

Holistische Methode zur elastischen Auslegung von geclinchten Bauteilen

Zur Erlangung des akademischen Grades
DOKTOR DER INGENIEURSWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
DISSERTATION

von
Sven Martin, M. Sc.
aus Reutlingen

Tag des Kolloquiums: 19.09.2024

Referent: Prof. Dr. rer. nat. habil. Thomas Tröster

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Alexander Brosius

Kurzfassung

Die Auslegung von gefügten Bauteilen ermöglicht die Produktion von Strukturbau teilen, welche teils aus sehr vielen Einzelteilen bestehen und durch eine hohe Anzahl von Füge punkten verbunden sind. Die Eigenschaften der Einzelteile und die Prozessgrößen in der Fertigung unterliegen Schwankungen, die bei der Auslegung berücksichtigt werden müssen. Um diese Bauteile stets nach der Spezifikation zu liefern, werden die Prozesse gewöhnlich über die gesamte Prozesskette überwacht und das Bauteil überdimensioniert. Treten unvorhersehbare Störungen in der Prozesskette auf, kann das Bauteil nicht mehr weiter produziert werden. Entweder muss die Störung im Prozess behoben werden, was nicht immer möglich ist und die schon teils produzierte Charge muss vernichtet werden, oder der Teil der Prozesskette nach der Störung muss angepasst werden. Dies kann z.B. durch eine Änderungskonstruktion, wie der Anpassung der Fügepunkt positionen und der -anzahl, geschehen.

In dieser Dissertation wurde eine Auslegungsmethode zur strukturellen elastischen Auslegung punktgefügter Bauteile entwickelt, mit der eine Anpassungskonstruktion, z.B. auf solche Störungen, möglich ist. Diese Methode basiert auf der Ausnutzung des Einflusses von geometrischen Bauteilgrößen, wie z.B. der Bauteildicke und der Fügepunkt positionierung, von veränderten Fügepunkteigenschaften sowie dem Verständnis zwischen Prozessgrößen und den erzeugten Fügepunkteigenschaften.

Abstract

The design of joined components enables the production of structural components, which consist of many individual parts and are combined by a large number of joining elements. Since the properties of the individual parts and the process parameters in manufacturing can scatter, the deviations must be considered in the design. To always deliver these components according to specification, the processes are usually monitored over the entire process chain and the component is over dimensioned. If unforeseeable disruptions occur in the process chain, the component can no longer be produced. Either the malfunction in the process must be rectified, which is not always possible, and the batch that has already been partially produced must be destroyed, or the part of the process chain after the malfunction needs to be adjusted. This can be done, for example, by changing the design, such as adjusting the joints' positions and number.

In this PhD thesis, a design method for structural elastic designing of point-joined components was developed. With that method a revised design can be defined, e.g. in order to meet unforeseeable disruptions in the process chain. This method is based on the utilization of the influence of geometric component parameters, such as component thickness and joint positioning, on changed joint properties as well as on the understanding between process parameters and the manufactured joint properties.

Teilergebnisse dieser Arbeit sind in folgenden Veröffentlichungen erschienen:

- [1] B. Schramm, S. Martin, C. Steinfelder, C. R. Bielak, A. Brosius, G. Meschut, T. Tröster, T. Wallmersperger und J. Mergheim. „A Review on the Modeling of the Clinching Process Chain-Part I: Design Phase“. In: *Journal of Advanced Joining Processes* (2022), S. 100133.
- [2] S. Martin und T. Tröster. „Method for considering the process chain in the design process of clinched components“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 163.
- [3] C. Zirngibl, S. Martin, C. Steinfelder und S. Wartzack. „Methodical approach for the design and dimensioning of mechanical clinched assemblies“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 179.
- [4] S. Martin, C. R. Bielak, M. Bobbert, T. Tröster und G. Meschut. „Numerical investigation of the clinched joint loadings considering the initial pre-strain in the joining area“. In: *Production Engineering* 16.2-3 (2022), S. 261–273.
- [5] S. Martin, K. Kurtusic und T. Tröster. „Influence of the Surrounding Sheet Geometry on a Clinched Joint“. In: *Key Engineering Materials* 926 (2022), S. 1505–1515.
- [6] S. Martin, J. Schütte, C. Bäumler, W. Sextro und T. Tröster. „Identification of joints for a load-adapted shape in a body in white using steady state vehicle simulations“. In: *Forces in Mechanics* 6 (2022), S. 100065.
- [7] S. Martin, A. A. Camberg und T. Tröster. „Probability Distribution of Joint Point Loadings in Car Body Structures under Global Bending and Torsion“. In: *Procedia Manufacturing* 47 (2020). 23rd International Conference on Material Forming, S. 419–424. ISSN: 2351-9789.
- [8] S. Martin und T. Tröster. „Joint point loadings in car bodies – the influence of manufacturing tolerances and scatter in material properties“. In: (2021). 24rd International Conference on Material Forming.
- [9] C. Steinfelder, S. Martin, A. Brosius und Thomas Tröster. „Load Path Transmission in Joining Elements“. In: *Key Engineering Materials* 883 (2021), S. 73–80.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	1
1.2 Vorgehen und Gliederung	2
2 Stand der Forschung	5
2.1 Kurzübersicht über das Verfahren Clinchen	5
2.1.1 Fertigung und Eigenschaften eines Clinchpunktes	6
2.1.2 Ermittlung der mechanischen Kennwerte eines Fügepunktes	8
2.1.3 Versagensarten und analytische Modelle zur Beschreibung des mechanischen Verhalten eines Clinchpunktes	9
2.1.4 FE-Modelle zur Beschreibung von Clinchpunkten	10
2.2 Auslegung und Robustheit eines Fügedesigns aus gleichartigen Fügepunkten	11
2.2.1 Bestimmung eines initialen Fügedesigns	12
2.2.2 Bestimmung und Optimierung eines Fügedesigns	13
2.2.3 Robustheitsanalysen und Identifikation besonders relevanter Fügepunkte	16
2.3 Einflüsse auf die Belastung und Tragfähigkeit von Clinchpunkten	17
2.3.1 Einfluss der Fügepunktpositionierung	17
2.3.2 Einfluss globaler Fügeteilsteifigkeiten	22
2.4 Forschungsbedarf bei Anpassungskonstruktionen von punktgefügten Strukturen	24
3 Machbarkeitsuntersuchung	27
3.1 Beschreibung von Fügepunktlasten	27
3.2 Verwendetes Gesamtfahrzeug und davon abgeleitete Simulationsmodelle	29
3.2.1 Ableitung eines impliziten Karosseriemodells aus dem Gesamtfahrzeug-Crashmodells	30
3.2.2 Überführung des Crash-Modells in ein Mehrkörpersimulationsmodell	31
3.3 Analyse der Fügepunktlasten in einer Karosserie unter quasistatischen Lastfällen	37
3.4 Einfluss der Deformation in der Fügezone auf die Clinchpunkteigenschaft und -last	40
4 Erarbeitung der Ursache-Wirkungs-Beziehungen	53
4.1 Modellaufbau des abstrahierten Fügeflansches	53
4.2 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse	55
4.2.1 Ergebnisse und Auswertung der Variationen in den Schublastfällen	59
4.2.2 Ergebnisse und Auswertung der Variationen in den Schälungslastfällen	65

4.2.3	Zusammenfassung der Wirkung von Fügepunktsteifigkeits- und -positionsänderungen in Flanschen	71
4.3	Demonstration des Nutzens von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkten	72
5	Untersuchungen an einfach geclinchten Proben	73
5.1	Experimentelle Untersuchungen	73
5.1.1	Probengeometrien und Fügeanlagen in den Versuchsreihen	74
5.1.2	Ergebnisse	83
5.2	Durchbiegungs- und Abstützungshypothese	102
5.3	Systematik	108
6	Auslegungsmethode für geclinchte Bauteile	111
6.1	Aufbau der Auslegungsmethode	112
6.2	Annahmen und benötigte Daten für die Anwendung der Auslegungsmethode	115
6.2.1	Ermittlung der Ersatzsteifigkeiten	116
6.2.2	Abschätzung der Grenzkurven unter Unsicherheit	118
6.3	Anwendung der Auslegungs- und Berechnungsmethode	120
6.4	Experimentelle Prüfung des Demonstrators und Abgleich mit der Simulation	126
7	Zusammenfassung und Ausblick	131
8	Anhang	133
8.1	Raderhebungskurven des MKS-Modells	133
8.2	In Versuchsreihe 1 gemessene Kräfte	135
8.3	Messwerte der Versuchsreihe 2	138
8.4	Messwerte der Versuchsreihe 3	139
8.5	Eigen-Kontaktbedingungen	141
Literatur		143

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation und Zielsetzung

Die Fügetechnik ist ein wichtiger Teil des Maschinenbaus, da die meisten mechanischen Bauteile aus vielen Einzelteilen bestehen, die miteinander gefügt sind. Erst durch das Verbinden der Einzelteile mit richtig ausgewählten, dimensionierten und positionierten Fügelementen können tragende Strukturen, wie zum Beispiel eine Fahrzeugkarosserie, spezifizierten äußeren Lasten formstabil standhalten. Die Formstabilität wird dabei gewöhnlich durch Bauteilstifigkeiten und -eigenfrequenzen angegeben. Das Fügedesign umfasst alle Fügeelemente mitsamt ihren Eigenschaften und ihrer Anordnung, sowie bewusst am Bauteil herbeigeführte geometrische und werkstoffliche Änderungen, um die Fügepunktbelastungen und -positionierungen zu beeinflussen.

Bei jedem gefügten Bauteil besteht in der Auslegung und Fertigung die Herausforderung, dass die Bauteilspezifikationen bei schwankenden Einzelteilen und auch bei schwankenden Prozessgrößen eingehalten werden müssen. Gleichzeitig beeinflussen sich die Größen gegenseitig. Es ist zum Beispiel messbar, dass bei einem Clinchprozess ein Clinchpunkt mit anderen Eigenschaften entsteht, wenn die Prozessgrößen (z.B. der Verfahrweg des Stempels) oder die Eingangsgrößen (z.B. die Blechdicken der Fügeteile) variieren. Vorhersehbare Prozessschwankungen werden in einer robusten Auslegung und in der nachgelagerten Fertigungsplanung einkalkuliert. Um das Bauteil stets in der gewünschten Qualität zu liefern, sollte die Konstruktion das Bauteil entweder überdimensionieren oder der Fertigung Möglichkeiten gegeben werden, mit einer möglichst kleinen Änderung des Fertigungsprozesses auf ebendiese Prozessschwankungen zu reagieren. Um der Fertigung einen Maßnahmenkatalog für bestimmte „Prozessfehler“ zu liefern, bedarf es ein tiefes Verständnis der „Stellschrauben im Prozess“ und deren Auswirkung auf die Gesamtstruktur sowie auf die Fügepunktbelastung. Darüber hinaus kann mit einem tiefen Prozessverständnis und einer systematischen Ausnutzung dieses Wissens auch auf weitere ungewollte Änderungen, die über das ursprünglich geplante Maß hinausgehen, reagiert werden.

Tritt eine ungewollte Prozessänderung, die als Fehler in der Prozesskette wahrgenommen wird auf, kann der Konstrukteur bewerten welche „Stellschrauben im Prozess“ verändert werden müssen, um die Bauteilqualität wiederherzustellen. Für den Konstrukteur ist die Störung eine Ursache, auf die mit einer oder mehreren Maßnahmen reagiert werden muss. Die Auswirkung dieser Maßnahmen sollte sein, dass die Bauteil- und Fügepunktsicherheiten wiederhergestellt sind.

Der Konstrukteur benötigt folglich ein Wissen über die Ursache-Wirkungs-Beziehungen zwischen Veränderungen im Bauteil und / oder in der Fügestelle sowie die Wirkung einer

solchen Änderung auf die Eigenschaften und Belastungen im Bauteil und in den Fügestellen. Sind die Ursache-Wirkungs-Beziehungen bekannt, kann eine konstruktive Methode entwickelt werden, um Anpassungskonstruktionen durchzuführen. Aktuell gibt es keine Methode, die bewusst auf physikalischen Ursache-Wirkungs-Beziehungen basiert. Die Anpassungen des Fügedesigns und des Bauteils, beruht entweder auf der Erfahrung des Konstrukteurs, auf Sampling oder auf trainierten selbstlernenden Algorithmen, die im Vornhinein mit Fügeszenarien trainiert werden müssen.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Auslegungsmethode, mit welcher für statische Belastungen eine Änderungskonstruktion für ein geclincktes Bauteil in wenigen Iterationsschritten generiert werden kann. Darüber hinaus kann mit der Auslegungsmethode für mögliche Prozesskettenstörungen ein Maßnahmenkatalog abgeleitet werden, mit welchem die Bauteilfunktionen und die Sicherheiten durch konstruktive oder fertigungstechnische Maßnahmen wiederhergestellt werden können. Damit dies gelingt, müssen folgende Ursache-Wirkungs-Zusammenhänge bekannt sein:

1. von globalen Bauteilgeometrieänderungen auf die Fügepunktbelastungen
2. von lokalen Bauteilgeometrieänderungen um den Fügepunkt auf die Fügepunktbelastungen
3. von Lastumlagerungen zwischen den Fügepunkten untereinander durch Veränderung eines Fügepunktes im Fügedesigns

Die Dissertation beschäftigt sich deshalb damit, das Verständnis von durch Schwankungen in der Prozesskette erzeugten Lastumlagerungen in den Fügepunkten eines Fügedesigns deutlich zu erhöhen. Als Hypothese wird angenommen, dass durch die Erforschung von Ursache-Wirkungs-Zusammenhängen übertragbares Wissen gebildet werden kann, was nachfolgend in einer Konstruktionsmethode genutzt wird. Zudem soll die Methode, da sie nicht auf „Versuch und Irrtum“ basiert, deutlich weniger Iterationsschritte benötigen als gängige Optimierungsalgorithmen.

1.2 Vorgehen und Gliederung

Zunächst wird im Kapitel 2 der Stand der Forschung im Bereich der Auslegung von gefügten Baugruppen beschrieben. Dort ist erläutert, welche Vorversuche notwendig sind, um die für die Auslegung notwendigen Informationen zu generieren, wie Fügeelemente in der Bauteilsimulation beschrieben werden und welche Möglichkeiten bestehen ein Fügedesign zu definieren. Kapitel 3 befasst sich mit der Analyse der Belastungen von punktförmigen Fügeverbindungen in gefügten Strukturen. Dort werden Größen zur Beschreibung von Fügepunktlasten eingeführt. Anhand einer Fahrzeugkarosserie wird die Anwendung und der Nutzen dieser Art der Beschreibung erläutert sowie der Einfluss der Blechdicke und der Fügepunkteigenschaften auf die Fügepunktlasten herausgearbeitet. In Kapitel 4 sind Wechselwirkungen zwischen den Fügepunkteigenschaften, ihrer Position und der äußeren Last auf die Fügepunktbelastungen anhand simulativer Untersuchungen an einem Mehrfügepunktflansch identifiziert. In Kapitel 5 wird anhand von experimen-

teilen Untersuchungen an einfach geclinchten Proben, der Einfluss der Bauteilgestalt in der Fügepunktnähe auf die Clinchpunktbelastung untersucht. In Kapitel 6 wird zuerst eine Auslegungsmethode zur verbesserten Auslegung von punktgefügten Bauteilen vorgestellt. Anschließend wird das Vorgehen und der Nutzen der Auslegungsmethode an einem bauteilähnlichen Demonstrator aufgezeigt. Abschließend endet die Dissertation mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 7.

Kapitel 2

Stand der Forschung

Mit der in dieser Arbeit entwickelten Auslegungsmethode werden bestehende Konstruktionen von geclinchten Bauteilen verbessert, indem die Lastaufteilung zwischen den Clinchpunkten untereinander verändert wird. Dies geschieht, indem Lasten zwischen den Fügepunkten von stärker belasteten Clinchpunkten auf schwächer belastete umgelagert werden. Diese Umlagerung erfolgt dabei zielgerichtet und basiert auf der systematischen Ausnutzung von Prozess- und Konstruktionseinflüssen. Um eine solche Methode zu entwickeln, bedarf es eines Verständnis des Clinchprozesses, des Vorgehens bei der Auslegung von punktgefügten Strukturen, der Berechnung von Bauteilen mit der FE-Methode sowie bekannten Einflüssen auf die Belastungssituation von Clinchpunkten und ein dazugehöriges Charakterisierungskonzept. Anhand einer Literaturrecherche wird nachfolgend in die genannten Themen eingeführt, wobei mit der Beschreibung der Herstellung eines zylindrischen Fügepunktes mit ungeteilter Matrize und den Eigenschaften des dadurch hergestellten Clinchpunktes begonnen wird. Danach werden Prozesseinflüsse und geometrische Kennwerte eines Clinchpunktes - auch Clinchpunktverbindung genannt - beschrieben. Durch die Erzeugung anderer Clinchpunktgeometrien durch veränderte Prozessparameter können die mechanischen Clinchpunkteigenschaften verändert werden. Da in der Auslegungsmethode FE-Berechnungen ausgewertet werden, folgt anschließend ein Abschnitt über die Abbildung von Clinchpunkten in der FE-Simulation. Anschließend wird beschrieben, wie die Auslegung von punktgefügten Bauteilen momentan erfolgt. Dabei liegt der Schwerpunkt der Recherche auf der Definition der Fügepunktpositionen. Danach wird auf vorhandene Literatur eingegangen in denen Mehrfügepunktproben untersucht worden und Lastumlagerungen oder gesteigerte Tragfähigkeiten zu beobachten sind. Als letztes wird ein Prüfkonzept vorgestellt, in dem die Belastungen auf Clinchpunkte eingestellt werden können. Das vorgestellte Konzept gilt nur für das Fügen ungleicher Fügeteile, d.h. verschiedene Werkstoff-Blechdicken-Kombinationen, dient aber als Inspiration für den in Kapitel 6 verwendeten Demonstrator. Dieses Kapitel endet mit der Darlegung des Forschungsbedarfs, um eine auf Ursache-Wirkungs-Beziehungen basierende holistische Auslegungsmethode für geclinchte Bauteile entwickeln zu können.

2.1 Kurzübersicht über das Verfahren Clinchen

Clinchen ist ein Fügeprozess, welcher seit den achtziger Jahren des 20. Jahrhundert industriell angewendet wird, obwohl die erste schriftliche Erwähnung in einer Patentschrift [1]

aus dem Jahr 1897 stammt [2]. Die zeitliche Verzögerung des Durchbruches dieses Verfahrens war durch fehlende Werkzeugkonzepte, die erst in den dreißiger Jahren in Amerika aufkamen und dort in den Siebzigern realisiert wurden [3], bedingt. In den Achtzigern und Neunzigern wurden in Amerika und im deutschsprachigem Raum Maschinen zum Setzen von mechanischen Fügeelementen entwickelt und produziert [2]. Daraufhin haben sich die mechanischen Fügeelemente inklusive der Clinchpunkte in Gehäusen von Haushaltsgeräten und elektrischen Geräten sowie in Automobilkarossen verbreitet [4]. In der deutschen Norm DIN 8593 ist Clinchen in der fünften Hauptgruppe, Fügen durch Umformen, eingesortiert [5].

2.1.1 Fertigung und Eigenschaften eines Clinchpunktes

Die Fertigung eines Clinchpunktes erfolgt durch eine lokale plastische Kaltumformung bei dem zwei oder mehrere Blechbauteile ohne Verwendung eines Hilfsfügeelementes verbunden werden. Weiter kann das Clinchen in Verfahren mit und ohne Schneidanteil unterteilt werden, wobei bei ersteren das stempelseitige Blech durchtrennt wird. Eine weitere Klassifizierung kann über die Prozesskinematik, in der nach einstufig und mehrstufig getrennt wird, erfolgen. [4]

In dieser Arbeit wird sich auf das einstufige Clinchen zweier Fügeteile ohne Schneidanteil beschränkt, welches in Abbildung 2.1 gezeigt ist [6]. Die zwei Bleche werden durch die vom Niederhalter ausgeübte Pressung fixiert. Beim anschließenden Durchsetzen taucht der Stempel ein und die Bleche werden in die Matrize gedrückt. Bei der Berührung des matrizenseitigen Bleches mit dem Matrizenboden setzt der Stauch- und Biegevorgang im Boden ein. [6] [3] Abschließend fährt der Stempel zurück und der Clinchpunkt wird aus der Matrize entformt. In Abbildung 2.1 sind die vier Schritte Fixieren, Durchsetzen, Stauch- und Biegevorgang und das Entformen schematisch gezeigt.

Die Vorzugsfügerichtung ist „Hart in Weich“, da dies die maximale Kraft und maximale Energieaufnahme unter Scherzugbelastung deutlich erhöht [7]. Bei ungleich dicken Blechen ist die Vorzugsrichtung „Dick in Dünn“ [8], da die Scherzugkraft ebenfalls gesteigert wird. Beide Vorzugsrichtungen führen bei einer gut gewählten Werkzeugkombination und Prozessführung dazu, dass das Versagensverhalten bei einem Scherzugzugversuch ein Ausknöpfen anstatt eines Halsrisses ist [9]. Die Versagensarten werden in Kapitel 2.1.3 erläutert.

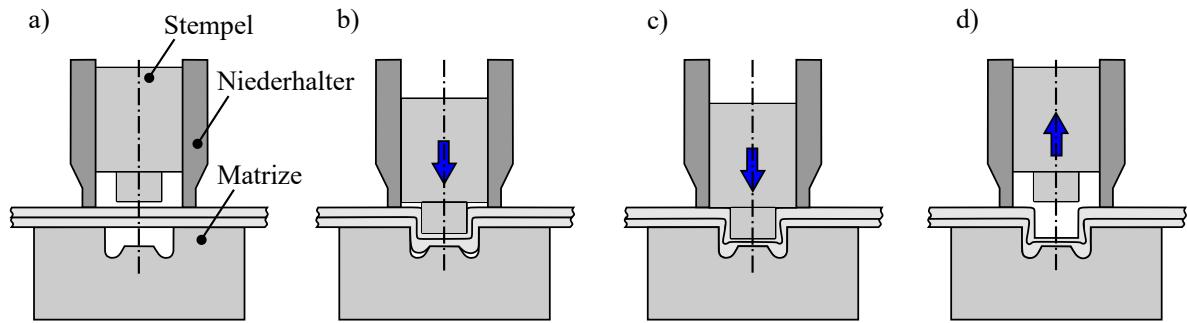


Abbildung 2.1: Verfahrensablauf des einstufigen Clinchens ohne Schneidanteil nach DVS-EFB 3420 a) Fixieren b) Durchsetzen c) Stauch- und Biegevorgang d) Entformen; Darstellung nach [10]

Ein gefertigter Clinchpunkt weist geometrische Kenngrößen auf, die im Schliffbild gemessen werden können (siehe Abbildung 2.2). Die wichtigsten Kenngrößen sind die Halsdicke t_n , die Breite des Hinterschnitts f und die Restbodendicke t_b . Während der Auslegung der Werkzeuge und der Prozessgrößen können der Hinterschnitt und die Halsdicke in Schliffbildern gemessen werden. Eine zu kleine Halsdicke entsteht entweder durch ein zu geringes Durchmesserverhältnis von Matrize und Stempel oder einer zu großen Matrizen tiefe. [2] Ein zu geringer Hinterschnitt bildet sich bei einem zu geringem Stempelweg aus [9]. Der Hinterschnitt und die Halsdicke sind bei richtig gewähltem Werkzeugsatz von der Restbodendicke und dem Außendurchmesser abhängig. Deswegen kann die Clinchpunktqualität zerstörungsfrei anhand des Außendurchmessers und der Restbodendicke bewertet werden [6]. Weiter muss für eine i.O.-Verbindung sichergestellt werden, dass die Verbindung rissfrei ist. [6].

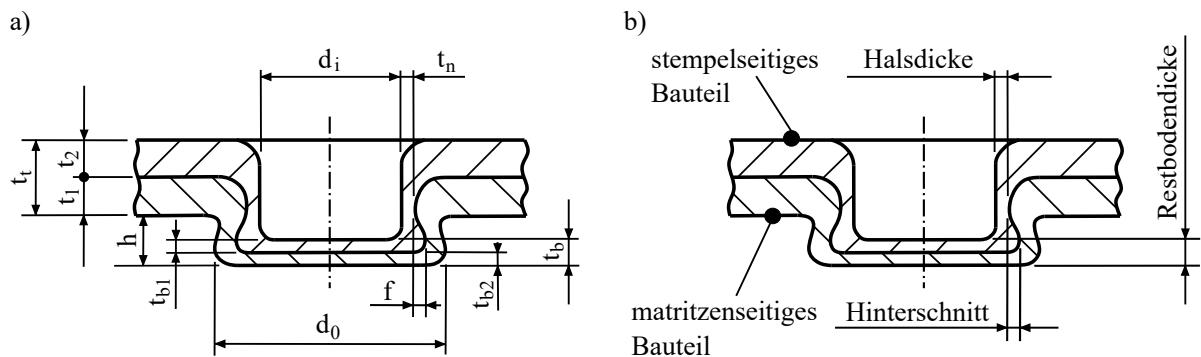


Abbildung 2.2: Geometrische Kenngrößen eines Clinchpunktes a) Formelzeichen b) Bezeichnungen

2.1.2 Ermittlung der mechanischen Kennwerte eines Fügepunktes

Die mechanischen Kennwerte eines punktförmigen Fügeelementes werden üblicherweise mit der KS2-Probe [11] oder mit der modifizierten ARCAN-Probe[12] ermittelt. Diese beiden Probenformen ermöglichen eine möglichst genaue Aufnahme der Kraft-Weg-Kurven, da ein ungewolltes Mitmessen der Blechverformung durch die höhere Probensteifigkeit im Vergleich zu Kreuzkopfzug- und Scherzugproben minimiert wird [13]. Zudem kann im Gegensatz zu der Scherzugprobe, in der eine Mischbelastung aus Scher- und Schälbelastung auftritt, eine Prüfung unter annähernd reiner Schubbelastung erfolgen [14]. Darüber hinaus sind beide Probenarten geeignet, um durch eine Drehung der Probe den Fügepunkt mit Mischbelastungen zwischen 0° (reiner Scherzug) und 90° (reiner Kopfzug) zu belasten. Für die KS2-Probe, als auch für die Scherzug- und Kopfzugproben können die unterschiedlichen Abmessungen der Geometrie in Abhängigkeit der Blechdicke aus dem Merkblatt [14] entnommen werden. Wichtig ist darauf hinzuweisen, dass die Maße der Proben für mechanische Fügepunkte gewöhnlich nicht mit den Abmessungen zur Charakterisierung von Schweißpunkten übereinstimmen (Scherzug- nach [15], Kopfzugprobe nach [16] und Schälzugprobe nach [17]).

Für Torsions-, Stauch-, Biege- und Mischbelastungen werden im Merkblatt geschlossene Profilproben vorgeschlagen, allerdings mit dem Hinweis, dass diese Proben mehr für vergleichende Versuche, als für die Charakterisierung geeignet sind. Für Lebensdaueruntersuchungen werden Prüfungen an Zweipunkt-Scherzugproben und H-Proben empfohlen. Für schlagartige Belastungen sind die genannten Einfügepunktproben und die geschlossenen Proben prinzipiell geeignet [14]. Zusätzlich wird im Beiblatt des Merkblattes [14] auf die 2-Fügepunkt-Scherzug-Steifigkeitsprobe oder auf eine Torsionsprüfung zur Messung der Fügepunktschubsteifigkeit verwiesen, die auf [18] zurückgeht. Beide Prüf- bzw. Probenkonzepte reduzieren den Einfluss der Bleche auf die Steifigkeitsmessung. Dieser Einfluss ist allerdings, wie schon angemerkt, im Schublastfall im Vergleich zum Kopfzuglastfall sehr gering.

Aufgrund ihrer punktförmigen Gestalt und bei Vernachlässigung eines übertragbaren Torsionsmomentes werden Clinchpunkte in realen Strukturen durch eine Überlagerung von Schub-, Normalkraft und Biegung belastet. Das Torsionsmoment wird vernachlässigt, da Clinchpunkte gewöhnlich nur durch ihren Stofffluss ein minimales Torsionsmoment übertragen können. Eine einfach gefügte Clinchpunktprobe lässt sich mit geringer Handkraft drehen. Für die Beschreibung der linearen mechanischen Eigenschaften von Clinchpunkten ist es ausreichend, die Kraft-Weg-Kurven unter reiner Schub-, reiner Kopfzugbelastung und bei mehreren Schub-/Kopfzug-Verhältnissen experimentell zu bestimmen. Zur Bestimmung des mechanischen Verhaltens im plastischen Bereich wird zusätzlich eine Schälzugprobe benötigt. [13] Eine Herausforderung besteht allerdings bei der Bestimmung von der Steifigkeit und der maximal elastisch übertragbarer Kraft, da insbesondere der Übergang von linearen zu nichtlinearen Verhalten schwer zu bestimmen ist [19].

Die Bestimmung der Maximalkraft ist ungleich einfacher, da ein abrupter Kraftabfall in den Kraft-Weg-Kurven deutlich zu erkennen ist. Für die Abschätzung der Maximalkraft kann auch auf analytische und halbanalytische Modelle zurückgegriffen werden, wenn die Geometrie des gesetzten Clinchpunktes und der Werkstoff-Material-Dicken-Kombination

bekannt ist, was im nachfolgendem Kapitel 2.1.3 erklärt ist. In der numerischen Simulation mit der FE-Methode ist es übliche Praxis, die experimentell bestimmten Kraft-Weg-Verläufe zur Kalibrierung von FE-Ersatzmodellen zu verwenden (siehe Kapitel 2.1.4).

2.1.3 Versagensarten und analytische Modelle zur Beschreibung des mechanischen Verhalten eines Clinchpunktes

Ein Clinchpunkt versagt entweder durch einen reinen Halsriss, durch reines Ausknöpfen oder durch ein gemischtes Versagensverhalten. Letzteres kann in die zwei Fälle, Halsriss mit plastischer Deformation und Ausknöpfen mit einseitigem Halsriss, unterteilt werden.[20]

Für die analytische Abschätzung der maximal übertragbaren Kraft eines Clinchpunktes gibt es mehrere analytische Modelle, deren Entwicklungen in den Veröffentlichungen [21], [22], [23] und [24] beschrieben sind. Diesen ist gemein, dass die Versagensarten Halsriss und Ausknöpfen getrennt betrachtet werden. Dabei wird bei der Berechnung der Kopfauszugskraft beim Ausknöpfen mindestens der Ansatz verfolgt, den Hinterschnitt auf einen kegelig verengten Rohrquerschnitt zu reduzieren. Für die maximale Kraft bei einem Halsriss wird mit einer projizierten Fläche die maximale Spannung analytisch abgeschätzt. Die Spannungen in den betrachteten Bereichen werden entweder analytisch mit Fließkurvenansätzen (z.B. in [23]) oder halbanalytisch ([22]) mit Hilfe von numerischen Berechnungen bestimmt.

Im Modell von [22] wird der Clinchpunkt in die zwei Bereiche, „Bereich des Hinterschnitts“ und „Bereich des Bodens im Unterblech“ unterteilt. Für beide Bereiche werden Kräftegleichgewichte an infinitesimal dünnen Platten aufgestellt. Die entstehenden Differentialgleichungen können unter vereinfachten Annahmen analytisch gelöst werden. Mit einem analytischen oder numerischen halb-analytischen Ansatz kann der für die analytische Berechnung benötigte Spannungszustand im Hals bestimmt werden. Da dieses Modell extrem sensitiv auf den Reibwert reagiert und zudem stark von dem Materialverhalten abhängt, sollte eine experimentelle Validierung erfolgen und die Abweichung bestimmt werden. Ist der Reibwert allerdings korrekt bestimmt, ist die Vorhersage, wie auch in dem Modell von [23] sehr gut. In [23] ist durch die gleichzeitige Berechnung der Kopfauszugskraft für den Fall eines Halsrisses und für den Fall eines reinen Ausknöpfens gezeigt, dass auch die Versagensart halbanalytisch bestimmt werden kann. Dafür benötigt das Modell allerdings als Eingangsgröße Messdaten für die Größe des Hinterschnitts und der Halsdicke. In [24] sind die maximal übertragbaren Kräfte in Schub- und Normalenrichtung aus den Spannungen im Clinchpunkthals analytisch berechnet. Durch die Beschreibung einer Grenzkurve mit einer Ellipsenfunktion werden die Maximalkräfte unter den verschiedenen Lastwinkeln abgeschätzt. Zur Verwendung dieses Modell werden ebenfalls die Größen von Hinterschnitt und die Halsdicke aus Schliffbildern benötigt. Wie der Reibwert in der Veröffentlichung bestimmt worden ist, ist leider nicht angegeben.

2.1.4 FE-Modelle zur Beschreibung von Clinchpunkten

Ein Clinchpunkt kann in FE-Modellen entweder durch eine detaillierte Abbildung der Geometrie durch Volumenelementen oder diskret durch ein Ersatzmodell abgebildet werden. Da Modelle den gefügten Zustand bestmöglich abbilden sollen und in einem Clinchpunkt durch die Kaltverformung ein plastischer Dehnungs- und Spannungszustand vorliegt, ist sicherzustellen, dass der Fertigungszustand berücksichtigt ist. Bei einer detaillierten Abbildung mit dreidimensionalen Volumenelementen wird dies üblicherweise durch eine vorangegangene Simulation des Umformprozesses, inklusive der Berechnung der Rückfederung, gewährleistet. Ist der Clinchprozess in einer 3D-Simulation erfolgt, kann der Clinchpunkt direkt in ein dreidimensionales Netz einer Bauteilstruktur eingebettet werden. [25] Aufgrund der hohen Rechenzeit und der Rotationssymmetrie wird der Fügeprozess eines runden Clinchpunktes oft in einer 2D-aschsenrotationssymmetrischen Simulation berechnet. Um dieses Modell in eine 3D-Simulation einzufügen, wird das Netz um 360° aufrotiert und die Spannungs- und plastischen Dehnungszustände den Elementen anschließend zugewiesen. [26] Dieses Verfahren kann auf alle rotationssymmetrischen mechanischen Fügeelemente angewendet werden. Für das Halbhohlstanznieten ist dies zum Beispiel in den Veröffentlichungen [27] und [28] gezeigt. Der Aufwand zur Erstellung eines Detailmodells ist recht hoch, da die Werkzeuggeometrien bekannt und sowohl die Werkstoffe charakterisiert als auch die Reibungsparameter bestimmt werden müssen.

Bei der Berechnung von Bauteilen ist das Einfügen von Detailmodellen für jeden Clinchpunkt nicht sinnvoll. Die Anzahl der Elemente im Modell nimmt bei einem solchen Vorgehen sprungartig zu und der Wert der kürzesten Kantenlänge wird deutlich kleiner. Erstes führt zu einer nicht tragbaren Steigerung der benötigten Rechenressourcen sowohl bei impliziten als auch expliziten Rechnungen und zweiteres erhöht die Berechnungszeit für explizite Lösungsverfahren zusätzlich. Aufgrund der Praktikabilität werden gefügte Bauteile deshalb mit einer Schalen-Ersatzelement-Modellierung abgebildet [29].

Zur Kalibrierung der Abbildung des mechanischen Verhaltens der Ersatzelemente werden experimentell aufgenommene Kraft-Weg-Kurven unter verschiedenen Belastungswinkeln benötigt. Für die Modellierung von Clinchpunkten in der Strukturberechnung werden nachfolgend zwei Ersatzelemente erläutert, die in dieser Dissertation verwendet werden. Der Aufbau weiterer Ersatzmodelle ist zum Beispiel in [20] genannt.

Ein Ansatz ist die Verwendung eines **Punkt-Konnektor-Ersatzelements**. Bei diesem wird durch ein Knoten zwischen zwei Ebenen aus Schalenelementen die zu koppelnden Knoten der beiden Schalenebenen mit einer Kontaktbedingung verbunden. Zusätzlich sind dem Element mechanische Eigenschaften durch konstitutive Gleichungen zugewiesen. Diese Modellierung ist neben der Modellierung mit Solid-Elementen (siehe z.B. [30]) Industriestandard im Automobilsektor [31]. In [13] ist gezeigt, dass ein Punkt-Konnektor-Ersatzelement, welches mit den Schalenelementen kinematisch gekoppelt ist und dessen Schub- und Normalsteifigkeiten sowie dessen Verfestigungsansätze ungekoppelt sind, das Verhalten eines Clinchpunktes sehr gut beschreibt. Die Torsionssteifigkeit eines Clinchpunktes wird in diesem Modell mit Null und die Biegesteifigkeiten mit quasi unendlich beschrieben. In [32] ist schließlich gezeigt, dass bei der Modellierung von Bauteilen zusätzlich die Biegesteifigkeit auf Null gesetzt werden sollten. Dies entspricht einer Modellierung mit einem **Balkenelement mit starrer Spinne aus 1D-Elementen**, dem ungekoppelt

pelte Steifigkeiten und ungekoppelte Verfestigungsansätze zugewiesen sind. Da in dieser Arbeit nur das elastische Verhalten von Clinchpunkten simulativ betrachtet wird, wird hauptsächlich ein Balkenelement mit zugewiesenen elastischen Eigenschaften verwendet, obwohl die Vernetzung komplizierter als bei der Verwendung eines Punkt-Konnektors ist. Der Sinn dieser Wahl ist, dass in den im Code LS-DYNA implementierten Punkt-Konnektor-Ersatzelementen keine unterschiedlichen Steifigkeiten in der Blechebene eingestellt werden können. Dies wird aber, wie in Kapitel 4.3 gezeigt, benötigt, wenn die Fügepunkte nicht rotationssymmetrisch sind. Im Kapitel 3.3 kann das Punkt-Konnektor ebenfalls nicht verwendet werden, da die öffentlich verfügbaren Fahrzeugmodelle zu große Kantenlängen aufweisen, was dazu führt, dass der Algorithmus zu wenige Knoten für die Kopplung findet. Aufgrund der Einfachheit wird in dem Karosseriemodell aus Kapitel 3.3 mit einem elastischen Balkenelement mit einem TIED-Kontakt gearbeitet. Die detaillierte Modellierung und die zwei Ersatzmodelle Punkt-Konnektor und Balkenelement mit starrer Spinne sind in Abbildung 2.3 gezeigt.

