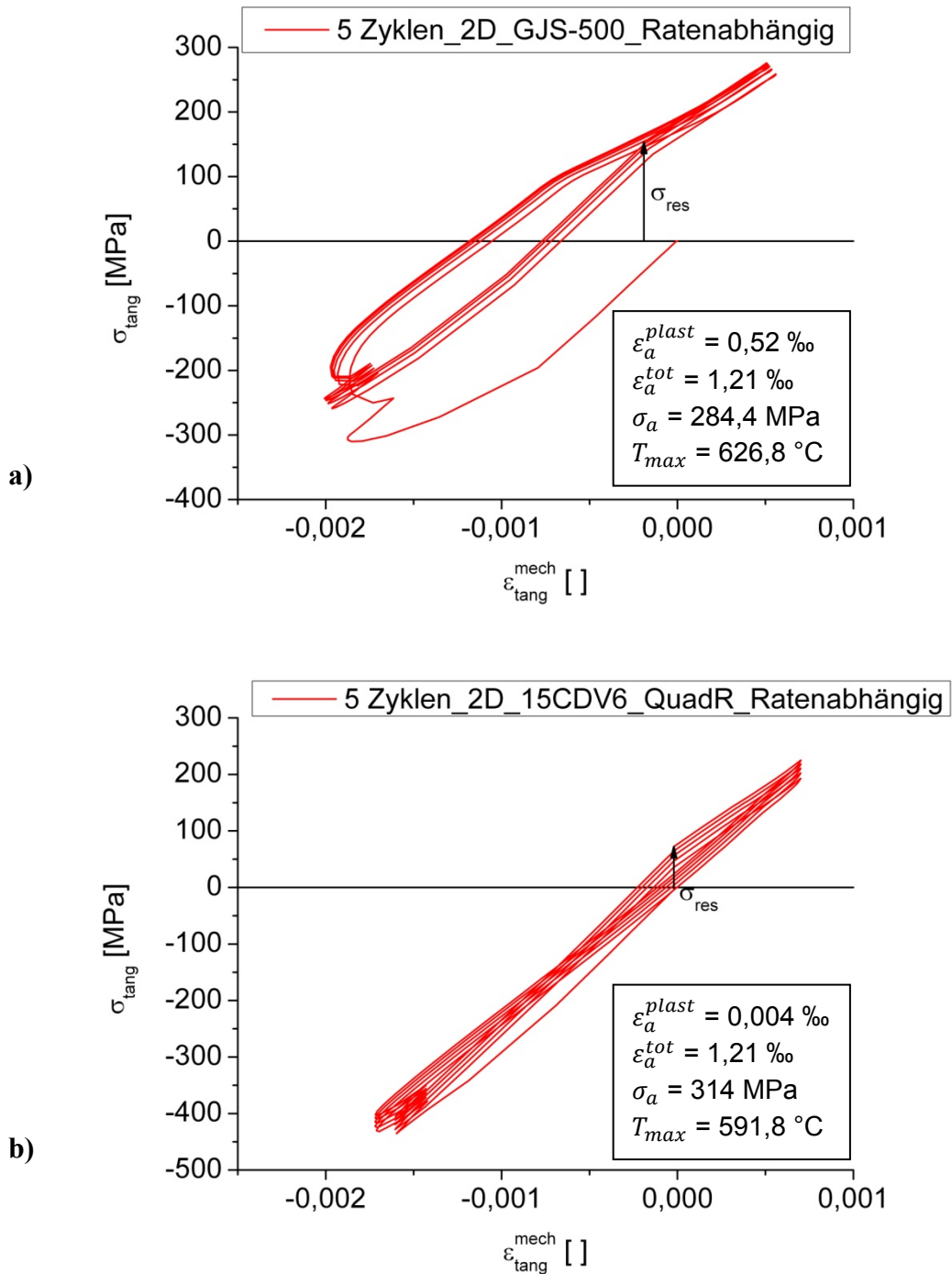


Abb. 4.15: Spannungs-Dehnungs-Hysteresen bei 5 Zyklen im ratenabhängigem 2D-Modell für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6

4.2.6 Vergleich der Hysteresen zwischen dem 2D und dem 3D-Modell

Um die Qualität des 2D-Modells zu rechtfertigen, muss das Verhalten beim Bremsvorgang in beiden Modellen möglichst ähnlich wiedergegeben werden.

Dies wird wiederum mit Hilfe der zyklischen Spannungs-Dehnungshysterese in Abb. 4.16 überprüft.

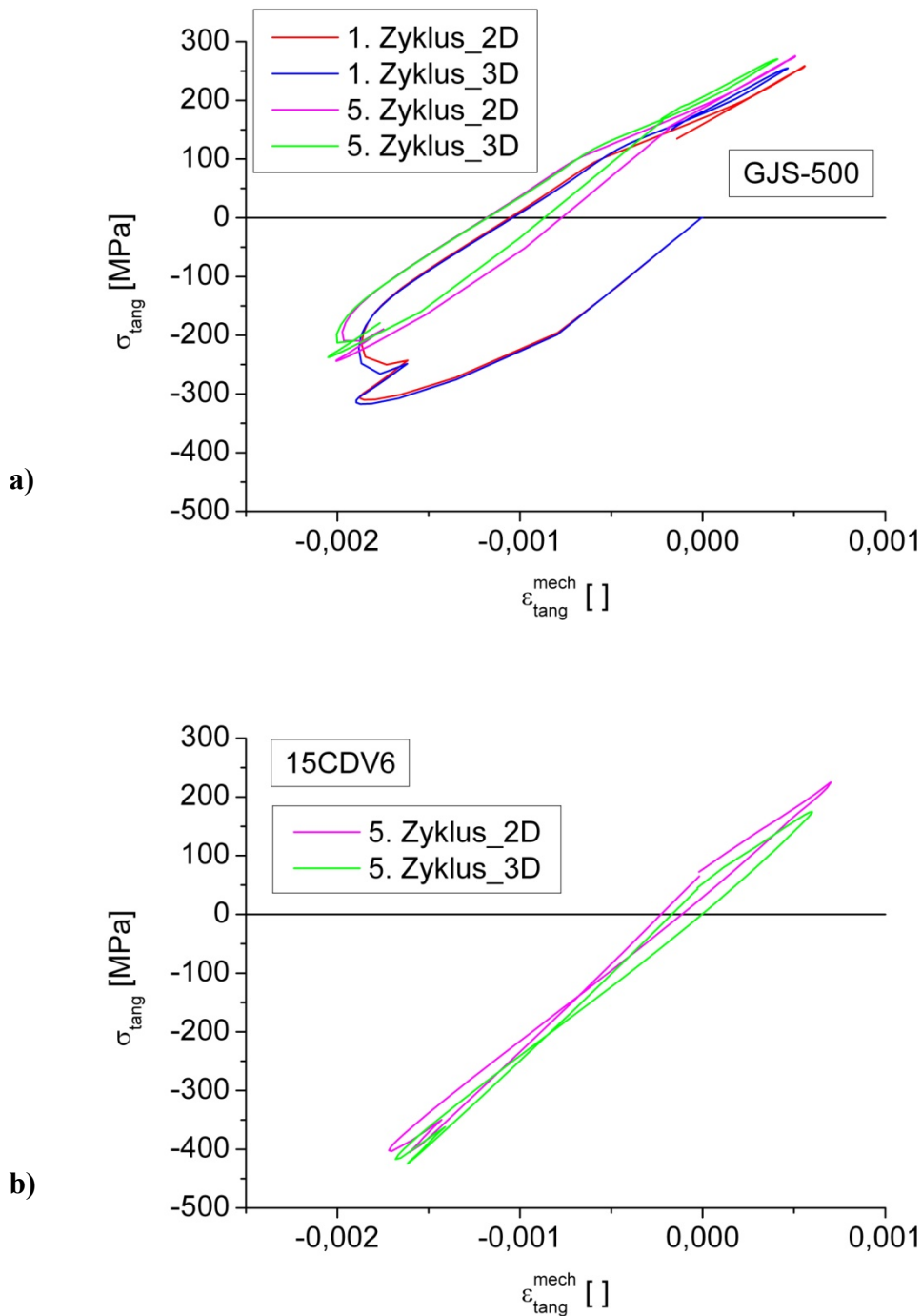
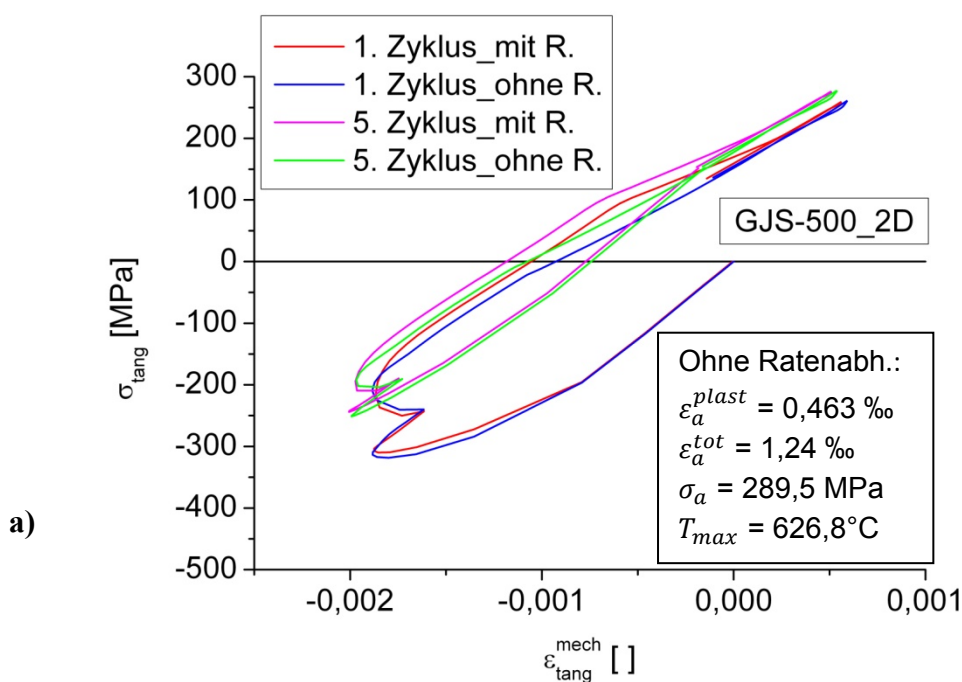