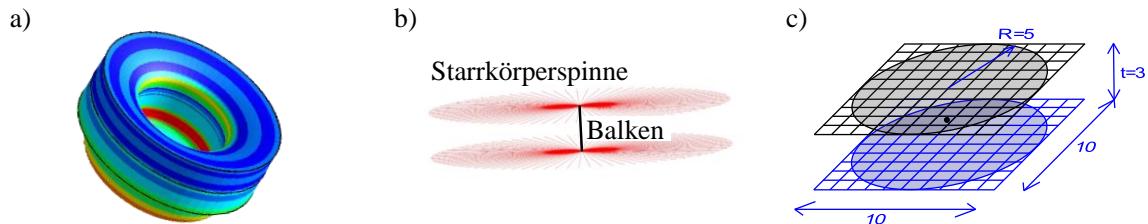


Abbildung 2.3: Modellierung des Clinchpunktes: a) detailliert mit Volumenelementen b) mit einer Ersatzmodellierung mit Balken und Starrkörperspinne c) mit einem Punkt-Konnektor-Modell

2.2 Auslegung und Robustheit eines Fügedesigns aus gleichartigen Fügepunkten

Der Stand der Forschung zur Optimierung und Robustheit von Fügedesigns wurde im Wesentlichen an punktschweißgefügten Bauteilen aus der Fahrzeugindustrie erarbeitet. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen sind auf geclinchte Bauteile anwendbar, weshalb hier ein Einblick in diese gegeben wird. In den nachfolgend genannten simulativen Untersuchungen werden die Schweißpunkte zum größten Teil durch Hexaederelemente modelliert, was dem Stand der Technik der letzten zwei Jahrzehnte entsprach. Davor wurden auch in statischen und Crashberechnungen ebenfalls Balkenelemente verwendet [29]. In allen Modellierungsarten war es bis vor ein paar Jahren nicht möglich, 3-Blech-Verbindungen als einen Fügepunkt abzubilden. Diese wurden deshalb in der numerischen Berechnung wie zwei einzelne Fügepunkte behandelt. Mittlerweile werden bei 3-Blech-Verbindungen übereinander liegende Ersatzmodelle gekoppelt [31]. Dies ist sowohl für die Hexaeder- als auch für die SPR-Modellierung möglich [33]. Unterteilen lassen sich die erarbeiteten Forschungen in Untersuchungen über die Robustheit eines Fügedesigns und in die

Bestimmung des Fügedesigns. Unter dem Begriff Fügedesign wird nach [34] die Summe aller Fügepunkte mit deren Eigenschaften und ihrer Anordnung verstanden.

Die Übersicht über die vorhandene Forschung erfolgt in der Reihenfolge, in der bei der Auslegung eines gefügten Bauteils vorgegangen wird. Nach der Erläuterung wie ein initiales Fügedesign bestimmt werden kann, wird beschrieben, wie die Anzahl der Fügepunkte in Flanschbereichen bestimmt werden kann (siehe Kapitel 2.2.1 und Kapitel 2.2.2). Dazu können verschiedene Optimierungsmethoden angewendet werden. Nach der Optimierung ist ein gefügtes Bauteil definiert, das den mechanischen Anforderungen genügt. Üblicherweise sind dies statische oder Crash-Anforderungen. Werden an das Bauteil darüber hinaus Anforderungen an die Lebensdauer gestellt, so ist zu berücksichtigen, dass die Fügepunkteigenschaften durch Schädigung verringert werden. Bei stark und lang belasteten Bauteilen ist insbesondere bei Schweißlösungen mit dem Versagen von Fügepunktverbindungen zu rechnen. Folglich ist eine Redundanz erforderlich, damit die mechanischen Anforderungen an das gefügte Bauteil auch in diesem Fall erfüllt werden. Das übliche Vorgehen in Robustheitsanalysen von gefügten Bauteilen ist in Kapitel 2.2.3 beschrieben. Da im Falle der Degradation der mechanischen Eigenschaften eines Fügepunktes der Grad der Auswirkung auf die Bauteilanforderungen wie zum Beispiel die globale Steifigkeit vom höchsten Interesse ist, sind in diesem Unterkapitel auch Kriterien und Vorgehensweisen zur Identifikation besonderer belasteter Fügepunkte beschrieben.

2.2.1 Bestimmung eines initialen Fügedesigns

Die einfachste Art das initiale Fügedesign (= Erstentwurf) eines gefügten Bauteils zu bestimmen ist der Rückgriff auf Konstruktionsrichtlinien. Die einfachste Konstruktionsrichtlinie sind Zahlenwerte für empfohlene geometrische Mindestabstände die für geclinchte Bauteile z.B. in [6] genannt sind. In dem Grenznahtfestigkeitskonzept von [35], welches in das Merkblatt [36] eingegangen ist, wird die ungleiche Belastung von Fügepunkten innerhalb eines Flansches durch eine Abnahme der Grenznahtfestigkeit in Abhängigkeit der Fügepunktabstände berechnet. Die äußere anliegende Last liegt in diesem Konzept immer parallel zur Flanschlinie an.

Unabhängig von der Konstruktionsrichtlinie müssen weitere Angaben bestimmt werden, was meist experimentell geschieht. Benötigte Angaben sind zum Beispiel die Information, welche Kraft elastisch oder plastisch maximal von dem Fügepunkt übertragen werden kann. Wird das Grenznahtkonzept verwendet, ist die Grenznahtfestigkeit eine Eingangsgröße. Wie oben beschrieben, können diese Werte auch numerisch aus simulativ durchgeführten Experimenten mit Clinchpunkt-Detailmodellierungen abgeleitet werden. Sind z.B. durch ein digitales Material- und Fügepunktdata-managementsystem viele numerische Datenpunkte bekannt, kann ein Metamodell gebildet und aus diesem die Informationen gewonnen werden. Dies ist zum Beispiel in [37] gezeigt. Problematisch an der Auslegung nach Konstruktionsrichtlinien ist, dass in diesen gar nicht oder nur teilweise berücksichtigt wird, dass die Fügepunkte bei einer Bauteilbelastung nicht alle gleich stark belastet sind. Da dies in der Regel mit Sicherheitsfaktoren „korrigiert“ wird, ist bei einer Auslegung nahe einer Sicherheit von 1,5 oder kleiner ein experimenteller oder numerischer Freigabevorschlag sinnvoll.

Die Bestimmung des initialen Fügedesigns kann auch auf eine andere Weise professionalisiert werden, indem ein neuronales Netz durch überwachtes maschinelles Lernen mit einem großen Datenset aus alten, für gut bewerteten Konstruktionen, trainiert wird [38]. Dieser Ansatz ahmt die menschliche Art Erfahrungswissen zu bilden nach.

2.2.2 Bestimmung und Optimierung eines Fügedesigns

Üblicherweise sind die Geometrie der Einzelteile und damit auch die Flanschflächen durch die initiale Konstruktion festgelegt. Das Fügedesign wird durch die Auswahl der Fügetechnologien und durch die Bestimmung der Anzahl sowie der Positionierung der Fügepunkte [34] definiert. Ist keine Datenbasis und kein trainiertes Modell wie in [38] vorhanden, um aus einem initialen ein verbessertes Fügedesign zu erzeugen, können auf der Finite-Elemente-Methode basierende Optimierungsmethoden eingesetzt werden. Die Verwendung der FE-basierten Methoden setzt voraus, dass eine Charakterisierung der Werkstoffe und Fügepunkte stattgefunden hat und die Materialkarten, als auch die Ersatzmodelle bedeckt sind. Die FE-basierten Methoden zur Bestimmung eines initialen Fügedesigns lassen sich in die Kategorien der nachfolgenden Auflistung unterteilen [30].

- Bestimmung des Fügedesigns anhand einer Rangfolge
 - Nur Entfernen von Fügepunkten
 - Aktivieren und Entfernen von Fügepunkten
- Größenoptimierung (engl. Fachbegriff Size-Optimization)
 - Optimierung der Fügepunktposition
 - Optimierung der Fügepunktposition und der Flanschdicken ($\hat{=}$ Blech- und Schalendicke)
- Fügepunktdesign-Topologieoptimierung
 - Nur Optimierung der Fügepunktposition
 - Einbindung der Fügepunkte als zusätzlicher „Werkstoff“ in der klassischen Topologieoptimierung

Das Vorgehen der genannten Methoden wird im Weiteren erklärt. Eine detaillierte Übersicht, insbesondere über die Veröffentlichungen in denen die Methoden angewendet werden, befindet sich in [20]. Bei einer Optimierung werden im Allgemeinen eine oder mehrere Zielfunktionen und Nebenbedingungen festgelegt und anschließend zulässige Punkte berechnet. Zulässige Punkte erfüllen das durch die Zielfunktion und die Randbedingungen aufgestellte Gleichungssystem und können für den Anwender als „zulässige Lösungen“ interpretiert werden. [39] Bei der Optimierung mit FE-Modellen wird zusätzlich der Konstruktionsraum (engl. Fachbegriff: Design space) definiert, d.h. festgelegt, welche Teile des Modells optimiert werden und damit veränderbar sind. In mehrstufigen Optimierungsmethoden kann der Konstruktionsraum in den verschiedenen Stufen variieren [40].

Bei der reinen Optimierung der Anzahl und Position der Fügeelemente wird der Konstruktionsraum durch die möglichen Positionen der Fügeelemente in den Flanschen des Modells gebildet. Werden in der Optimierungsmethode auch die Bauteildicken [41] oder die Bauteilgeometrie verändert [42] ist der Konstruktionsraum entsprechend größer. Die Nebenbedingungen ergeben sich aus den an das Bauteil gestellten Anforderungen. Die Zielfunktion bei der Optimierung des Fügedesigns ist gewöhnlich die Reduzierung der Fügepunktanzahl. [30] Eine Ausnahme bildet zum Beispiel die Auslegung einer Crashbox in der die Zielfunktion die Reduzierung des Verhältnis der maximalen und der mittleren Faltkraft ist [43]. Werden mehrere Zielgrößen in einer Zielfunktion kombiniert wird von einer Mehrzielgrößenoptimierung gesprochen. Ein Beispiel ist das gleichzeitige Berücksichtigen von Crash- und steifigkeitsgetriebener Auslegung wie in [44] gezeigt. Die zulässigen Lösungen einer Mehrzielgrößenoptimierung ergeben eine Pareto-Front [45].

Bei der Bestimmung des Fügedesigns anhand einer **Rangfolge** wird mit einem Schalen-Fügepunkttersatzelement-FE-Modell eines Bauteils begonnen, in welchem deutlich zu viele Fügepunkte in den Flanschen vorhanden sind. Während der „Optimierung“ werden schrittweise die Fügepunkte, die am geringsten belastet sind, aus dem Modell entfernt und kontrolliert, ob die gewünschten Bauteileigenschaften weiterhin erfüllt werden. Dadurch wird eine „minimale“ Anzahl an Fügepunkten erreicht. In den ersten Iterations-schritten wird gewöhnlich eine größere Anzahl an Fügepunkten gelöscht, wobei die Anzahl in den weiteren Iterationsschritten abnimmt. [46] In [47] sind drei mögliche Energiekriterien und ein Kraftkriterium untersucht. Die als am geeignetsten bewertete Größe ist die elastische Energiedichte im Fügepunkt und den angrenzenden Schalenelementen. In [47] ist zudem gezeigt, dass ein kontrolliertes Wiederaktivieren von in vorherigen Iterationsschritten gelöschten Fügepunkten zu besseren Optimierungsergebnissen führt. Die einfache Durchführung und die geringe Anzahl an benötigten Simulationen zum Finden einer Lösung sind die Vorteile dieses Vorgehens. Nachteilig ist, dass die möglichen Orte für die Fügepunkte durch die diskrete Startverteilung vorgegeben sind und damit potentielle Fügepunktpositionen ausgeschlossen werden [40]. Außerdem ist dieses Vorgehen im mathematischen Sinne keine Optimierung [30]. Mit heuristischen Modellen, die ebenfalls der linearen „Optimierung“ zugeordnet sind, kann die Anzahl und Position von Fügepunkten ebenfalls bestimmt werden. Zwei Beispiele für ein solches Vorgehen sind [48] und [49].

Als Ausgangsmodell wird bei der **Größen-Optimierung** ein Schalenmodell des Bauteils verwendet, in welchem keine Elemente zur Abbildung der Fügeelemente vorhanden sind. Für die Optimierung sind zusätzlich die Mittellinien zwischen den Flanschen, auf welchem Fügepunkte positioniert werden, bekannt. Die Bestimmung dieser erfolgt gewöhnlich über ein Skript [45]. Diese aus dem Modell extrahierten Linien werden unterteilt und parametrisiert. Für jedes unterteilte Stück einer Flanschlinie wird die mögliche Anzahl und eine Art der Verteilung der Fügepunkte auf dieser Linie festgelegt. Dies erfolgt durch eine Verteilungsfunktion, bei der der Variable Fügepunktanzahl ein Definitionsbereich von natürlichen Zahlen zugewiesen wird. In jedem Optimierungsschritt wird aus diesem Definitionsbereich ein konkreter Wert für die Anzahl der Fügepunkte auf diesem Flanschstück festgelegt. Die Optimierung erfolgt durch die Durchführung einer Vielzahl von Simulationen, wobei die Optimierungssoftware geeignete Werte für die Fügepunktanzahl erkennt. Dies geschieht durch einen Abgleich der Wirkung der gewählten Werte

(Eingangsgrößen) auf die Zielgröße und die Randbedingungen. Die Optimierung kann direkt oder durch ein Metamodell oder einen genetischen Algorithmus unterstützt erfolgen. [50] Gewöhnlich werden die Fügepunkte auf einer Flanschlinie gleichverteilt und nur bei Fertigungsrandbedingungen von dieser Verteilung abgewichen [44] [43]. Da dies eine unvorteilhafte Limitierung ist, ist in [51] eine Größen-Optimierung für nicht-gleichverteilte Fügepunkte gezeigt. Der entscheidende Vorteil der Größen-Optimierung ist, dass mit dieser Methode sowohl lineare als auch nicht-lineare Lastfälle berücksichtigt werden können [30]. Nachteilig bei der Größenoptimierung ist, dass eine hohe Anzahl an Simulationen durchgeführt werden muss.

Zur Bestimmung der Anzahl und Positionen der Fügeelemente mithilfe einer **Topologie-optimierung** wird die SIMP-Methode (Solid Isotropic Material with Penalization; dt.: isotropes Festkörpermaterial mit Straffaktor) von Bendsøe und Kikuchi verwendet [52]. Mit dieser wird die Werkstoffverteilung innerhalb eines Konstruktionsraums festgelegt, indem die Werkstoffeigenschaften der Elemente mit einer künstlichen Dichte modelliert sind. Mathematisch bedeutet dies im elastischen Fall, dass der Elastizitätstensor mit einer nicht konstanten Dichte multipliziert wird. Der Optimierungsalgorithmus weist den Elementen dabei eine Dichte zwischen größer Null und kleiner, gleich Eins zu. Durch Entfernen der Elemente mit niedriger Dichte erhält der Bediener die optimierte Konstruktion. [53]

Eine erste Anwendung dieser Methode zur Bestimmung der Anzahl und Positionen von Fügepunkten erfolgte 1997 mit Federelementen als Ersatzelementen [54]. Bei der Optimierung der Anzahl und Position von Fügepunkten bilden die Flanschlinien den Konstruktionsraum. Dies bedeutet, dass Modelle verwendet werden, in denen die Blechstruktur mit Schalenelementen und die Fügepunkte mit Ersatzelementen dargestellt werden und die Flanschlinien initial vollständig mit Ersatzelementen gefüllt sind. Ein Abstand zwischen den Ersatzelementen liegt im Vergleich mit den Modellen der Rangfolgen-Optimierung nicht vor. Nach Abschluss der Topologieoptimierung und dem Entfernen der Modelle mit geringen Dichten sind die Orte und die Anzahl der Fügepunkte bestimmt. Dabei werden erheblich weniger Simulationsschritte als bei der Size-Optimization benötigt. Allerdings wird das Verfahren bis jetzt bei Fügepunkten nur auf lineare Lastfälle angewandt, was bedeutet, dass bei Crash-Anforderungen, Kontrollrechnungen durchgeführt werden und das Design angepasst wird. [30] Auch bei dieser Optimierung bestimmen die diskreten Grenzen eines Ersatzelementes die möglichen Positionen, weshalb für die Fügepunkttopologieoptimierung ein kontinuierliches Ersatzelement entwickelt worden ist [55]. Weiter wurde gezeigt, dass mit diesen Elementen und einer verschachtelten Topologieoptimierung auf globaler und lokaler Ebene, die Ergebnisse weiter verbessert werden können [40]. Durch Erweiterung des Konstruktionsraumes außerhalb der Flanschlinien können während der Definition der Anzahl und Positionierung der Fügepunkte auch weitere Teile des gefügten Bauteils optimiert werden. Diese Art der Topoogieoptimierung wurde noch nicht auf Strukturen angewendet. Das Potential ist aber deutlich erkennbar. So wurde in [41] mithilfe der Größen-Optimierung das Gewicht einer Karosserie allein dadurch reduziert, dass die Blechdicke jedes Bauteils neben den Fügepunktpositionen ebenfalls veränderbar war.

Zudem kann die klassische Topologieoptimierung auch verwendet werden, um gleichzeitig

die Bauteilgeometrie und die Fügepunkte zu definieren [56], [42] [57]. Dieses Verfahren ist allerdings in den industriell verfügbaren Codes nicht implementiert. Darüber hinaus wurde es bis jetzt nur auf linienförmige Fügepunktverbindungen angewandt und wird deshalb an dieser Stelle nicht weiter diskutiert. Ausführlicher ist die Methode im genannten Übersichtspaper [20] erklärt.

Für die Definition der Anzahl und der Positionen von Fügepunkten bei statischen Belastungen ist von den vorgestellten Methoden die Fügepunkttopologieoptimierung aufgrund der geringen Rechenzeit und der hochwertigen Ergebnisse die beste Wahl [30]. In dem Anwendungsfall von [30] lieferte die Topologieoptimierung nur ein minimal schlechteres Ergebnis als die Größen-Optimierung, benötigte aber deutlich weniger Rechenleistung. Ein Vergleich der weiter entwickelten Fügepunkt-Topologie-Optimierungsmethoden von [40] ist bisher nicht bekannt. Ein Vergleich mit der Verwendung von neuronalen Netzen zur Fügepunktpositionsbestimmung wie in [38] ist nicht ohne Weiteres möglich, da entweder ein vorhandenes trainiertes Modell oder bewertete Fügedesigns vorliegen müssen.

2.2.3 Robustheitsanalysen und Identifikation besonders relevanter Fügepunkte

Gibt es Lebensdaueranforderungen an ein gefügtes Bauteil und / oder es kann nicht garantiert werden, dass die in ein Bauteil einzubringenden Fügepunkte qualitativ hochwertig gefertigt werden, ist es sinnvoll Robustheitsanalysen durchzuführen. Bei diesen wird der Einfluss von nicht mehr tragenden Fügepunkten auf die Gesamteigenschaften des gefügten Bauteils ermittelt [29]. Üblicherweise werden dazu Fügepunkte aus einem FE-Modell des gefügten Bauteils entfernt und die anschließenden resultierenden Bauteileigenschaften bestimmt. Auch hier fanden die Forschungen überwiegend an punktgeschweißten Fahrzeugstrukturen statt.

In [58] erfolgt die Auswahl der zu löschen Fügepunkte an einer Fahrzeugkarosserie rein zufällig. Bei dem anschließend berechneten Frontal-Crash wird die Beschleunigung der Innenkabine und eine Intrusion ausgewertet. Abschließend werden die gelöschten Schweißpunkte aller Konfigurationen in Bezug auf den Einfluss auf die Intrusion und die Beschleunigung ausgewertet. Dabei zeigt sich, dass das Versagen von bestimmten Fügepunkten einen stärkeren Einfluss auf die Intrusion und die Beschleunigung der Innenkabine hat, als das Versagen von anderen Fügepunkten. In [29] wird die Robustheit einer Karosserie bei defekten Widerstandsschweißpunkten mithilfe von Monte-Carlo-Simulationen bewertet.

Untersuchungen an einer B-Säule in [59] zeigen, dass bei einer Reduzierung der Anzahl der Fügepunkte bei einer Druckbelastung ein Grenzwert erreicht wird, ab dem die Lebensdauer des maximal belasteten Fügepunktes extrem sinkt. Die Anzahl der Fügepunkte wird hierbei reduziert, indem ihr Abstand untereinander vergrößert wird, wobei die Fügepunkte auf einer Flanschlinie gleichverteilt sind. Anschließend wird das Fügedesign ausgewählt, das den Grenzwert gerade unterschritten hat und die B-Säule auf Biegung und Torsion belastet. Es zeigt sich, dass obwohl deutlich weniger Fügepunkte als im initialen Fügedesign vorhanden sind, die Lebensdauer des kritischsten Punktes sowie die Torsionssteifigkeit, bei gleichbleibender Biegesteifigkeit, erhöht ist. In [60] wird das Fügedesigns

eines Lastkraftwagens mithilfe der Fügedesign-Topologieoptimierung (siehe Kapitel 2.2.1) verbessert, in dem die elastische Verformungsenergiedichte als Kriterium dient, um die Fügepunktpositionen zu bestimmen. Auch dies führt zu einer Erhöhung der Steifigkeit und der Lebensdauer. Daraus wird geschlussfolgert, dass durch eine Veränderung des Fügedesigns Lasten zwischen den Fügepunkten umgelagert werden.

Keine der fünf genannten Untersuchungen betrachtet eine Schwankung der Fügepunktpositionierung, obwohl wie in [61] an einem Ausschnitt einer Fahrzeugkarosserie gezeigt, die Abweichung der Fügepunktposition von der Soll-Vorgabe im Durchschnitt neun und in Extremfällen sogar bis neunzehn Millimeter beträgt. Alle oben genannten Untersuchungen lassen darauf schließen, dass dadurch ebenfalls andere Lasten in den Fügepunkten wirken, als aus der initialen Rechnung hervorgeht. Weiter lässt sich schließen, dass eine Durchführung von Monte-Carlo-Analysen, in denen einzelne Fügepunkte randomisiert um eine Schwankungsbreite um ca. 10 mm falsch positioniert sind, geeignet wären, um die Robustheit gegenüber Positionierungsabweichungen in der Fertigung zu bewerten.

2.3 Einflüsse auf die Belastung und Tragfähigkeit von Clinchpunkten

Der Einfluss der Fügepunktpositionierung und der Bauteilgeometrie auf die übertragbare Last von mehrfach punktgefügten Proben wurde in der Literatur hauptsächlich an punktgeschweißten und genieteten Proben untersucht. In diesen Fällen können die daraus ableitbaren Wechselwirkungen zwischen der Fügepunktanordnung und der übertragbaren Last auf geclinchte Bauteile übertragen werden. Unabhängig von der Fügepunkttechnologie gilt, dass dazu nur Untersuchungen verwendet werden können, in denen keine gleichzeitige Änderung der Blechdicke und / oder des Werkstoffes der Fügeteile erfolgt. Denn eine Änderung der Fügeteileigenschaften führt zu geänderten Fügepunkteigenschaften, wodurch bei gleichzeitiger Änderung der Fügepunktanordnung die Einflüsse zweier Parameter (siehe Kapitel 3 und Kapitel 4) überlagert sind.

2.3.1 Einfluss der Fügepunktpositionierung

Wie in Kapitel 2.1.2 erläutert, hat die Probensteifigkeit um den Fügepunkt einen starken Einfluss auf den gemessenen Kraft-Weg-Verlauf, weshalb in der Kennwertermittlung möglichst steife Probengeometrien erwünscht sind [13]. In dem Merkblatt [14] sind für Mehrfügepunktproben Empfehlungen für die geometrischen Abstände zu freien und abgewinkelten Kanten, für die Fügereihenfolge als auch für die Fügerichtungen gegeben. Über den Einfluss einer Veränderung dieser Größen auf die Belastungen in den Fügepunkten liefert die Norm keine Hinweise.

In [62] und [63] wurde der Einfluss der Anordnung von Fügepunkten, quer $\hat{=}$ senkrecht und längs $\hat{=}$ parallel zur Kraft- und Verschiebungseinleitung, auf die übertragbaren Lasten und Resttragfähigkeiten untersucht. In [62] erfolgt dies an zweifach geclinchten Scherzugproben. Die Clinchpunkte versagen während einer experimentellen

quasi-statischen Prüfung in beiden Probenvarianten durch Halsriss. Die erreichte Probenmaximalkraft ist dabei identisch, was in den Kraft-Weg-Kurven in Abbildung 2.4 a) gezeigt ist. Bei der Längsanordnung der Clinchpunkte ist das Kraftplateau länger, was zu einer höheren Energieaufnahme führt. Weiter sind in dieser Veröffentlichung Schub-Resttragfähigkeitsuntersuchungen mit positiven R-Werten dokumentiert, woraus hervorgeht, dass insbesondere bei größeren R-Werten die geclinnten Proben mit längs angeordneten Sicken höhere Resttragfähigkeiten aufweisen. In dem untersuchten Beispiel ist das ab einem R-Wert von 0,3 deutlich erkennbar.

In [63] wurden an einer Doppel-Scherzugprobe systematisch der Einfluss der Fügepunktanordnungen quer und längs mit sechs verschiedenen mechanischen Fügeelementen untersucht. Es zeigt sich, dass bei einer Anordnung quer zur Belastung bei allen Proben eine geringere Maximalkraft bei einem geringerem Verformungsweg gemessen wird. Die Autoren formulieren, dass bei der Längsanordnung ein Gegenbiegemoment entsteht, dessen Größe vom Fügepunktabstand abhängig ist. Aus der gedachten Verformung lässt sich schließen, dass in der Längsanordnung die in Normalenrichtung wirkende Last in den Clinchpunkten im nichtlinearen Bereich reduziert wird und diese deshalb größere Schubkräfte übertragen. Die Kraft-Weg-Kurve aus der Ursprungsveröffentlichung für die geclinnten Proben ist in Abbildung 2.4 b) gezeigt. Die Steifigkeit der Gesamtverbindung ist bei beiden Anordnungen anfangs gleich, was bedeutet dass die Clinchpunkte in den Varianten bis zu dem „Knickpunkt“ gleichbelastet sind. Hinter dem „Knickpunkt“ ist die Steigung der Kraft-Weg-Kurve der parallelen Anordnung reduziert. Dieselbe Charakteristik zeigen die Autoren auch für weitere mechanisch gesetzte Fügepunkte. Da die Deformation der Probe nicht bekannt ist, könnte an dieser Stelle über die Ursache nur spekuliert werden, weshalb hierauf verzichtet wird.

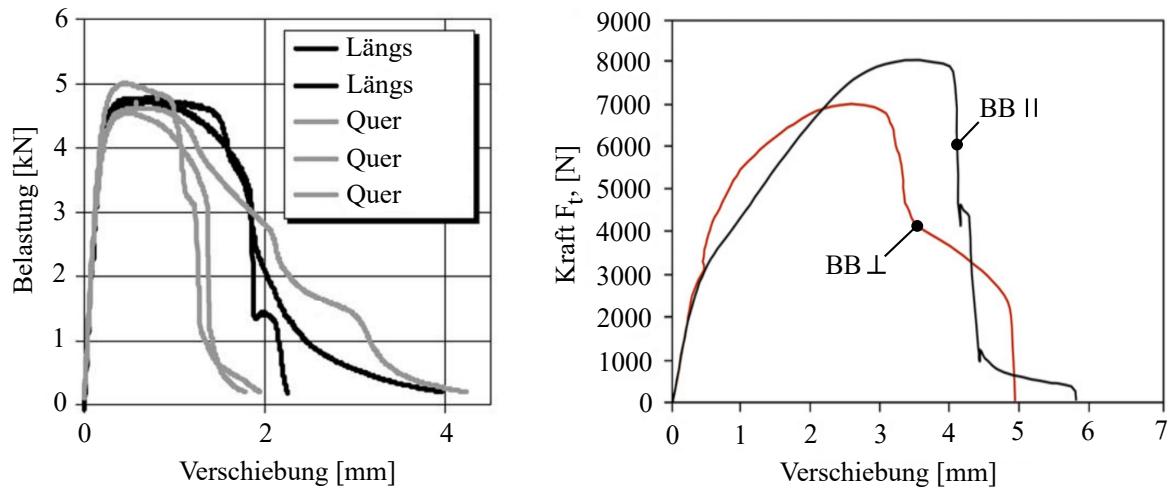


Abbildung 2.4: Kraft-Verschiebungs-Kurven von a) Carboni b) Mucha

Die verwendeten Probengeometrien in den beiden Veröffentlichungen unterscheiden sich allerdings leicht was in Abbildung 2.5 gezeigt ist. Die Fügerichtung wird durch die roten Pfeile wiedergegeben. Weitere Unterschiede zwischen den Proben sind in Tabelle 2.1

vermerkt. Von der Probe aus dem DVS-Merkblatt, ebenfalls gezeigt in Abbildung 2.5, weichen beide Probengeometrien stark ab. Während die ersten zwei Probengeometrien verwendet wurden, um den Unterschied einer um 90° gedrehten Anordnung zu untersuchen, dient die Probe aus der Norm zur Messung der Schubsteifigkeit eines Fügepunktes [18]. Durch den großen Abstand ist der Einfluss der Fügepunkte aufeinander minimiert [14].

Aus allen drei Probengeometrien ist folglich bekannt, dass durch die Anordnung der Fügepunkte stark beeinflusst wird, wie viel Kraft eine gefügte Struktur insgesamt übertragen kann. Weiter lässt sich vermuten, dass durch eine geschickte Anordnung zweier Fügepunkte in bestimmten Fällen die maximale Scherkraft auf über das Doppelte der Maximalkraft einer einfach gefügten Scherzugprobe hinaus gesteigert werden kann. Dies folgt aus der Überlegung, dass in den Untersuchungen von [62] die übertragbare Gesamtkraft gleich und damit unabhängig von der Anordnung ist, allerdings in den Untersuchungen von [63] die Gesamtkraft immer bei der Anordnung längs größer, als bei der Anordnung quer ist.

Tabelle 2.1: Vergleich der Doppel-Scherzugproben

	Carboni 2006	Mucha 2013	DVS-EFB 3480
Werkstoff-Blechdicken-Kombination	gleichartig	gleichartig	gleichartig
Werkstoff / Dicke	verzinkter Stahl \ 1,0 mm	S350GD verzinkt \ 1,0 mm	gleichartig
Anordnung der Fügepunkte	längs und quer	längs und quer	längs
Fügerichtung	von gleicher Seite	von gleicher Seite	entgegengesetzt
Werkzeugsatz	-	Stempeldurchmesser=6 mm	-
Versagensverhalten des Clichpunktes	Halsriss	-	-

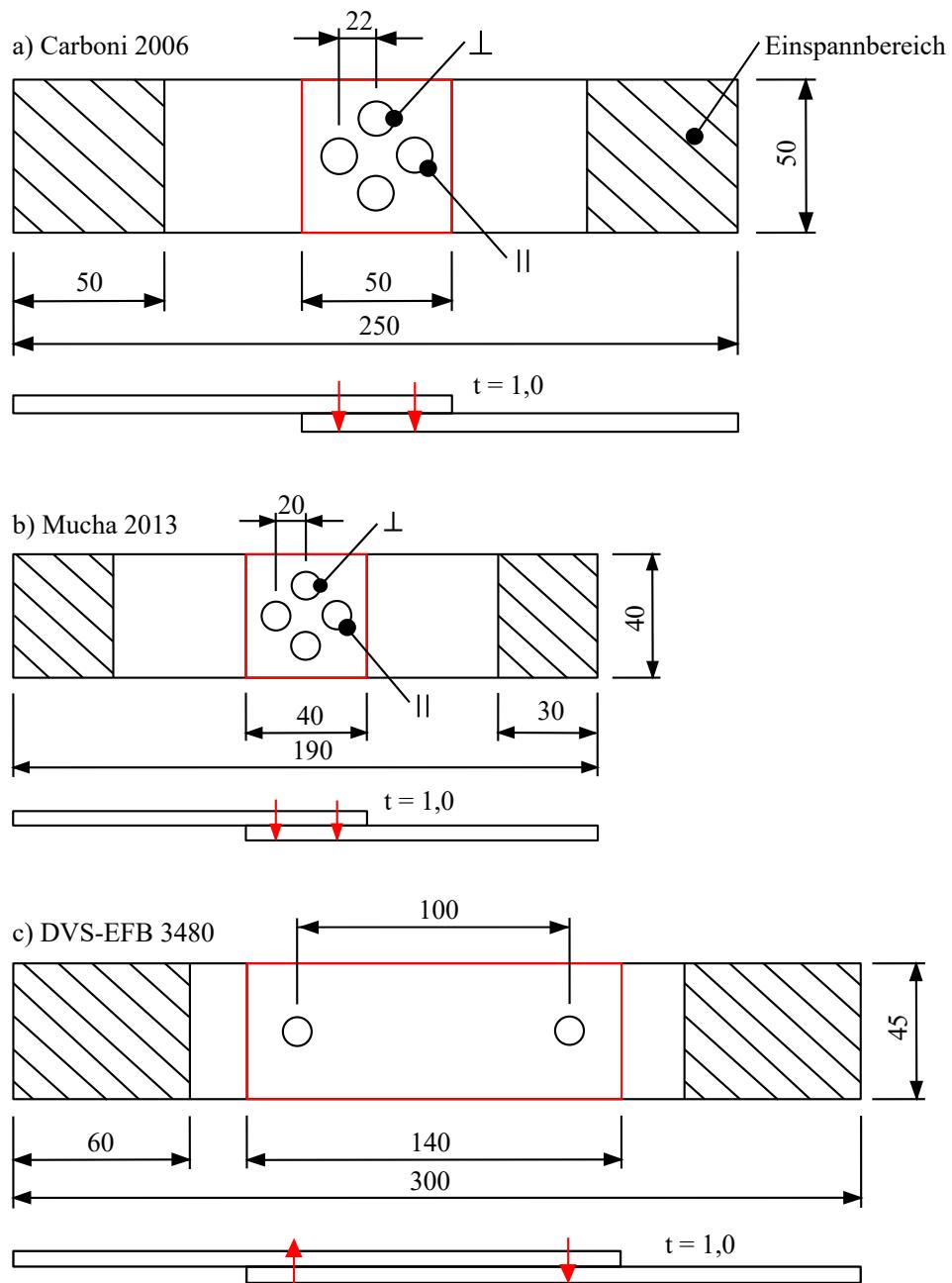


Abbildung 2.5: Vergleich der Doppel-Scherzugproben von a) Carboni b) Mucha c) 2-Fügepunkt-Scherzug-Steifigkeitsprobe

In [64] ist simulativ an einer punktgeschweißten Doppel-Scherzugprobe in Längsanordnung gezeigt, dass bei einem gewissen Fügepunktabstand d_0 ein Optimum auftritt. Ist der Abstand kleiner ($d < d_0$) nimmt die maximal übertragbare Kraft rapide ab. Ist der Abstand größer ($d > d_0$) nimmt die Kraft erst rapide ab und scheint dann in einen konstanten „Grenzwert ($\gg 0$) zu laufen“. Dies untermauert die These, dass die maximal übertragbare Scherzugskraft einer zweifach gefügten Scherprobe unter bestimmten Voraussetzungen größer als das Doppelte der maximal übertragbaren Kraft bei einfach gefügten Scherzugproben sein kann.

In [65] wurde durch eine auf numerischen Berechnungen basierende Optimierung an einer doppelt-punktgeschweißten Scherzugprobe gezeigt, dass die optimale Position der Fügepunkte für die maximale Steifigkeit nicht mit der optimalen Position für eine lange Lebensdauer übereinstimmen muss. Die Untersuchungen fanden an einer Scherzugprobe statt, bei der die Fügepunkte quer zur Belastung angeordnet sind. Zudem ist an den Metamodellen der Zielgrößenfunktionen erkennbar, dass diese nicht linear von der Positionierung der Fügepunkte abhängen.

In [66] ist an derselben Probengeometrie wie in [62] (siehe Abbildung 2.5 a)) die Fügepunktpositionen zweier Schweißpunkte für die Lebensdauer bei einer in Blechebene überlagerten äußeren Last gezeigt. Es zeigt sich, dass die Fügepunkte nach der Optimierung nicht auf der Mittelinie liegen.

In [67] ist ebenfalls an der Optimierung einer doppelt und dreifach geschweißten Probe gezeigt, dass eine „schräge“ Anordnung für eine Erhöhung der Lebensdauer bei einer überlagerten Schubbelastung sinnvoll ist. Weiter zeigen die durchgeföhrten Optimierungen, dass die Überlappung und der Randabstand einen Einfluss auf das Ergebnis haben. Durch die Berücksichtigung der Überlappungslänge als Konstruktionsparameter ist zudem gezeigt, dass die Vorgabe des Kantenabstandes von mindestens dem Durchmesser eines Schweißpunktes, zumindest für diesen Lastfall ungeeignet ist. Ihre Optimierung ergibt, dass der Abstand mindestens einen, besser dem doppelten Fügepunkttdurchmesser entsprechen sollte.

In [68] wird eine Methode vorgestellt, um die Lasten an den Fügepunkten zu vergleichmäßigen. Das Ziel der Optimierung ist es, die Streuung der Fügepunktsicherheiten in einer Konstruktion zu reduzieren und gleichzeitig eine hohe mittlere Fügepunktsicherheit zu erreichen. Dies wird durch die Umlagerung von Lasten zwischen den Fügepunkten erreicht.