Abb. 4.16: Vergleich der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen der 3D-Modelle mit jenen der 2D-Modelle für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6

Die 3D-Hysteresen des GJS-500 haben im Vergleich zu jenen aus den 2D-Modellen größere Dehnamplituden, wie in Abb. 4.16a zu sehen ist. Zusätzlich ist die Hysterese des 3D-Modells beim fünften Zyklus höher im Zugbereich der Spannungen. Der Werkstoff 15CDV6 wird in Abb. 4.16b aufgrund der schmalen Hysterese nur während des fünften Zyklus abgebildet. Auffällig ist die deutliche Verschiebung der Hysterese in den Zugbereich der Spannungen beim 2D-Modell. Im Dehnungs-Druckbereich stimmen die 3D-Modelle sehr gut hinsichtlich der Spannungen und der Dehnungen mit den 2D-Modellen überein. Im Bereich der positiven Dehnungen liegen die 2D-Modelle bei etwas größeren Werten. Die gesamte Belastung während der Bremszyklen ist in den 2D-Modellen somit stärker als in den 3D-Modellen.

4.2.7 Vergleich ratenabhängiges und ratenunabhängiges Materialmodell

Der Vorteil eines ratenunabhängigen Materialmodells ist die Einsparung von Rechenzeit, da das Materialgesetz weniger komplex ist. GJS-500 zeigt sowohl im ersten, als auch im fünften Zyklus in Abb. 4.17a unterschiedliches Verhalten im Bereich des Nulldurchgangs der Spannungshysterese. Das ratenabhängige Modell besitzt eine breitere Dehnungsamplitude und behält die Steigung im Entlastungsast länger bei als das ratenunabhängige Modell. In Abb. 4.17b bewirkt die Ratenabhängigkeit des 15CDV6 keinen signifikanten Unterschied im Vergleich zu jenem ohne Ratenabhängigkeit. Das liegt daran, dass die Belastung bei den Bremszyklen für dieses Material bezogen auf sein Festigkeitsniveau geringer ist als beim GJS-500.



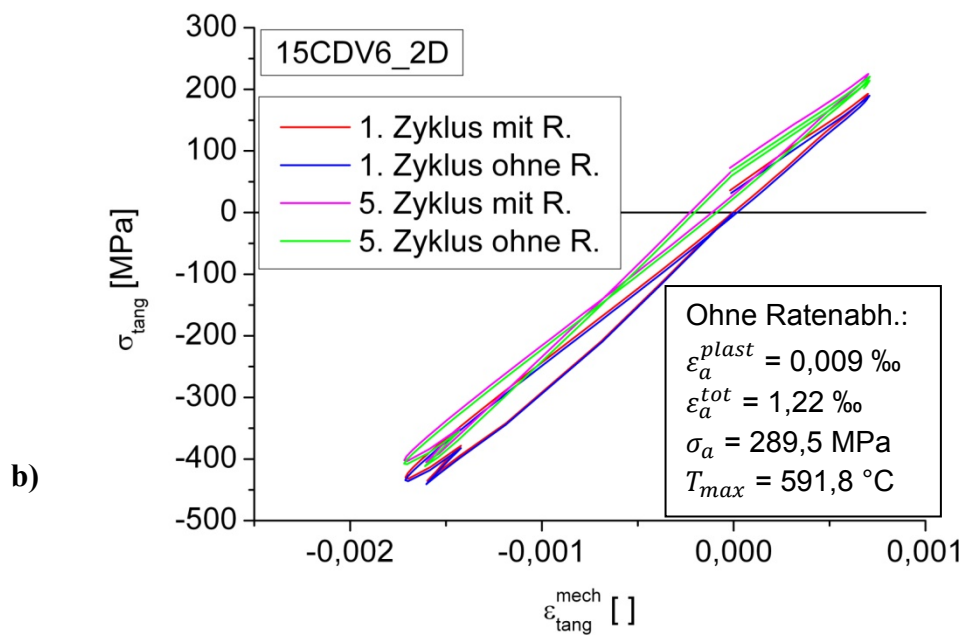


Abb. 4.17: Einfluss der Ratenabhängigkeit in den 2D-Modellen für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6

4.3 Untersuchung des mechanischen Verhaltens mit bewegter Wärmequelle

Die mechanische Rechnung mit bewegter Wärmequelle ist äußerst rechenintensiv. Als Beispiel sei der Vergleich der Rechenzeiten zwischen einem ratenabhängigen Zyklus mit verschmierter und mit bewegter Wärmequelle angeführt. Mit bewegter Wärmequelle beträgt die Rechenzeit über vier Tage bei größtmöglicher Zeitschrittweite, eine verschmierte Rechnung benötigt hingegen nur eine halbe Stunde.

4.3.1 Berechnung eines Zyklus

Da sowohl die Dehnungen als auch die Spannungen bei Beanspruchung mit bewegter Wärmequelle oszillieren, kommt es zum dargestellten Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen in Abb. 4.18a und Abb. 4.18b. In Abb. 4.18a ist die Hysterese nun breiter als bei der schwarz eingezeichneten verschmierten Wärmequelle. Die Verschiebung der Hysterese in den Druckbereich der Dehnungen resultiert aufgrund der höheren Temperatur unter

Einwirkung der bewegten Wärmequelle und die zusätzliche Verschiebung in den Druckbereich der Spannung kann durch den höheren Temperaturgradienten erklärt werden.

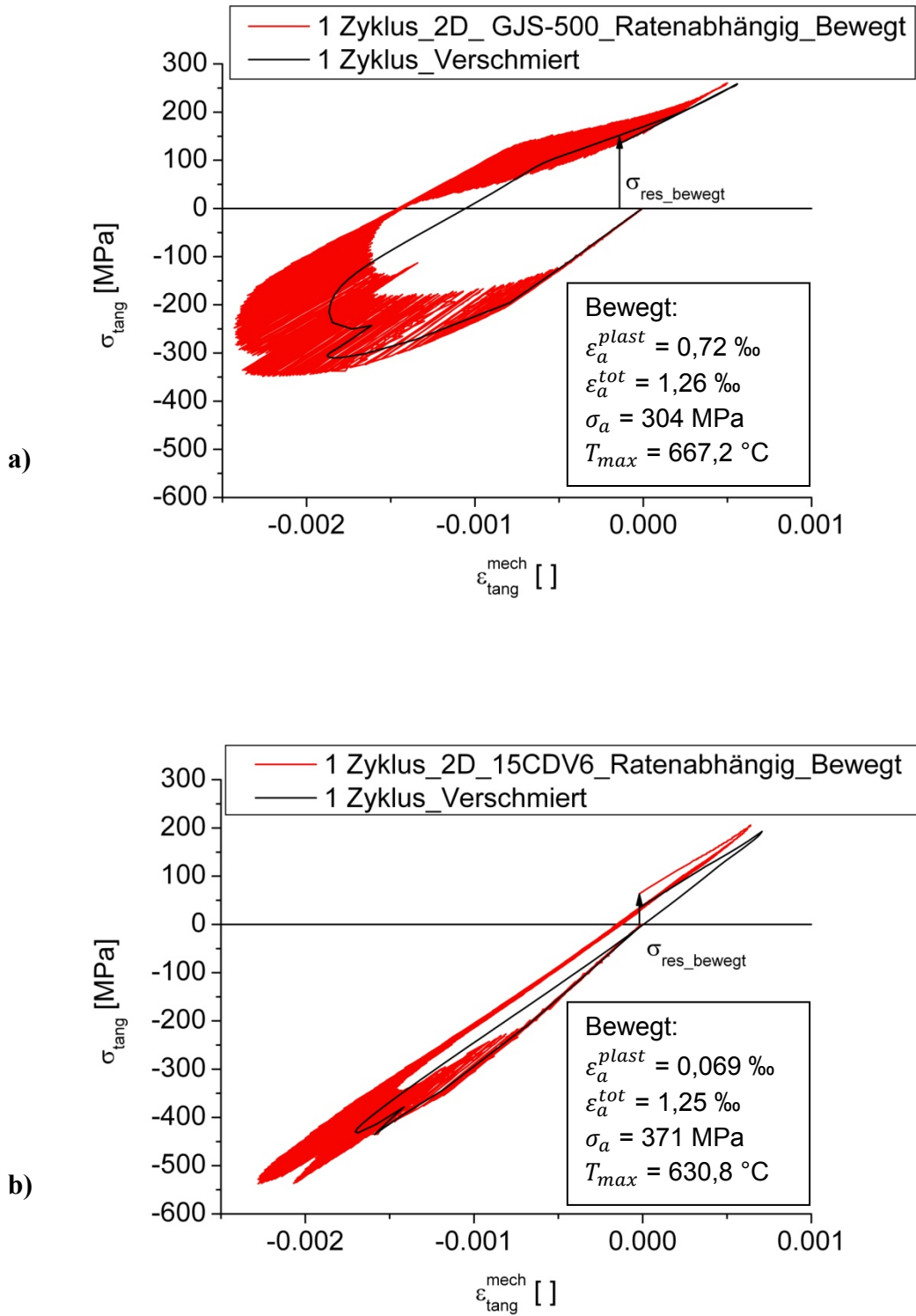


Abb. 4.18: Vergleich von bewegter und verschmierter Wärmequelle für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6

Im Bereich der Abkühlphase nähern sich die Kurven aneinander an, wobei die Eigenspannungen bei der bewegten Wärmequelle nun 148 MPa betragen (135 MPa bei verschmierter Wärmequelle). Ein ähnliches Bild bietet sich beim 15CDV6 in Abb. 4.18b. Die Hysterese ist in diesem Fall zusätzlich stärker in den Druckspannungsbereich verschoben. Das geschieht wiederum aufgrund der höheren Streckgrenze, da sich hier zusätzliche thermische Dehnungen stärker in den Spannungen auswirken können. Die Eigenspannungen verdoppeln sich nahezu von 36 MPa bei verschmierter Wärmequelle auf 63 MPa mit bewegter Wärmequelle. In Bezug auf die Lebensdauer kann gesagt werden, dass diese Beanspruchung einer TMF-Belastung mit zusätzlichem HCF-Kollektiv entspricht. Der zusätzliche HCF-Anteil wird in den nachfolgenden Betrachtungen aber nicht berücksichtigt. Aufgrund des großen Rechenaufwandes werden mehrere Zyklen mit einem oder zwei Zeitfenstern gerechnet, in denen die bewegte Wärmequelle wirkt. Die restliche Zeit wirkt die verschmierte Wärmequelle.

4.3.2 Abgegrenzte Zeitfenster mit bewegter Wärmequelle

Die Rechnungen mit einem einzigen Zeitfenster werden am Zeitpunkt des maximalen Temperaturgradienten, zwischen 15 s und 17,5 s durchgeführt. Jene mit zwei Zeitfenstern zusätzlich in einem Bereich an der größten Temperatur zwischen 30,25 s und 32,75 s. Alle Zeitfenster haben eine Zeitspanne von 2,5 s. In der nachfolgenden Abb. 4.19 sind Simulationen mit einem und mit zwei Zeitfenstern dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Rechnungen mit einem und zwei Zeitfenstern fallen hingegen gering aus. Die Hauptwirkung erzielt also das erste Zeitfenster im Bereich des größten Temperaturgradienten, daher ist dies auch der Zeitbereich nach dem Umschaltzeitpunkt, der maßgeblich zur Schädigung beiträgt. Das zweite Zeitfenster ist teilweise mit sich selbst überlagert, da die Richtung der Oszillationen der Hysterese mit dem Entlastungsast der Hysterese zusammenfällt. Abermals ist der Unterschied in der Spannungsamplitude zu erkennen, die in Abb. 4.19a bei 15CDV6 stärker ausgeprägt ist als bei GJS-500 in Abb. 4.19b. Um die Form des Zeitfensters zu verdeutlichen, wird der Temperaturverlauf dieses Bremszyklus gesondert in Abb. 4.20 skizziert.