Aus den erläuterten Untersuchungen werden folgende Aussagen abgeleitet:

1. Die Umgebung um einen Fügepunkt ist entscheidend für dessen Belastung. Die Umgebung beeinflusst aber auch dessen Fähigkeit, Last zu übertragen. Mit dem Wort Umgebung ist der Abstand des Fügepunktes zu weiteren Fügepunkten und die Anzahl dieser gemeint sowie geometrische Abstände zu freien Kanten und Wänden.
2. Die (Durch-)Biegung des Bleches um den Fügepunkt hat einen Einfluss auf dessen Lastübertragung.
3. Die Art der Lasteinleitung in die Probe hat einen Einfluss auf die Fügepunktbelastungen.

4. Es gibt Grenzwerte, ab denen manche Effekte erst auftreten und es gibt zumindest teilweise Optima.
5. Da diese Effekte messbar sind, sind diese - bei einem Verständnis und einer fügepunktspezifischen Charakterisierung - konstruktiv nutzbar.

2.3.2 Einfluss globaler Fügeteilsteifigkeiten

Literatur in der der Einfluss von globalen Bauteileigenschaften auf die Fügepunktlasten direkt untersucht worden ist, ist dem Autor nicht bekannt. Aus der Durchführung von Robustheitsanalysen oder während der Festlegung eines Initialdesigns (siehe Kapitel 2.2.1) ist allerdings bekannt, dass das Fügedesign einen Einfluss auf die Bauteileigenschaften hat. Eine typische Ziel- oder Betrachtungsgröße bei der Optimierung- bzw. der Untersuchung des Einflusses des Fügedesigns auf die Bauteileigenschaften ist die Gesamtbauteilsteifigkeit (siehe zum Beispiel [69]). Bauteilähnliche gefügte Proben hingegen werden oft zur Validierung von Simulationsmodellen bzw. der korrekten Kalibrierung dieser verwendet. Ein Beispiel hierfür ist [70].

Auch ist aus der Auslegung von Crashboxen bekannt, dass bei diesen das Fügedesign einen wesentlichen Beitrag zum Versagensverhalten insbesondere zur Faltenbildung liefert [51]. Der Einfluss wird allerdings deutlich geringer, wenn die Crashbox gekrümmmt, anstatt gerade geformt ist [43]. Daraus ist erkennbar, dass die Bauteilkonstruktion mit dem Fügedesign interagiert.

Des Weiteren gibt es in der Literatur ein Prüfkonzept für durch Kleben und punktförmige Elemente gefügte Hybridbauteile, indem durch die Konstruktion und Anordnung der Fügeteile in einer gefügten bauteilähnlichen Struktur die Fügepunktbelastungen bewusst eingestellt werden. Das besondere an diesem Konzept ist, dass dabei die Lasteinleitung und die Fügepunktpositionen nicht geändert werden. Das Prüfkonzept wurde für statische Versuche in [71] und in [72] vorgestellt. Eine Erweiterung auf Crashlasten mit hohen plastischen Dehnraten ist in [73] dokumentiert. Das Konzept wurde entwickelt, um die FE-Modellierung von Fügepunkten auf Bauteilebene zu validieren.

Die Einstellung der Fügepunktbelastung unter Biegung geschieht, wie in Abbildung 2.6 gezeigt, durch den Wechsel des Biegesteifigkeitsverhältnisses von zwei gefügten Hutprofilen. Dieses Verhältnis wird durch die Materialauswahl und die Profilgeometrien eingestellt. In Abbildung 2.6 sind die Aufbauten der Prüfkörper, die Prüfaufbauten und die in den Fügepunkten wirkenden Lasten gezeigt. Insgesamt sind in den Prüfkörpern zehn Fügepunkte in einem gleichbleibenden Abstand verteilt. In den Veröffentlichungen wurde ein Hutprofil aus kaltgewalztem mikrolegierten Stahl mit einer Blechdicke von 1,2 mm und ein 2,5 mm dickes Hutprofil aus einer 6000-Aluminiumlegierung verwendet.

In der normalkraftdominanten Konfiguration wird das obere Stahlprofil während der Prüfung global gebogen, während sich das untere Aluminiumprofil auf der Seite des eindringenden Impaktors annähernd starr nach unten bewegt. In der schubkraftdominanten Konfiguration erfolgt die Eindringung mittig und beide Bleche werden global gebogen. Die am Impaktor wirkende Gesamtkraft bei beiden Prüfungen ist in Abbildung 2.7 a) zu sehen. Das Verhältnis von Normalkraft- und Schubkraftanteils der Fügepunktlasten der ersten vier Fügepunkte von links sind in Abbildung 2.7 b) dargestellt (Nummerierung

der Fügepunkte ist von links aufsteigend). Das Verhältnis von Normalkraft- und Schubkraftanteils ist durch das Mischverhältnis Ψ_m ausgedrückt, welches nach Gleichung 2.1 berechnet wird. Dabei ist F_N die in einem Fügepunkt in Normalenrichtung wirkende und F_S die in Blechebene (Schub) wirkende Last.

$$\Psi_m = \frac{2}{\pi} * \arctan \frac{F_N}{F_S} \quad (2.1)$$

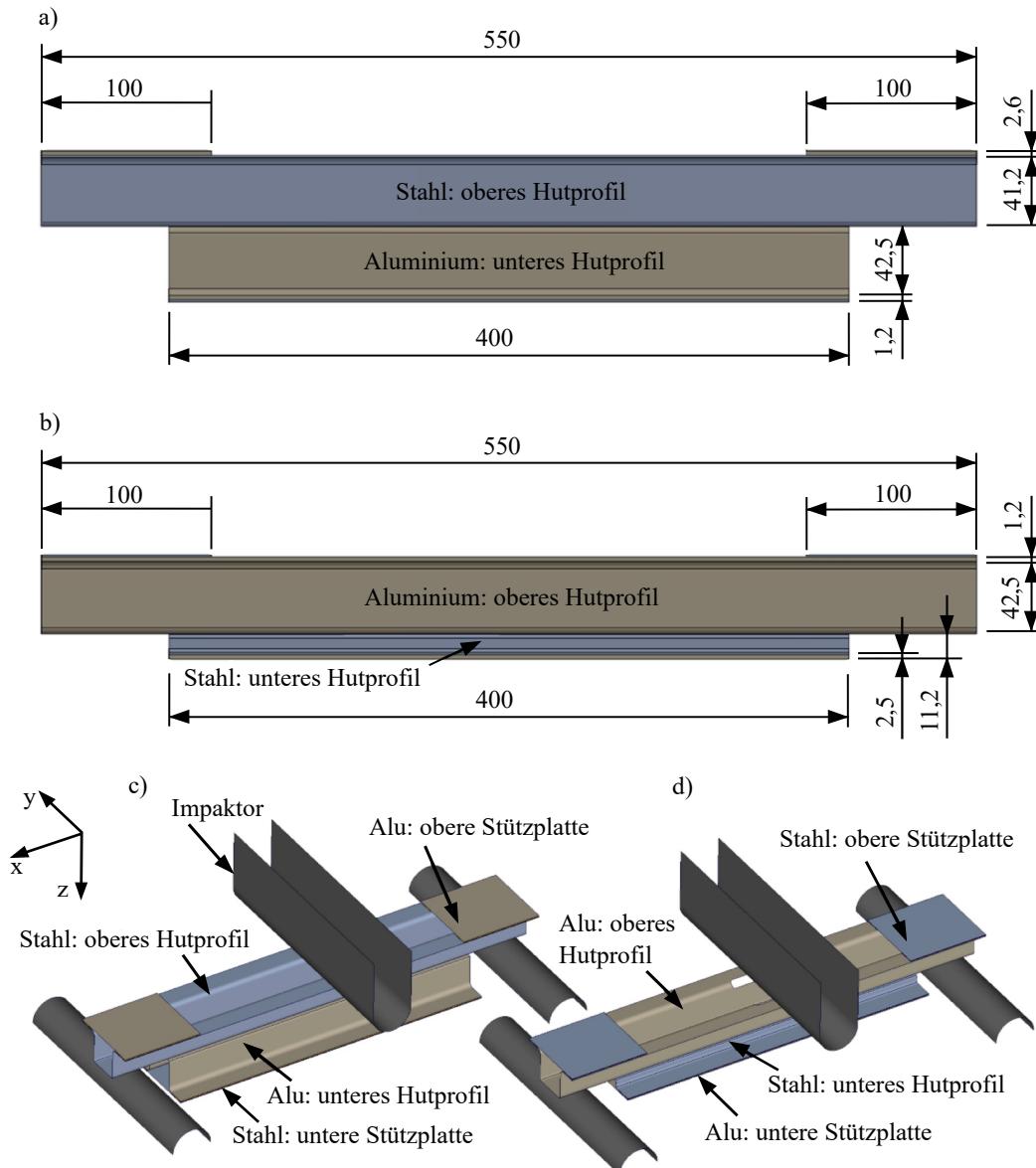


Abbildung 2.6: Aufbau a) des normalkraftdominanten Demonstrators b) des schubkraftdominanten Demonstrators Prüfaufbau für c) den normalkraftdominierenden Fall d) schubdominierten Fall

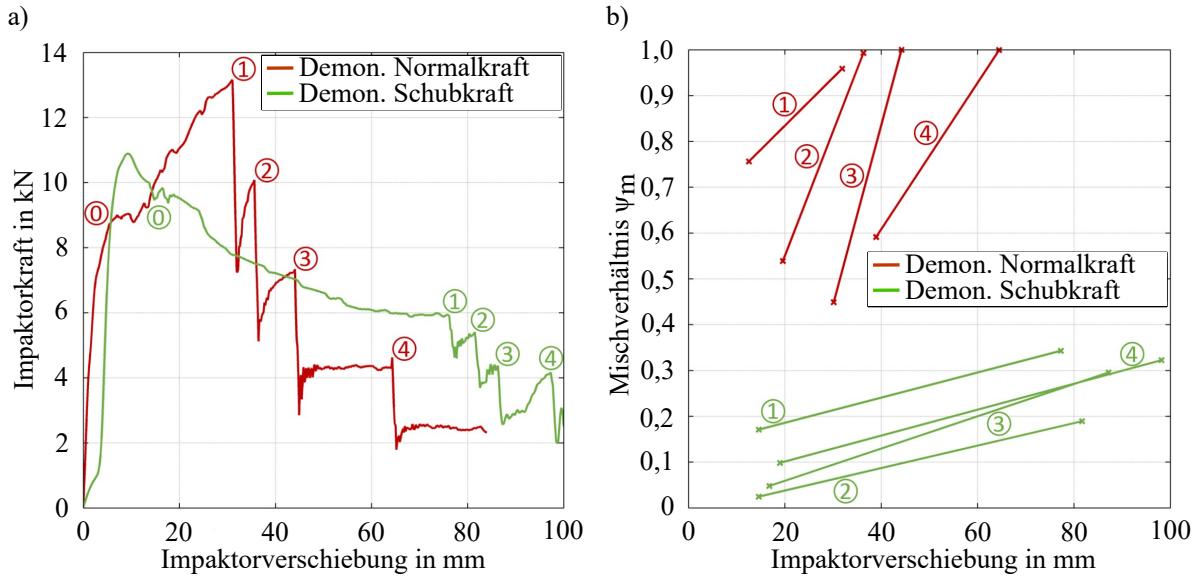


Abbildung 2.7: a) Kraft-Verschiebungs-Kurven b) Mischverhältnisse über Impaktorverschiebung

Die Idee, die Fügepunktbelastungen in einem 3-Punkt-Biegeversuch durch die Geometrie von Hutprofilen einzustellen, wird in Kapitel 6.3 übernommen. Dort wird die Geometrie des Normaldemonstrators fast komplett übernommen. Wesentliche Änderungen sind identische Dicken des Unter- und Oberprofils, was sich aus der untersuchten Clinchverbindung ergeben wird, der Verzicht auf die oberen Stützplatten sowie die Verwendung von neun statt zehn Fügepunkten. Die oberen Stützplatten, siehe Abbildung 2.6, dienen bei [71] lediglich dazu ein Verbiegen der oberen Profilwände in die Mitte zu unterdrücken und werden in Kapitel 6.3 weggelassen, da die Auslegungsmethode in beiden Fällen angewendet werden kann.

2.4 Forschungsbedarf bei Anpassungskonstruktionen von punktgefügten Strukturen

Aus der oben dargelegten Recherche mit dem Schwerpunkt der Nutzung von Prozesseinflüssen und konstruktiven Änderungen zur Veränderung der Clinchpunktlasten in geclinchten Strukturen ist folgender Forschungsbedarf zu erkennen:

1. Da die (halb)analytischen Modelle zur Abschätzung der mechanischen Eigenschaften eine hohe Genauigkeit haben, wenn die Geometrie und der Reibwert bekannt sind, besteht Forschungsbedarf ebendiese Größen abzuschätzen. Ist dies möglich, können die (halb)analytischen Modelle in die Auslegung von geclinchten Strukturen übernommen werden.

2. Obwohl hinlänglich bekannt ist, dass sowohl die Prozessparameter als auch Anlieferungszustände an der Fügeanlage Einflüsse auf die erzeugte Clinchpunktverbindung haben, gibt es kein konstruktives Konzept zur gezielten Berücksichtigung dieser Phänomene.
3. Den Optimierungs- und Robustheitsmethoden ist gemein, dass sie auf „Versuch und Irrtum“ und nicht auf dem Verständnis von physikalischen Effekten beruhen. Dieses „ingenieurmäßige“ Vorgehen führt dazu, dass bei Änderungen des Bauteils oder des Fügedesigns, Anpassungen entweder auf der Erfahrung des Fügedesigners beruhen oder die Optimierungen erneut durchgeführt werden müssen. Ein tieferes Verständnis der Ursache-Wirkungs-Beziehungen könnte dazu beitragen, dass der Fügedesigner nicht in einem solch hohen Maße auf Optimierungsmethoden angewiesen ist. Insbesondere bei Anpassungskonstruktionen könnte durch ein tieferes Verständnis die Notwendigkeit „blinder Optimierungen“ deutlich reduziert werden.

In dieser Arbeit wird sich im Weiteren auf die Beschreibung der physikalischen Effekte, die durch veränderte Fügepunktpositionen oder Prozessparameter während der Fertigung eines Clinchpunktes hervorgerufen werden, konzentriert und diese schlussendlich in einer Auslegungsmethode genutzt (siehe Kapitel 4 bis Kapitel 6). In der Auslegungsmethode in Kapitel 6 wird die gesamte Prozesskette eines geclinchten Bauteils berücksichtigt. Diese beginnt bei der Anlieferung des Blechmaterials und endet mit der Qualitätskontrolle nach der Fertigung des geclinchten Bauteils. Mit der Auslegungsmethode wird durch gewollte Eingriffe in die Prozesskette auf ungewollte Abweichungen in der Prozesskette reagiert. Auf veränderte Clinchpunkteigenschaften wird zum Beispiel durch die Änderung des Fügedesigns, der Einbringung von Sicken und einer Verbreiterung der Fügeflanschfläche reagiert (siehe Demonstrator in Kapitel 6.3 und Kapitel 6.4). Zwei Prinzipien werden dabei ausgenutzt. Erstens verändert sich die übertragbare Gesamtlast im Bauteil und zweitens werden Lastumlagerungen zwischen den Clinchpunkten bewusst hervorgerufen. Damit dies gelingen kann, werden im nächsten Kapitel 3 Größen zur Beschreibung der in Fügepunkten wirkenden Lasten eingeführt. Zusätzlich wird untersucht, wie Fügepunkte in Bauteilen gewöhnlich belastet sind und wie Fertigungsschwankungen Lastumlagerungen zwischen den Fügepunkten hervorrufen können.

Kapitel 3

Machbarkeitsuntersuchung

Um die in Kapitel 6 beschriebene Auslegungsmethode zu entwickeln, werden zunächst numerische Untersuchungen durchgeführt, mit welchen die folgenden drei Fragestellungen beantwortet werden:

1. Welche typischen Lasten wirken auf Fügepunkte und wie können diese beschrieben werden?
2. Wie groß ist der Einfluss von plastischen Deformationen - die in der Prozesskette vor dem Fügeprozess stattfinden - auf die mechanischen Clinchpunkteigenschaften im linearen Bereich?
3. Welche Lastumlagerungen können in durch Clinchen gefügten Bauteilen, zwischen den Clinchpunkten, durch vor dem Setzprozess eingebrachte plastische Deformationen, in der Fügezone hervorgerufen werden?

Als erstes werden in Kapitel 3.1 die Größen zur Beschreibung der Fügepunktlasten erläutert. Anschließend werden in Kapitel 3.2 die verwendeten Simulationsmodelle, mit welchen die weiteren Fragen beantwortet werden, vorgestellt. In Kapitel 3.3 werden die typischerweise auftretenden Fügepunktlasten mithilfe einer Karosserie, in die unterschiedliche Lasten eingeleitet werden, bestimmt. Die eingeleiteten Lasten ergeben sich dabei aus unterschiedlichen Fahrmanövern des zur Karosserie gehörenden Gesamtfahrzeugs. Der Einfluss von plastischer Deformation vor dem Clinchprozess auf die Clinchpunkteigenschaften und -lasten werden in Kapitel 3.4 beantwortet. Dazu wird die gesamte Prozesskettete numerisch abgebildet.

3.1 Beschreibung von Fügepunktlasten

In dieser Arbeit werden Clinchpunkte in Bauteilen in der numerischen FE-Simulation mit Ersatzmodellen beschrieben. In diesen Modellen wird die Last in den Clinchpunkten durch sechs integrale Größen in einem lokalen (fügepunktfesten) Koordinatensystem mit je einer Kraft und einem Moment pro Raumrichtung beschrieben. (siehe Kapitel 2.1.4) Um eine Fügepunktlast effizienter auszuwerten, werden diese Größen auf eine Fügepunkttersatzkraft, bestehend aus zwei senkrecht stehenden Schubkraftanteilen und einem Normalkraftanteil reduziert. Da die Torsionssteifigkeit von Clinchpunkten sehr gering ist, ist diese in den Ersatzmodellen vereinfacht gleich Null gesetzt, wodurch das ausgegebene Torsionsmoment immer Null ist. Aus den zwei Biegemomenten wird ein resultierendes Bie-

gemoment berechnet, aus dem durch Multiplikation mit einem Faktor ein äquivalenter Normalkraftanteil bestimmt wird, siehe Gleichung 3.1. Durch Addition dieses Normalkraftanteils auf die in axialer Richtung wirkende Kraft ist der Ersatznormalkraftanteil bestimmt. [13] Damit ist die Clinchpunktersatzkraft auf die drei Krafteinträge f_r, f_s, f_t im lokalen fügepunktfesten Koordinatensystem (r,s,t) beschrieben. Eine Übersicht über die Definition der Clinchpunktersatzkraft liefern die Tabelle 3.1 und die Abbildung 3.1 a). Die Clinchpunktersatzkraft wird im Weiteren als Last im Clinchpunkt, als Clinchpunktlast oder Fügepunktlast bezeichnet.

Tabelle 3.1: Kräfte in Vektorschreibweise und deren Beträge

Bezeichnung und Symbol	Vektor	Betrag
Clinchpunktersatzkraft \underline{F}	$(f_r, f_s, f_t)^T$	$F = \ \underline{F}\ = \sqrt{F_N^2 + F_S^2}$
Normalkraft \underline{F}_N	$(f_r, 0, 0)^T$	$F_N = f_r$
Schubkraft in lokaler s-Richtung \underline{f}_s	$(0, f_s, 0)^T$	f_s
Schubkraft in lokaler t-Richtung \underline{f}_t	$(0, 0, f_t)^T$	f_t
Schubkraft \underline{F}_S	$(0, f_s, f_t)^T$	$F_S = \ \underline{F}_S\ = \sqrt{f_s^2 + f_t^2}$

$$F_{N,B} = K * \sqrt{m_s^2 + m_t^2} \quad (3.1)$$

mit K=Biegeanteilfaktor

$$F_{N,ges} = F_{N,B} + F_N \quad (3.2)$$

Mithilfe des lokalen Koordinatensystems im Ersatzelement und den Kraftkomponenten der Clinchpunktersatzkraft (siehe Abbildung 3.1 a)) können zwei Winkel berechnet werden. Der Lastwinkel α ist der Winkel zwischen dem resultierenden Schubkraftvektor \underline{F}_S und dem resultierenden Gesamtkraftvektor $\underline{F}_{N,ges}$. Er beschreibt in welchem Verhältnis von Schub- zu Normalkraft der Fügepunkt belastet ist. In Abbildung 3.1 b) ist der Lastwinkel α eingezeichnet. Dieser nimmt gewöhnlich einen Wert zwischen 0° und 90° an. Wenn zwischen dem Fügeelement ein kleiner Spalt ist, kann in einem Fügepunkt auch eine geringe Druckkraft wirken und der Lastwinkel α minimal negativ sein. Bei größeren Druckkräften wird der Spalt durch den Druck geschlossen und die Druckkraft über die umgebende Blechstruktur abgestützt, so dass der Fügepunkt ausschließlich auf Schub belastet ist, was durch einen Lastwinkel von $\alpha = 0^\circ$ beschrieben ist. Ungewollte negative Werte für den Lastwinkel können auch durch Durchdringungen im Modell entstehen. Der zweite Winkel zur Beschreibung der Fügepunktersatzkraft ist der Orientierungswinkel β der in Abbildung 3.1 c) eingezeichnet ist. Dies ist der Winkel zwischen dem Einheitsvektor der s-Achse und dem Schubkraftvektor \underline{F}_S . Damit ist der Orientierungswinkel β ein Maß, das angibt aus welcher Richtung in der Blechebene der Schublastanteil wirkt. Aufgrund der Definition im fügepunktfesten Koordinatensystem eignet sich der Orientierungswinkel β vor allem zur Durchführung vergleichender Untersuchungen an einem Bauteil, welches unterschiedlichen äußeren Lasten ausgesetzt ist. Durch Umstellen der Skalarprodukt-Gleichung 3.3 wird der Orientierungswinkel β gemäß Gleichung 3.4 be-

rechnet.

In der gesamten Arbeit werden die Fügepunktlasten mit den Beträgen $F_{N,ges}$, F_N und F_S sowie den Winkeln α und β beschrieben.

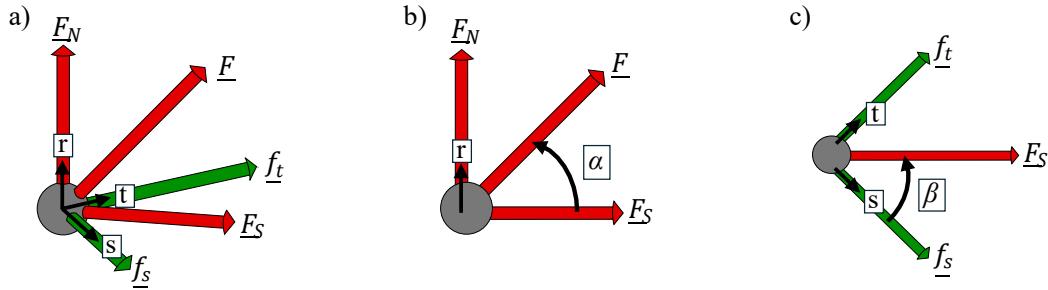


Abbildung 3.1: a) dreidimensionale Darstellung aller Kraftkomponenten b) Definition des Lastwinkels α c) Definition des Orientierungswinkels β

$$\begin{pmatrix} f_s \\ f_t \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} = \left\| \begin{pmatrix} f_s \\ f_t \end{pmatrix} \right\| \cdot \left\| \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \right\| \cos(\beta) \quad (3.3)$$

$$\beta = \begin{cases} \arccos\left(\frac{f_s}{\sqrt{f_s^2 + f_t^2}}\right) \\ -\arccos\left(\frac{f_s}{\sqrt{f_s^2 + f_t^2}}\right) \end{cases} \quad (3.4)$$

3.2 Verwendetes Gesamtfahrzeug und davon abgeleitete Simulationsmodelle

Die virtuellen Untersuchungen an einem Gesamtfahrzeug finden an der Stufenhecklimousinen-Variante des Honda ACCORDs VIII (im Folgenden: Honda Accord) statt, der 2011 auf den Markt gekommen ist. Für dieses Gesamtfahrzeug steht auf der offiziellen Website der US-amerikanischen Behörde NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) ein im LS-DYNA Format abgespeichertes explizites Crash-Modell zum Download bereit. Dieses Modell entstand in einem vom amerikanischen Verkehrsministerium finanzierten Forschungsvorhaben und wurde im Jahr 2012 veröffentlicht. In diesem Vorhaben wurde der Honda Accord zerlegt, die Einzelteile vermessen sowie die Werkstoffe charakterisiert und durch Reverse-Engineering das Crash-Modell aufgebaut. [74] Da in dieser Arbeit elastische Lasten und keine Crashlasten untersucht sind, werden aus diesem Modell ein implizites FE-Karosseriemodell und ein Mehrkörpersystem(MKS)-Gesamtfahrzeugmodell erstellt.

3.2.1 Ableitung eines impliziten Karosseriemodells aus dem Gesamtfahrzeug-Crashmodells

Aus dem expliziten FE-Gesamtfahrzeugmodell wird ein elastisch-modelliertes FE-Karosseriemodell abgeleitet. Diese Umwandlung funktioniert geradlinig, da im Softwarecode LS-DYNA neben dem expliziten auch ein impliziter Solver zur Verfügung steht. Aus dem heruntergeladenen Crashmodell wird zuerst das Netz aller Karosserie-Blechbauteile, inklusive der Fügetechnik in einem separaten Modell gespeichert. Das Modell besteht danach aus den Karosserie-Blechbauteilen, den Fensterscheiben sowie punkt- und linienförmigen Fügeverbindungen. In dem Modell können die Schnittlasten der Achsträger-Karosserie-Verschraubungen sowie weitere Karosseriebelastungen aufgebracht werden. Die Karosseriebauteile sind mit Ausnahme der Scheibe ausschließlich aus Stahl gefertigt und werden elastisch modelliert. Die mit Hexaeder-Elementen modellierten Schweißpunkte werden mithilfe eines Skriptes in Balkenelemente umgewandelt, um im späteren Verlauf die ungekoppelten Steifigkeiten der Clinchpunkte abilden zu können. Die vereinfachte Modellierung der Klebstoffe mit Solid-Hexaeder-Elementen und einem tabellengestützten, stückweise linearen Fließkurvenansatz wird aus dem Ursprungsmodell übernommen. Schweißnähte und Schraubenverbindungen sind im Crashmodell durch starre Rigid-Elemente modelliert und werden genauso übernommen. Das Materialverhalten der Scheiben wird ebenfalls durch einen tabellengestützten stückweise linearen Fließkurvenansatz beschrieben. In Summe besteht das Modell aus 597 Blechbauteilen und ist in Abbildung 3.2 zu sehen. Die Karosserie weist 6710 punktförmige Fügepunktverbindungen auf. Da mehrschnitte Fügepunkte durch mehrere Balkenelmente abgebildet sind, ist die tatsächliche Anzahl geringer.

Bevor das Modell mit einem impliziten Löser gerechnet wird, werden die Formulierungen der Schalenelemente angepasst. Die in dem Crash-Modell verwendete, unterintegrierte Schalenformulierung Belytschko-Tsay wird durch eine Schalenformulierung mit vollständiger Integration ersetzt. Die Knoten der Balken der rotationsförmigen Fügepunkte und der Klebstoffelemente werden mit den Schalenelementen über einen Tied-Kontakt verbunden. Die punktuelle Krafteinleitung wird in Kauf genommen, da aufgrund der durchschnittlichen Kantenlänge von 6 mm die SPR-Modellierung nicht angewendet werden kann. (siehe Kapitel 2.1.4) Zwischen den Schalenelementen untereinander ist keine Kontaktbedingung mit Berücksichtigung der Blechdicke definiert, wodurch auch negative Normalkraftanteile entstehen. Die Kontaktbedingung mit Blechdicke funktioniert nur dann sehr gut, wenn die Kontakte explizit für jeden einzelnen Kontakt definiert werden. Hier wird auf die Kontaktdefinitionen in den Modellen aus den Kapiteln 4 bis 6 verwiesen, in denen so vorgegangen wird. Die Eigenkontaktmodellierung mit Blechdicke ist im Unterbaugruppenmodell aus Kapitel 3.3 definiert. Da das Unterbaugruppenmodell hohe Rechenzeiten benötigt und dennoch teilweise negative Normalkraftanteile, wenn auch in verringrigerter Größe, ausgibt, wird dieses Karosseriemodell ohne Kontaktbedingungen dem Solver übergeben.

Da die Dissertation das Thema Clinchen zum Gegenstand hat, werden diesen Balken-elementen die Eigenschaften eines Clinchpunktes zugewiesen. Eine Neu-Vernetzung der Schalenelemente, um die SPR-Elemente verwenden zu können, oder um die Fügepunkte mit Balkenelementen mit Rigid-Spinnen zu modellieren ist zu aufwendig und wird deshalb

unterlassen. Die den Balkenelementen zugewiesenen Steifigkeitswerten sind in Tabelle 3.2 aufgeführt.

Tabelle 3.2: Steifigkeiten der Fügepunkte im Karosseriemodell

Normalsteifigkeit	Schubsteifigkeit	Torsionssteifigkeit	Biegesteifigkeit
$1350 \frac{N}{mm}$	$10^5 \frac{N}{mm}$	$0 \frac{N}{rad}$	$10^{10} \frac{N}{rad}$

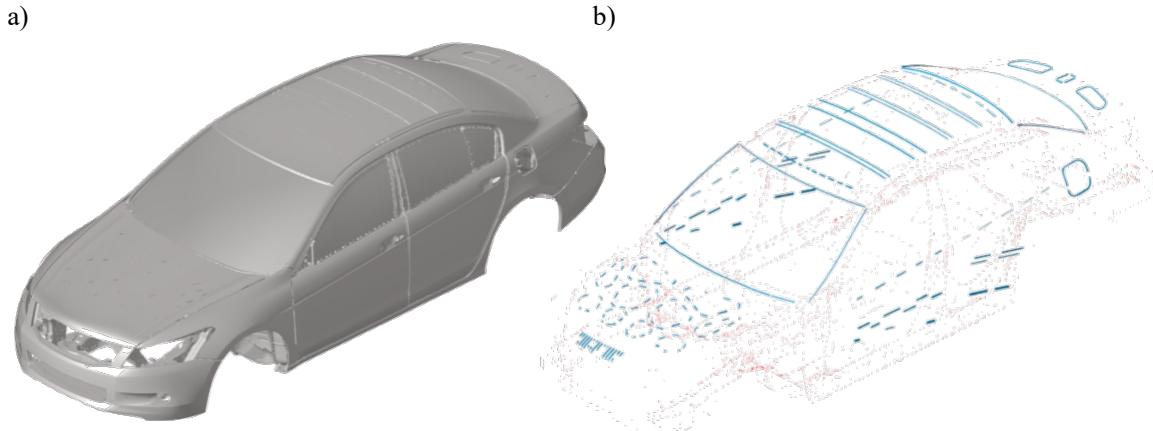


Abbildung 3.2: Implizites Karosseriemodell a) Ansicht im Solver b) Fügepunkte (rot) und Klebstoffverbindungen (blau)

3.2.2 Überführung des Crash-Modells in ein Mehrkörpersimulationsmodell

Die Überführung des Crash-Modells in ein MKS-Modells erfolgte im Rahmen einer Studienarbeit [75]. Die Raderhebungskurven der Achsmodelle auf einem virtuellen Prüfstand zur Plausibilitätskontrolle sind der Studienarbeit entnommen und im Anhang im Kapitel 8.1 abgedruckt. Alle weiteren Informationen können aus der Gemeinschaftsveröffentlichung [76] entnommen werden.

Ein direktes Überführen des FE-Modells in ein MKS-Modell ist aufgrund der grundverschiedenen Art der Modelle nicht möglich. Für ein Gesamtfahrzeug-MKS-Modell ist die Geometrie der Fahrwerksteile von entscheidender Bedeutung. Die komplette Karosserie inklusive der Anbauteile (\cong alles außer dem Fahrwerk) wird auf einen Massenträgheitstensor im Schwerpunkt dieser Baugruppe reduziert.

Für die Abbildung der Fahrwerksteile werden die Geometrie, die Dichte und das Elastizitätsmodul benötigt. Zusätzliche für den Aufbau des Modells benötigte Informationen sind die Positionen der Gelenkpunkte, die Federkennlinie der Dämpfergabeln sowie die Steifigkeiten der Fahrwerkslager. Letztere werden in diesem Modell allerdings als steif modelliert, da diese Daten nicht zur Verfügung standen. Weiter wird für den Aufbau eines

Gesamtfahrzeugmodells eine Lenkregelung und ein Reifenmodell integriert. Die Visualisierung, dass das Modell ein Gesamtfahrzeug abbildet, erfolgt durch eine CAD- Datei der Fahrzeugaußenkontur.

Die Herkunft der Daten ist in Abbildung 3.3 gezeigt. Die 3D-Informationen der Fahrwerksteile sind als FE-Netz im LS-DYNA-Code gespeichert und werden in das CAD- Dateiformat Parasolid überführt. Die Masse der Bauteile, deren Schwerpunktlage und deren Massenträgheiten werden bei Initialisierung des FE-Modells berechnet und ausgelesen. Zusätzlich sind die physisch gemessenen Massen der Baugruppen im Forschungsbericht des Aufbaus des Crashmodells [77] notiert. Da das FE-Modell aus einem eingescannten Fahrzeug in Ruhelage erzeugt wurde und die gemessene Achslastverteilung ebenfalls im Bericht steht, sind die Achslastverteilung und die Konstruktionslage bekannt. Die Außenkontur wird durch ein Separieren und Skalieren der Oberfläche aus einem heruntergeladenen 3D-Druckmodell [78] erzeugt. Zur Plausibilitätskontrolle und um die Steifigkeitswerte der Federn zu erlangen, wurde in Online-Foren recherchiert. Im Folgenden wird genauer auf die Generierung der CAD-Daten der Fahrwerksteile und die Bestimmung des Massenträgheitstensors eingegangen.

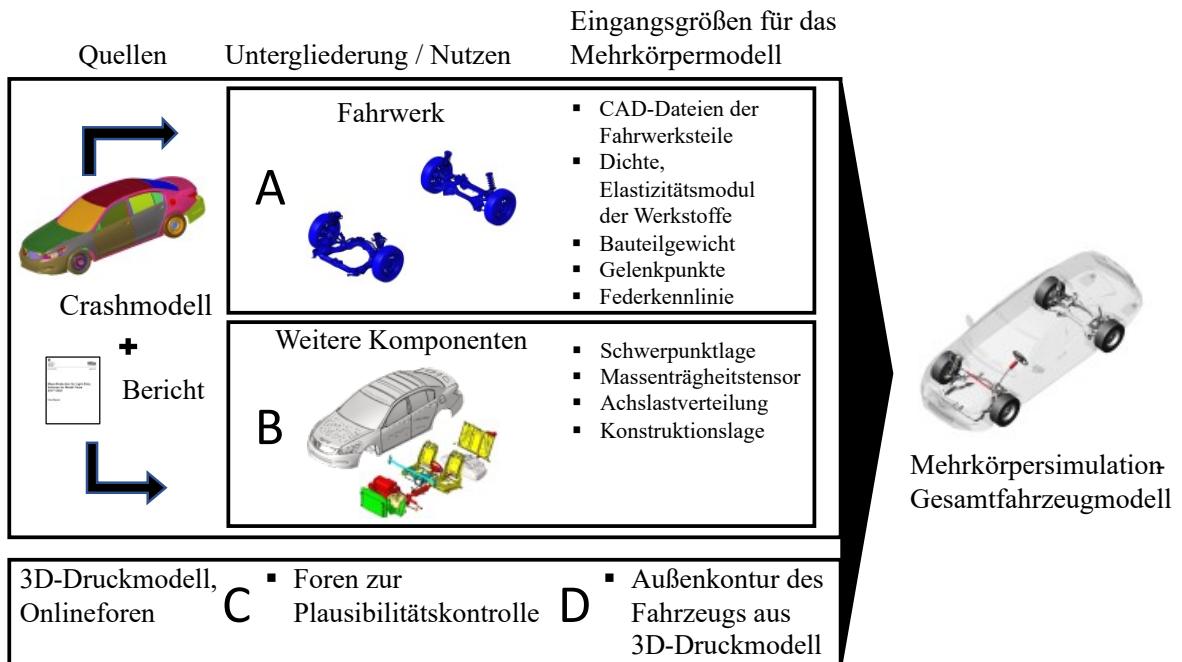


Abbildung 3.3: Ermittlung der für die MKS-Simulation benötigten Eingangsgrößen

Die Überführung der FE-Netze in CAD-Dateien der Fahrwerksbauteile unterscheidet sich, je nachdem ob das Bauteil durch Schalenelemente in der Mittelebene oder dreidimensional vernetzt ist. Ist Ersteres der Fall wird das Netz zuerst im Preprozessor Hypermesh aufgedickt, anschließend eine Oberflächenhülle erzeugt und diese im STL-Format exportiert. In Einzelfällen weist die so erzeugte STL-CAD-Datei Lücken auf und wird deshalb manuell

in Hypermesh oder in Siemens NX aufbereitet, sodass eine geschlossene Außenhülle entsteht. Ist das Bauteil ursprünglich im FE-Modell mit Volumenelementen vernetzt, wird die Außenhülle direkt in Hypermesh erzeugt und ebenfalls im STL-Format abgelegt. Mit Hilfe von SOLIDWORKS werden die STL-Hüllen gefüllt und der Volumen-CAD-Körper im Parasolid-Format gespeichert. Diese Dateien werden fehlerfrei in ADAMS/CAR eingelesen. Die Vorgehensweise ist grafisch in Abbildung 3.4 gezeigt.