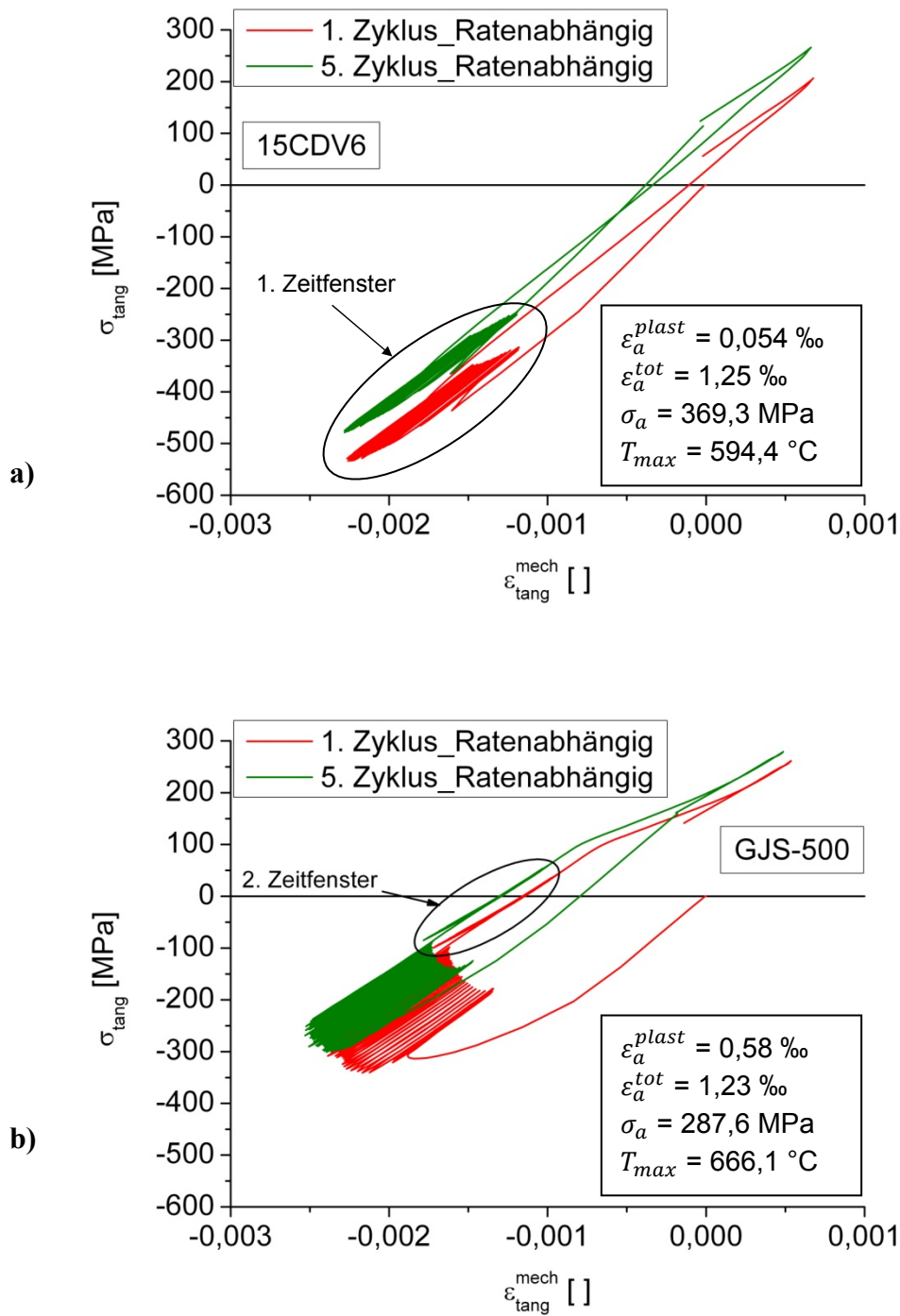


Abb. 4.19: Bewegte Wärmequelle mit Zeitfenstern für beide Werkstoffe, a) 15CDV6, 1 Zeitfenster, (15 s – 17,5 s), b) GJS-500, 2 Zeitfenster, (15 s - 17,5 s; 30,25 s - 32,75 s)

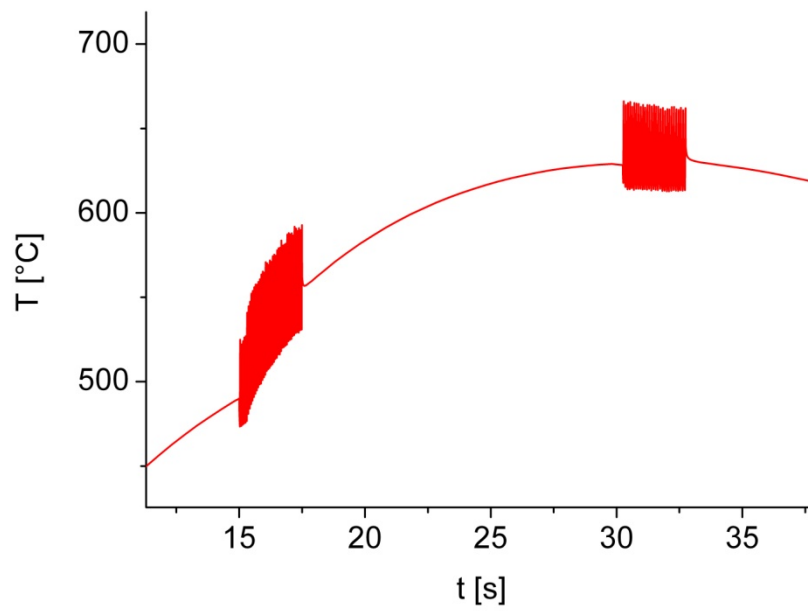


Abb. 4.20: Ausschnitt der Temperaturkurve mit verschmierter Wärmequelle, unterbrochen durch zwei Zeitfenster mit bewegter Wärmequelle bei GJS-500

4.4 Vergleich der Eigenspannungen

In der nachfolgenden Tabelle werden alle Ergebnisse der Eigenspannungen zusammengefasst, die aus den bisherigen Simulationen stammen.

Tab. 4.1: Eigenspannungen beim ratenabhängigen Chaboche-Modell, T=20°C

Ratenabhängig	σ_{tang} [MPa]	σ_{tang} [MPa]
	GJS-500	15CDV6
1 Zyklus verschmiert	134.6	35.6
1 Zyklus bewegt	148,2	63,3
5 Zyklen verschmiert	153.4	71.4
5 Zyklen 2.5 s bewegt	161.9	123.5
5 Zyklen 2x2.5s bewegt	161.1	124.8
5 Zyklen 3D-Modell, verschmiert	168,4	45,5

Tab. 4.2: Eigenspannungen beim ratenunabhängigen Chaboche-Modell, T=20°C

Ratenunabhängig	σ_{tang} [MPa]	σ_{tang} [MPa]
	GJS-500	15CDV6
1 Zyklus verschmiert	130.2	31.4
5 Zyklen verschmiert	154.3	67.0
5 Zyklen, 3D-Modell, verschmiert	160,8	40,3

Einen großen Einfluss zeigt die bewegte Wärmequelle, die zu deutlich erhöhten Eigenspannungen führt, insbesondere bei 15CDV6. Nahezu unabhängig sind die Werte davon, ob man mit einem oder mit zwei Zeitfenstern rechnet. Abweichungen gibt es zwischen dem 2D- und 3D-Modell bei 15CDV6. Gründe für die Abweichung sind einerseits die schärfere Belastung des 2D-Modells im Vergleich zum 3D-Modell und andererseits das Material selbst, das bei diesem Bremsprogramm im Vergleich zur Leistungsfähigkeit

schwächer beansprucht wird. Die Eigenspannungen der ratenabhängigen und der ratenunabhängigen Modelle stimmen sehr gut überein. Am Ende des jeweiligen Bremszyklus bilden sich Eigenspannungen im Zugbereich an der Reibfläche aus. In Tiefenrichtung sehen diese wie in Abb. 4.21 gezeigt aus.

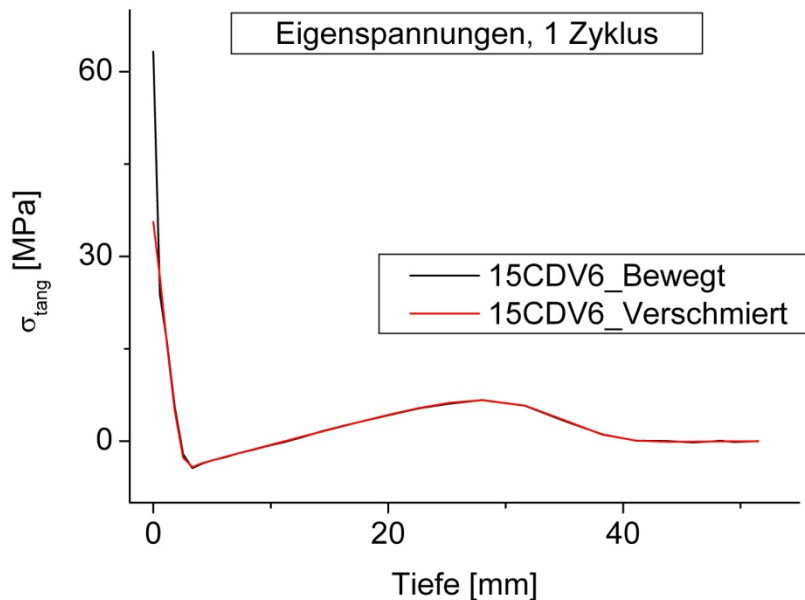


Abb. 4.21: Vergleich der Eigenspannungen in tangentialer Richtung, in Abhängigkeit der Tiefe. 15CDV6, 1 Zyklus

Der Verlauf der Eigenspannungen in der Bremsscheibe, ausgenommen dem Oberflächenbereich, ist identisch. Nur bis in eine Tiefe von ca. 1mm gibt es einen markanten Unterschied in den Werten der jeweiligen Eigenspannungen. Das kann wiederum darauf zurückgeführt werden, dass die bewegte Wärmequelle nur bis in diese Tiefe wirkt.

4.5 Abschätzung der Lebensdauer

Um den Nutzen dieser Arbeit zu unterstreichen, wird eine Abschätzung der Lebensdauer vorgenommen, um zu zeigen, wie sich bestimmte Modellierungsstrategien auf das Einsatzverhalten auswirken. In Tab. 4.3 und Tab. 4.4 sind nun alle gesammelten Ergebnisse zusammengefasst. Es werden vier Lebensdauermodelle verwendet: Manson Coffin (MC),

Smith-Watson-Topper (SMT), Ostergren (OG) und der Unified Energy Approach von Riedler (UEA). Da die Höhe der Beanspruchung vor allem für den 15CDV6 gering ist und dadurch viele Werte außerhalb des LCF-Bereiches liegen, wird ein qualitativer Vergleich mit der bewegten Wärmequelle als Referenzmodell durchgeführt.