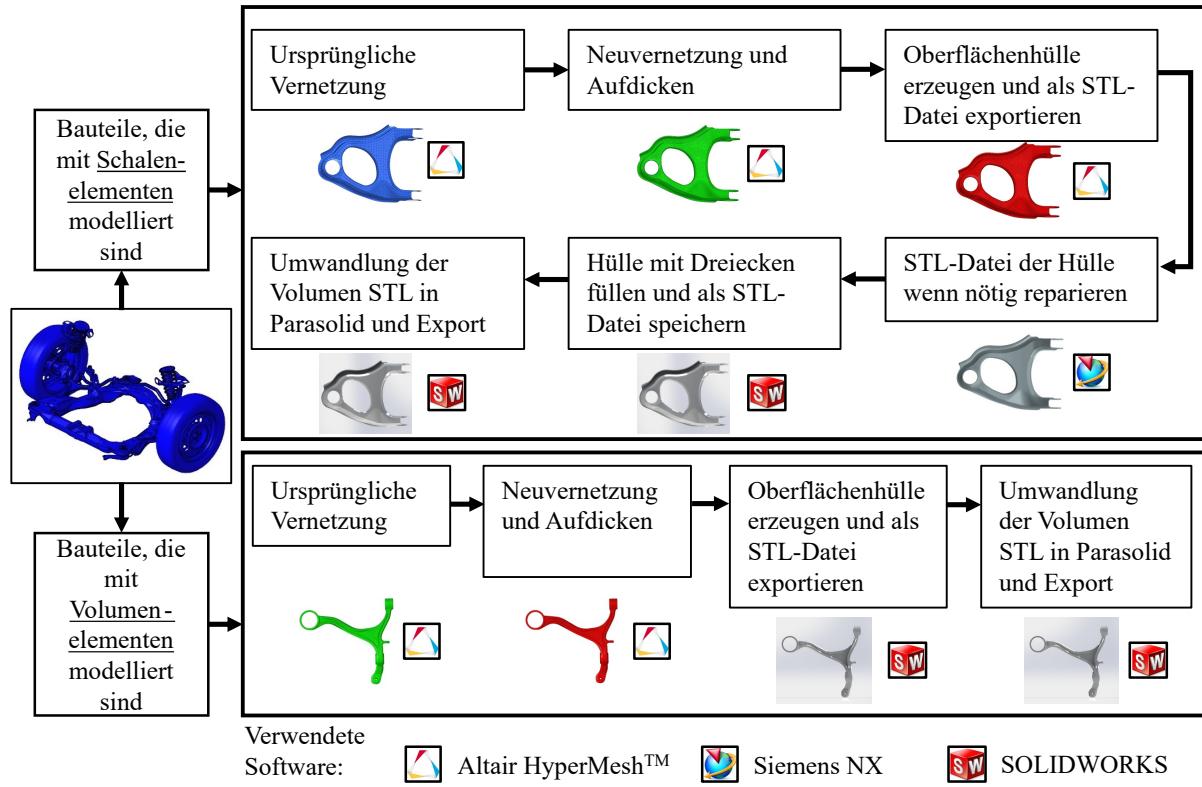
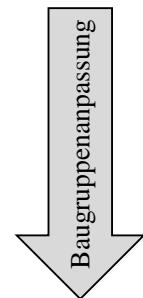
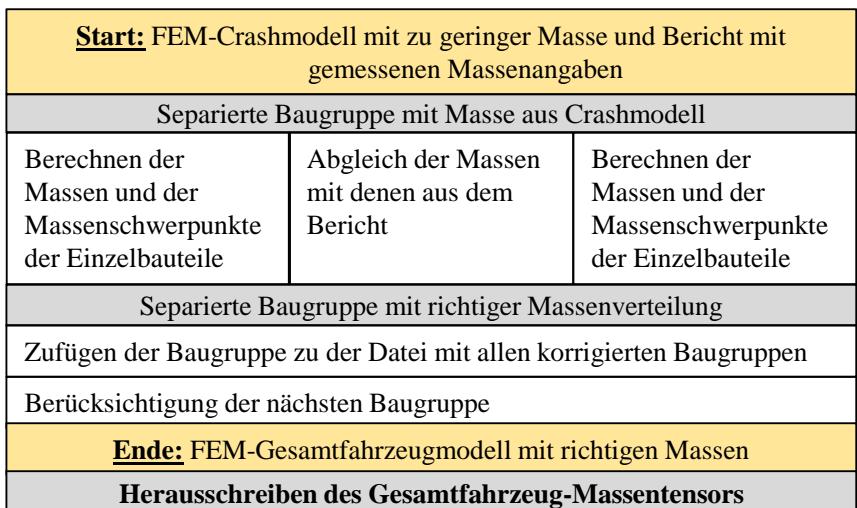


Abbildung 3.4: Vorgehensweise zur Erzeugung Volumenkörper aus dem FE-Netz

Die im NHTSA-Bericht [74] angegebene Gesamtfahrzeugmasse ist um ca. 400 kg größer als im heruntergeladenen FE-Crash-Modell. Deshalb wird die Masse des Modells so lange angepasst, bis die tatsächliche Gesamtfahrzeugmasse von 1480,5 kg erreicht ist. Dies geschieht durch Anpassung der Masse von Bauteilen und Baugruppen im FE-Modell, für welche in [74] konkrete Messwerte angegeben sind. Das Hinzufügen von Masse erfolgt entweder durch ein detailliertes Vernetzen von Bauteilen mit anschließender Werkstoffzuweisung, die mit starren masselosen Schalen modelliert sind und / oder durch das Hinzufügen von Massenpunkten. Da die Masse der Karosserie im Modell nur sehr gering von der gemessenen Masse abweicht und diese Baugruppe sehr viele Bauteile enthält, wird mit dieser Baugruppe begonnen und die fehlende Masse hinzugefügt. Anschließend werden schrittweise die angepassten Baugruppen dem FE-Modell hinzugefügt. Das genaue Vorgehen ist grafisch in Abbildung 3.5 dargestellt. Abschließend werden die Schwerpunktlage und der Massenträgheitstensor durch eine Initialisierung des Modells bestimmt.

a)



b)

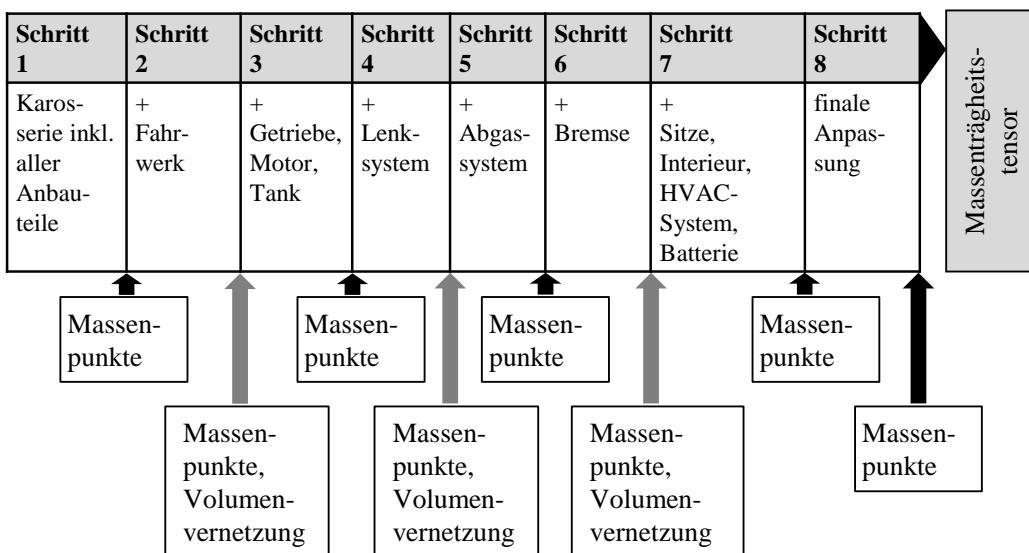


Abbildung 3.5: Massenkorrektur im Karosserie-FE-Modell mithilfe eines Baugruppenabgleichs a) Übersicht des Vorgehens b) sukzessive hinzugefügte Baugruppen

Der Aufbau des MKS-Gesamtfahrzeugmodells erfolgt in der Mehrkörpersoftware ADAMS/CAR. Anhand der CAD-Geometrien der linken Fahrwerksteile werden durch Berechnung der Mittelpunkte der Fahrwerkslager die Gelenkpunkte für die linke Fahrwerksseite bestimmt. Diese kinematischen Punkte werden an der Fahrzeugmitte im ISO-8855-Fahrzeugkoordinatensystem [79] gespiegelt und ein kinematisches Modell für jede Achse aufgebaut. Die kinematischen Modelle bestehen aus idealisierten Starrkörpern und idealisierten Gelenken. Anhand von Raderhebungskurven, die auf einem virtuellen Achsprüfstand in ADAMS/CAR gewonnen wurden, wird die Kinematik für plausibel erklärt. In der Realität verformen sich die Fahrwerkskomponenten während der Fahrt durch die auf sie wirkenden Kräfte und ihrer elastischen Eigenschaften. Dadurch kann eine Verschiebung der Lager (kinematische Punkte) von mehreren Millimetern auftreten [80]. Dieses Verhalten wird im MKS-Modell abgebildet, in dem die Fahrwerksbauteile vernetzt werden und ihre Eigenfrequenzen mit einem FE-Solver berechnet werden. Anschließend werden diese FE-Modelle modal reduziert. In ADAMS geschieht dies durch Anwendung der Craig-Bampton-Methode. Dadurch wird das FE-Modell jedes Bauteils auf sechs Starrkörperfreiheitsgrade pro Anbindungsknoten des FE-Modells an den Lagerschalen und auf seine Eigenmoden reduziert. Die Anbindungsknoten sind in den Lagerschalen durch eine verteilte Kopplung (RBE3 Spinne in NASTRAN-Schreibweise) verbunden. Für dieses MKS-Modell werden die Eigenmoden bis 3 kHz verwendet und die Starrkörpermodelle der Fahrwerkskomponenten durch die modal reduzierten Modelle ausgetauscht. Danach werden die Modelle für jede Achse um noch nicht berücksichtigte Körper wie z.B. Stabilisatoren, Achsträger und Bremsen erweitert. Je nach Bauteil wird ein modal-reduziertes FE-Modell oder ein starrer Körper eingeladen.

Zur Vervollständigung der Achsmodelle werden die Fahrwerksfedern mit Feder-Modellen abgebildet, indem für jede Feder die Federrate zugewiesen und die Vorspannung ermittelt wird. Die Federsteifigkeiten ergaben sich aus der Recherche in Onlineforen und werden mit 3200 N/mm für die Vorderachse und 3100 N/mm für die Hinterachse angenommen. Die Federvorspannkräfte werden iterativ über die Radlastverteilung von Vorder- zu Hinterachse auf dem virtuellen Achsprüfstand bestimmt. Die Werte der Federn sind in Tabelle 3.3 aufgelistet.

Tabelle 3.3: Werte der Federn

Federsteifigkeiten- Vorderachse	Federvorspannkraft- Vorderachse	Federsteifigkeiten- Hinterachse	Federvorspannkraft- Hinterachse
$3200 \frac{N}{mm}$	5760 N	$3100 \frac{N}{mm}$	2875 N

Für die Reifen werden die Standard-Reifen-Modelle aus der Adams-Bibliothek übernommen, in denen ein Pacejka-Reifenmodell hinterlegt ist. Die Standard-Zahnstangenlenkung wird ebenfalls aus der Bibliothek in das Modell geladen. Wie oben bereits erwähnt, wird die optische Karosseriehülle eingeladen und die restlichen Fahrzeugkomponenten mit einem Massenschwerpunkt mit zugehörigem Massenträgheitstensor abgebildet. Dieser ist die Differenz aus Gesamtfahrzeug- und Fahrwerk-Massenträgheitstensor. Für die starr modellierten Fahrwerkbauteile und die Reifen muss der Software der Anteil der ungefedernten Masse zuvor angegeben werden. Somit ist das MKS-Gesamtfahrzeug-

modell aufgebaut. Abschließend wird dieses auf einem virtuellen SPMM-Gesamtfahrzeug-Prüfstand (engl. Fachbegriff: SPMM = Suspension Parameter Measuring Machine) plausibilisiert.

Das fertige Modell ist in Abbildung 3.6 abgebildet. Es besteht aus 44 Starrkörpern, 19 elastischen Körpern, 93 idealen Gelenken und 5 Zwangsbedingungen und weist 210 Freiheitsgrade auf. Die Zwangsbedingungen ergeben sich aus dem Antrieb und der Lenkung. Die 1:1-Übersetzung und die Lenkung werden mit je einen Kopplungselement modelliert. In Abbildung 3.6 a) und b) sind die Modelle der Achsen auf dem virtuellen Achsenprüfstand und in c) das Gesamtfahrzeugmodell abgebildet. Weitere Angaben zum MKS-Modell sind in Tabelle 3.4 festgehalten.

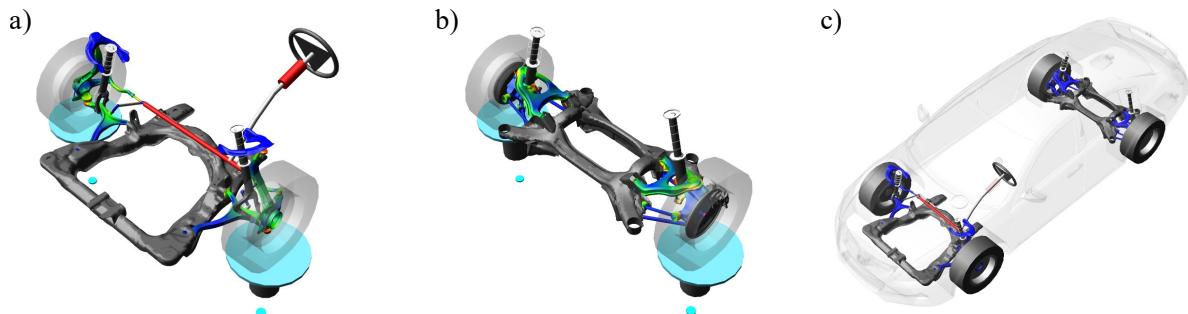


Abbildung 3.6: MKS Modelle von: a) Vorderachse b) Hinterachse c) Gesamtfahrzeug

Tabelle 3.4: Eigenschaften des MKS-Modells

Masse	1480,5 kg
Massenschwerpunkt im Fahrzeugkoordinatensystem	$[2080 ; 0; 5369]^T$ mm
Massenträgheitstensor des Gesamtfahrzeugs im Hauptachsensystem im Schwerpunkt	$\begin{bmatrix} 453 & 0 & 0 \\ 0 & 2367 & 0 \\ 0 & 0 & 2600 \end{bmatrix} \text{kgm}^2$
Massenträgheitstensor des Gesamtfahrzeugs ohne des Fahrwerks im Hauptachsensystem im Schwerpunkt	$\begin{bmatrix} 431 & 0 & 0 \\ 0 & 2301 & 0 \\ 0 & 0 & 2514 \end{bmatrix} \text{kgm}^2$
Reifenmodell	Pacejka-Reifenmodell (mdi_tire01.tir)
Fahrbahnmodell	ebene Straße
Geschwindigkeitsregelung	maschinell (PID-Regler)
Lenkregelung	stationäre Kreisfahrt

3.3 Analyse der Fügepunktlasten in einer Karosserie unter quasistatischen Lastfällen

Um zu beantworten, wie Fügepunkte üblicherweise belastet sind - zweiter Teil der ersten Fragestellung aus der obigen Einführung (siehe Beginn von Kapitel 3) - wird eine Untersuchung an dem Honda Accord durchgeführt. Hierzu werden mit dem FE-Karosseriemodell aus Kapitel 3.2.1 und dem MKS-Gesamtfahrzeugmodell aus Kapitel 3.2.2, die bei verschiedenen Fahrzeugmanövern wirkenden Fügepunktlasten berechnet und diese anschließend kategorisiert. Da die Größe der Fügepunktlast von vielen verschiedenen Faktoren abhängt, berücksichtigt die Auswertung nur die Belastungsrichtung, die mit dem Lastwinkel α und dem Orientierungswinkel β beschrieben ist. Zur Lasteinbringung wurden folgende Fahrmanöver definiert, wobei die Wahl der Kurvenradien und der Geschwindigkeiten auf deutschen Straßenbauvorschriften ([81] und [82]) beruhen.

- drei Bewegungen aus dem Stillstand mit konstanter Beschleunigung mit $2,75 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, $3,33 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und $4,44 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- stationäre Kreisfahrten nach rechts und links mit den folgenden Charakteristika:
 - $50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ mit einem Kurvenradius von $50 \text{ m} \hat{=} \text{Querbeschleunigung von } 3,858 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
 - $70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ mit einem Kurvenradius von $190 \text{ m} \hat{=} \text{Querbeschleunigung von } 1,99 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
 - $70 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ mit einem Kurvenradius von $440 \text{ m} \hat{=} \text{Querbeschleunigung von } 0,945 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- Abschleppen des Fahrzeugs mit einer Kraft von 550 N (ca. $0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$)
- einer Kofferraumlast von 200 kg

Anschließend erfolgt die Berechnung und Auswertung, wobei wie in Abbildung 3.7 gezeigt vorgegangen wird. Zuerst werden die Fahrmanöver mit dem Gfz-MKS-Modell berechnet. Aus diesem Modell werden die an dem Achsträger wirkenden Kräfte bestimmt und anschließend für jeden Lastfall einzeln in dem FE-Karosseriemodell aufgebracht. Aus den Berechnungen am Karosseriemodell werden die Fügepunktlasten entnommen und für jeden Fügepunkt und Lastfall ein Wert für den Lastwinkel α und den Orientierungswinkel β berechnet. Aus diesen Werten werden für den Lastwinkel α der kleinste Wert α_{min} und der größte Wert α_{max} bestimmt sowie die Werte des Orientierungswinkels β geclustert. Die Orientierungswinkel β werden so geclustert, dass die größte Differenz entsteht, aber gleichzeitig Schubkräfte, die aus „gegenüberliegenden Richtungen“ auf den Fügepunkt wirken, nur einmal berücksichtigt werden. Wirken zwei Schubkräfte aus exakt der gegenüberliegenden Seite, beträgt die „angepasste Differenz“ somit $\Delta\beta_{res} = 0^\circ$ und nicht $\Delta\beta_{res} = 180^\circ$. Die Clusterung der β -Winkel ist in Abbildung 3.8 visualisiert. In Abbildung 3.8 a) ist exemplarisch ein Fügepunkt als Punkt dargestellt sowie die Schubkraft F_S , die Koordinatenrichtungen s und t in der Blechebene, als auch der β -Winkel eingetragen. In den Abbildungen 3.8 b) und c) sind beispielhaft β -Werte mehrerer Lastfälle in einem Kreisring über den Winkel von 0° bis 180° in Schwarz eingetragen. In der Auswertung werden diese zuerst zu den drei Wertebereichen $\Delta\beta_1$, $\Delta\beta_2$ und $\Delta\beta_3$ zusammengefasst, welche in Abbildung 3.8 b) grau hervorgehoben sind. Im nächsten Schritt werden diese

Bereiche vereint. Dadurch entsteht aus den Bereichen $\Delta\beta_1$ und $\Delta\beta_2$ der Bereich $\Delta\beta_{1,2}$. Da es keinen benachbarten Bereich um den Bereich $\Delta\beta_3$ gibt, wird dieser nicht mit einem anderen Bereich zusammengelegt. Im letzten Schritt wird kontrolliert, ob es gegenüberliegende Bereiche gibt. Gibt es diese, kann der kleinere Bereich entfallen. Im Beispiel folgt schlussendlich, dass $\Delta\beta_{res}$ exakt dem Bereich $\Delta\beta_{1,2}$ entspricht, welcher in Abbildung 3.8 c) in Orange hervorgehoben ist.

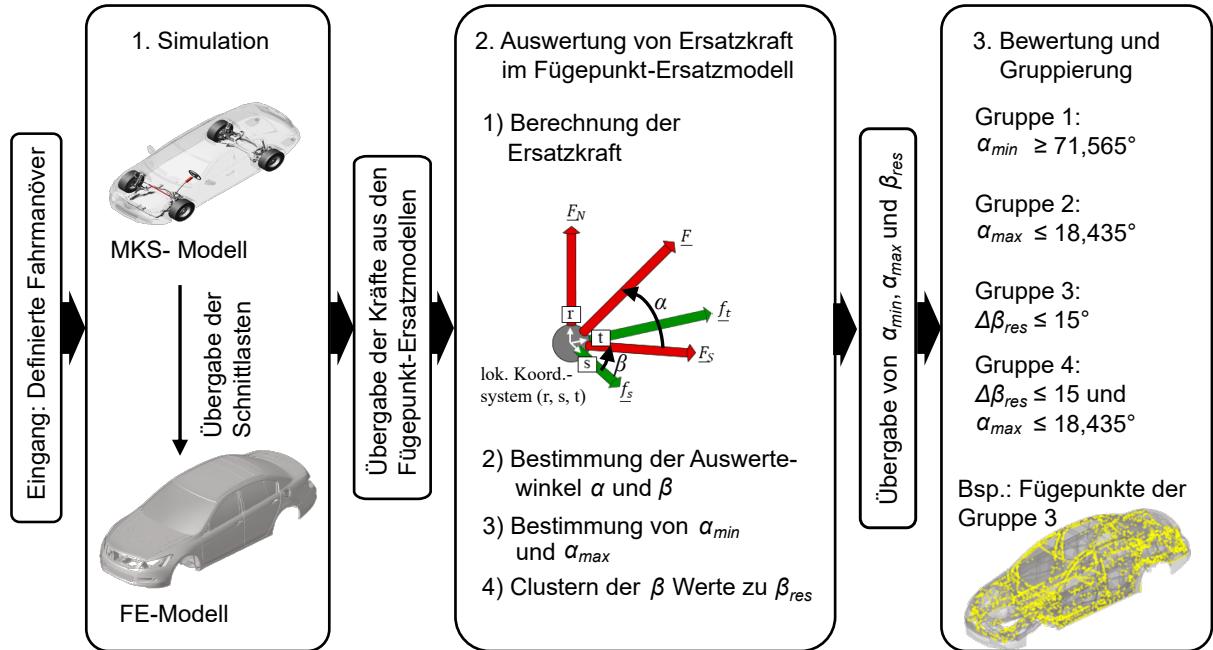


Abbildung 3.7: Vorgehen bei der Untersuchung der Fügepunktlasten

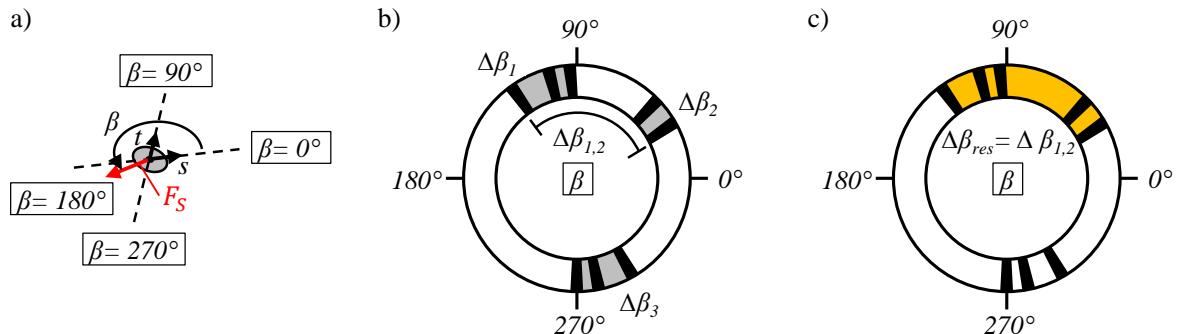


Abbildung 3.8: a) β -Winkel am Fügepunkt b) erster, zweiter und c) letzter Schritt eines beispielhaften Clusterprozesses

Mit den zwei Auswertegrößen $\Delta\alpha_{res}$ und $\Delta\beta_{res}$ werden die Fügepunkte im letzten Schritt in folgende vier Gruppen kategorisiert:

- Gruppe 1 - Fügepunkte, die normalkraftdominiert belastet sind
 $\alpha \geq 71,565^\circ$ ($3F_s \leq F_N$)

- Gruppe 2 - Fügepunkte, die schubkraftdominiert belastet sind
 $\alpha \leq 18,435^\circ$ ($3F_S \geq F_N$)
- Gruppe 3 - Fügepunkte, die im Wesentlichen aus einer Schubrichtung belastet sind
 $\Delta\beta_{res} \leq 15^\circ$
- Gruppe 4 - Fügepunkte, die im Wesentlichen aus einer Schubrichtung belastet und schubdominiert belastet sind
 $\alpha \leq 18,435^\circ$ und $\Delta\beta_{res} \leq 15^\circ$

Diese Gruppen ergeben sich aus folgender vereinfachter Überlegung. Fügepunkte der ersten Gruppe wären für einen Austausch mit einem Fügepunkt geeignet, der deutlich mehr Normalkraft als Schubkraft übertragen kann. Die Positionen der Fügepunkte der zweiten Gruppe wären für auf Schubkraft-optimierte Fügepunkte geeignet. An den Fügepunkt-positionen der Gruppe 3 und 4 böte sich der Einsatz von Fügepunkten an, die in der Blechebene in einer Vorzugsrichtung deutlich mehr Schublast, als in anderen Richtungen übertragen könnten. Unter der Annahme, dass Fügepunkte mit einer Schubvorzugsrichtung auch in den anderen Richtungen in Blechebene kleinere Schublasten übertragen können, bietet sich eine gewichtete Auswertung für den Orientierungswinkel $\Delta\beta_{res}$ an. Dementsprechend wird eine ungewichtete und eine gewichtete Auswertung durchgeführt, wobei bei letzterer die Orientierungswinkel β beim Clustern ignoriert werden, wenn die zugehörige Schubkraft F_S kleiner als ein Drittel der an dem Fügepunkt größten anliegenden Schubkraft ist. Für den Biegeanteilfaktor wird ein Wert von $K = 0,1$ angenommen, was dazu führt, dass die Normalkraftbelastung tendenziell deutlich überschätzt wird. In Tabelle 3.5 ist aufgeführt, wie viele Fügepunkte bei welcher Auswertung in die Gruppen fallen. Insgesamt sind, wie oben bereits genannt, in dem Modell 6710 Balkenelemente enthalten, wobei die tatsächliche Fügepunktzahl geringer ist, da Dreifachverbindungen aufgrund der Modellierung doppelt gezählt werden.

Tabelle 3.5: Anzahl der Fügepunkte in den verschiedenen Gruppen

Kategorie	ungewichtet	gewichtet
Gruppe 1: Normalkraftdominiert	5 / 0,07 %	
Gruppe 2: Schubkraftdominiert	3179 / 47,36 %	
Gruppe 3: Im Wesentlichen aus einer Schubrichtung belastet	591 / 8,81 %	2778 / 41,39 %
Gruppe 4: Im Wesentlichen aus einer Schubrichtung und schubkraftdominiert belastet	583 / 5,71 %	583 / 21,25 %

Es ergibt sich, dass Fügepunkte hauptsächlich auf Schub belastet sind, was aufgrund der Konstruktionsempfehlung, Fügepunkte möglichst auf Schub zu belasten, plausibel ist. Aus den Zahlenwerten ergibt sich weiter, dass ein Anteil von ca. 10 % bis 40 % der Fügepunkt-positionen prinzipiell für den Einsatz von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkte geeignet sind. Selbstredend gilt dies nur für die angenommen Lastfälle und die Steigerung von 10 % auf 40 % bei Einführung der Wichtung deutet darauf hin, dass manche Lastfälle stärker dominieren als andere. Das methodische Vorgehen kann allerdings für jedes

punktgefügte Bauteil übernommen werden. Die Idee der nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkte wird später in Kapitel 4.3 aufgegriffen.

3.4 Einfluss der Deformation in der Fügezone auf die Clinchpunkteigenschaft und -last

In Kapitel 2.4 ist als Ziel beschrieben, dass mit der zu entwickelnden Auslegungsmethode auf in der Prozesskette eines geclinnten Bauteils hervorgerufene Abweichungen unter anderem durch die Herbeiführung von Lastumlagerungen reagiert werden soll. Mögliche Abweichungen in der Prozesskette sind zum Beispiel eine nicht exakte Positionierung des Fügepunktes, eine abweichende Blechdicke eines Fügeteils in der Fügezone oder geänderte Clinchpunkteigenschaften aufgrund von Abweichungen im Setzprozess. In den genannten Beispielen bedarf es - bis auf die abweichende Positionierung - einer genauen Betrachtung des Fügeprozesses und der Prozesskette. Um einen Eindruck zu bekommen, wie stark der Einfluss einer plastischen Vorverformung eines Fügeteils auf die Clinchpunkteigenschaften sind, wird die Prozesskette inklusive des Setzprozesses numerisch detailliert abgebildet. Damit werden anschließend die Fragestellungen 2) und 3) aus der Einführung dieses Kapitels (siehe 3) beantwortet; nämlich: Wie groß ist der Einfluss von plastischen Deformationen, die in der Prozesskette vor dem Fügeprozess stattfinden, auf die mechanischen Clinchpunkteigenschaften? und: Welche Lastumlagerungen können zwischen den Clinchpunkten durch diese plastischen Deformationen hervorgerufen werden?

Wird ein einzelnes Bauteil durch einen Umformprozess hergestellt, ist der Werkstoff in einigen Bauteilbereichen plastisch deformiert. Wird ein Clinchpunkt in einem solchen Bereich gesetzt, kann die Clinchpunktausbildung und damit seine mechanischen Eigenschaften verändert sein. Deshalb wird im Folgenden mithilfe von numerischen Berechnungen der Einfluss einer plastischen Deformation auf die Steifigkeiten einer Clinchpunktverbindung, die zwei Bleche aus HCT590X mit einer Blechdicke von $t_0 = 1,5$ mm miteinander verbindet, untersucht. Die Verbindungsbausbildung erfolgt mit einem Stempel mit einem Durchmesser von $d_S = 5,0$ mm und einer Matrize mit einem Durchmesser von $d_M = 8,0$ mm und einer Tiefe von $t_M = 1,6$ mm. Die Herstellerbezeichnung der Fa. TOX® lautet TOX A50100 \ TOX BD8016. Die genannte Werkstoff-Material-Blechdickenkombination mit dem genannten Werkzeugsatz wird im Weiteren in der gesamten Arbeit verwendet. Aus experimentellen Vorversuchen sind für die Clinchpunktverbindung die Fügeprozessparameter und die Grenzen zur Bewertung als i.O.-Verbindung bekannt.

Die numerische Bestimmung des Einflusses der Blechdeformation vor dem Fügeprozess auf die Clinchpunktsteifigkeiten und die Clinchpunktlasten in geclinnten Bauteilen geschieht in folgenden vier Schritten:

1. Charakterisierung des Blechwerkstoffes und Aufbau eines Simulationsmodells für die Berechnung des Setzprozesses
2. Bestimmung der Clinchpunktsteifigkeiten in Abhängigkeit der Vordeformation für einige Vorrekkombinationen mit anschließendem Aufbau von Metamodellen

3. Bestimmung von Gleichungen zur Umrechnung der „tatsächlichen“ Clinchpunkt- in Ersatz-Steifigkeiten
4. Bestimmung der Einflüsse von geänderten Clinchpunktsteifigkeiten und geänderter Blechdicken der Fügeteile auf die Fügepunktlasten in einem geclinchten Bauteil

Die nachfolgenden Schritte sind in [83] veröffentlicht. Allerdings ist im letzten Schritt in dieser Dissertation im Gegensatz zur Veröffentlichung eine Kontaktbedingung mit Berücksichtigung der Blechdicke für die Schalenbauteile hinzugefügt (siehe 8.5).

Das plastische Materialverhalten des HCT590X wird mit einem tabellengestützten Von-Mises-Fließkurvenansatz (tabulierter Johnson-Cook) beschrieben. Anschließend wird eine 2D-achsenrotationssymmetrische FE-Prozesssimulation des Setzvorgangs aufgebaut. Die Geometrie des Stempels und der Matrize werden detailliert abgebildet. Der Stempel und die Matrize werden mit den elastischen Eigenschaften von Stahl modelliert. Das mechanische Verhalten der zwischen dem Stempel und der Matrize verbauten Feder wird ebenfalls mit einem linearen Materialmodell abgebildet. Damit die Simulation während der impliziten Simulation (LS-DYNA Version: R12) stabil läuft, werden die Netze der Bleche zwischen einzelnen Iterationsschritten mit dem in LS-DYNA integrierten Remesher neu vernetzt. In der Simulation wird der Stempel durch vorgegebene Verschiebungsrandbedingungen in vertikaler Richtung nach unten und nach oben bewegt. [84]

An dem nach der Simulation erhaltenen 2D-rotationssymmetrischen Netz der Clinchpunktverbindung werden die charakteristischen geometrischen Größen Hinterschnitt, Halsdicke und Bodendicke bestimmt. Durch den Vergleich mit einem Schliffbild und der simulierten und experimentell gemessenen Kraft-Weg-Kurven werden die Reibwerte bestimmt und die Prozesssimulation validiert. Für die Prozesssimulation des Fügens zweier unverformter Bleche ist eine Validierung in Abbildung 3.9 gezeigt. Die Prozesskraft wird in der Simulation aus der Summe der Knotenkräfte in vertikaler Richtung in einer horizontalen Schnittebene im Boden der Matrize bestimmt. [84]

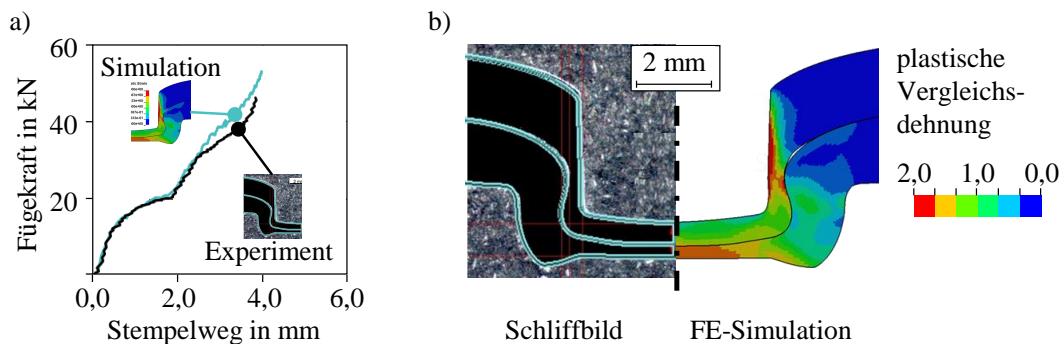


Abbildung 3.9: Validierung der Umformsimulation des Clinchpunktsetzprozesses: a) Setzkraftverlauf und b) geometrische Formausprägung in Experiment und Simulation

Um den Einfluss der Vordeformation auf die nach dem Clinchen erzielten Steifigkeiten zu ermitteln, wird der Clinchprozesssimulation eine Umformsimulation vor- und eine Belastungssimulation nachgeschaltet. Der Aufbau der numerischen Prozesskette ist in

Abbildung 3.10 b) gezeigt. Zuerst werden in einem 2D-achsenrotationssymmetrischen Modell halbe Blechronden mit einem Radius von 5 mm konzentrisch um die Strecke s_1 für das stempelseitige Blech und um die Strecke s_2 für das matrizenseitige Blech gestreckt. Die gleichmäßig gedünnten, vordeformierten Netze werden in das Modell der Fügeprozesssimulation eingeladen und die geometrische Ausbildung des Clinchpunktes berechnet. Da nur eine Prüfung in axialer, nicht aber in der Blechebene mit einem 2D-achsenrotationssymmetrischen Modell berechnet werden kann, wird das erhaltene Netz um 360° inklusive der Spannungs- und Dehnungsinformationen aufrotiert. Die Aufrotation geht auf [26] zurück. Anschließend werden die lokalen Clinchpunktsteifigkeiten bestimmt. Dabei werden die Randbedingungen an den Knoten auf der äußeren Randfläche der Ronden aufgebracht. Der matrizenseitige Clinchpunktnapf wird an diesen Knoten fest gelagert und der stempelseitige Clinchpunktkopf an diesen Knoten mit einer Verschiebungsrandbedingung entweder in axialer oder horizontaler Richtung bewegt. Bevor die Randbedingungen aufgegeben werden, wird eine Rückfederung berechnet, um nicht vollständig gelöste elastische Eigenspannungen zu reduzieren. Für die stempelseitige Ronde ist die äußere Knotenreihe der stempelseitigen Blechronde in Abbildung 3.11 c) markiert. Die Querschnittgeometrie und die Von-Mises-Spannung nach der numerischen Berechnung des Setzprozesses von zwei nicht vorgereckten Blechronden sind in der Abbildung 3.11 in a) und b) gezeigt.