Tab. 4.3: Qualitativer Vergleich der Lebensdauern für GJS-500 ausgehend von der bewegten Wärmequelle mit $N_f = 100\%$

GJS	$N_f(\text{MC})$ [%]	$N_f(\text{SWT})$	$N_f(\text{OG})$	$N_f(\text{UEA})$
2D, bewegt	100	100	100	100
2D, verschmiert	171	147	172	157
3D, verschmiert	175	158	180	183
2D, 1 Zeitfenster	145	137	143	138
2D, 2 Zeitfenster	147	134	145	137
2D, ohne Ratenabh.	213	129	211	140
3D, ohne Ratenabh.	215	142	229	178

Tab. 4.4: Qualitativer Vergleich der Lebensdauern für 15CDV6 ausgehend von der bewegten Wärmequelle mit $N_f = 100\%$

15CDV6	$N_f(\text{MC})$ [%]	$N_f(\text{SWT})$	$N_f(\text{OG})$	$N_f(\text{UEA})$
2D, bewegt	100	100	100	100
2D, verschmiert	1089	437	12203	248
3D, verschmiert	1112	1050	17591	875
2D, 1 Zeitfenster	123	107	150	106
2D, 2 Zeitfenster	133	105	178	111
2D, ohne Ratenabh.	560	427	3617	253
3D, ohne Ratenabh.	244	973	870	855

Für GJS-500 korrelieren die Werte gut, die bewegte Wärmequelle hat die deutlich kürzeste Lebensdauer, gefolgt von den Modellen, die ein Zeitfenster mit bewegter Wärmequelle haben. Die längste Lebensdauer besitzen die 3D-Modelle des GJS-500. Bei 15CDV6 gibt es große Ausreißer, da die Hysteresenbreite teilweise so schmal ist, dass keine seriöse Auswertung möglich ist.

5 Resümee

Es wurde ein 2D-Modell eines bereits vorhandenen 3D-Modells erstellt, welches das komplexe Verhalten einer Bremsscheibe während eines definierten Bremsvorganges realitätsnah wiedergibt. Die Schirmung der Bremsscheibe entspricht in 2D einer Aufwölbung des gesamten Modells, die durch den Transfer der Randbedingungen aus dem 3D-Modell entsteht. Das 2D-Modell ist möglichst einfach gestaltet. Die Schrauben des 3D-Modells werden nicht modelliert und auch auf die Reibungsvorgänge zwischen der Bremsscheibe und dem Bremsbelag wird nicht näher eingegangen. Durch die Vernachlässigung der Reibung verkürzt sich zwar die Rechenzeit, die Vorgänge, die zur Entstehung von Hot Spots führen, können jedoch nicht abgebildet werden. Die Temperaturbelastung im 2D-Modell ist geringer als in den Prüfstandsversuchen, trotzdem liefert die Implementierung einer bewegten Wärmequelle, die mit der Bahngeschwindigkeit des Rades über die Reibfläche der Bremsscheibe fährt, wertvolle Erkenntnisse. Nur in 2D ist es aufgrund des enormen Rechenaufwandes möglich, diese Simulationsvariante durchzuführen. Es stellt sich heraus, dass die Materialschädigung durch den lokal höheren Wärmeeintrag bei Berücksichtigung der bewegten Wärmequelle zu deutlich höheren Eigenspannungen als das Standardverfahren der verschmierten Wärmequelle führt. Der Werkstoff GJS-500 wird während des Bremsvorganges stark belastet, es kommt zu plastischen Verformungen an der Rückseite der Bremsscheibe. Da dies nicht den industriellen Vorgaben entspricht, stellt GJS-500 als Scheibenwerkstoff keine geeignete Wahl dar. Der zweite untersuchte Werkstoff, 15CDV6 ist vom Festigkeitsniveau deutlich über GJS-500 zu stellen, was sich auch im Verhalten in den Spannungs-Dehnungs-Hysteresen zeigt. Die im Verhältnis zu GJS-500 niedrigeren plastischen Dehnungen machen es schwieriger, das 2D-Modell mit dem 3D-Modell abzustimmen. Erst bei höherer thermomechanischer Belastung kann sich zeigen, ob das 2D-Modell 15CDV6 annähernd so gut wiedergeben kann wie GJS-500. Das entwickelte 2D-Modell wird als Lieferant für TMF-Daten dienen und damit helfen, Lebensdauermodelle im TMF-Bereich weiter zu verbessern. In Verbindung mit Thermokameradaten und der Implementierung eines bruchmechanischen 2D-Modells wird man die wahren Vorgänge in den Oberflächenschichten der Bremsscheibe, die starken TMF-Beanspruchungen ausgesetzt ist, besser nachbilden können.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1: Verlauf des Wärmestroms bei einem einstufigen Bremsprozess während einer Bremszeit von 213 s.....	3
Abb. 2.2: Zeitlicher Verlauf der Bremsleistung bei bewegter Wärmequelle, an einem fixen Punkt der Bremsscheibe.....	5
Abb. 2.3: Visualisierung unterschiedlicher Typen von Hot Spots an Bremsscheiben	7
Abb. 2.4: Fließortkurve nach der von-Mises-Fließbedingung im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene	10
Abb. 2.5: Isotrope Verfestigung der von-Mises-Fließortkurve, dargestellt im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene.....	12
Abb. 2.6: Kinematische Verfestigung der von-Mises-Fließortkurve, dargestellt im 2D-Schnitt mit der 1,2-Ebene.....	13
Abb. 2.7: Verlauf der Wärmeleitfähigkeit für GJS-500 und 15CDV6	17
Abb. 2.8: Verlauf der Wärmekapazität für GJS-500 und 15CDV6	17
Abb. 2.9: Verlauf der Dichte für GJS-500 und 15CDV6.....	18
Abb. 2.10: Verlauf des thermischen Ausdehnungskoeffizienten für GJS-500 und 15CDV6	19
Abb. 2.11: Fließkurven für GJS-500 und 15CDV6, bei RT, $\varepsilon = 10^{-4} \text{ s}^{-1}$	20
Abb. 2.12: Zyklische σ - ε -Kurve, GJS-500, $\varepsilon_a^{\text{tot}} = 0,4\%$, R=-1	21
Abb. 2.13: Zyklische σ - ε -Kurve, 15CDV6, $\varepsilon_a^{\text{tot}} = 0,4\%$, R=-1	21
Abb. 2.14: Dehnungswöhlerkurve für 15CVDV6 bei Raumtemperatur.....	23
Abb. 2.15: OP-TMF-Zyklus mit Temperaturverlauf und Verlauf der Dehnungen.....	24
Abb. 2.16: Unterscheidung von TMF-Zyklen anhand des Phasenwinkels	25
Abb. 3.1: Frontalansicht der Rückseite der Radbremsscheibe R680	26
Abb. 3.2: Gültigkeitsbereiche der Wärmeübergangskoeffizienten in den unterschiedlichen Bereichen im thermischen 3D-Modell	27
Abb. 3.3: Plättchen und Connector-Element zwischen zwei Referenzpunkten mit Vorspannkraft $F_V = 3000 \text{ N}$	29
Abb. 3.4: 3D-Modell mit Umfangsschnitt in zentraler radialer Position	30
Abb. 3.5: Vorgangsweise bei der Generierung des 2D-Modells.....	32
Abb. 3.6: Gültigkeitsbereiche der Wärmeübergangskoeffizienten in den unterschiedlichen Bereichen im thermischen 2D-Modell	33

Abb. 3.7: Temperaturreandbedingungen im 2D-Modell.....	34
Abb. 3.8: Wahl des Netzes mit variabler Elementhöhe in Tiefenrichtung im 2D-Modell.....	34
Abb. 3.9: Knoten im Bohrungsbereich des 3D-Modells, die für die Übertragung der Umfangsänderung auf das 2D-Modell herangezogen werden.....	35
Abb. 3.10: Umfangsänderungen an den Positionen der Knoten aus Abb. 3.9 während des Bremsprozesses	36
Abb. 3.11: Aufwölbung des 2D-Modells, resultierend aus der Aufbringung der 3D- Verschiebungsrandbedingungen auf beiden Modellrändern.....	37
Abb. 3.12: 2D-Modell im generalisierten ebenen Dehnungszustand. Totale Änderung der z-Koordinaten der Knoten: Dehnung in z-Richtung, Verkippung um x- und y-Achsen	38
Abb. 3.13: Geschwindigkeitsverlauf des Zuges, bei einer linearen Verzögerung von 250 km/h bis zum Stillstand nach 60 s	39
Abb. 3.14: Verlauf der Wärmestromdichte beim zweistufigen Bremsprozess. $q_{max} = 1480 \text{ mW/mm}^2$, $t_{max1} = 2,5 \text{ s}$, $t_{max2} = 15,3 \text{ s}$, $t_{Ende} = 60 \text{ s}$	40
Abb. 3.15: Schematische Darstellung der bewegten Wärmequelle, bei zyklischer Wanderung von links nach rechts	41
Abb. 3.16: Einfluss der Zeitschrittgröße auf das Temperaturverhalten an der Reibfläche	43
Abb. 3.17: Vergleich der Temperaturverläufe eines Bremszyklus mit 1000 s mit fünf Zyklen mit 130 s.	44
Abb. 4.1: Darstellung der Auswertepositionen im 2D- und im 3D-Modell	46
Abb. 4.2: Studie an GJS-500 bezüglich des Oberflächentemperaturgradienten nach 16 s	47
Abb. 4.3: Studie an GJS-500 bezüglich der Oberflächentemperatur nach 16 s	48
Abb. 4.4: Vergleich der Oberflächentemperaturen bei verschmierter Wärmequelle	49
Abb. 4.5: Temperaturverlauf über den gesamten Umfang der Bremsscheibe mit bewegter Wärmequelle.....	49
Abb. 4.6: a) Vergleich des Temperaturverlaufs mit verschmierter und bewegter Wärmequelle an der Reibfläche, b) Ausschnitt des Temperaturverlaufs mit Vergleich von verschmierter und bewegter Wärmequelle, c) Vergleich der Temperaturen der bewegten Wärmequelle an der Reibfläche mit jener in 1mm Tiefe für GJS-500	51
Abb. 4.7: Einhüllende Kurven des Temperaturgradienten an der Reibfläche bei bewegter Wärmequelle für GJS-500	52

Abb. 4.8: Vergleich der tangentialen Spannungen für verschiedene Elementtypen im 2D-Modell, 15CDV6.....	53
Abb. 4.9: Vergleich der tangentialen Spannungen an der Reibfläche unter verschiedenen Randbedingungen im 2D-Modell, 15CDV6.....	54
Abb. 4.10: Vergleich der tangentialen Spannungen bei den drei unterschiedlichen Randbedingungen im Tiefenprofil, 15CDV6.....	55
Abb. 4.11: Verlauf der tangentialen Dehnung, der akkumulierten plastischen Dehnung und der Temperatur bei GJS-500, a) An der Reibfläche, b) Zwischen den Kühlrippen.....	56
Abb. 4.12: Verlauf der tangentialen Dehnung, der akkumulierten plastischen Dehnung und der Temperatur bei 15CDV6, a) An der Reibfläche, b) Zwischen den Kühlrippen.....	57
Abb. 4.13: Auswertung der K_{TM} -Faktoren für beide Werkstoffe an der Reibfläche, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	58
Abb. 4.14: Vergleich der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für beide Werkstoffe mit Temperaturverlauf, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	61
Abb. 4.15: Spannungs-Dehnungs-Hysteresen bei 5 Zyklen im ratenabhängigem 2D-Modell für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	62
Abb. 4.16: Vergleich der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen der 3D-Modelle mit jenen der 2D-Modelle für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	63
Abb. 4.17: Einfluss der Ratenabhängigkeit in den 2D-Modellen für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	65
Abb. 4.18: Vergleich von bewegter und verschmierter Wärmequelle für beide Werkstoffe, a) GJS-500, b) 15CDV6.....	66
Abb. 4.19: Bewegte Wärmequelle mit Zeitfenstern für beide Werkstoffe, a) 15CDV6, 1 Zeitfenster, (15 s – 17,5 s), b) GJS-500, 2 Zeitfenster, (15 s - 17,5 s; 30,25 s - 32,75 s).....	68
Abb. 4.20: Ausschnitt der Temperaturkurve mit verschmierter Wärmequelle, unterbrochen durch zwei Zeitfenster mit bewegter Wärmequelle bei GJS-500.....	69
Abb. 4.21: Vergleich der Eigenspannungen in tangentialer Richtung, in Abhängigkeit der Tiefe. 15CDV6, 1 Zyklus.....	71

Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1: Einteilung der unterschiedlichen Typen von Hot Spots und deren Temperatur- und Zeitbereiche.....	6
Tab. 2.2: Chemische Zusammensetzung von GJS-500.....	15
Tab. 2.3: Chemische Zusammensetzung von 15CDV6.....	15
Tab. 3.1: Werte der Wärmeübergangs- und Emissionskoeffizienten des thermischen 3D-Modells	28
Tab. 4.1: Eigenspannungen beim ratenabhängigen Chaboche-Modell, $T=20^{\circ}\text{C}$	70
Tab. 4.2: Eigenspannungen beim ratenunabhängigen Chaboche-Modell, $T=20^{\circ}\text{C}$	70
Tab. 4.3: Qualitativer Vergleich der Lebensdauern für GJS-500 ausgehend von der bewegten Wärmequelle mit $N_f=100\%$	72
Tab. 4.4: Qualitativer Vergleich der Lebensdauern für 15CDV6 ausgehend von der bewegten Wärmequelle mit $N_f=100\%$	72

Literaturverzeichnis

- [1] **W. Schlosser.** Moderne Bremsysteme für Schienenfahrzeuge. *ZEVrail Glasers Annalen* 125, 8:273–277, 2001.
- [2] **B. Breuer and K.-H. Bill.** Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik (ATZ/MTZ-Fachbuch). *Vieweg+Teubner Verlag*, 3. Aufl., 9 2006.
- [3] **P. Dufrenoy and D. Weichert.** A thermomechanical model for the analysis of disc brake fracture mechanisms. *Journal of Thermal Stresses*, 26(8):815–828, 2003.
- [4] **P. Dufrenoy, J. Brunel, D. Weichert and S. Panier.** Progressive waviness distortion: A new approach of hot spotting in disc brakes. *Journal of Thermal Stresses*, 28(1):47–62, 2005.
- [5] **P. Zagrodzki.** Thermoelastic instability in friction clutches and brakes – transient modal analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes. *International Journal of Solids and Structures*, 46(11–12):2463 – 2476, 2009.
- [6] **A.E. Anderson and R.A. Knapp.** Hot spotting in automotive friction systems. *Wear*, 135(2):319 – 337, 1990.
- [7] **S. Panier, P. Dufrenoy and D. Weichert.** An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes. *Wear*, 256(7-8):764 – 773, 2004.
- [8] **P. Raninger, W. Ecker, T. Antretter.** Experimental and numerical investigation of damage due to thermo mechanical fatigue of brake disks for railway applications. *Fatigue Symposium Leoben*, Volume 3, 2012.
- [9] **M. Bäker.** Numerische Methoden in der Materialwissenschaft. *Braunschweiger Schriften zum Maschinenbau. Fachbereich Maschinenbau der TU Braunschweig*, Elektronische Version, 2009.
- [10] **J. Rösler, H. Harders, and M. Bäker.** Mechanisches Verhalten der Werkstoffe. *Vieweg+Teubner Verlag*, 3. Aufl., 7 2008.
- [11] **G. Gottstein.** Physikalische Grundlagen der Materialkunde. *Springer*, 3. Aufl., 6 2007.

- [12] **J.-L. Chaboche.** A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories. *International Journal of Plasticity*, 24(10):1642 – 1693, 2008.
- [13] CES Selector Version 4.6.
- [14] **H. Berns and W. Theisen.** Eisenwerkstoffe - Stahl und Gusseisen. *Springer*, 4. Aufl., 8 2008.
- [15] *Stahlschlüssel 2004* Version 4.0.
- [16] Verein Deutscher Eisenhüttenleute, **W. Jäniche, W. Dahl, H.-F. Klärner, W. Pitsch, D. Schauwinhold, W. Schlüter and H. Schmitz.** Werkstoffkunde Stahl: Band 2: Anwendung. *Springer*, 4. Aufl., 12 1984.
- [17] **R. Ebner.** Vorlesungsskript Spezielle Werkstoffprüfung 2009/2010.
- [18] **G. Winter, H. Köberl and W. Eichlseder.** Methoden zur Ermittlung der TMF-Lebensdauer von GJV 450. *Gießerei Rundschau* 55, 2008
- [19] **M. Whittaker and R. Lancaster.** A review of thermo-mechanical fatigue behavior in polycrystalline nickel superalloys. *Rolls-Royce University Technology Centre in Materials*, 2011
- [20] **S. Montua.** Wärmeübergangszahlen für Radbremsscheiben vom Typ R680.
- [21] ABAQUS 6.11 Documentation.
- [22] **A. Langmann.** Dynamometer test report. *High Speed Days*. 2010.
- [23] **T. Belytschko.** Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures. *Wiley*, 1998.
- [24] **A. Adamowicz and P. Grzes.** Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load. *Applied Thermal Engineering*, 31(6–7):1003 – 1012, 2011.