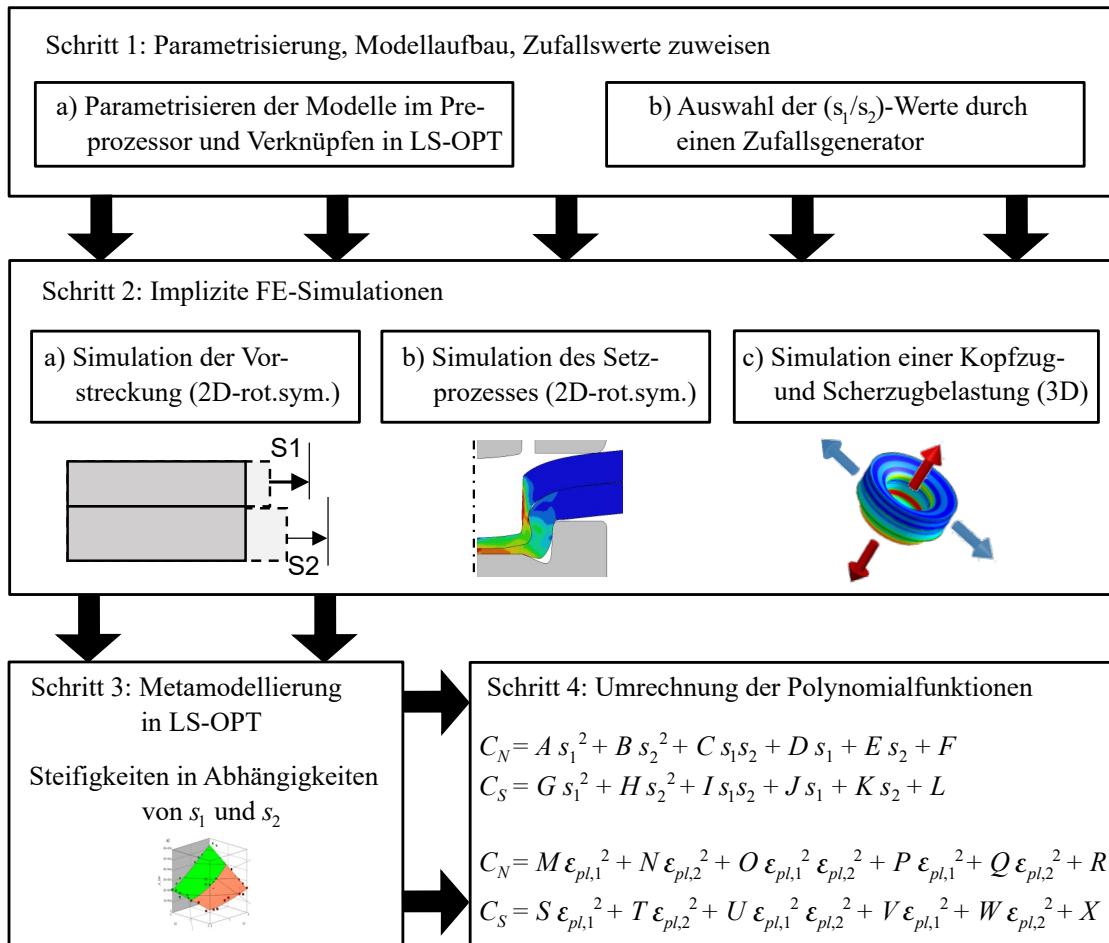


Abbildung 3.10: Automatisierter Prozess zur Bestimmung der Clinchpunkttersatzsteifigkeiten in Abhängigkeit der Vordehnung: Schritt 1: Vorbereitung, Schritt 2: FE-Berechnung, Schritt 3: Metamodellierung der Steifigkeiten, Schritt 4: Umrechnung in Ersatzsteifigkeiten

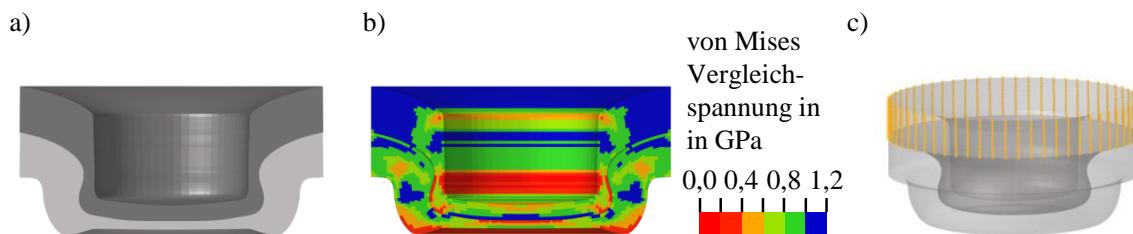


Abbildung 3.11: 3D-Modell des Clinchpunktes beim Fügen zweier unverformter Bleche:
a) Querschnittsgeometrie b) Deformation im Querschnitt nach dem Setzprozess c) Modell mit hervorgehobenen äußeren Knoten der Ronde des Clinchpunktkopfes

Nach der Simulation der Normal- und Schubbelastung werden Kraft-Weg-Kurven bestimmt. Bei der Steifigkeitsauswertung wird mit den ersten drei Punkten beginnend eine lineare Regression durchgeführt und solange weitere Messpunkte zur Regression hinzugefügt, bis das Bestimmtheitsmaß R^2 unter $R^2 = 0,96$ liegt. Die Regression mit der größten Anzahl von Punkten, die zuletzt oberhalb des Grenzwertes von $R^2 = 0,96$ lag, wird verwendet. Beispiele sind in Abbildung 3.12 zwei Regressionen gezeigt. Durch die Wahl des relativ niedrigen Wertes für das Bestimmtheitsmaß wird die Steifigkeit tendenziell im Schub eher unterschätzt (siehe Abbildung 3.12 b)). Die Auswahl auf diese Grenzwerte ergab sich unter anderem dadurch, dass bei diesen Grenzwerten die Auswertung stabil läuft.

Diese Prozesskette wird mit 50 verschiedenen (s_1, s_2) -Wertpaaren durchgeführt, die mit einem D-optimalem Versuchsplan mit einer Schrittweite von 0,2 mm ausgewählt worden sind. Die Grenzen für s_1 und s_2 sind jeweils 0 mm und 2 mm (siehe Abbildung 3.12 a)), was einer plastischen Vordehnung von 0 % und 35,6 % entspricht. Nach der Durchführung wird mit den lokalen Steifigkeitswerten ein Metamodell aus Polynomgleichungen gebildet (siehe Abbildung 3.10 c)). Im letzten Schritt werden für die i.O.-Verbindungen 3D-Simulationen der Kopfzug- und Schubprüfung mit einem Modell mit Schalen-Ersatzmodellierung durchgeführt und durch inverse Parameteridentifikation die Ersatzsteifigkeiten für ein SPR-Modell mit einem Durchmesser von 5 mm bestimmt. Daraus ergeben ebenfalls durch Regression Gleichungen für die Umrechnung der „tatsächlichen“ Clinchpunkt- in die Ersatzsteifigkeiten (siehe Abbildung 3.10 d)).

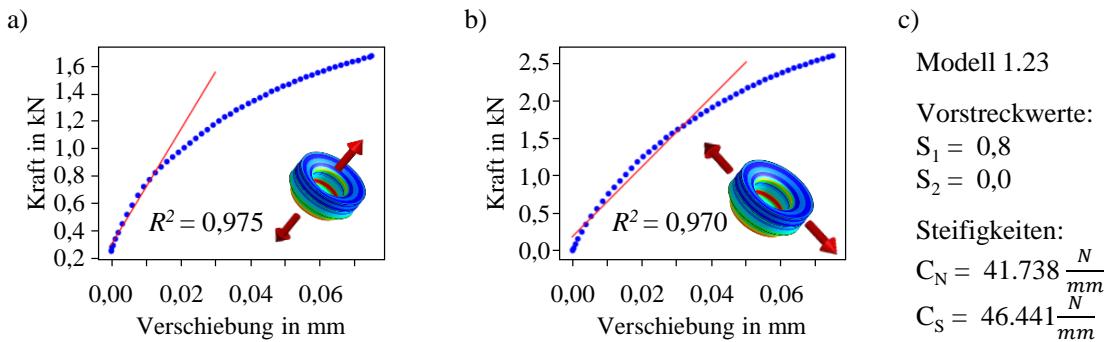


Abbildung 3.12: Bestimmung der lokalen Steifigkeiten des Clinchpunktes bei einem Vorstreckungsweg des stempelseitigen Blechs von 0,8 mm

Die berechneten Metamodelle werden mit der Gleichung 3.5 für die Normalsteifigkeit und mit der Gleichung 3.6 für die Schubsteifigkeit beschrieben und sind in der Abbildung 3.13 grafisch dargestellt. Mit den Polynomgleichungen können die „tatsächlichen“ Clinchpunktsteifigkeiten für beliebige Vorstreckwerte von s_1 (stempelseitiges Blech) und s_2 (matrizenseitiges Blech) berechnet werden. Die Prognosegüte der Polynomregressionen wird mithilfe des Bestimmtheitsmaßes R^2 angegeben und beträgt für das Metamodell der Normalsteifigkeit 0,96 und für das Modell der Schubsteifigkeit 0,938. Die Flächen sind jeweils in einen Bereich mit Vorstreckkombinationen, bei denen i.O.-Verbindungen entstehen in Grün und in einen Bereich in welchem n.i.O.-Verbindungen entstehen in Rot,

unterteilt. Die betrachtete Clinchpunktverbindung wird als mit i.O.-Verbindung bewertet, solange die Halsdicke $t_n \geq 0,15$ mm und der Wert des Hinterschnitts $f \geq 0,10$ mm ist [84]. Diese Bedingungen sind erfüllt, solange $s_2 \leq 1$ ist.

$$C_N = As_1^2 + Bs_2^2 + Cs_1s_2 + Ds_1 + Es_2 + F \quad (3.5)$$

$$C_S = Gs_1^2 + Hs_2^2 + Is_1s_2 + Js_1 + Ks_2 + L \quad (3.6)$$

Tabelle 3.6: Faktoren der Steifigkeitsmetamodelle zur Berechnung von C_N und C_S

A	B	C	D	E	F
1.532,44	5.757,16	285,805	19.343,84	14.978,15	53.616,82
G	H	I	J	K	L
4.719,85	422,845	2.165,34	25.513,3	2.187,75	62.833,42

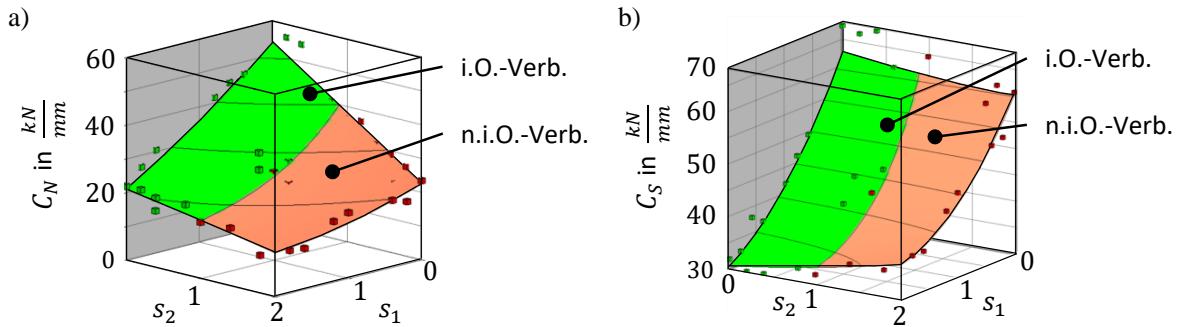


Abbildung 3.13: Grafische Darstellung der Metamodelle für die Steifigkeiten in Abhängigkeit der Vorstreckwege s_1 und s_2 ; a) Metamodell für die Normalsteifigkeit, b) Metamodell für die Schubsteifigkeit

Durch die Interpretation der Metamodelle der Steifigkeiten wird an dieser Stelle die Frage nach der Höhe des Einflusses von plastischer Deformationen vor dem Fügeprozess beantwortet. Diese Aussagen gelten nur für den untersuchten Clinchpunkt und nur für dessen Verhalten im linearen Bereich.

Aus den grafischen Darstellungen in Abbildung 3.13 ist ersichtlich, dass eine Vorreckung des stempelseitigen Bleches einen deutlich größeren Einfluss, sowohl auf die Normal- als auch auf die Schubsteifigkeit, als die Vorreckung des matrizenseitigen Bleches hat (Einfluss von s_1 größer als der Einfluss von s_2).

Die Normalsteifigkeit wird sowohl durch eine Vorreckung des stempel- als auch des matrizenseitigen Bleches in jedem Fall reduziert (siehe Abbildung 3.13 a)). Der Wert der Schubsteifigkeit (siehe Abbildung 3.13 b)) sinkt oder bleibt annähernd konstant durch eine Vorreckung des stempelseitigen Bleches. Das Vorrecken des matrizenseitigen Bleches führt auch zur Reduzierung der Schubsteifigkeit, außer es wird gleichzeitig das stempelseitige Blech sehr stark vorgereckt. Die Reduzierung der Steifigkeiten kann je nach Höhe

der Vorreckung erheblich sein. Zur Verdeutlichung werden die Steifigkeiten dreier Fügeverbindungen angegeben:

Normalsteifigkeit C_N :

- Von $C_N(s_1 = 0, s_2 = 0) = 48.925 \frac{N}{mm}$ zu $C_N(s_1 = 2, s_2 = 1) = 16.709 \frac{N}{mm}$ ist eine eine Abnahme um ca. $\frac{2}{3}$
- Von $C_N(s_1 = 0, s_2 = 0) = 48.925 \frac{N}{mm}$ zu $C_N(s_1 = 1, s_2 = 1) = 25.933 \frac{N}{mm}$ ist eine eine Abnahme um ca. $\frac{1}{2}$

Schubsteifigkeit C_S :

- Von $C_S(s_1 = 0, s_2 = 0) = 67.721 \frac{N}{mm}$ zu $C_S(s_1 = 2, s_2 = 0) = 32.005 \frac{N}{mm}$ ist eine eine Abnahme um ca. $\frac{1}{2}$
- Von $C_S(s_1 = 0, s_2 = 0) = 67.721 \frac{N}{mm}$ zu $C_S(s_1 = 1, s_2 = 1) = 43.116 \frac{N}{mm}$ ist eine eine Abnahme um ca. $\frac{3}{8}$

Damit die Clinchpunktsteifigkeiten in einer FE-Schalen-Ersatzmodell-Modellierung auf Bauteilebene genutzt werden können, müssen äquivalente Steifigkeiten für ein Ersatzmodell gefunden werden. Als Ersatzmodell wird an dieser Stelle das Punkt-Konnektor-Modell nach [85] verwendet, was mittlerweile auch in der Fahrzeugindustrie auf Gesamtfahrzeugebene genutzt wird [31]. Das für die inverse Parameteridentifikation verwendete Modell weist zwei quadratische Mittelebenen mit einer Kantenlänge von $l = 10 \text{ mm}$ auf, die mit Schalenelementen mit einer mittleren Kantenlänge von 1 mm abgebildet sind. Mittig zwischen den Schalenelementen befindet sich ein Knoten, mit welchem die Position des Punkt-Konnektor-Modells definiert ist. Ihm wird für die Kopplung mit den Schalenelementen ein Wirkradius von 5 mm zugewiesen. An den Schalenelementen werden die Verschiebungs- und Lagerungsbedingungen aufgebracht und mithilfe der linearen Kraft-Weg-Kurven die Ersatzsteifigkeiten bestimmt. In Abbildung 3.14 sind in a) die Normal-Ersatzsteifigkeiten über die Normalsteifigkeiten und in b) die Schub-Ersatzsteifigkeiten über die Schubsteifigkeiten aufgetragen. Durch Regression ergeben sich die Gleichungen 3.7 und 3.8 zur Umrechnung von den lokalen, „realen“ Steifigkeiten in die SPR-Ersatzsteifigkeiten. Die Simulationen werden mit dem expliziten Solver durchgeführt, da das Punkt-Konnektor-Modell in LS-DYNA nur mit ebendiesem fehlerei berechnet wird.

$$C_{N,SPR} = \alpha_N C_N^2 + \beta_N C_N + \gamma_N \quad (3.7)$$

$$C_{S,SPR} = \alpha_S C_S + \beta_S \quad (3.8)$$

Tabelle 3.7: Werte der Faktoren zur Steifigkeitsumrechnung

α_N	β_N	γ_N	α_N	β_N
$2,02 \cdot 10^{-5}$	0,5778267	3,979,360361	1,0625981	-1,446,288239

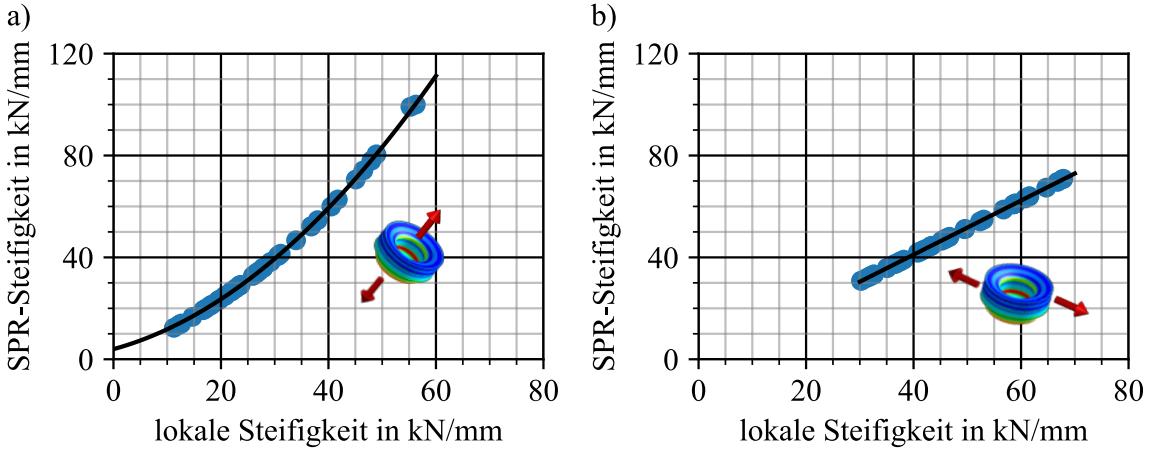


Abbildung 3.14: Umrechnung der lokalen Steifigkeiten in die Steifigkeiten für das Ersatzmodell a) Normalsteifigkeit b) Schubsteifigkeit

Mit den Ersatzsteifigkeiten und einer Beispielanwendung, bestehend aus einem geclinchten Bauteil und einem Lastfall, wird die letzte Fragestellung der am Anfang dieses Kapitels genannten Fragen beantwortet (siehe 3). Führen plastische Vordeformationen in den Fügezone zu solch geänderten Clinchpunktsteifigkeiten, so dass in den Clinchpunkten eines Bauteils deutlich andere Lasten herrschen, als Berechnungen ohne Berücksichtigung der Vordeformation ergeben? Gleichzeitig wird in der nachfolgenden Analyse auch der Einfluss von streuenden Blechdicken auf die Fügepunktlasten untersucht. Dabei wird die Frage geklärt, ob selbst bei gleichbleibenden Fügepunktsteifigkeiten andere Fügepunktlasten entstehen, wenn die Fügeteilsteifigkeiten durch eine Änderung der Blechdicke variieren.

Als Beispielanwendung wird die Karosseriestruktur um den linken Radkasten des Honda Accords verwendet und auf Druck belastet. Die seitliche Radkastenstruktur wurde ausgewählt, da in dieser Baugruppe gewöhnlich kein hochfester Stahl verwendet wird wodurch grundsätzlich eine Clincheignung vorliegt. Passend dazu ist der HCT560X ein für die Kaltumformung geeigneter DP-Stahl mit einer relativ niedrigen Streckgrenze von ca. 400 MPa und einer Bruchdehnung von über 20 % und ist damit prinzipiell für den Einsatz in der Vorderwagenstruktur geeignet.

Für die Variation der Blechdicken und der Clinchpunktsteifigkeiten werden die Kombinationen verwendet, in denen die Vorstreckwerte von $s_1, s_2 \leq 1$ sind. Dies entspricht einer Vordehnung von ca. 17 %. Zudem kann bei diesen Kombinationen die Fügerichtung umgedreht werden, da bis zu einem Vorstreckwert von s_2 gültige Kombinationen entstehen (siehe Abbildung 3.13). Die mechanischen und geometrischen Eigenschaften der vierzehn im Weiteren verwendeten Kombinationen sind in den Tabellen 3.8 und 3.9 aufgeführt. Die Kombinationen, welche mit demselben Buchstaben gekennzeichnet sind, unterscheiden sich in ihrer Fügerichtung.

Tabelle 3.8: In den Variationsrechnungen genutzte Stützpunkte, Legende: Komb.: Kombinationsbezeichnung, s_1, s_2 : Vorstreckwerte, f : Hinterschnitt, t_n : Halsdicke, t_b : Restbodendicke

Komb.	s_1	s_2	t_1	t_2	f	t_n	t_b
A	0,0	0,0	1,5	1,5	0,165668	0,360138	0,793043
B	1,0	1,0	1,27	1,27	0,09655	0,32752	0,778899
C	0,0	0,2	1,5	1,454	0,153971	0,371856	0,789146
C	0,2	0,0	1,454	1,5	0,167541	0,338586	0,789624
D	0,0	0,4	1,5	1,408	0,14191	0,386628	0,783394
D	0,4	0,0	1,408	1,5	0,173863	0,313041	0,788434
E	0,0	0,6	1,5	1,362	0,122692	0,397289	0,782267
E	0,6	0,0	1,362	1,5	0,172673	0,300335	0,784762
F	0,0	0,8	1,5	1,316	0,103098	0,412215	0,782511
F	0,8	0,0	1,316	1,5	0,170285	0,279882	0,794592
G	0,0	1,0	1,5	1,27	0,089433	0,429241	0,779365
G	1,0	0,0	1,27	1,5	0,176856	0,258836	0,786727
H	0,8	1,0	1,316	1,27	0,105958	0,344657	0,777524
H	1,0	0,8	1,27	1,316	0,122447	0,318653	0,778958

Tabelle 3.9: In den Variationsrechnungen genutzte Stützpunkte, Legende: Komb.: Kombinationsbezeichnung, s_1, s_2 : Vorstreckwerte, C_N : Normalsteifigkeit, C_S : Schubsteifigkeit, $C_{N,SPR}$: Ersatznormalsteifigkeit, $C_{S,SPR}$: Ersatzschubsteifigkeit

Komb.	s_1	s_2	C_N	C_S	$C_{N,SPR}$	$C_{S,SPR}$
A	0,0	0,0	48925,0301	67721,0477	80450,8372	70674,567
B	1,0	1,0	25933,4089	43115,5897	32728,7126	44297,819
C	0,0	0,2	56251,5065	66772,3356	100000	69642,2366
C	0,2	0,0	47987,9848	49498,754	77966,5512	51059,9665
D	0,0	0,4	55244,9649	67875,9992	99116,3878	70849,3845
D	0,4	0,0	46492,3669	45227,4367	74143,7517	46528,0012
E	0,0	0,6	37990,8234	61494,422	54616,1323	63918,9876
E	0,6	0,0	45075,523	49621,0874	70572,3763	51192,8348
F	0,0	0,8	40521,8217	58732,2604	59969,5763	60936,4003
F	0,8	0,0	41738,3713	46440,9731	62737,4354	47813,1905
G	0,0	1,0	36765,9922	64694,0609	52147,2503	67377,0209
G	1,0	0,0	33971,7719	41994,1759	46695,3163	43111,6221
H	0,8	1,0	27920,1192	46696,5827	35983,5431	48082,4572
H	1,0	0,8	30732,6226	45716,4551	40788,438	47047,0218

Bevor diese Kombinationen zur Variantenbildung genutzt werden, wird das Modell des Radkastens aus Abbildung 3.15 angepasst. Die Blechstruktur wird mit Schalenelementen mit einer mittleren Kantenlänge von 1 mm vernetzt und den elastischen Eigenschaften von Stahl modelliert. Zusätzlich werden die Blechbauteile so verschoben, dass der Abstand aller Mittelebenen 1,5 mm beträgt und allen Schalenelementen eine nominale Blechdicke von 1,5 mm zugewiesen. An den Stellen, an denen Dreifach-Blechverbindungen sind, werden die SPR-Elemente in der Achse um 5 mm auseinander entfernt angeordnet. Dadurch enthält das Modell ausschließlich einschnittige Clinchpunktverbindungen mit der oben betrachteten Fügesituation, nämlich: Durch Clinchen mit dem oben genannten Werkzeugsatz gefügtes 1,5 mm-dickes HCT590X in 1,5 mm-dickes HCT590X.

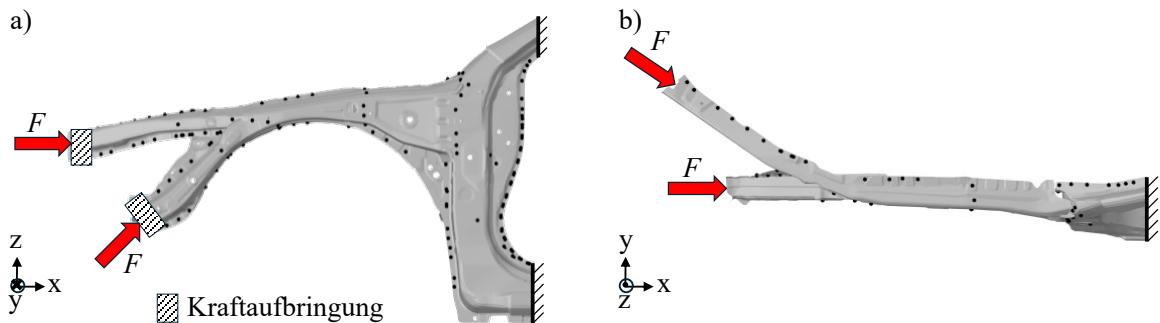


Abbildung 3.15: Genereller Modellaufbau: a) Vorderansicht b) Draufsicht; die aufgebrachte Kraft F beträgt ca. 115 N

Zur Steigerung der Möglichkeiten zur Variantenbildung werden die Flanschflächen im FE-Modell, aus dem in Abbildung 3.16 a) markiertem Bereich, in separaten Bauteilen (Parts) gespeichert, um unterschiedlichen Flanschflächen eines Bauteils unterschiedlichen Flanschdicken zuweisen zu können. Anschließend werden mit einem Zufallsgenerator 20 verschiedene Blechdickenkombinationen für jeden Flansch ausgewählt. Bei dieser Zuweisung wird aus den oben aufgeführten Kombinationen (siehe Tabellen 3.8 und 3.9) ausgewählt. Weitere 20 Varianten werden erstellt, in dem die Blechanordnung in den Flanschflächen in jeder Variante gedreht wird. Mit den sich ergebenden 40 Varianten werden die folgenden drei Untersuchungen durchgeführt:

- Untersuchung 1: Simulation aller Flansche mit einer Dicke von 1,5 mm und mit einem Zufallsgenerator zugewiesene Ersatzsteifigkeiten aus den Wertpaaren
- Untersuchung 2: Simulation aller Fügepunkte mit initialen Steifigkeitswerten aber ausgedünnten Flanschen
- Untersuchung 3: Simulation mit ausgedünnten Blechen und zugehörigen Steifigkeiten

Zusätzlich erfolgt die Berechnung der Bauteilbelastung mit unverformten Fügeflanschen. Für dieses initiale Modell sind die Clinchpunktlasten in Abbildung 3.16 b) gezeigt. In der weiteren Auswertung wird für jeden der 74 veränderlichen Clinchpunkte (SPR-Modelle) aus den 40 Clinchpunktlasten (40 Simulationen) die relative Standardabweichung be-

stimmt. Danach wird die Häufigkeit der relativen Standardabweichungen gezählt und die in Abbildung 3.17 gezeigten Histogramme erzeugt.

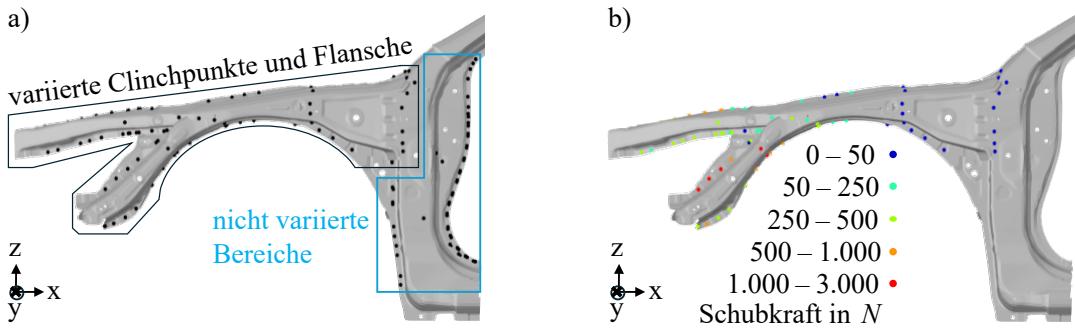


Abbildung 3.16: Modellaufbau und Clinchpunktlasten: a) variierte Flansche b) Clinchpunktbelastungen des initialen Modells

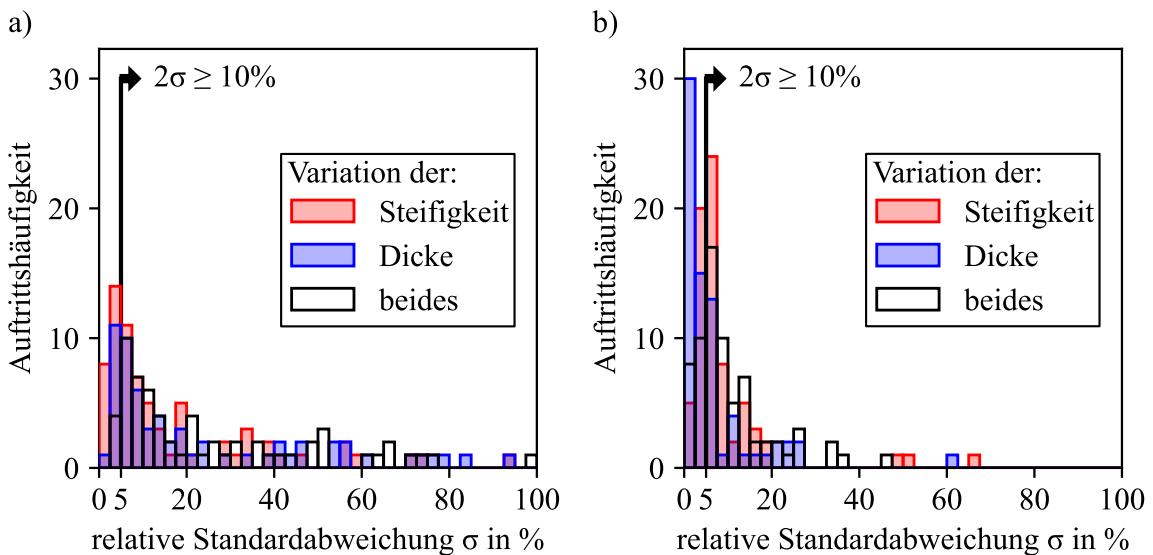


Abbildung 3.17: Häufigkeit der relativen Standardabweichung für a) Normalkraft, b) Schubkraft

Werden die Häufigkeiten ab einer relativen Standardabweichung von 5 % summiert, ergeben sich die Zahlenwerte aus Tabelle 3.10. Daraus ist neben dem Offensichtlichen, dass die tatsächliche Clinchpunktlast am besten abgebildet wird, wenn beide Effekte gleichzeitig berücksichtigt werden, die unterschiedliche Wirkung der Einflussgrößen auf die Lastkomponenten erkennbar. So haben die im Fügeflansch veränderten Blechdicken (globaler Strukturanteil) einen deutlich größeren Einfluss auf die Normalkraft im Clinchpunkt, als durch die Änderung der sich im Fügeprozess ergebenden Clinchpunktsteifigkeiten (lokaler

Clinchpunktanteil) hervorgerufen wird. Der Schublastanteil wirkt sensitiver auf eine Veränderung der Steifigkeiten als auf eine Veränderung der Blechdicke. Dies ist bemerkenswert, da aus den Metamodellen - wie oben auch an vier Messpunkten gezeigt - hervorgeht, dass die Normalsteifigkeit durch die vorgereckten Bleche stärker als die Schubsteifigkeit reduziert wird. Plausibilisiert werden kann dieses Verhalten dadurch, dass die Biegesteifigkeit kubisch und die Schubsteifigkeit linear von der Blechdicke abhängig ist.

Aus den Untersuchungen wird gefolgert, dass die Änderung der Clinchpunktsteifigkeiten und die Blechsteifigkeiten als Konstruktionsparameter verwendet werden können, um Fügepunktlasten zu verändern. In Kapitel 5 wird darüberhinaus gezeigt, dass die Beeinflussung der lokalen Blechsteifigkeit um den Clinchpunkt ebenfalls zu anderen Clinchpunktlasten und „verschmierten“ Clinchpunktsteifigkeiten führt. Der Autor hat dazu neben den Untersuchungen aus Kapitel 5 simulative Voruntersuchungen zu Steifigkeitsveränderungen von Clinchpunkten durch Veränderung der umgebenden Blechstruktur in der Veröffentlichung [86] und in der Studienarbeit [87] durchgeführt. Der Konstruktionsparameter Fügepunktsteifigkeit wird mit dem Konstruktionsparameter Fügepunktanordnung im nachfolgenden Kapitel 4 systematisch untersucht.

Tabelle 3.10: Anzahl der Clinchpunkte, die eine signifikante Änderung in ihrer Last aufweisen (komponentenweise ausgewertet)

Auswertegröße	Summe der Häufigkeit $2\sigma \geq 10\%$		
	Variation der:	Steifigkeit	Blechdicke
Normalkraft (abs.)	52	62	70
Normalkraft (%)	70	84	95
Schubkraft (abs.)	49	29	56
Schubkraft (%)	66	39	76

Kapitel 4

Erarbeitung der Ursache-Wirkungs-Beziehungen

Wie in Kapitel 3 erläutert, sind die Lasten in Fügepunkten in gefügten Bauteilen in ihrer resultierenden Wirkrichtung und in ihrem Betrag unterschiedlich. Zudem wurde anhand der Sensitivitätsanalysen gezeigt, dass schwankende Blechdicken und Fügepunktsteifigkeiten zu veränderten Lastverteilungen zwischen den Fügepunkten führen. In diesem Kapitel werden Beziehungen zwischen der Ursache, wie z.B. einer Steifigkeitsänderung des Fügepunktes und der Lastumlagerung in den Fügepunkten (Wirkung) systematisch herausgearbeitet. Die Auswertungen und Schlussfolgerungen in diesem Kapitel basieren auf den numerischen Voruntersuchungen aus einer betreuten Studienarbeit [88].

Die Ermittlung der Ursache-Wirkungs-Beziehungen erfolgt numerisch an einem abstrahierten Flanschstück. Die untersuchten Einflussfaktoren sind:

- die äußere Lasteinleitung in den Flansch,
- die Anordnung der Fügepunkte
- und die Fügepunktsteifigkeiten.

4.1 Modellaufbau des abstrahierten Fügeflansches

Der abstrahierte Fügeflansch besteht aus zwei Blechstreifen mit einer Länge von $l_0 = 250$ mm und einer Breite von $b_0 = 50$ mm, die mit fünf gleichmäßig auf der Mittellinie verteilten Fügepunkten verbunden sind. Der Mittelpunktabstand der äußeren Fügepunkte zu den kurzen Kanten beträgt $e_0 = 25$ mm, wodurch sich ein Fügepunktabstand von $a_0 = 50$ mm ergibt. Dieser gefügte Flansch wird mit den in Abbildung 4.1 gezeigten Lastfällen systematisch in Längs- und Querrichtung belastet und anschließend die in jedem Fügelement wirkende Ersatzkraft ausgewertet. An der durch Dreiecke darstellten Lagerung ist der Flansch jeweils eingespannt, d.h. alle sechs Freiheitsgrade sind gesperrt. An der durch Pfeile gekennzeichneten Einspannung wird der Flansch in Blechrichtung kraftgesteuert in Pfeilrichtung bewegt, wobei die anderen fünf Freiheitsgrade gesperrt sind. Für die Berechnung werden folgende Annahmen getroffen. Erstens bestehen beide Bleche aus dem Stahl HCT590X und weisen eine Blechdicke von $t_0 = 1,5$ mm auf. Zweitens erfolgt das Fügen durch Clinchen mit einem Stempel mit einem Durchmesser von $d_0 = 5$ mm und einer Matrize mit einem Innendurchmesser von $D_0 = 8$ mm sowie einer Matrizontiefe von $t_{M,0} = 1,6$ mm. Dieser Werkzeugsatz hat die Herstellerbezeichnung TOX A50100 / TOX

BD8016. Die verwendeten Bleche, der Werkzeugsatz und die entstehenden Clinchpunkte entsprechen damit dem untersuchten Clinchpunkt aus Kapitel 3.4. In den weiteren Kapiteln 5 und 6 wird diese Clinchpunktverbindung ausführlicher untersucht.

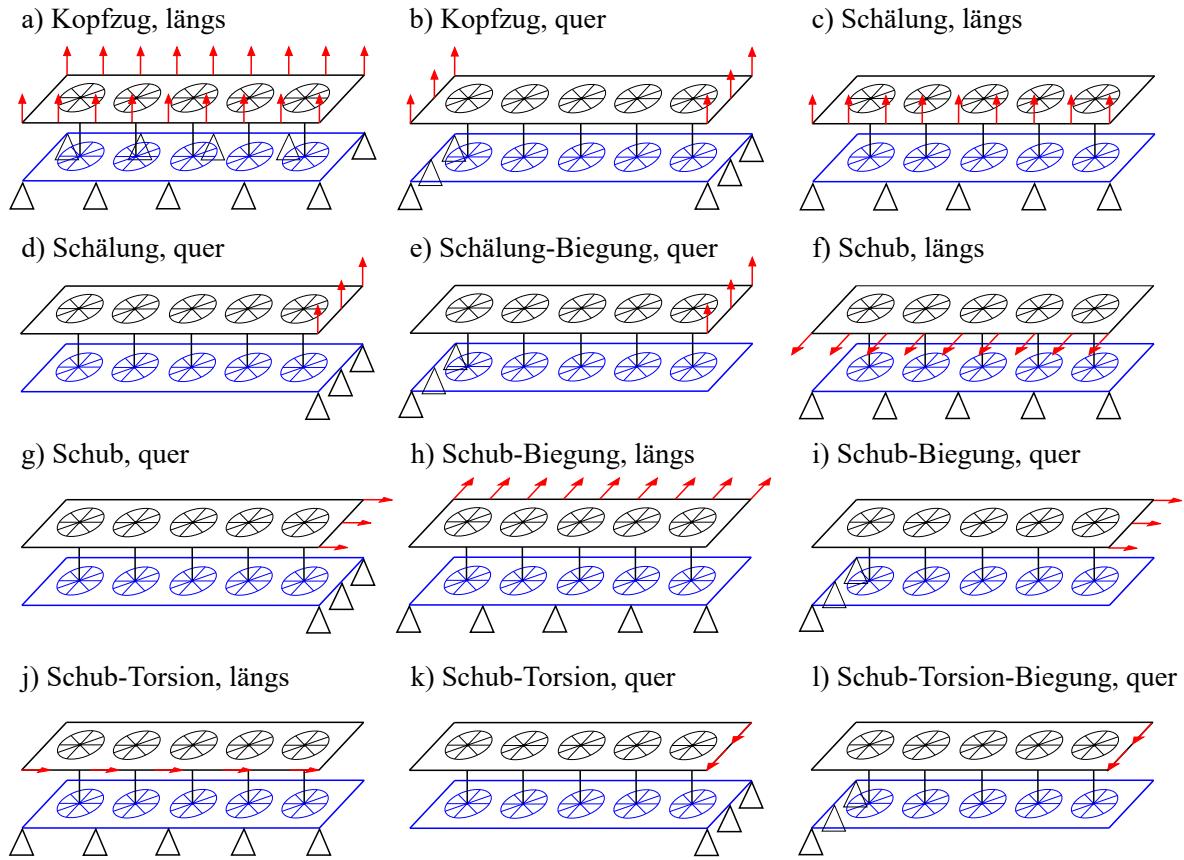


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Lastfälle in überhöhter Dicke darstellung.
An den Kanten mit den Dreiecken sind die Bleche eingespannt.