Anhang

Subroutine DFLUX für die bewegte Wärmequelle

```
C2345678901234567890123456789012345678901234567890123456789012345678
  SUBROUTINE DFLUX (FLUX, SOL, KSTEP, KINC, TIME, NOEL, NPT, COORDS,
    1 JLTYP, TEMP, PRESS, SNAME)
C
  INCLUDE 'ABA_PARAM.INC'
C
  DIMENSION FLUX(2), TIME(2), COORDS(3)
  CHARACTER*80 SNAME
  REAL tmax1, tmax2, tend, HFL_max, b, coord_left, coord_right
  REAL tcooling, L
  INTEGER k
  COMMON /CommonK/ k

C   b=Länge der Bremsbacke
  b=331.74544
C   Maximale Wärmestromdichte bei bewegter Wärmequelle
  HFL_max=7400.0
C   Umschaltzeitpunkte und Bremsende
  tmax1=2.5
  tmax2=15.3
  tend=60

C   Länge einer Umdrehung
  L=1658.7272+1E-4

C   Zurückgelegter Weg als Funktion der Zeit
  coord_left=-332.126*(TIME(2))**2+39855.1*TIME(2)
  coord_right=coord_left+b

C   coord_left: Linke Koordinate der Bremsbacke
C   coord_right: Rechte Koordinate der Bremsbacke

  IF (coord_left .LT. L) THEN
    k=1
  ELSE
    IF (coord_left .GE. k*L) THEN
      k=k+1
    ELSE
      GOTO 100
    EndIF
  EndIF
EndIF
```

C Fall 1: Linke und rechte Backenkoordinate in selber Umdrehung

```
100 IF (coord_left .GE. (k-1)*L .AND. coord_right .LT. k*L) THEN

    coord_left=coord_left-(k-1)*L
    coord_right=coord_left+b

    IF (COORDS(1) .GE. coord_left .AND.
1    COORDS(1) .LE. coord_right) THEN

        IF (TIME(2) .LE. tmax1) THEN
            FLUX(1)=HFL_max/tmax1*TIME(2)
            EndIF

        IF (TIME(2).GT.tmax1 .AND. TIME(2).LE.tmax2) THE
            FLUX(1)=HFL_max-HFL_max/(tend-tmax1)*(TIME(2)-tmax1)
            EndIF

        IF (TIME(2).GT.tmax2 .AND. TIME(2).LE.tend) THEN
            FLUX(1)=HFL_max-HFL_max/(tend-tmax2)*(TIME(2)-tmax2)
            EndIF

    EndIF

EndIF
```

C Fall 2: Linke und rechte Backenkoordinate nicht in selber Umdrehung

```
IF (coord_left .LT. k*L .AND. coord_right .GE. k*L) THEN

    coord_left=coord_left-(k-1)*L
    coord_right=coord_right-k*L

    IF ((COORDS(1) .GE. coord_left .AND.
1    COORDS(1) .LT. L) .OR. (COORDS(1) .GE. 0.0 .AND.
1    COORDS(1) .LE. coord_right)) THEN

        IF (TIME(2) .LE. tmax1) THEN
            FLUX(1)=HFL_max/tmax1*TIME(2)
            EndIF

        IF (TIME(2).GT.tmax1 .AND. TIME(2).LE.tmax2) THEN
            FLUX(1)=HFL_max-HFL_max/(tend-tmax1)*(TIME(2)-tmax1)
            EndIF

        IF (TIME(2) .GT. tmax2 .AND. TIME(2) .LE. tend) THEN
            FLUX(1)=HFL_max-HFL_max/(tend-tmax2)*(TIME(2)-tmax2)
            EndIF

    EndIF

EndIF

RETURN
END
```

Subroutine DISP für die Aufbringung der Randbedingungen

```
C2345678901234567890123456789012345678901234567890123456789012345678
SUBROUTINE DISP(U,KSTEP,KINC,TIME,NODE,NOEL,JDOF,COORDS)
C
C   INCLUDE 'ABA_PARAM.INC'
C
C   DIMENSION U(3),TIME(2),COORDS(3)
C
C   INTEGER counter1, counter2, iStep, i1, i2, i3
C   PARAMETER(lines=1000, columns=14)
C   Das Textfile mit den Verschiebungen darf maximal 1000 Zeilen
C   haben
C   DOUBLE PRECISION dataArray(lines,columns)
C   DOUBLE PRECISION dataInterp(columns-1)
C   DOUBLE PRECISION coordArray(columns-1), u_tang0, u_tang1
C   DOUBLE PRECISION InterpFuncDISP,t0,t1,ctime,s_pos0, s_pos1
C   DOUBLE PRECISION s_coord
C   REAL FirstRun, TimeVar, x_temp
C   REAL subTHE, u_Test, ktm
C   COMMON /cDISP/ iStep, counter1, counter2, dataArray, t0, t1
C   COMMON /FirstRun, TimeVar, ctime, dataInterp,
C   COMMON / coordArray,u_tang0,u_tang1
C   COMMON /E_therm/ subTHE, u_Test
C   COMMON /commonKTM/ ktm
C
C   ctime=TIME(2)
C   s_coord=COORDS(2)
C   s_node=NODE
C   Wird nur beim ersten Aufruf der Subroutine ausgeführt
C   IF (KINC .EQ. 1 ) THEN
C     IF (KSTEP .EQ. 1 ) THEN
C       iStep=1
C       counter1=1
C       counter2=1
C
C   Verschiebungsdaten werden aus einem Textfile gelesen und in ein
C   Feld geschrieben
C     OPEN(UNIT=9,FILE='/home-
extra/m.schemmel/work/Simulationen
1/MaterialVergleich/CDV6_Smeared
1/Verschiebungen_5Cycle_CDV6_QuadR_130s_with-srd.txt'
1, STATUS='UNKNOWN')
C     i1=1
200     CONTINUE
C     READ(9,*, END=201) dataArray(i1,1:columns)
C     i1=i1+1
C     GOTO 200
201     CLOSE(9)
C
C   Die erste Zeile beschreibt die Koordinaten der Knoten aus dem 3D-
C   haben
C     coordArray=dataArray(1,2:columns)
C     dataArray(1:lines-1,1:columns)=dataArray(2:lines,1:columns)
C     END IF
```

```
END IF
```

```
IF (TimeVar .NE. ctime) THEN
  FirstRun=0
  TimeVar=ctime
ELSE
  FirstRun=1
END IF
```

```
IF (ctime .GT. dataArray(iStep+1,1)) THEN
  iStep=iStep+1
END IF
```

```
t0=dataArray(iStep,1)
t1=dataArray(iStep+1,1)
```

```
IF (FirstRun .EQ. 0) THEN
```

```
C Interpolations Function wird aufgerufen
```

```
DO 102 i2=1, columns-1
  u_tang0=dataArray(iStep,i2+1)
  u_tang1=dataArray(iStep+1,i2+1)
```

```
dataInterp(i2)=InterpFuncDISP(t0,t1,u_tang0,u_tang1,ctime)
END IF
```

```
i3=0
IF (s_coord .EQ. coordArray(columns-1)) THEN
  s_pos0=coordArray(1)
  s_pos1=coordArray(2)
  i3=1
```

```
ELSE
  DO 103 i2=1, columns-1
    IF (s_coord .LE. coordArray(i2)) THEN
      s_pos0=coordArray(i2)
      s_pos1=coordArray(i2+1)
      i3=i3+1
    END IF
```

```
103 CONTINUE
END IF
```

```
u_tang0=dataInterp(i3)
u_tang1=dataInterp(i3+1)
U(1)=InterpFuncDISP(s_pos0,s_pos1,u_tang0,u_tang1,s_coord)
```

```
counter1=counter1+1
```

```
RETURN
END
```

```
C2345678901234567890123456789012345678901234567890123456789012345678
```

```
C Interpolations Function (Linear)
```

```
DOUBLE PRECISION FUNCTION InterpFuncDISP(fCoord0,fCoord1
1,u0,u1,fCoord)

      DOUBLE PRECISION  fCoord0,fCoord1,u0,u1,fCoord
      InterpFuncDISP=u0+(u1-u0)/(fCoord1-fCoord0)*(fCoord-
1      -fCoord0)

      RETURN
      END
```