In der Modellierung werden die Bleche mit Schalenelementen, die eine mittlere Kantenlänge von $l_{KL} = 0,8 \text{ mm} - 1,8 \text{ mm}$ haben, dargestellt und in diese Kreisausschnitte mit einem Durchmesser von 10 mm für die Clinchpunktmodellierung eingefügt. Die Knoten der Kreisausschnitte sind mit einem Balkenelement durch eine Starrkörperspinne verbunden. Den Balkenelementen sind die Ersatzsteifigkeiten dieser speziellen Clinchpunkt-kombination, die sich durch inverse Parameteridentifikation aus genormten Kopfzug- und Scherzugprüfungen ergeben, zugewiesen. Die Ersatz-Normalsteifigkeit beträgt $4700 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$, die Ersatz-Schubsteifigkeit $29000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$, die Ersatz-Biegesteifigkeit $10^{10} \frac{\text{N}}{\text{rad}}$ und die Torsionssteifigkeit $0 \frac{\text{N}}{\text{rad}}$. Die Ermittlung der Ersatzsteifigkeiten erfolgte an dem Modell aus Abbildung 5.31 a) und ist in Kapitel 6.2.1 beschrieben. Aus den Messergebnissen aus Kapitel 5.1.2 ist zudem bekannt, dass das plastische Verhalten des Clinchpunktes unter einer Kopfzuglast bei ca. 1100 N (Abbildung 5.16) und unter einer schubdominannten Belastung bei ca. 3700 N (siehe Tabelle 5.1 bei $\alpha = 15^\circ$) einsetzt.

Die Materialmodellierung der Bleche erfolgt linear elastisch. Als Eigen-Kontaktbedingung

zwischen den Schalenelementen untereinander ist ein Surface to Surface-Mortar-Kontakt gewählt. Dieser Mortar-Kontakt verwendet eine „Penalty based Segment to Segment“ Formulierung, die sich für die implizite Berechnung eignet. [89] Dieser wurde so eingestellt, dass die tatsächliche Dicke der Schalenelemente berücksichtigt und ein Reibbeiwert von $\mu = 0,1$ angenommen ist. (siehe 8.5) Da Lastumlagerungen zwischen den Clinchpunkten durch eine Veränderung von Clinchpunktpositionen oder -eigenschaften bei elastischer Belastung untersucht werden, wird nach jeder Simulation visuell kontrolliert, dass kein Fließen in den Blechen auftritt. Eine geringe lokale Überschreitung der Fließspannung an den Schalenelementen an den Kreisausschnitten der Fügepunktmodellierung wird zugelassen, da dies durch die gewählte Ersatzmodellierung bedingt ist.

Die äußere Last wird durch die Aufbringung einer Linienlast (Kraft/Knoten) an einer äußeren Knotenreihe aufgebracht. Da die übertragbare Last abhängig vom Lastfall ist, wird ein Faktor c eingefügt. Die eingestellte Last wird nach Gleichung 3.1 berechnet. Die Angaben zur Lastaufbringung sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

$$F_{\text{äußere Last}} = c * 5 * F_{\text{el,max,Belastungsrichtung}} \quad (4.1)$$

Tabelle 4.1: Äußere Last in den Lastfällen

Lastfall	Faktor c	Knotenzahl	Kraft / Knoten in N	Last in N (gerundet)
Kopfzug, längs	0,5	282	9,707	2740
Schälung, längs	0,5	141	19,415	2740
Schub, längs	0,5	141	54,894	7740
Schub-Biegung, längs	0,5	141	54,894	7740
Schub-Torsion, längs	0,5	141	54,894	7740
Kopfzug, quer	0,15	58	14,159	820
Schälung, quer	0,075	29	14,159	410
Schub, quer	0,25	29	133,448	3870
Schub-Biegung, quer	0,5	29	266,897	7740
Schub-Torsion, quer	0,15	29	80,069	2320
Schälung-Biegung, quer	0,075	29	14,159	410
Schub-Torsion- Biegung, quer	0,075	29	40,034	1160

4.2 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

Da in diesem Kapitel mit einem FE-Ersatzmodell gearbeitet wird, das lediglich die linearen Eigenschaften eines bestimmten Clinchpunktes abbildet, gelten die hier getätigten Aussagen grundsätzlich für alle Punktfügeelemente mit transversal orthotropen Eigenschaften, weshalb im Folgenden überwiegend der Begriff Fügepunkt anstatt Clinchpunkt

verwendet wird. In Abbildung 4.2 a) sind die wirkenden Lasten in den Fügepunkten in den unterschiedlichen *Längs-Lastfällen* abgebildet. Erkennbar ist, dass bei homogener Krafteinleitung, die Fügepunktlasten bis auf die äußersten Fügepunkte, in denen die Last minimal abweicht, identisch sind. Die deutlich geringeren Fügepunktlasten in den axial belasteten Fällen (Kopfzug- und Schälung) ist der Tatsache geschuldet, dass der Clinchpunkt deutlich geringere Kräfte in Normalenrichtung, als in Schubrichtung übertragen kann.

Bei einer gleichmäßigen Belastung an der kurzen Kante -d.h. in den *Lastfällen, quer* - sind die Fügepunktlasten stark unterschiedlich, was in Abbildung 4.2 b) dargestellt ist. Dadurch kann in manchen Lastfällen deutlich mehr Last über den Flansch elastisch übertragen werden als in anderen, was auch durch die Angabe der Zahlenwerte des Faktors c aus Tabelle 4.1 erkennbar ist. Die Kurven zeigen auch, dass die Lasten zwischen den Fügepunkten deutlich gleichmäßiger verteilt sind, wenn die äußere Lasteinbringung und die Lagerung an zwei gegenüberliegenden Seiten des Flansches angebracht ist (vgl. z.B. *Lastfall Schub-Biegung* mit *Lastfall Schub*). Im *Lastfall, reine Schälung* ist im Wesentlichen nur der vorderste Fügepunkt CP5 lasttragend. Bei den Schubbelastungen (tatsächlich Scherzugbelastungen) tragen die näher an der Einspannung und Lasteinleitung platzierten Fügepunkte ebenfalls deutlich mehr Last, als die in der Mitte platzierten. Aus dem Vergleich der Kurven des *Lastfalls Schub-Torsion, quer* und des *Lastfalls reiner Schub, quer* wird zudem deutlich, dass auch die Art und Weise wie die Schublast in den Flansch eingebracht wird, entscheidend für die Lastverteilung ist. Im ungünstigsten Schublastfall wirkt auf die Flanschstruktur ein Torsionsmoment.

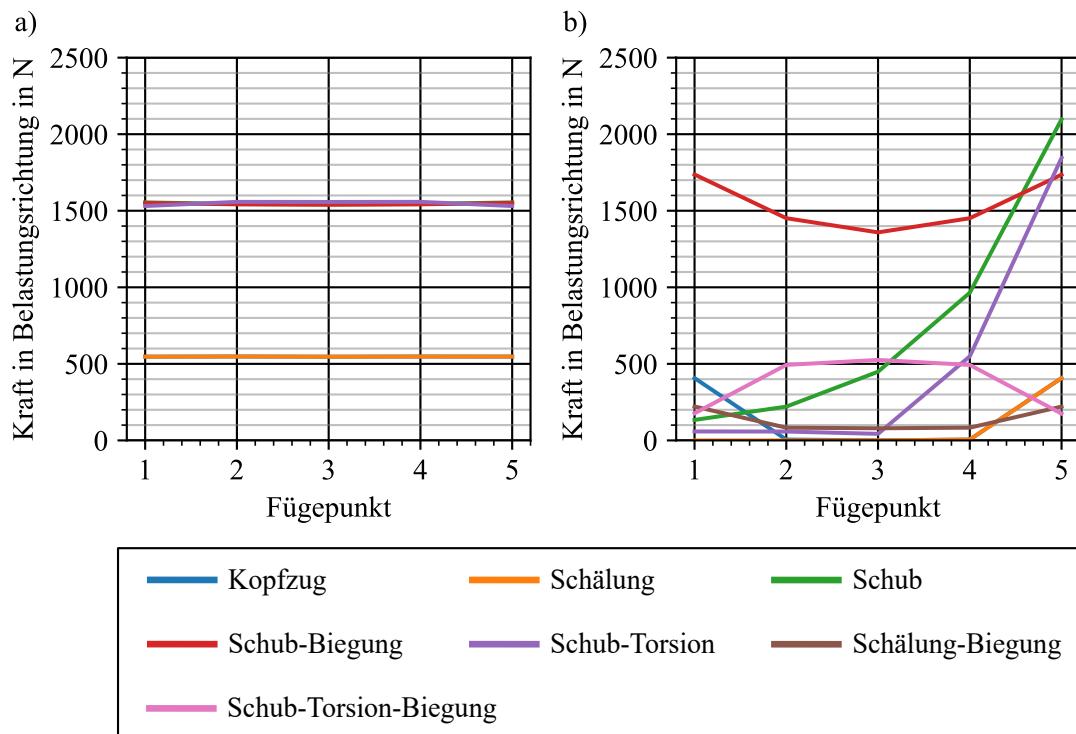


Abbildung 4.2: Fügepunktlasten in den Lastfällen a) längs b) quer

Da bei der Einbringung der Kraft und der Lagerung an der kurzen Seite ein Potential für die Vergleichmäßigung der Fügepunktlasten vorhanden ist, werden an diesen Lastfällen Varianten berechnet. Da Lastumlagerungen in nennenswerter Größe nur von Fügepunkten ausgehen können, die selbst, oder deren Nachbarpunkte, stark belastet sind, werden die Steifigkeiten und die Positionen der äußersten vier Fügepunkte systematisch variiert und ein zusätzlicher Fügepunkt zur Entlastung des äußersten Fügepunktes gesetzt. Zusätzlich ist aus den vorangegangenen Arbeiten [90] und [91] bekannt, dass die Lagerungsbedingung über die Probenbreite einen Einfluss hat, weshalb zusätzlich die Kraft- und Lagerungsbedingungen bei einer breiteren Plattenstruktur untersucht wird. Alle Varianten, bis auf die mit den reinen Positionsänderungen, sind in Abbildung 4.3 gezeigt. Die Größe und Richtung der Positionsänderungen können aus Tabelle 4.2 entnommen werden. In der Spalte Bezeichnung wird wie in allen nachfolgenden Unterkapiteln auf den Präfix CP verzichtet. Weiter erfolgt die Berechnung mit den sechs Fügepunkten nur an den nicht symmetrischen Lastfällen, da diese Änderung trivial ist. Die Varianten werden in die folgenden fünf Kategorien untergliedert:

- Hinzufügen eines weiteren Fügepunktes
- Steigerung (Fügepunkte CP1 und CP5) und Reduzierung (Fügepunkte CP2 und CP4) der Ersatzsteifigkeiten einzelner Fügepunkte (jeweils um 10 %)
- Verschieben von Fügepunkten (CP1 und CP5) in Richtung der Lagerung und Krafteinleitung (Verschiebung um 10 mm)
- Verschieben von Fügepunkten zu ihren höherbelasteten Nachbarn (Fügepunkte CP2 und CP4) (Verschiebung um 25 mm)
- Krafteinleitung in der Mitte oder über eine ganze Kante bei einer Plattenstruktur

Tabelle 4.2: variierte Flanschstücke

Bezeichnung	Untersuchte Änderung	Vorgehen
5 näher F	Positionierung der äußersten Fügepunkte näher an die Krafteinleitung und die Lagerung	$x(CP1) - 10 \text{ mm}$, $x(CP5) + 10 \text{ mm}$
1, 5 näher F	Positionierung der äußersten Fügepunkte weiter entfernt von der Krafteinleitung und der Lagerung	$x(CP1) + 10 \text{ mm}$, $x(CP5) - 10 \text{ mm}$
4 näher 5	Positionierung der Nachbarfügepunkte näher zu den am höchsten belasteten Fügepunkten	$x(CP2) + 25 \text{ mm}$, $x(CP4) - 25 \text{ mm}$
2, 4 näher 1, 5	Positionierung der Nachbarfügepunkte weiter entfernt von den am höchsten belasteten Fügepunkten	$x(CP2) - 25 \text{ mm}$, $x(CP4) + 25 \text{ mm}$

Ausnahme: im Lastfall *Schub-Torsion, quer* ist der CP3 am stärksten belastet.

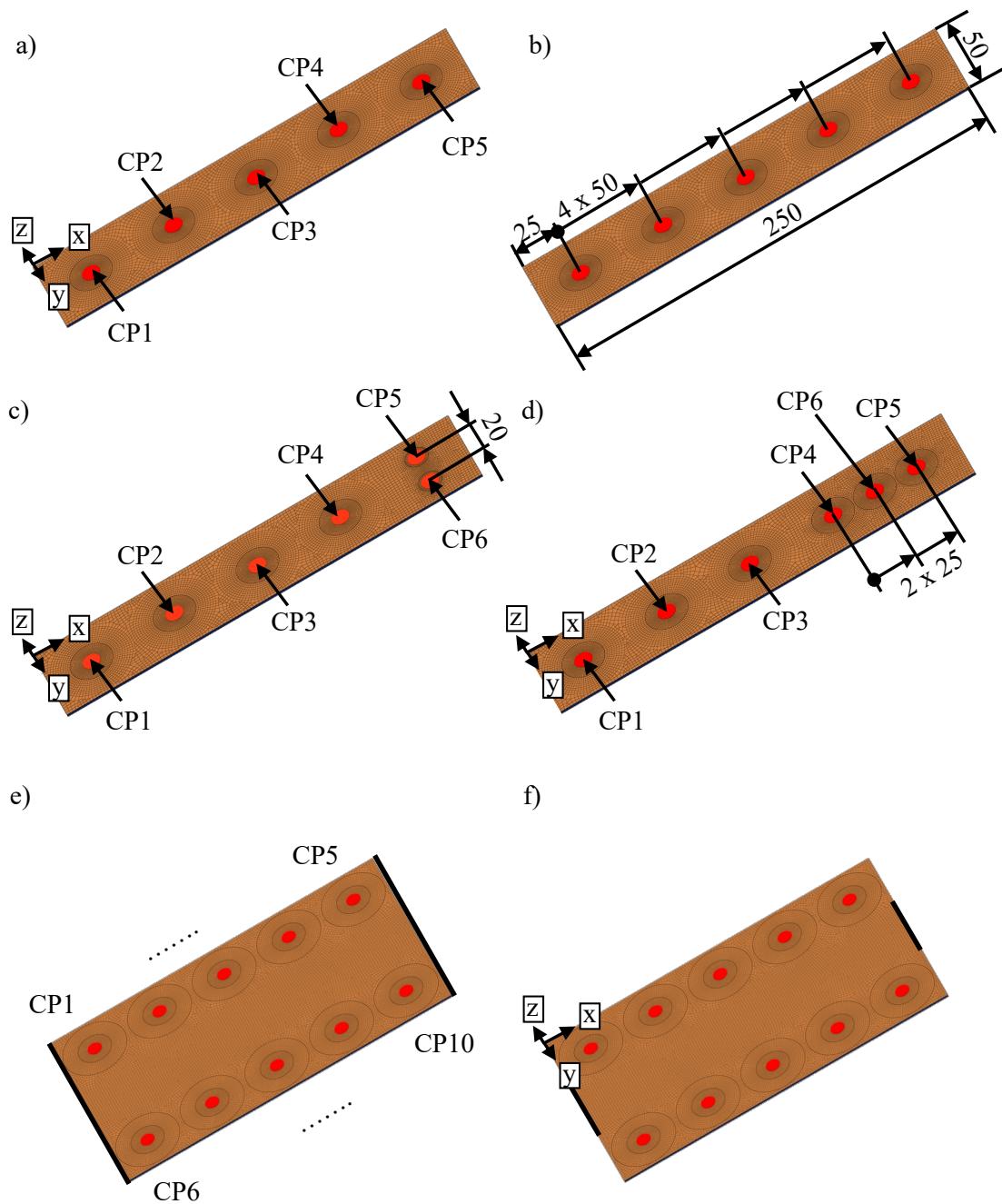


Abbildung 4.3: Variationen zur Erarbeitung der Ursache-Wirkungs-Beziehungen. Dabei wird am sichtbaren orangen „Oberblech“ in positiver x-Richtung eine kraftgesteuerte Verschiebung aufgebracht; am nicht sichtbaren „Unterblech“ ist die hintere Kante eingespannt: a) und b) initialer Flansch c) Anordnung 6CP, quer d) Anordnung 6CP, längs e) Platte mit Lagerung über die gesamte Kanten f) Platte mit nur mittiger Lagerung

4.2.1 Ergebnisse und Auswertung der Variationen in den Schublastfällen

In den Abbildungen 4.4, 4.5 und 4.6 sind die Lasten in den Fügeelementen über die Clinchpunkte für die drei Schublastfälle *Schub, quer*; *Schub-Biegung, quer* und *Schub-Torsion, quer* aufgetragen. Die Auswertung des Lastfalls *Schub-Torsion-Biegung, quer* erfolgt weiter unten getrennt. Aus der Kurvenschar, den Mittelwerten und den dazugehörigen Standardabweichungen in jedem Diagramm ist erkennbar, dass durch die bewussten Eingriffe Lastumlagerungen hervorgerufen werden. Bei einem weiteren Fügepunkt 6 parallel zur Kante werden die Fügepunkte 4 und 5 deutlich entlastet. Die Last in den Fügepunkten 6 und 5 ist aufgrund der Parallelität identisch. Wird ein Fügepunkt 6 zwischen die Fügepunkte 4 und 5 gesetzt, so werden diese beiden deutlich entlastet. Die Entlastungswirkung des parallel angeordneten Fügepunktes ist deutlich höher, als das Einbringen eines Fügepunktes zwischen den Fügepunkten 4 und 5. Aus den Fügepunktlasten in den breiten Fügeflanschen mit zehn Fügepunkten (jeweils Diagramm in c)) ist ersichtlich, dass bis auf den Lastfall *Schub* die äußere Lasteinleitung und Lagerungsbedingung deutlichen Einfluss auf die Fügepunktlastverteilung hat. (Lagerung und Krafteinleitung über gesamte: Kante, ganz; Lagerung und Krafteinleitung nur in der Mitte der Kante: Kante, mittig). Im Weiteren werden die Änderungen der Fügepunktlastverteilung nach ihrer Ursache getrennt analysiert.

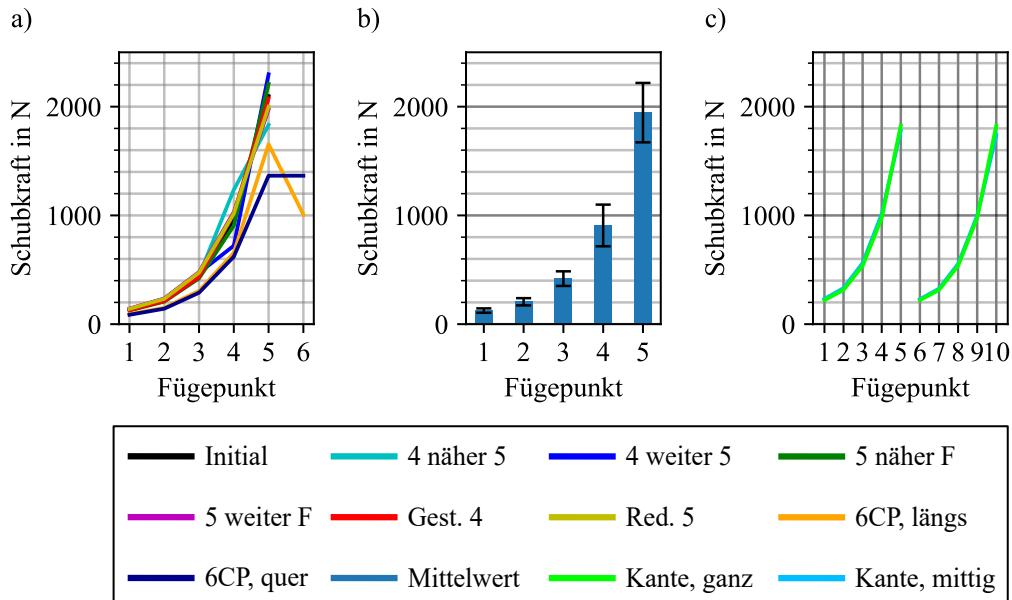


Abbildung 4.4: Lastfall Schub, quer: a) Fügepunktlasten in Schubrichtung b) Mittelwert der Fügepunktlasten in Schubrichtung und Standardabweichung c) Fügepunktlasten in Schubrichtung

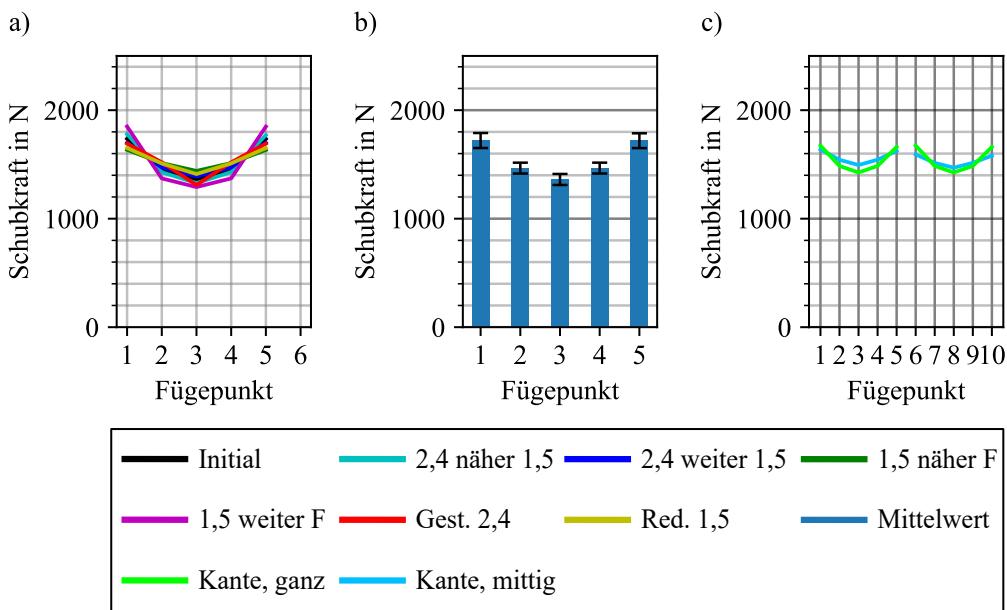


Abbildung 4.5: Lastfall Schub-Biegung, quer: a) Fügepunktlasten in Schubrichtung b) Mittelwert der Fügepunktlasten in Schubrichtung und Standardabweichung c) Fügepunktlasten in Schubrichtung

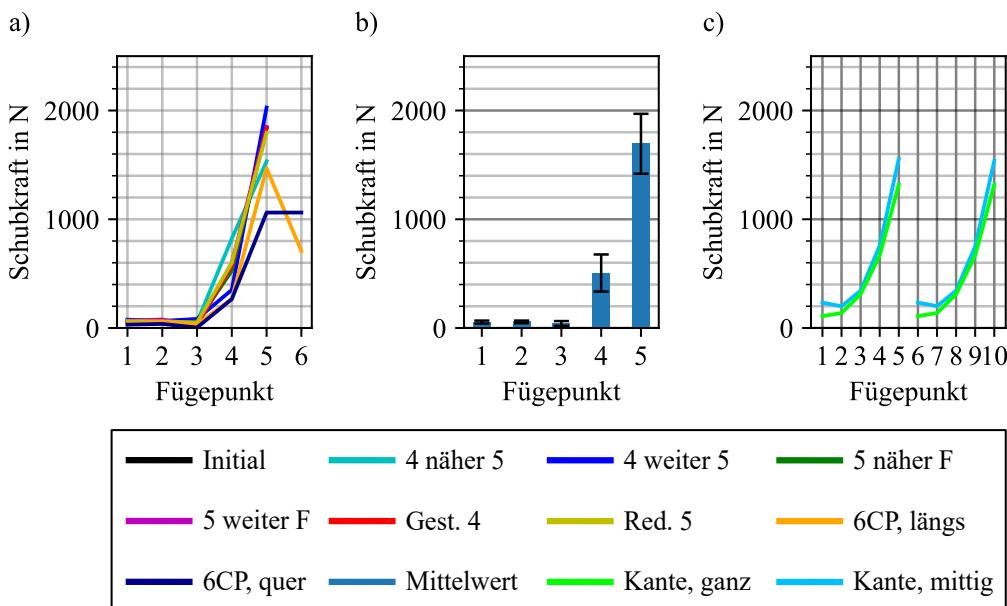


Abbildung 4.6: Lastfall Schub-Torsion, quer: a) Fügepunktlasten in Schubrichtung b) Mittelwert der Fügepunktlasten in Schubrichtung und Standardabweichung c) Fügepunktlasten in Schubrichtung

Variation der Steifigkeiten

Es wurde bei der Planung der Variationen angenommen, dass die Last teilweise durch die Erhöhung einer Fügepunktsteifigkeit, von benachbarten Fügepunkten auf den nun steiferen Fügepunkt umgelagert wird. Deshalb wird angenommen, dass eine Reduzierung der Schubsteifigkeit des Fügepunktes 5 zu einer Abnahme der Schublast in diesem und zu einer Erhöhung der Schublast in dem benachbarten Fügepunkt 4 führt. Eine Steigerung der Schubsteifigkeit in Fügepunkt 4 sollte dieselbe Wirkung hervorrufen. Diese Effekte treten wie erwartet in den drei Schublastfällen auf, was die gezeigten Kraftkurven aus Abbildung 4.7 bestätigen. Es ist zudem ersichtlich, dass durch die Reduzierung der Steifigkeit des äußersten Fügepunkts/ der äußersten Fügepunkte die Last/en stärker vergleichmäßigt wird/ werden, als durch eine Erhöhung der Steifigkeit/en der Fügepunkte 2 und 4. Die ebenfalls eingezeichnete Fügelast in Axialrichtung bleibt bei den Variationen quasi unverändert. Da der Aufbau repräsentativ für einen Flansch ist, wird daraus geschlussfolgert, dass bei Schubdominanz stark belastete Fügepunkte entlastet werden können, indem entweder ihre Schubsteifigkeit reduziert oder die Schubsteifigkeiten der umgebenden Fügepunkte erhöht werden.

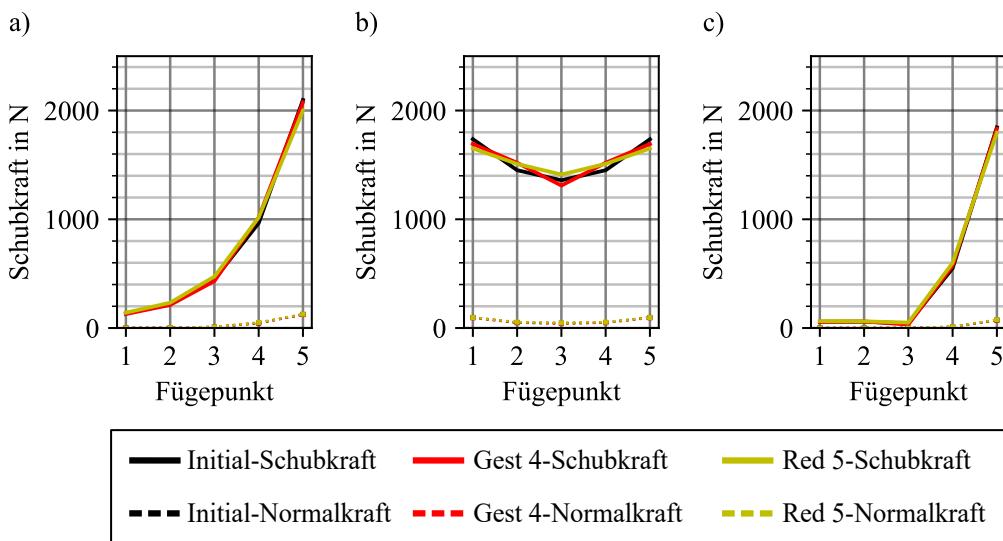


Abbildung 4.7: Fügepunktlasten in Abhängigkeit der Änderung der Schubsteifigkeiten der Fügepunkte in den Lastfällen: a) Schub, quer b) Schub-Biegung, quer und c) Schub-Torsion, quer

Verschieben der Randpunkte in Richtung der Krafteinleitung bzw. der Lagerung

In Abbildung 4.8 ist zu erkennen, dass durch eine Verschiebung der äußeren Fügepunkte 1 und 5 in Richtung der Krafteinleitungsstelle bzw. der Lagerung in den Schublastfällen die in Schubrichtung wirkende Fügepunktlast erhöht wird. Ein weiteres Entfernen der äußeren Fügepunkte von der Krafteinleitungsstelle bzw. der Lagerung reduziert die Schublast in diesen. Damit führt dies immer zu einer Vergleichmäßigung der Schublasten in den Fü-

gepunkteten, erhöht aber in den Schublastfällen ohne unterdrückte Biegung die Fügelast in Normalenrichtung und damit auch den Lastwinkel α . Im Lastfall *Schub-Biegung, quer* bleibt die Normallast in den Fügepunkten 1 und 5 unverändert. Es wird festgehalten, dass bei Schubdominanz stark belastete Fügepunkte entlastet werden können, indem sie weiter entfernt von der Lasteinleitung und -lagerung positioniert werden.

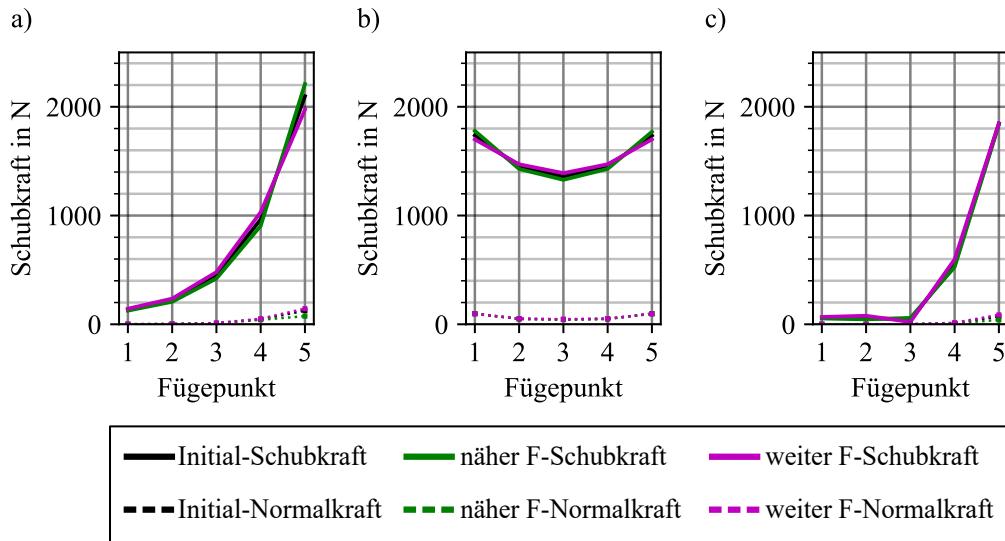


Abbildung 4.8: Fügepunktlasten in Abhängigkeit der Verschiebung des Fügepunktes 5, bzw. der Fügepunkte 1 und 5, in den Lastfällen: a) Schub, quer b) Schub-Biegung, quer und c) Schub-Torsion, quer

Verschieben eines Fügepunktes in Richtung eines stärker lasttragenden, benachbarten Fügepunktes

In Abbildung 4.9 sind die Fügepunktlasten in Abhängigkeit des Verschiebens des Fügepunktes 4 bzw. der Fügepunkte 2 und 4 dargestellt. Das Verschieben der Fügepunkte zu den stärker lasttragenden, benachbarten Fügepunkten führt in allen drei Fällen zu einer gleichmäßigeren Fügepunktlastverteilung in Schubrichtung. Dies wird dadurch erreicht, dass die Last vom Fügepunkt 5 auf den Fügepunkt 4 bzw. die Lasten von den Fügepunkten 1 und 5 auf die Fügepunkte 2 und 4 umgelagert werden. Interessant ist hierbei insbesondere auch, dass auch die Normallasten in den Fügepunkten 1 und 5 reduziert werden. Gleichzeitig steigt die Normallast in den Fügepunkten 2 und 4. Ein Verschieben der Fügepunkte 2 und 4 in die andere Richtung erzeugt die gegenteiligen Effekte. Es wird geschlussfolgert, dass bei Schubdominanz stark belastete Fügepunkte dadurch entlastet werden können, indem weniger stark belastete Fügepunkte näher zu den stark belasteten positioniert werden.

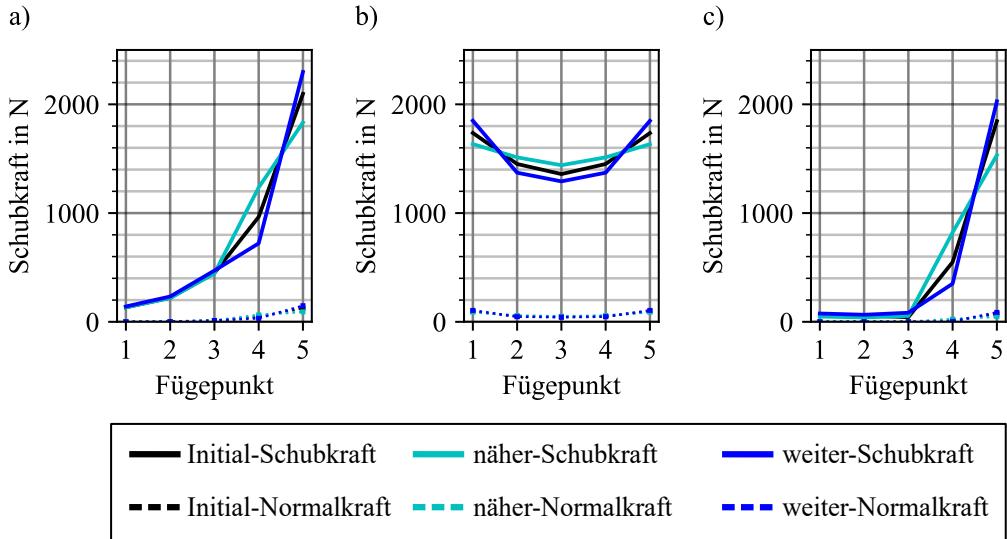


Abbildung 4.9: Fügepunktlasten in Abhängigkeit der Verschiebung des Fügepunktes 4, bzw. der Fügepunktes 2 und 4, in den Lastfällen: a) Schub, quer b) Schub-Biegung, quer und c) Schub-Torsion, quer

Einfluss des Positionierungs der äußeren Krafteinleitung und Lagerung

Die Fügepunktlastverteilung in Abhängigkeit der äußeren Krafteinleitung und Lagerung ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Eine Krafteinleitung und Lagerung in der Mitte führt in den Lastfällen *Schub, quer* (Abbildung 4.10 a) und *Schub-Biegung, quer* (Abbildung 4.10 b)) zu einer gleichmäßigeren Fügepunktlastverteilung. Im Lastfall *Schub-Torsion, quer* (Abbildung 4.10 c)) ist der gegenteilige Effekt zu beobachten.

Das Phänomen der Vergleichmäßigung der Lasten durch die mittigere Lagerung in den Lastfällen *Schub-Biegung* und *reiner Schub* wird damit erklärt, dass in diesen Lastfällen umso mehr Kraft über den zweiten Punkt fließt, je weiter die Kraft von dem Fügepunkt entfernt eingebracht wird. Diese Beobachtung ist in [92] nachgewiesen, indem Kraftpfade visualisiert werden. Die Berechnung dieser Kraftpfade erfolgt mithilfe einer invarianten Kraftflussmethode.

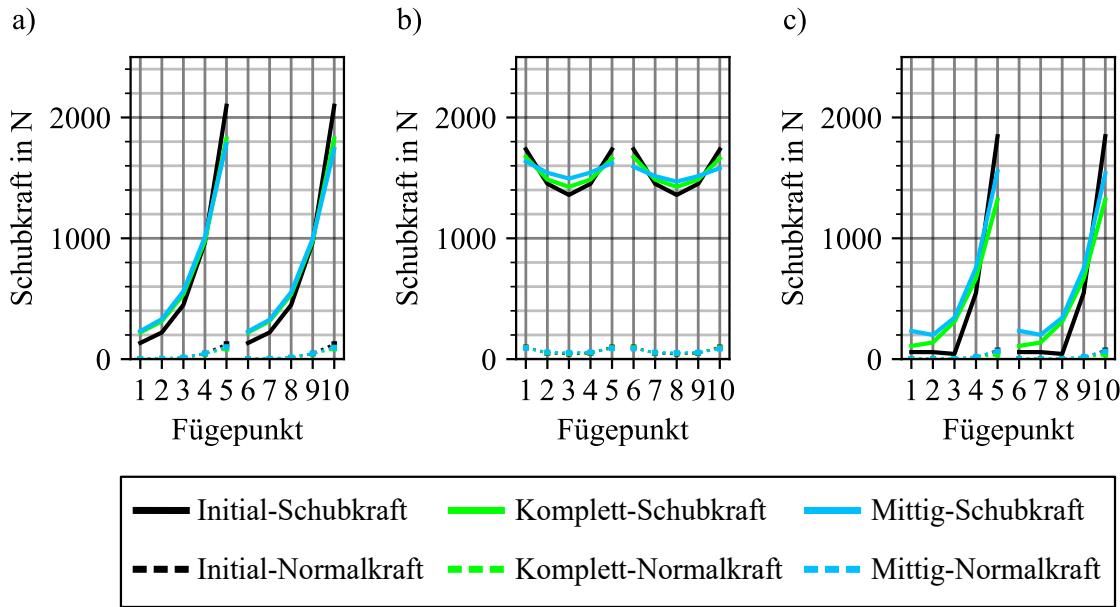


Abbildung 4.10: Fügepunktlasten in Abhängigkeit der Position der Einspannungen: a) Schub, quer b) Schub-Biegung, quer und c) Schub-Torsion, quer

In Abbildung 4.11 sind die Lastwinkel α und die Orientierungswinkel β in den Lastfällen *Schub, quer*, *Schub-Biegung, quer* und *Schub-Torsion, quer* gezeigt. Das Koordinatensystem liegt dabei senkrecht zu den Blechkanten und ein Orientierungswinkel von $\beta = 0^\circ$ bedeutet dass die Schublast in s-Richtung des lokalen Koordinatensystems wirkt, siehe Abbildung 4.3. Aus Abbildung 4.11 a) und b) geht hervor, dass bei einer Einbringung der Schublast senkrecht zur kurzen Kante beim schmalen Flansch, die Schublast in allen Fügepunkten parallel zur langen Kante ein- und ausgeleitet wird. Der Orientierungswinkel beträgt in allen Fügepunkten 0° . In der Plattenstruktur ist dies nicht der Fall, da die Lasteinbringung nicht symmetrisch zur gedachten Linie aus den Fügepunktmittpunkten achssymmetrisch ist. Erfolgt die Lasteinleitung und Lagerung auf derselben Seite (Lastfall *Schub, quer*) ist die Wirkungsrichtung der Fügepunktschublast nicht parallel zur langen Kante sondern leicht zur Mitte der Blechkante gedreht. Erfolgt die Lagerung und Krafteinleitung auf gegenüberliegenden Seiten (Lastfall *Schub, quer*) ist die Wirkungsrichtung der Schubkraft außer in den mittleren Fügepunkten 3 und 8 ebenfalls aus der Achse gedreht. Der Betrag des Orientierungswinkel β ist in beiden Fällen größer, wenn die Randbedingungen mittig anstatt über die gesamte Kante erfolgen. Im Lastfall *Schub-Torsion, quer* werden die äußersten Fügepunkte in allen drei Varianten senkrecht zur kurzen Kante belastet und es ist deutlich sichtbar, dass die Schublast in allen Fügepunkten aus einer unterschiedlichen Richtung wirkt.

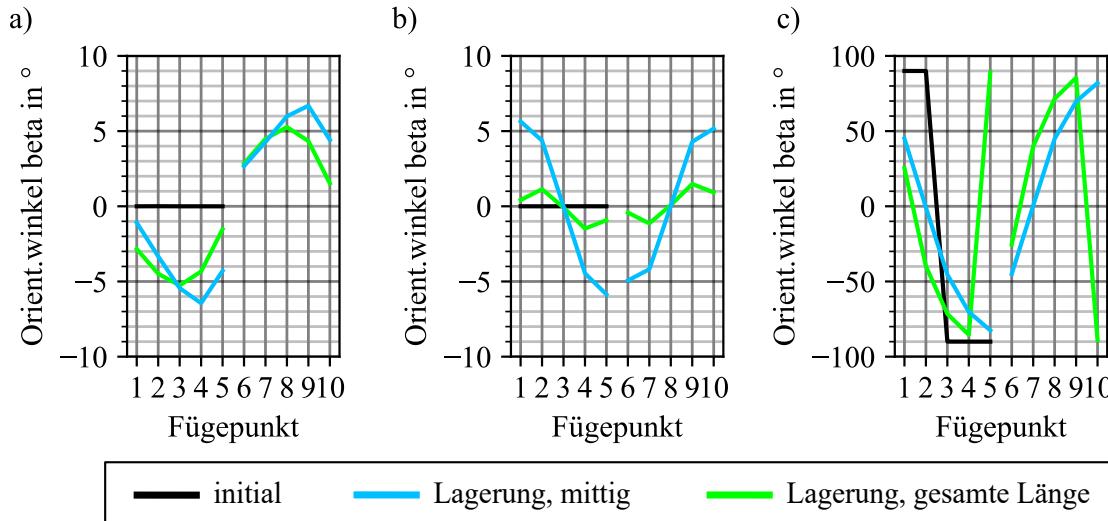


Abbildung 4.11: Orientierungswinkel β in Abhängigkeit der Position der Einspannungen:
a) Schub, quer b) Schub-Biegung, quer und c) Schub-Torsion, quer

4.2.2 Ergebnisse und Auswertung der Variationen in den Schälungslastfällen

Aus Abbildung 4.12 ist ersichtlich, dass im Lastfall *Schälung, quer* die äußere Belastung hauptsächlich durch den Fügepunkt 5 aufgenommen wird. Dieser wird durch das Einfügen eines sechsten Fügepunktes deutlich entlastet, wobei hier genau wie bei den Schubbelastungen die Entlastung deutlich größer ausfällt, wenn der Fügepunkt quer zur langen Kante und nicht zwischen die Fügepunkte 4 und 5 gesetzt wird. Auch hier ist bei paralleler Anordnung des Fügepunktes 6, die Normallast im Fügepunkt 5 gleich der Last in Fügepunkt 6. Liegt der Fügepunkt 6 zwischen den Fügepunkten 4 und 5 reiht sich seine Belastung in die progressive Kurve ein. Zudem ist in den Lastverläufen erkennbar, dass eine Vergleichmäßigung der Fügepunktlasten auch durch ein Verschieben des Fügepunktes 4 näher zu dem Fügepunkt 5 oder durch die Reduzierung der Normalsteifigkeit in Fügepunkt 5 gelingt. (siehe auch Abbildung: 4.13) Es wird geschlussfolgert, dass bei Normalkraftdominanz stark belastete Fügepunkte entlastet werden können, indem weniger stark belastete Fügepunkte näher zu den stark belasteten positioniert werden, die Steifigkeit der stark belasteten Fügepunkte reduziert oder ein weiterer Fügepunkt in den Flansch eingebracht wird. Bei der Plattenstruktur ist erkennbar, dass durch eine mittlere Krafteinleitung die Belastung in den Fügepunkten 5 und 10 steigt. Dies ist auf eine stärkere lokale Verformung des Bleches in der Mitte zurückzuführen.

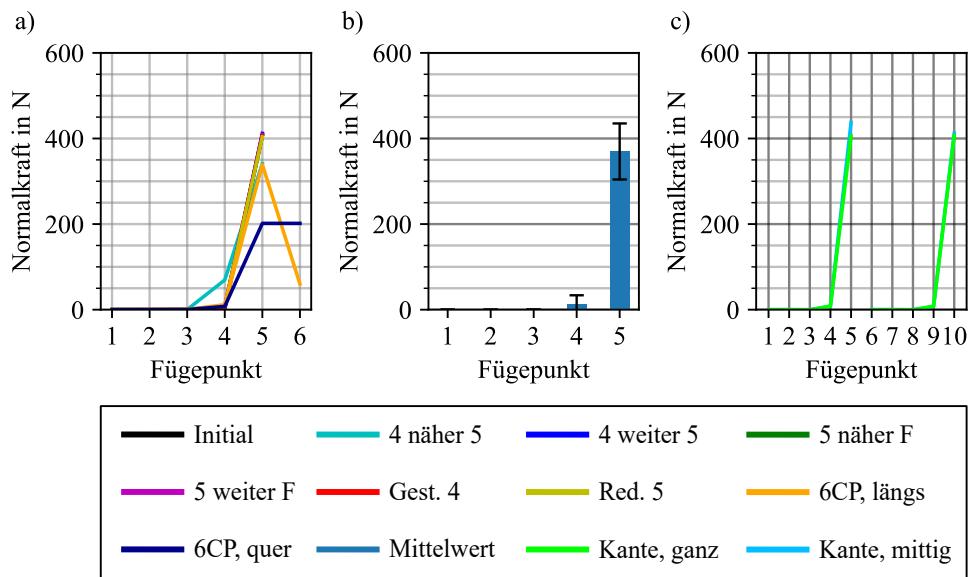


Abbildung 4.12: Lastfall Schälung, quer: a) Fügepunktlasten in Normalenrichtung b) Mittelwert der Fügepunktlasten in Normalenrichtung und Standardabweichung c) Fügepunktlasten in Normalenrichtung

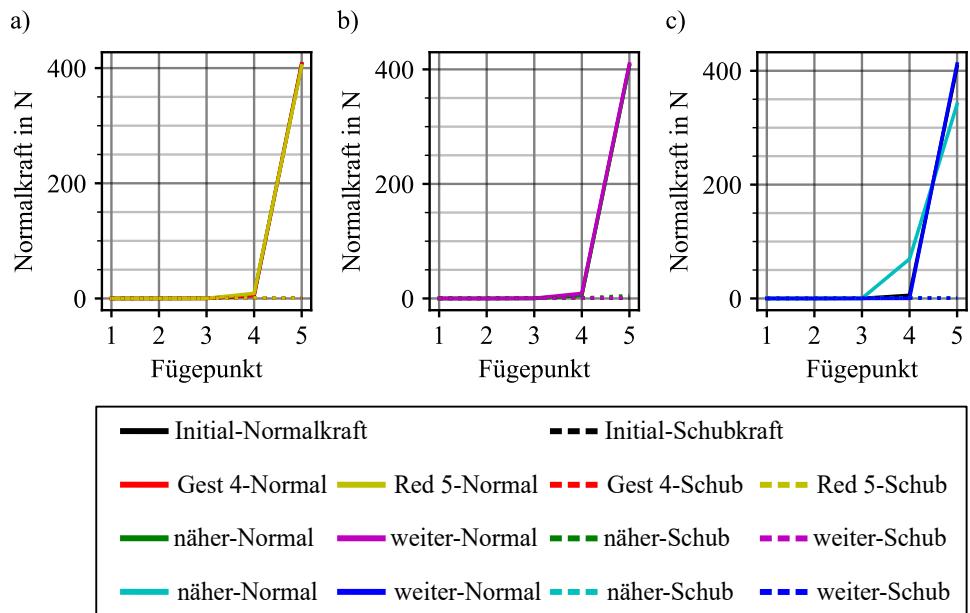


Abbildung 4.13: Fügepunktlasten im Lastfall Schälung, quer bei Variation von: a) der Normalsteifigkeit b) Position von Fügepunkt 5 c) Position von Fügepunkt 4

Die Besonderheit beim Lastfall *Schälung-Biegung, quer* ist, dass die Belastung in den Fügepunkten schubdominiert ist, obwohl die äußere Belastung in axialer Richtung wirkt. Die Fügepunktnormallasten sind in Abbildung 4.14 und die Fügepunktschublasten in Abbildung 4.15 für alle Variationen eingetragen. Es ist erkennbar, dass die Fügepunkt-normallasten um über eine Zehnerpotenz geringer als die in den Fügepunkten wirkenden Schublasten sind. Die Schubdominanz ist ebenfalls erkennbar in Abbildung 4.16 in der der Lastwinkel α und der Orientierungswinkel β für den initialen Flansch und die Plattenstruktur aufgetragen sind.

Aus den in Abbildung 4.14 eingezeichneten Normalkraftverläufen werden drei Beobachtungen festgestellt. Erstens wird auch in diesem Lastfall die wirkende Normallast in den Fügepunkten 1 und 5 durch eine Verringerung der Normalsteifigkeit reduziert. Zweitens hat eine Steigerung der Normalsteifigkeiten der Fügepunkte 2 und 4 keinen Einfluss auf die Normallastverteilung. Drittens ist der Effekt des Verschiebens der äußeren Fügepunkte in Richtung der Lasteinleitung bzw. Lagerung gegenläufig, da eine Verschiebung der äußeren Punkte hin zur Krafteinleitung die Normallast reduziert. Entsprechend wird durch einen größeren Abstand der äußersten Fügepunkte zu den Einspannungen die Normalkraft in diesen erhöht.

Aus der Kurvenschar der Schublastverläufe in Abbildung 4.15 ergibt sich, dass die Änderung der Normalsteifigkeiten keinen Einfluss auf die Schublastverteilung hat. Die Änderung der Fügepunktpositionierung führt zu einer deutlich gleichmäßigeren Verteilung der Schublasten. Entgegen der oben festgehaltenen Schlussfolgerung bei durch eine äußere Schublast induzierten schubdominierten Fügepunktbelastungen, werden die äußeren Fügepunkte in diesem Fall entlastet, wenn sie näher an der Krafteinleitungsstelle positioniert werden. Dies bedeutet, dass durch eine nähere Positionierung der äußersten Fügepunkte an die Krafteinleitungsstelle, bzw. an die Lagerung diese sowohl in Normalenrichtung als auch in Schubrichtung entlastet werden. Folglich wird die Wirkung der Verschiebung der äußersten Fügepunkte von der Art der auftretenden Last in den Fügepunkten (schub- oder normalkraftdominiert) und von der äußeren Lasteinbringung beeinflusst. Die letzte sich aus Abbildung 4.15 a) ergebene Aussage ist, dass wie bei allen oben gezeigten Lastfällen durch eine nähere Positionierung der inneren Fügepunkte 2 und 4 an die Fügepunkte 1 und 5, letztere entlastet werden. Weiter zeigen die Abbildungen 4.14 c) und 4.15 c), dass durch eine Konzentration der Lasteinleitung und der Lagerung in der Mitte der Plattenstruktur, die Fügepunktlasten in beiden Hauptlastrichtungen reduziert werden. Gleichzeitig werden dabei die Schublasten in den Fügepunkten gleichmäßiger verteilt. Der Verlauf der Orientierungswinkel β in dem initialen Lastfall und den Plattenstrukturen entspricht in seiner Tendenz dem Verlauf aus dem Lastfall *Schub-Biegung, quer*. Dies wird durch den Vergleich der Verläufe aus Abbildung 4.16 mit den Verläufen aus Abbildung 4.11 b) deutlich.

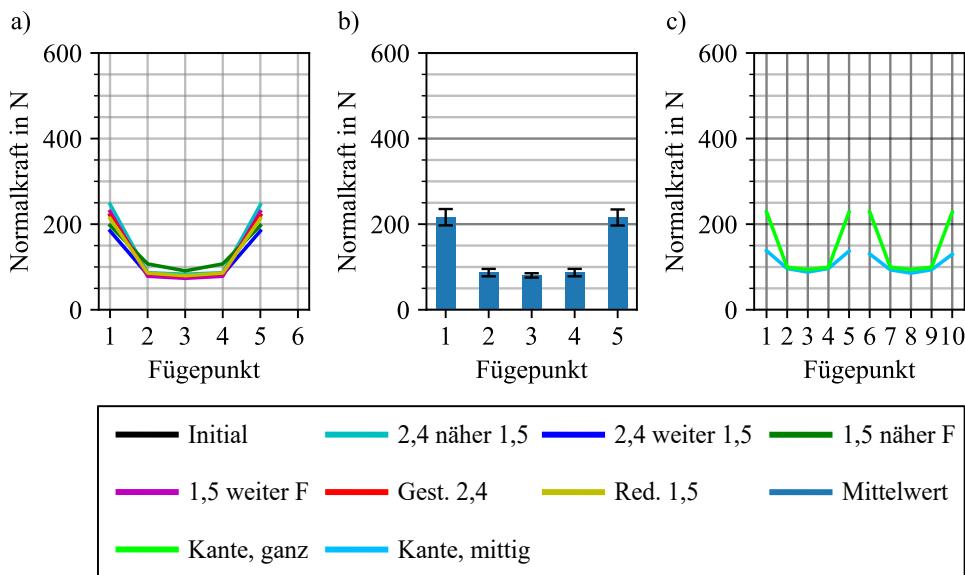


Abbildung 4.14: Fügepunktnormallasten in den Variationen beim Lastfall: Schälung-Biegung a) einzelne Fügepunktlasten und b) Mittelwert der Fügepunktlasten und Standardabweichung beim Flanschstück, c) Fügepunktlasten der Variante Platte im Vgl. mit dem Flanschstück

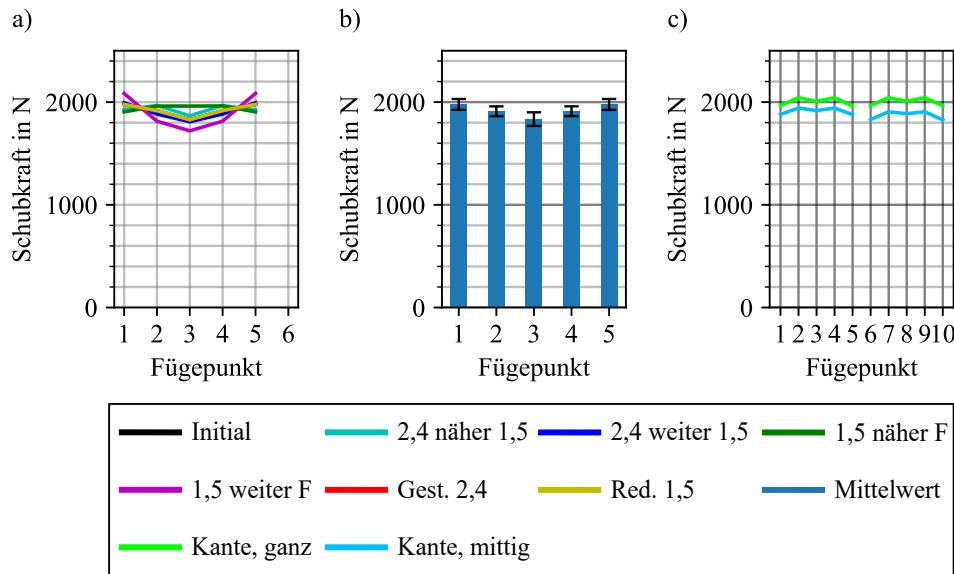


Abbildung 4.15: Fügepunktschublasten in den Variationen beim Lastfall: Schälung-Biegung a) einzelne Fügepunktlasten und b) Mittelwert der Fügepunktlasten und Standardabweichung beim Flanschstück, c) Fügepunktlasten der Variante Platte im Vgl. mit dem Flanschstück

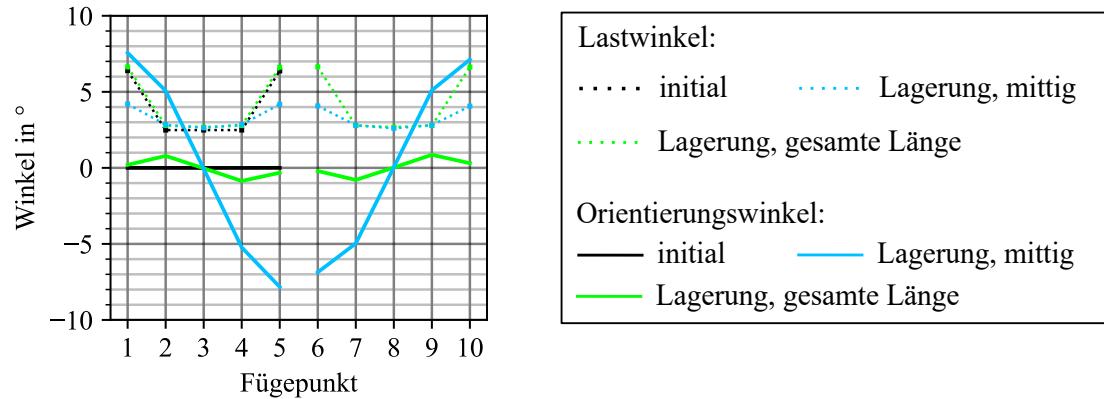


Abbildung 4.16: Lastwinkel α und Orientierungswinkel β im Lastfall: *Schälung-Biegung*

Im Lastfall *Schub-Torsion-Biegung* werden in den Lastverteilungen in Abbildung 4.17 die gleichen Wirkungen wie in den Schublastfällen beobachtet (siehe Abbildung 4.4 ff.). Eine Reduzierung der Steifigkeiten in den Fügepunkten 1 und 2 führt zu einer geringeren Last in diesen. Bei der Erhöhung der Schubsteifigkeit von Fügepunkt 4 wird ein Teil der Last von höher belasteten Nachbarfügepunkt -in diesem Fall Fügepunkt 3- auf diesen umgeleitet. Wenn die äußeren Fügepunkte 1 und 5 weiter entfernt von der Lasteinleitung und Lagerung positioniert werden, werden diese entlastet. Bei der gegenteiligen Verschiebung werden sie stärker belastet. Werden die Lasten in der Plattenstruktur untersucht, ist erkennbar, dass die Fügepunkte leicht ungleichmäßiger belastet werden, wenn die Lasteinleitung und Lagerung in der Mitte der Kanten erfolgt. Bei der Auswertung der Orientierungswinkel in Abbildung 4.18 ist erkennbar, dass die Fügepunkte im initialen schmalen Flansch ungefähr aus derselben Richtung belastet werden. Bei den Plattenstrukturen hingegen geht hervor, dass die auf die an den Fügepunkten anliegende Schubkraft aus unterschiedlichen Richtungen auf diese wirkt.

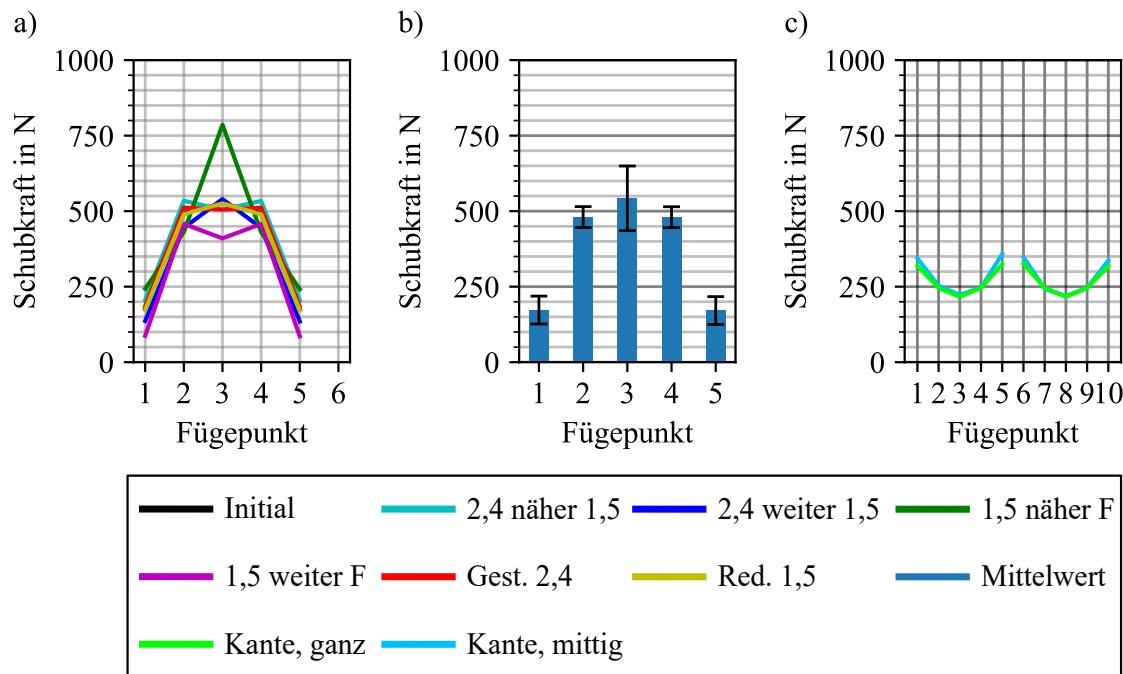


Abbildung 4.17: Fügepunktlasten in den Variationen beim Lastfall: Schub-Torsion-Biegung a) einzelne Fügepunktlasten und b) Mittelwert der Fügepunktlasten und Standardabweichung beim Flanschstück, c) Fügepunktlasten der Variante Platte im Vgl. mit dem Flanschstück

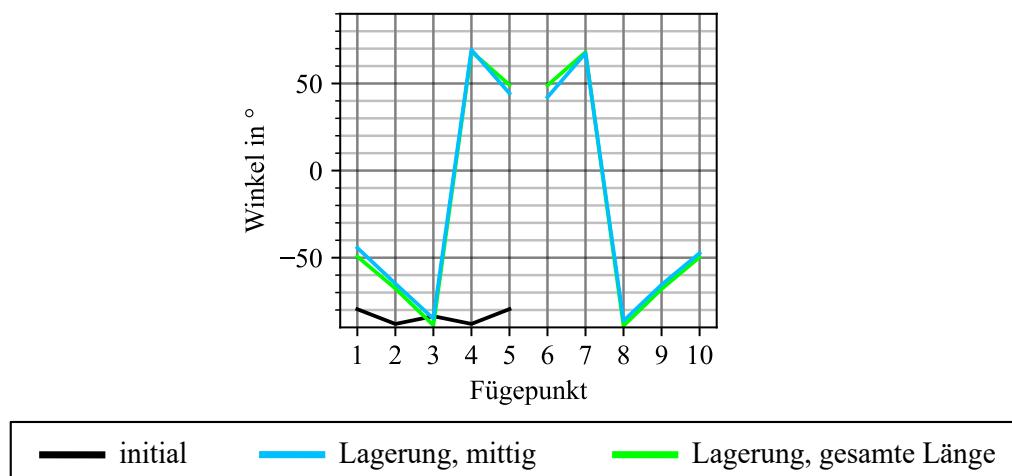


Abbildung 4.18: Orientierungswinkel β im Lastfall: *Schub-Torsion-Biegung*

4.2.3 Zusammenfassung der Wirkung von Fügepunktsteifigkeits- und -positionsänderungen in Flanschen

Die Erkenntnisse aus Kapitel 4 sind nachfolgend stichwortartig zusammengefasst.:

1. Wenn möglich, sollten die Fügepunkte so gesetzt werden, dass eine gedachte Linie durch die Reihe aus den Fügepunkten parallel zur Lasteinleitung orientiert ist. (Kante der Lasteinleitung / Lagerung \parallel Fügepunktlinie)
2. Ist dies nicht möglich, kann wie folgt vorgegangen werden:
 - Für Fügepunkte mit **dominanter Schubbelastung** gilt, dass die Last in diesem Fügepunkt **reduziert** werden kann, indem folgendes getan wird:
 - allgemein gilt:
 - * Verringerung der Schubsteifigkeit der höchstbelasteten Fügepunkte
 - * Steigerung der Schubsteifigkeit der benachbarten Fügepunkte um die höherbelasteten Fügepunkte
 - * Nachbarfügepunkte der am stärksten belasteten Fügepunkte näher zu diesen positionieren
 - * Einbringung der Lagerung und Lasteinleitung möglichst weit entfernt, damit viel Kraft direkt in die weiter hinten platzierten Fügepunkte fließt. Dies gilt immer außer ein (dominierendes) Torsionsmoment wirkt auf den Flansch. Wirkt ein Torsionsmoment auf den Flansch ist dieses Vorgehen destruktiv.
 - Für den Fall, dass der Fügepunkt / die Fügepunkte, der / die am nächsten zur Lagerung / Krafteinleitung oder „äußere Verformung“ liegt / liegen, am höchsten belastet ist / sind, gilt: Ist die Schubdominanz durch eine äußere Schubverformung oder -Kraft hervorgerufen, sollten die äußersten Fügepunkte weiter von der Lasteinleitung bzw. Lagerung entfernt werden. Sind die Fügepunkte durch eine äußere Schälung hervorgerufen, wird die Last in den äußersten Fügepunkten reduziert, indem sie näher an die Lasteinleitung, bzw. Lagerung positioniert werden.
 - Für Fügepunkte die **normalkraftdominiert** belastet sind, kann die Last durch folgende Maßnahmen reduziert werden:
 - Verringerung der Normalsteifigkeit der höchstbelasteten Fügepunkte
 - Steigerung der Normalsteifigkeit der benachbarten Fügepunkte um die höherbelasteten Fügepunkte
 - Nachbarfügepunkte der am stärksten belasteten Fügepunkte näher zu diesen positionieren

- Die Lagerung und Lasteinleitung sollten nicht auf einen kleinen Bereich in der Mitte lokalisiert werden, da dies zu lokalen großen Schälungen und Deformationen führt, wodurch die näher an den Einspannungen positionierten Fügepunkte deutlich stärker belastet werden.
- Für den Fall, dass der Fügepunkt / die Fügepunkte, der / die am nächsten zur Lagerung / Krafteinleitung oder „äußere Verformung“ liegt / liegen, am höchsten belastet ist / sind, ist es vorteilhaft, diese zur Lastreduktion näher an die äußere Krafteinleitung und Lagerung zu positionieren.

4.3 Demonstration des Nutzens von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkten

An dieser Stelle wird anhand des Lastfalls *Schub-Biegung, quer* der potentielle Nutzen nichtrotationssymmetrischer Fügepunkte aufgezeigt. Dazu wird die Schubsteifigkeit des Fügepunktes in der t-Richtung mit dem Faktor $\frac{1}{3}$ multipliziert und die Simulation erneut durchgeführt. Anschließend werden die äußeren Balkenelemente in zwei Schritten um ihre Achsen gedreht, wodurch die Fügepunktlasten deutlich vergleichmäßigt werden (siehe Abbildung 4.19). In der Simulation wird dabei angenommen dass die Steifigkeit zwischen den zwei Schubsteifigkeiten in jedem 90° -Inkrement linear ansteigt, bzw. abfällt. Für eine praktische experimentelle Ausnutzung der Eigenschaften von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkten zur Lastumlagerungen bedarf es allerdings eines Fügeprozesses zur Realisierung und ein FE-Ersatzmodell welches die Eigenschaften eines solchen Fügepunktes abbildet. Letzteres ist im Stand der Forschung nicht zu finden und die nicht rotationssymmetrischen Fügepunkten beschränken sich auf Doppelclinchpunkte und balkenförmige Clinchpunkte.

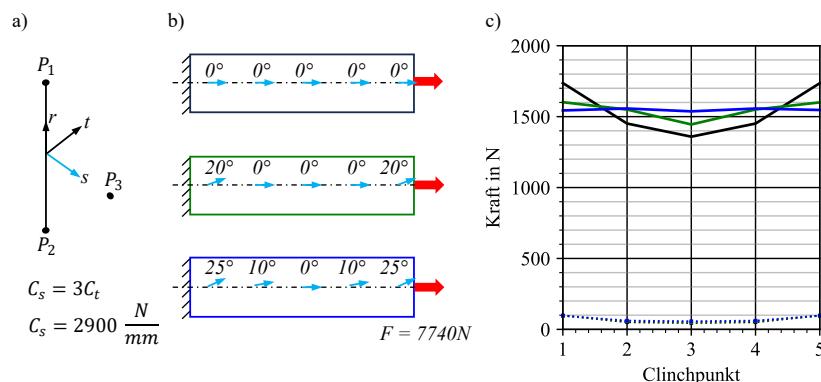


Abbildung 4.19: Fügepunktlasten bei nicht rotationssymmetrischen Fügepunkten a) Balkenmodell und Ersatzsteifigkeiten b) Lastfall inklusive Anordnung und Drehung der fünf Fügepunkte c) Fügepunktlasten bei Schub-Biegung, quer (Schubkraft: durchgängig; Normalkraft: gestrichelt, Farbcodierung siehe b))

Kapitel 5

Untersuchungen an einfach geclinchten Proben

Für die Entwicklung der Methode in Kapitel 6 ist die gezielte Einstellbarkeit der Clinchpunktsteifigkeiten notwendig, um die in Kapitel 4 beobachten Lastumlagerungseffekte konstruktiv auszunutzen. Deshalb wird in Kapitel 5.1 der Einfluss von um einen Clinchpunkt eingebrachten Sicken und der Einfluss der Variation des Stempelweges während des Setzprozesses auf die Clinchpunkt-Clinchpunktumgebung-Verbundsteifigkeiten experimentell herausgearbeitet. Anschließend wird eine Hypothese über die Wirkweise von Sicken aufgestellt, die in Kapitel 5.2 experimentell bestätigt wird. Die Prüfergebnisse zeigen zudem, wie eingebrachte Sicken und die Variation des Stempelwegs gegenseitig das Lastübertragungsverhalten des Clinchpunkt-Clinchpunktumgebung-Verbundes beeinflussen. Durch das Verständnis dieser wechselseitigen Einflüsse können die mechanischen Eigenschaften der tatsächlich gefertigten Clinchpunkte bei Fertigungsschwankungen abgeschätzt werden. Nachfolgend kann die Konstruktion mit der Auslegungsmethode überprüft und in wenigen Schritten verbessert werden, indem sowohl die in Kapitel 4 beobachteten Lastumlagerungen als auch die Veränderung der Clinchpunkt-Clinchpunktumgebung-Verbundsteifigkeiten bewusst herbeigeführt werden. Die Auswahl der experimentell zu prüfenden Verbindungen erfolgte so, dass nach den Auswertungen in diesem Kapitel alle benötigten experimentellen Daten vorhanden waren, um die Auslegungsmethode in Kapitel 6 zu demonstrieren.

5.1 Experimentelle Untersuchungen

Um den Einfluss von Sicken und des Stempelweges zu messen, wird schwerpunktmäßig der in Kapitel 4 betrachtete Clinchpunkt untersucht, der durch das Fügen zweier HCT590X-Bleche mit einer Dicke von $t_0 = 1,5$ mm mithilfe des Werkzeugsatzes TOX A50100 \ TOX BD8016 entsteht. Der eingesetzte Fügestempel hat einen Durchmesser von 5 mm. Die Matrize ist durch einen Innendurchmesser von 8 mm mit einer Ringnuttiefe von 1,6 mm gekennzeichnet.

Um wechselnde Fertigungsstätten zu simulieren, wird dieser Werkzeugsatz, der von der Fa. TOX® vertrieben wird, in zwei verschiedenen Anlagen verbaut, nämlich:

1. In einer pneumohydraulisch, lastgeregelten Antriebseinheit (Typ K) der Kraftpaketserie der Fa. TOX® (im Folgenden: **Linearzylinder**) und

2. in einer Laser-Stanz-Maschine TruMatic 1000 (im Folgenden: **Laser-Stanz-Maschine**) der Fa. Trumpf SE + Co. KG.

5.1.1 Probengeometrien und Fügeanlagen in den Versuchsreihen

Insgesamt werden drei Versuchsreihen durchgeführt, wobei die Proben aus den ersten zwei Reihen auf der Laser-Stanz-Maschine gesetzt werden. Die Proben der dritten Versuchsreihe werden mit dem Linearzylinder geclincht. In der ersten Versuchsreihe werden anhand von Prüfungen unter verschiedenen Lastwinkeln, Grenzkurven der Clinchpunktblechverbindungen (im Folgenden: Clinchpunktverbindung oder Clinchpunkt) ermittelt. In der zweiten und dritten Versuchsreihe werden klassische Kreuzkopfzug- und Scherzugversuche durchgeführt. In allen Versuchsreihen werden Sicken eingebracht und / oder der Stempelweg variiert. Eine Besonderheit ist, dass in der dritten Versuchsreihe zusätzlich Proben geprüft werden, deren stempelseitiges Blech aus dem gleichen Werkstoff (HCT590X), aber mit einer dünneren Blechdicke von $t_0 = 0,8$ mm anstatt $t_0 = 1,5$ mm besteht. Für den Setzprozess wurde hierfür die Werkzeugkombination A50100 / BD8014 (ebenfalls Fa. TOX®) verwendet - gleicher Stempel andere Matrize. Der Matrizeninnen-durchmesser beträgt 8 mm und die Matrizontiefe 1,4 mm. Der Stempeldurchmesser beträgt weiterhin 5 mm. Eine Übersicht über die Versuchsreihen zeigt Abbildung 5.1.

Folgende Informationen können aus den Versuchsreihen gewonnen werden:

- Aus Versuchsreihe 1:
Grenzkurven entweder in Abhängigkeit des Stempelwegs oder in Abhängigkeit von gesetzten Sicken
- Aus Versuchsreihe 2:
Wirkung des Stempelwegs und / oder von Sicken auf das mechanische Verhalten unter Kopfzug- und Scherzugbelastung
- Aus Versuchsreihe 3:
„Simulation“ eines Wechsels der Fügeanlage; Überprüfung der nach Versuchsreihe 1 und 2 aufgestellten Wirkmechanismen

Die Herstellung aller Proben erfolgte durch Kollegen an der Professur für Formgebende Fertigungsverfahren (FF) an der Technischen Universität Dresden. Die Aufnahme der Kraft-Weg-Kurven der Versuchsreihen 2 und 3 erfolgten ebenfalls in Dresden. Zusätzlich sind die Kraft-Weg-Kurven der Versuchsreihe 2 durch Steinfelder und Brosius in [93] veröffentlicht.