Beispiel eines Abaqus Input Files mit bewegter Wärmequelle für 15CDV6

```
*Heading
** Job name: Mech_GJS-500_Moving_tkorrr_005 Model name: Mechanisch
** Generated by: Abaqus/CAE 6.11-1
*Preprint, echo=NO, model=NO, history=NO, contact=NO
**
** PARTS
**
*Part, name=Part-1
*End Part
**
**
** ASSEMBLY
**
*Assembly, name=Assembly
**
*Instance, name=Part-1-1, part=Part-1
*Node
    1,    1640.22717,    -28.
    2,    1640.22717,     0.
        .
        .
        .
    44197, 3.03223032e-07, -32.1246376
    44198, 3.03223032e-07, -29.3748512
*Element, type=CPEG8R
    1,    1,    280,    2488,    433, 14989, 14990, 14991, 14992
    2,    280,    281,    2489,    2488, 14993, 14994, 14995, 14990
        .
        .
        .
14222, 14953, 14956, 14955, 44084, 44090, 44081
14223, 14962, 14967, 14966, 44127, 44137, 44123
*Node
    44199,    0.,    5.,    0.
*Nset, nset=Part-1-1-RefPt_, internal
44199,
        .
        .
        .
*Elset, elset=_PickedSet6, internal, generate
    1, 14223,    1
** Section: Section-1
*Solid
material=mat_15cdv6_nfhalbe_alltemp_with-srd,    elset=_PickedSet6,
RefPt_
1.,
*End Instance
**
*Node
    1,    -10.,    0.,    0.
*Node
```

```
      2,          -10.,  -0.27860871,          0.
      .
      .
      .
*Node
      48,          -10.,  -37.6248398,          0.
*Node
      49,          -10.,          -39.,          0.
*Nset, nset=Alles, instance=Part-1-1, generate
      1,  44198,          1
*Elset, elset=Alles, instance=Part-1-1, generate
      1,  14223,          1
      .
      .
      .
*Nset, nset=RF_0
      1,
*Nset, nset=RF_1
      2,
      .
      .
      .
*Nset, nset=RF_47
      48,
*Nset, nset=RF_48
      49,
*Nset, nset=_PickedSet2335, internal
      49,
      .
      .
      .
*Nset, nset=NodeL_0, instance=Part-1-1
      47,
*Nset, nset=NodeR_0, instance=Part-1-1
      6,
*Nset, nset=NodeL_1, instance=Part-1-1
      37660,
*Nset, nset=NodeR_1, instance=Part-1-1
      17634,
      .
      .
      .
*Nset, nset=NodeL_48, instance=Part-1-1
      279,
*Nset, nset=NodeR_48, instance=Part-1-1
      108,
      .
      .
      .
** Constraint: INT_Equation_UX0
*Equation
      3
NodeL_0, 1, 1.
NodeR_0, 1, -1.
RF_0, 1, 1.
```

```
** Constraint: INT_Equation_UX1
*Equation
3
NodeL_1, 1, 1.
NodeR_1, 1, -1.
RF_1, 1, 1.
** Constraint: INT_Equation_UX2
      .
      .
      .
*End Assembly
**
** MATERIALS
**
*Material, name=mat_15cdv6_nfhalbe_alltemp_with-srd
*Depvar
21,
*User Material, constants=1
1.,
*User Output Variables
  1,
**
** INTERACTION PROPERTIES
**
*Surface Interaction, name=Contact-Prop
1.,
*Friction
0.,
*Surface Behavior, pressure-overclosure=HARD
**
** PHYSICAL CONSTANTS
**
*Physical      Constants,      absolute      zero=-273.15,      stefan
boltzmann=5.6704e-11
**
** BOUNDARY CONDITIONS
**
** Name: Versch_Links Type: Displacement/Rotation
*Boundary
_PickedSet1917, 2, 2
** Name: Versch_Rechts Type: Displacement/Rotation
*Boundary
_PickedSet1918, 2, 2
** Name: Versch_Ref Type: Displacement/Rotation
*Boundary
_PickedSet2335, 2, 2
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Predefined Field-2 Type: Temperature
*Initial      Conditions,      type=TEMPERATURE,
file=Therm_CDV6_Moving_tkorr_005.odt, step=1, inc=0, interpolate
** -----
**
** STEP: Load-1
**
```



```
*Step, name=Load-1, inc=10000
*Static
0.00132834, 0.737968, 0.000147594, 0.00147594
**
** BOUNDARY CONDITIONS
**
** Name: DISP_RF0 Type: Displacement/Rotation
*Boundary, user
RF_0, 1, 1
** Name: DISP_RF1 Type: Displacement/Rotation
*Boundary, user
RF_1, 1, 1
** Name: DISP_RF2 Type: Displacement/Rotation
*Boundary, user
RF_2, 1, 1
.
.
.
** Name: DISP_RF48 Type: Displacement/Rotation
*Boundary, user
RF_48, 1, 1
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Temp-1 Type: Temperature
*Temperature, file=Therm_CDV6_Moving_tkorr_005.odb, bstep=1, binc=1,
estep=1, interpolate
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field
*Element Output, elset=Surface_Elements, directions=YES
E, LE, MISESMAX, PE, PEEQ, PEMAG, S, SDV, THE, UVARM
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-2
**
*Node Output, nset=Surface_Nodes
NT, U
*Output, history, frequency=0
*End Step
** -----
**
** STEP: Load-2
**
*Step, name=Load-2, inc=10000
*Static
0.00149432, 0.747158, 0.000149432, 0.00149432
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Temp-2 Type: Temperature
*Temperature, file=Therm_CDV6_Moving_tkorr_005.odb, bstep=2, binc=1,
```

```
estep=2, interpolate
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field
*Element Output, elset=Surface_Elements, directions=YES
E, LE, MISESMAX, PE, PEEQ, PEMAG, S, SDV, THE, UVARM
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-2
**
*Node Output, nset=Surface_Nodes
NT, U
*Output, history, frequency=0
*End Step

      .
      .
      .
** -----
**
** STEP: Load-43
**
*Step, name=Load-43, inc=10000
*Static
0.0609143, 1.45379, 0.00609143, 0.0609143
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Temp-43      Type: Temperature
*Temperature,      file=Therm_CDV6_Moving_tkorr_005.odb,      bstep=43,
binc=1, estep=43, interpolate
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field
*Element Output, elset=Surface_Elements, directions=YES
E, LE, MISESMAX, PE, PEEQ, PEMAG, S, SDV, THE, UVARM
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-2
**
*Node Output, nset=Surface_Nodes
NT, U
*Output, history, frequency=0
*End Step
** -----
**
** STEP: Cooling
**
*Step, name=Cooling, inc=10000
```

```
*Static
0.1, 70., 0.01, 1.
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Temp-Cooling   Type: Temperature
*Temperature,          file=Therm_CDV6_Moving_tkorr_005.odb,      bstep=44,
binc=1, estep=44, interpolate
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field
*Element Output, elset=Surface_Elements, directions=YES
E, LE, MISESMAX, PE, PEEQ, PEMAG, S, SDV, THE, UVARM
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-2
**
*Node Output, nset=Surface_Nodes
NT, U
*Output, history, frequency=0
*End Step
** -----
**
** STEP: End
**
*Step, name=End
*Static
0.1, 1., 1e-05, 1.
**
** PREDEFINED FIELDS
**
** Name: Temp-End     Type: Temperature
*Temperature
Alles, 20.
**
** OUTPUT REQUESTS
**
*Restart, write, frequency=0
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-1
**
*Output, field
*Element Output, elset=Surface_Elements, directions=YES
E, LE, MISESMAX, PE, PEEQ, PEMAG, S, SDV, THE, UVARM
**
** FIELD OUTPUT: F-Output-2
**
*Node Output, nset=Surface_Nodes
NT, U
*Output, history, frequency=0
*End Step
```