Versuchsreihe 1: Kreuzzugversuche	Gefügt auf der Laser-Stanz- Maschine
Ermittlung der Grenzkurve für verschiedene Anordnungen von Sicken und verschiedenen Stempelwegen	
- Prüfung unter verschiedenen Lastwinkeln (0° - 90°)	
- Variation des Stempelwegs oder Einbringung von Sicken	
Versuchsreihe 2: Scher- und Kopfzugversuche	
- Ermittlung der Steifigkeiten für Versuchsreihe 1	
- Detaillierte Untersuchungen unter Schub - und Kopfzuglast	1,5 in 1,5
- Prüfung unter Schub- (0°) und Kopfzuglast (90°)	HCT590X
- Variation des Stempelwegs und Einbringung von Sicken	
Wechsel der Fügeanlage und der Blechdickenkombination	
Versuchsreihe 3: Scher- und Kopfzugversuche	Gefügt mit dem Linearzyylinder
- Überprüfung der Wirkhypothesen	
- Detaillierte Untersuchungen unter Schub und Kopfzuglast	
- Prüfung unter Schub- (0°) und Kopfzuglast (90°)	1,5 in 1,5
- Variation des Stempelwegs und Einbringung von Sicken	und 0,8 in 1,5
- Verschiedene stempelseitige Blechdicken	HCT590X

Abbildung 5.1: Überblick über die durchgeführten Versuchsreihen

5.1.1.1 Versuchsreihe 1: Grenzkurven durch inkrementelle Prüfung

Der Einfluss der Änderung des Stempelwegs und das Einbringen von Sicken auf die lasttragenden Eigenschaften des Clinchpunktes werden durch zerstörende Prüfungen unter verschiedenen Lastwinkeln bestimmt. Die dafür benötigten Kreuzzugproben werden durch das senkrechte Positionieren von zwei Blechzuschnitten mit einer Breite von 50 mm und anschließendem Clinchen hergestellt. Das Zuschneiden der Bleche, die Einbringung von Sicken und der Fügeprozess erfolgen auf der Laser-Stanz-Maschine. Die Geometrie der gefertigten Proben ist in Abbildung 5.2 b) gezeigt. Der Clinchpunkt ist in der Mitte des quadratischen Überlappbereiches positioniert.

Die Prüfung erfolgt unter fünf oder sieben Inkrementen zwischen 0° (entspricht reinem Schub) bis 90° (entspricht reiner Normalkraft). Für die Winkel 0° bis 75° werden die Proben in dem in Abbildung 5.3 gezeigtem Kreuzzugprüfstand in drehbar verstellbaren Einspannungen mit Niederhaltern verschraubt und das Oberblech (stempelseitiges Blech) relativ zum Unterblech (matrizenseitiges Blech) verschoben. Wie in Abbildung 5.2 a1) bis a3) zu erkennen, wird das Oberblech der Proben durch das Verfahren des Probenschlittens bewegt. Die Verfahrgeschwindigkeit beträgt 10 mm/min. Das Unterblech ist durch die Verschraubung mit Niederhaltern an der Probenwange während der Prüfung fixiert. Die Lage der Niederhalter ist in Abbildung 5.2 c) eingezeichnet. Die Kraftmessung erfolgt durch eine zwischen dem Zylinder und den Stößen montierte Kraftmessdose. Da als

Verschiebungsinformation nur die Reglerposition des Zylinders vorhanden ist und keine getrennte Wegmessung auf der Probe erfolgt, können mit dieser Versuchsanordnung keine Steifigkeiten ausgewertet werden.

Ein kleiner Nachteil dieser Prüfanordnung ist, dass unter den Winkeln 75° und 90° aufgrund einer entstehenden Anpresskraft und der daraus resultierenden Reibkraft die Kraftmessung abweicht. Die Anpresskraft entsteht während der Prüfung, da insbesondere bei diesen beiden Prüfwinkeln, während der vertikalen Verformung, Normalspannungen in dem Oberblech entstehen. Die resultierende Kraft „zieht“ die Probenschlitten in Richtung des Clinchpunktes, was zu erhöhter Reibung in den Führungen der Probenschlitten führt. Die höhere Reibung, v.a. während der plastischen Verformung, wird während des Versuches fälschlicherweise mitgemessen. Deshalb wird für das 90° -Inkrement auf normale Kreuzkopfzugproben-Prüfungen (siehe Kapitel 5.1.1.2) zurückgegriffen. Bei 75° wird davon ausgegangen, dass die gemessenen Kraftwerte leicht erhöht sind. Bei den kleineren Winkeln tritt dieser Effekt nur minimal auf. Dies ist während der Prüfung leicht zu kontrollieren, da in diesen Prüfwinkeln die Distanzstücke während der Prüfung mit minimaler Handkraft aus dem Versuchseinrichtung entfernt werden können. In der Fotografie des Versuchstandes aus Abbildung 5.3 sind die Distanzstücke gut sichtbar. Die Reibung, die ohne den genannten Zusatzeffekt in den Führungen auftritt, wird durch eine Kalibrierfahrt mit nicht an der Wange festverschraubtem Unterblech bestimmt und von den gemessenen Kraftwerten abgezogen. Beim Einspannen vor der Prüfung wird die Einspannlänge der Proben bei den niedrigen Winkeln leicht vergrößert, da die resultierende Verschiebung des Oberblech in Richtung der oberen Einspannbacke unter den kleinen Winkeln zunimmt. Dies geschieht in dem der obere Niederhalter weiter nach oben positioniert wird. Dies ist in Abbildung 5.3 c) durch die gestrichelte Position des verschiebbaren Niederhalters angedeutet. Würde unter 0° die Einspannlänge ebenfalls, wie unter 90° , 54 mm betragen, so wäre die maximale Prüfverschiebung ca. 2 mm.

Insgesamt besteht diese Versuchsreihe aus fünf Probensätzen, die jeweils eine Variante darstellen. In den ersten drei Probensätzen (A bis C) ist der Stempelweg während des Setzprozesses variiert. In der Variante A entspricht der Stempelweg dem nach der Bemusterung als gewünschter Soll-Stempelweg definierten. Die Kurzbezeichnung lautet hierfür $\pm 0,0$. In der Variante B ist der Stempelweg während des Setzprozesses um 0,1 mm unterschritten und in der Variante C um 0,1 mm überschritten worden. Bei einem um 0,1 mm zu langem Stempelweg ist der Stempel in seiner Endlage 0,1 mm zu tief, weshalb diese Position in der Kurzbezeichnung mit -0,1 bezeichnet wird. Bei einem zu geringen Stempelweg ist die Endlageposition um 0,1 mm erhöht, weshalb die Kurzbezeichnung für die Variante C +0,1 ist. Dies ist bildlich in Abbildung 5.4 dargestellt.

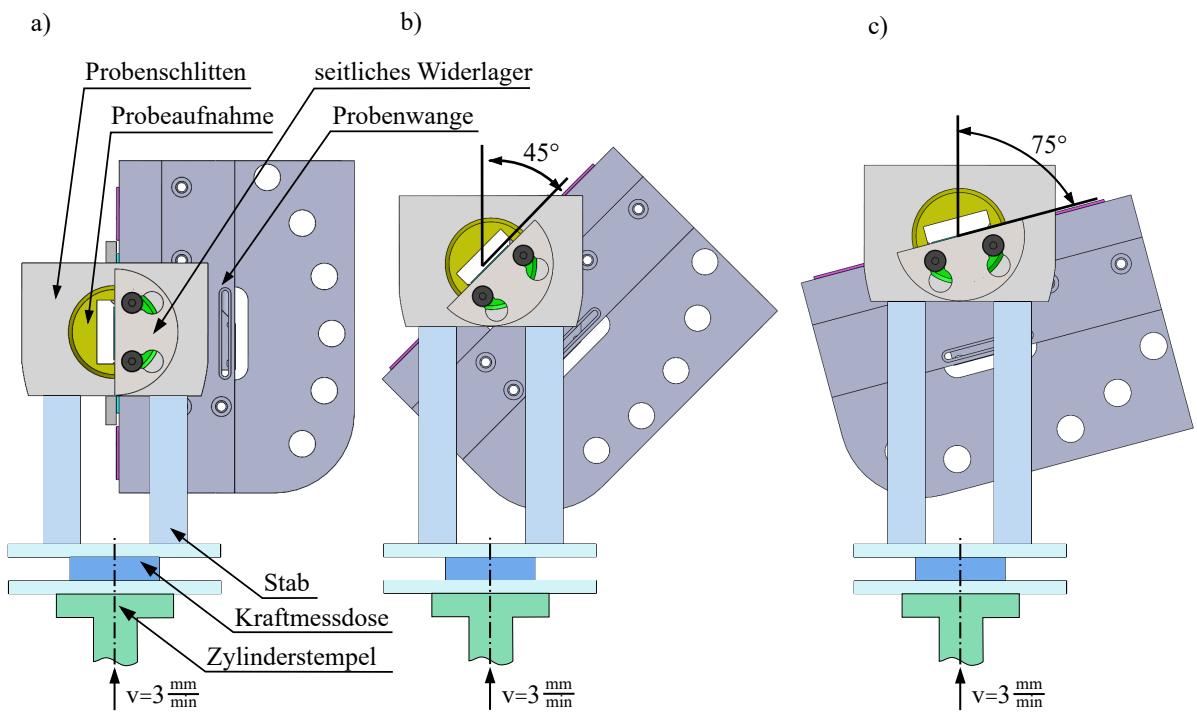


Abbildung 5.2: Probeneinspannung während der Prüfung im inkrementellen Kreuzzugversuch unter a1) 0° , a2) 45° , a3) 75°

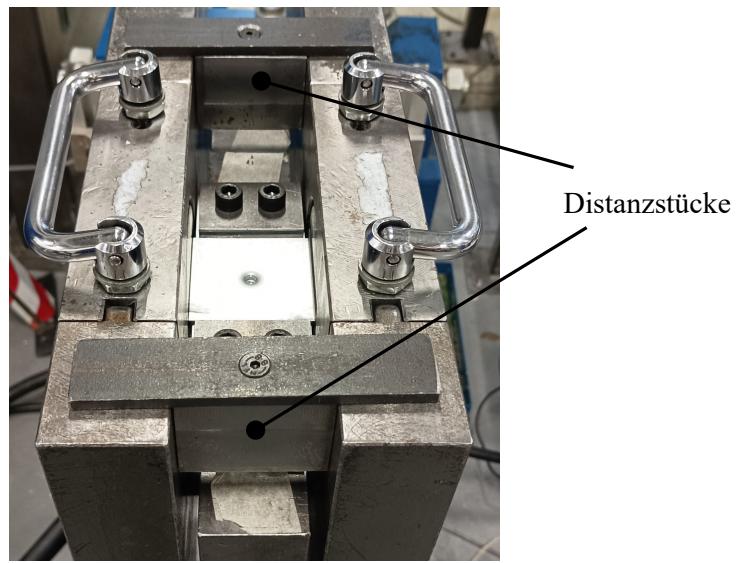


Abbildung 5.3: Versuchsstand zur inkrementellen Prüfung

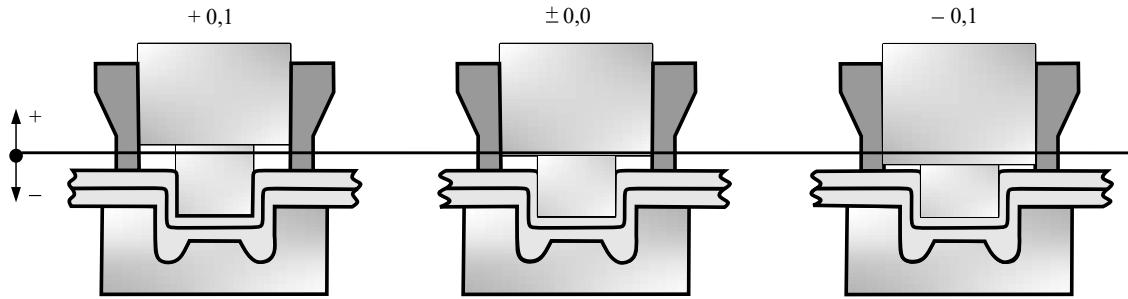


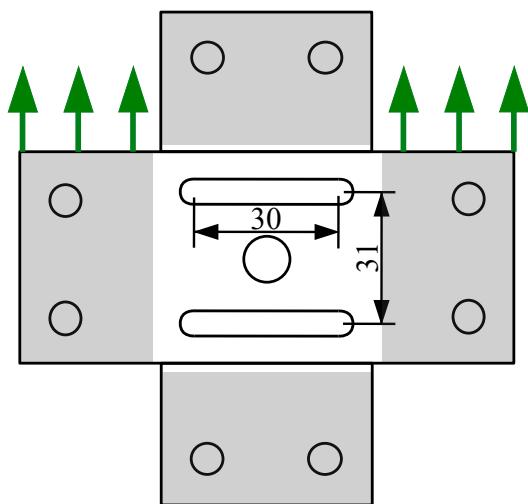
Abbildung 5.4: Stempelweg und Endlage in Bezug auf den Soll-Stempelweg a) Stempelweg um 0,1 mm zu gering / Endlage: +0,1 , b) Soll-Stempelweg / Endlage: 0,0 c) Stempelweg um 0,1 mm zu weit / Endlage: -0,1

In den Versuchsreihen D und E sind mit einem linearen Sickenwerkzeug durch inkrementelles Umformen gerade Sicken im Abstand von 15,5 mm in das stempelseitige Blech vor dem Clinchen eingebracht worden. Die Sicken weisen eine Länge von 30 mm auf und haben einen halbkugeligen Auslauf von ca. 2 mm (an der Oberseite gemessen). Die Varianten D und E unterscheiden sich durch die unterschiedliche Positionierung der Sicken in Bezug auf die Krafteinleitung. In der Variante D sind die Sicken quer und in Variante E längs zur Krafteinleitung positioniert. Da die Wirkung der Sicken vom Kraftfluss abhängig ist und diese durch den Versuchsaufbau bedingt bei 45° die Wirkrichtung wechselt, wechselt die Probengeometrie für die Längs- und Quersicken innerhalb einer Versuchsreihe. Dies ist in Abbildung 5.5 gezeigt.

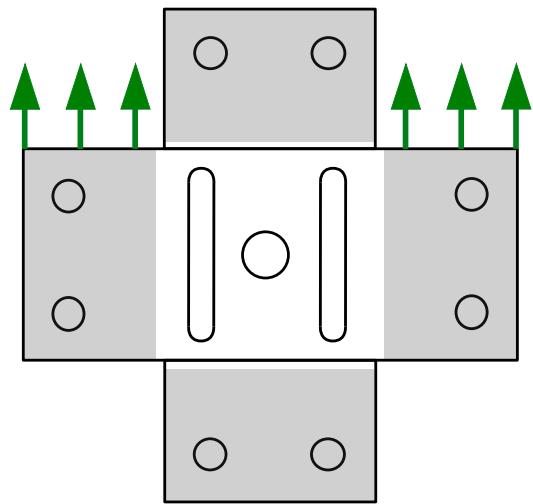
Unter jedem Winkel werden fünf Proben geprüft. Die Charakteristiken der hergestellten Varianten und deren Kurzbezeichnung sind zusammengefasst:

- Variante A: Soll-Stempelweg; (Kurzbezeichnung: $\pm 0,0$)
- Variante B: Stempelweg um 0,1 mm überschritten; (Kurzbezeichnung $-0,1$)
- Variante C: Stempelweg um 0,1 mm unterschritten; (Kurzbezeichnung $+0,1$)
- Variante D: Soll-Stempelweg mit eingebrachten Sicken quer zur äußeren Last (Kurzbezeichnung *Sicken quer* oder *Sq*)
- Variante E: Soll-Stempelweg mit eingebrachten Sicken längs zur äußeren Last (Kurzbezeichnung *Sicken längs* oder *Sl*)

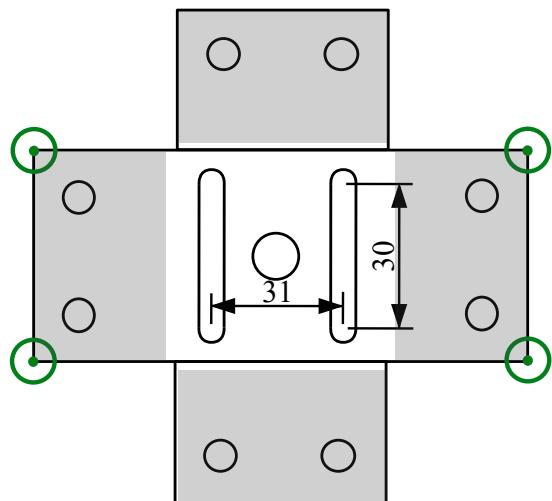
a1) 0° bis 45°



b1) 0° bis 45°



a2) 60° bis 75°



b2) 60° bis 75°

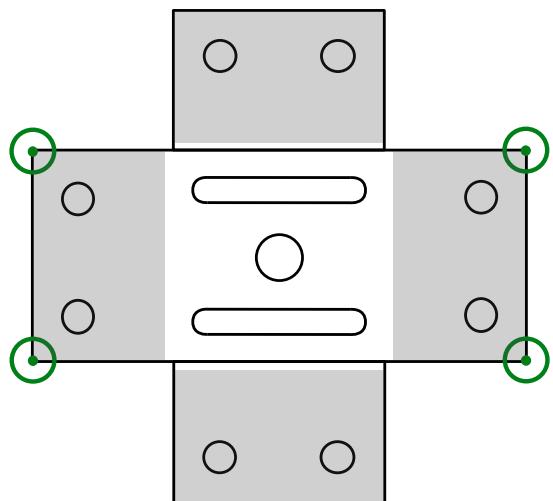


Abbildung 5.5: Einspannungen und verwendete Probengeometrie für die Versuchsreihen
a) der Variante D (quer), b) der Variante E (längs)

5.1.1.2 Versuchsreihe 2: Kopfzug- und Scherzugproben

In dieser Versuchsreihe werden für eine Scherzug- und für eine Kreuzkopfzug-Prüfung (nach Merkblatt [14]) gleichzeitig die Sickenanordnung (keine / quer / längs) und der Stempelweg ($-0,1 \pm 0,0 \pm 0,1$) variiert. Daraus ergeben sich neun verschiedene Kombinationen. Die Herstellung der Probenzuschnitte erfolgt aus dem gleichen Blechmaterial (HCT590X $t_0 = 1,5$ beidseitig) wie in Versuchsreihe 1. Ebenfalls wie in Versuchsreihe 1, erfolgt das Zuschneiden, das lokale Umformen von Sicken und der Setzprozess auf der Laser-Stanz-Maschine.

Die Überlapplänge der Proben beträgt 16 mm bei der Scherzug- und 50 mm bei der Kopfzugprobe. Im Kopfzug werden ebenfalls beidseitig 30 mm lange Sicken je im Abstand von 15,5 mm zum Mittelpunkt des Clinchpunktes in das Oberblech (stempelseitiges Blech) eingebracht. In die Scherzugproben werden 41 mm-lange Sicken ebenfalls in einem Abstand von 31 mm in das Oberblech eingebracht. Diese Oberblechkonfigurationen sind in den Abbildungen 5.6 und 5.7 a1) - a3) dargestellt.

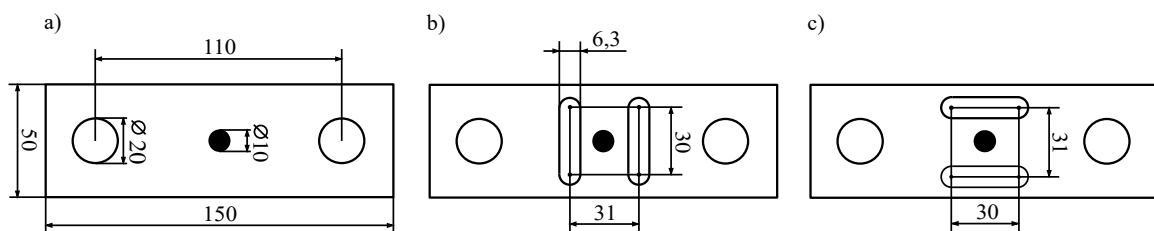


Abbildung 5.6: Kopfzugproben mit verschiedenen Geometrien des Oberbleches (Sicken nicht maßstabsgerecht)

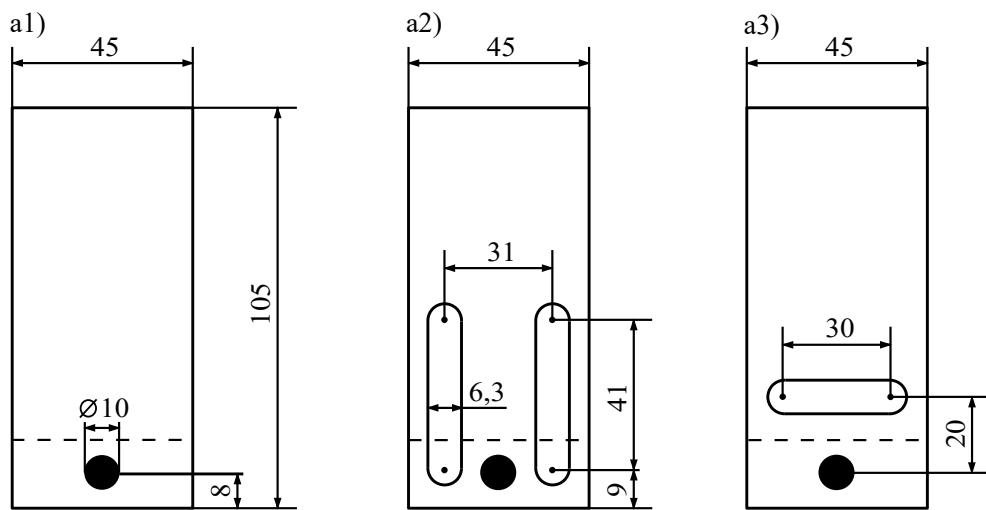


Abbildung 5.7: Scherzugproben mit verschiedenen Geometrien des Oberbleches (Sicken nicht maßstabsgerecht)

Die Prüfung der Scherzugproben erfolgt bei einer Einspann- und Messlänge von 95 mm in einer Universal-Zugprüfmaschine. Die Kopfzugproben werden in eine Vorrichtung eingespannt und ebenfalls mit einer Universal-Zugprüfmaschine geprüft. Der freie, quadratische Einspannbereich weist eine Breite von 54 mm auf. Die Probengeometrie und die Einspannbedingungen können der Abbildung 5.8 entnommen werden. Die Prüfung erfolgt weggesteuert mit einer Geschwindigkeit von 3 mm/min, wobei währenddessen der Maschinenweg und die Kraft aufgezeichnet werden. Die neun Probenvarianten sind nach der Stempelweg-Variante in die folgenden drei Versuchsreihen gegliedert.

- Unterversuchsreihe 2.1: Soll-Stempelweg um 0,1 mm überschritten (-0,1)
Varianten im Oberblech: keine Sicke, zwei Sicken quer, zwei Sicken längs
- Versuchsreihe 2.2: Soll-Stempelweg ($\pm 0,0$)
Varianten im Oberblech: keine Sicke, zwei Sicken quer, zwei Sicken längs
- Versuchsreihe 2.3: Soll-Stempelweg um 0,1 mm unterschritten (+0,1)
Varianten im Oberblech: keine Sicke, zwei Sicken quer, zwei Sicken längs

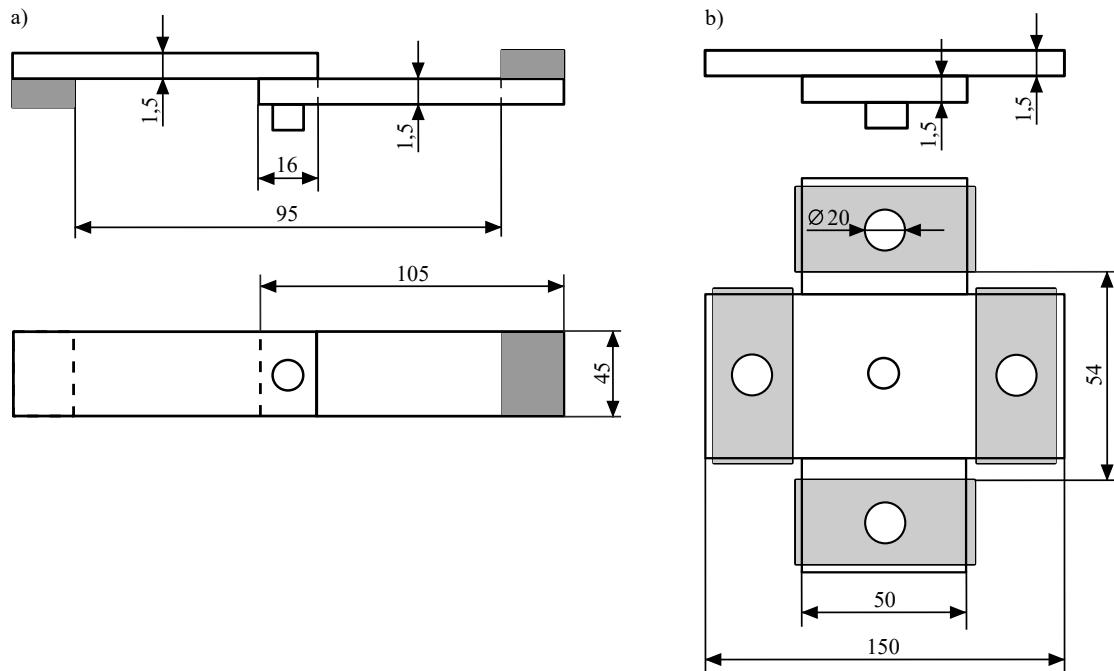


Abbildung 5.8: a) Scherzugprobe und b) Kopfzugprobe nach DVS-Merkblatt [14]

5.1.1.3 Versuchsreihe 3: Kopfzug und Scherzugproben bei Anlagenwechsel

Um auch den Einfluss des Wechsel der Fügeanlage bei gleichem Werkzeugsatz beispielhaft zu quantifizieren, werden in einem umfangreicherem Versuchsplan erneut Proben mit keiner Sicke, mit längs und mit quer eingebrachten Sicken hergestellt, diese aber auf dem Linearzyylinder anstatt der Laser-Stanz-Maschine und unter Verwendung desselben Werkzeugsatz geclincht. Zusätzlich werden alle Proben dieser Versuchsreihe mit einer dünneren

stempelseitigen Blechdicke von ($t_0 = 0,8 \text{ mm}$) hergestellt, um den Einfluss der Sicken besser untersuchen zu können. Das Zuschneiden aller Blechzuschnitte zur Probenherstellung und das Einformen von Sicken erfolgt wie in der vorherigen Versuchsreihe ebenfalls auf der Laser-Stanz-Maschine. Die Blechdickenkombinationen und Werkzeugsätze lauten detailliert:

- Blechdickenkombination 1: ($\hat{=}$ Versuchsreihen 1 und 2)
 $\text{HCT590X } t_{\text{stempelseitig}} = t_{\text{matrizenseitig}} = 1,5 \text{ mm};$
 Werkzeugsatz: TOX A50100 \ TOX BD8016 ($\hat{=}$ Versuchsreihen 1 und 2)
- Blechdickenkombination 2:
 $\text{HCT590X } t_{\text{stempelseitig}} = 0,8 \text{ mm und } t_{\text{matrizenseitig}} = 1,5 \text{ mm};$
 Werkzeugsatz: TOX A50100 \ TOX BD8014

Zur experimentellen Bestimmung des Einflusses von Sicken unter Normalkraft werden Kopfzugproben mit eingebrachten Sicken gefertigt. Die Anordnung dieser entspricht exakt der Anordnung aus den Versuchsreihen 1 und 2. Die Probenform und die Prüfbedingungen sind, bis auf die Abweichung der Blechdicke und der Clinchpunktgestalt bei der Blechdickenkombination 2, identisch mit den Kopfzugproben aus Versuchsreihe 2. Die Zuschnitte des stempelseitigen Bleches sind in Abbildung 5.6 dargestellt. Zur Bestimmung des Einflusses der Sicken auf eine schubdominierte Belastung werden je Blechdickenkombination zwei Versuchsreihen von Scherzugproben hergestellt. Die Blechzuschnitte weisen eine Breite von 48 mm auf und haben je nach Überlapplänge eine Länge von 105 mm (kurzer Überlapp) bzw. 135 mm (langer Überlapp). Die Einspann- und Messlänge während der Scherzugprüfung beträgt, wie in Versuchsreihe 2 95 mm. Die Scherzug-Proben können in die folgenden Versuchsreihen untergliedert werden und ihre Geometrie ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

- Scherzug-Versuchsreihe mit einem kurzem Überlappbereich von 18 mm
- Scherzug-Versuchsreihe mit einem großen Überlappbereich von 48 mm

Die Anordnung der Sicken wurde aus nachfolgenden Gründen gewählt:

Erstens wird eine größere Durchbiegung des stempelseitigen Bleches bei einer Blechdicke von $t_0 = 0,8 \text{ mm}$ erwartet, so dass die Wirkung der Sicken stärker zum Tragen kommen sollte. Zweitens wird davon ausgegangen, dass sich während der Prüfung eine „Biegelinie“ einstellt. Die Annahme ist, dass nur in den Bereichen, in denen eine starke Krümmung auftritt, eingebrachte Sicken einen Einfluss auf das Lastübertragungsverhalten haben. Drittens sind durch die Erhöhung der Überlapplänge eventuell gewisse Abstützeffekte des stempelseitigen Bleches auf dem matrizenseitigen Blech zu beobachten.

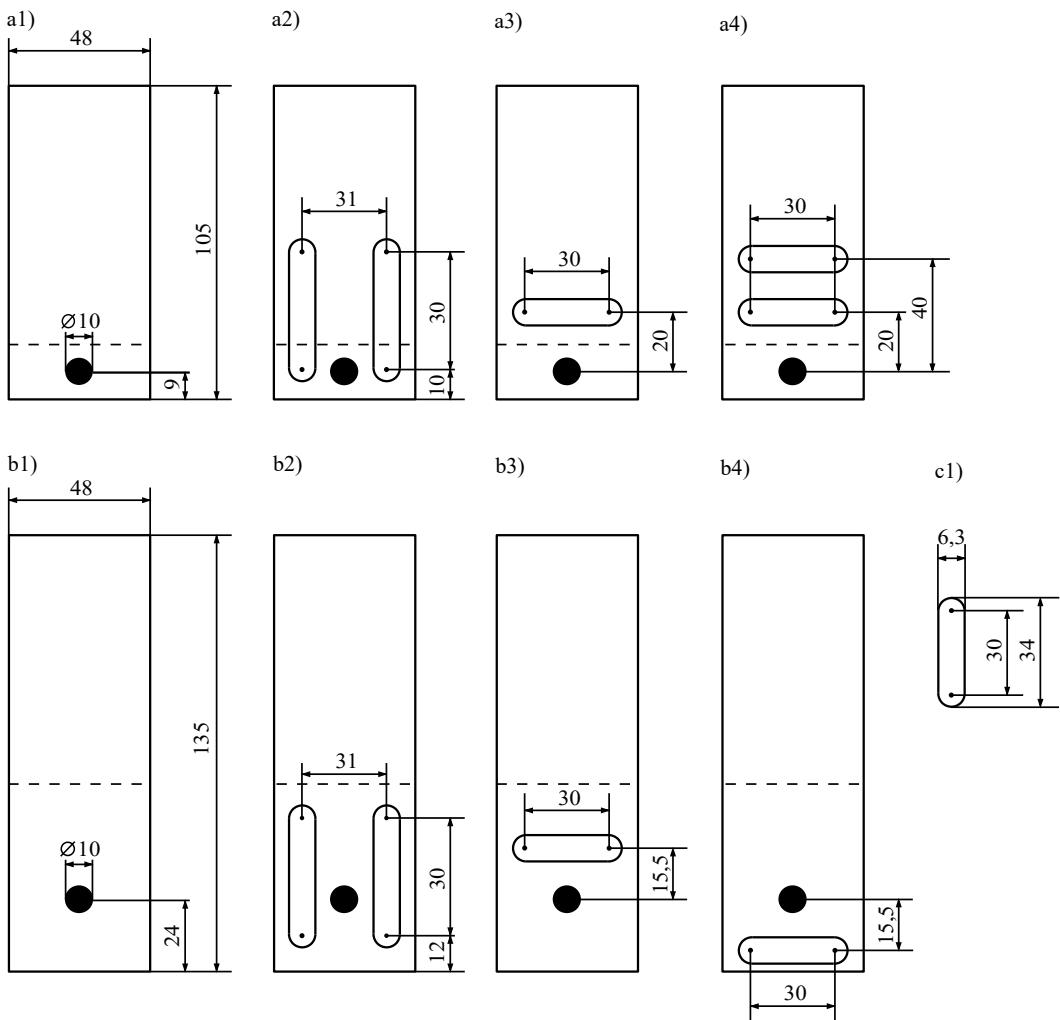


Abbildung 5.9: Scherzugproben mit verschiedenen Geometrien des Oberbleches (Sicken nicht maßstabsgetreu)

5.1.2 Ergebnisse

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in der Reihenfolge der Versuchsreihen. Nach der ersten und zweiten Versuchsreihe folgen ein Zwischenfazit und eine Erklärung der aufgetretenen Effekte. Diese werden mithilfe der Ergebnisse der dritten Versuchsreihe verifiziert. Zusätzlich wird durch den Wechsel der Fügeanlage eine Prozesskettenwandlung simuliert und quantifiziert.

Die inverse Parameteridentifikation der Steifigkeit durch lineare Regression erfolgt in diesem Kapitel in der Versuchsreihe 1 und 2 grundsätzlich mit den nachfolgend angegebenen Werten für das Bestimmtheitsmaß R^2 .

- Scherzug bei K1: $R^2 = 0,995$; Ausnahme bei K1_48_Sq_nach mit $R^2 = 0,991$
- Scherzug bei K2 immer $R^2 = 0,99$ bei $\ddot{U}l=18$ mm, bei $\ddot{U}l=18$ mm $R^2 = 0,98$ (Ausnahme: K1_48_Sq_vor $R^2 = 0,975$)

- bei Kopfzug erfolgte immer eine visuelle Kontrolle; der Startwert war $R^2 = 0,995$; das Bestimmtheitsmaß R^2 schwankt zwischen 0,99 und 0,998

5.1.2.1 Ermittelte Grenzkurven

Aus den Prüfungen werden für jeden Winkel die Maximalkraft und die maximal elastisch übertragbare Kraft bestimmt. Die Prüfungen erfolgen grundsätzlich mit fünf Proben je Winkel, wobei im Folgenden die Durchschnittswerte und die Standardabweichungen angegeben sind. Die Bestimmung der maximal elastischen Kraft erfolgt mit einer Ausgleichsgerade, die mittels einer linearen Regression erstellt wird. Als Bewertungskriterium wird das Bestimmtheitsmaß R^2 verwendet. Es werden so lange Messpunkte zur Regression hinzugenommen, bis der Grenzwert für R^2 erstmalig nicht erreicht wird. Als Ergebnisgerade wird dann die Regression verwendet, bei welcher der Grenzwert für R^2 zuletzt erfüllt wurde. In Tabelle 5.1 und in Abbildung 5.10 sind die ermittelten Werte für die initiale Konfiguration gezeigt. Für alle weiteren Kombinationen können die Ergebnisse im Anhang in Kapitel 8.2 nachgeschlagen werden. Die Versagensfälle sind bei allen Versuchsreihen identisch. Bei 90° erfolgt ein Ausknöpfen. Bei 75° und 60° versagt die Verbindung durch einseitiges Ausknöpfen mit anschließendem Halsriss. In den Lastfällen 45° bis 0° wird ein Versagen durch reinen Halsriss beobachtet.

Tabelle 5.1: Gemessene Kräfte der Variante A ($\pm 0,0$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$F_{Max} \pm 0,0$	4,304	4,098	3,929	3,501	3,312	3,084	2,961
$F_{Max,STA} \pm 0,0$	0,115	0,047	0,053	0,011	0,037	0,121	0,032
$F_{Max,el} \pm 0,0$	3,834	3,73	3,496	2,92	2,672	2,115	1,371
$F_{Max,el,STA} \pm 0,0$	0,104	0,068	0,094	0,099	0,116	0,127	0,322

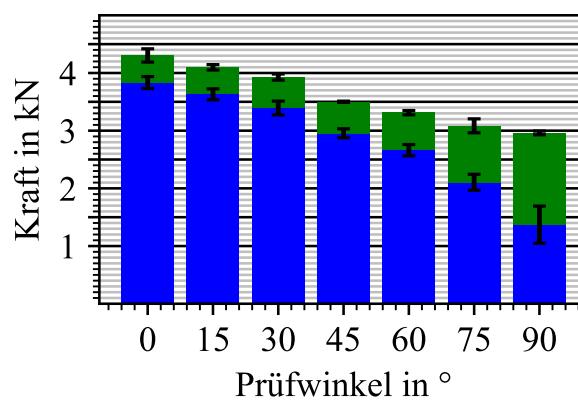


Abbildung 5.10: Gemessene Kräfte der Variante A ($\pm 0,0$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch

Durch das Einzeichnen und Verbinden der Durchschnittswerte der Kräfte entstehen in Normalkraft-Schubkraft-Diagrammen Grenzkurven. Die Grenzkurven in Abhängigkeit des Stempelweges sind in Abbildung 5.11 eingetragen. Folgende Schlussfolgerungen werden daraus abgeleitet. Die Grenzkurve der Maximalkraft des Clinchpunkt-Blechstückverbundes kann im schubdominierten Bereich (Prüfwinkel bzw. Belastungswinkel $\leq 30^\circ$) und im normalkraftdominierten Bereich ($\geq 60^\circ$) verändert werden. Eine Erhöhung des Stempelweges (Endlage: $-0,1$) führt zu einer größeren maximal übertragbaren Kraft unter reiner Normalbelastung (90°) und bei normalkraftdominanter Belastung (75°). Eine Verringerung des Stempelweges (Endlage: $+0,1$) erhöht die maximal übertragbare Kraft bei schubdominierter Belastung mit Normalkraftanteil (ca. $7,5^\circ \leq \alpha \leq 22,5^\circ$). Bei reiner Schubbelastung ändert sich die Grenzkurve der maximalen Kraft nur minimal. Die Grenzkurve der maximal elastisch übertragbaren Kraft ist bis auf die Erhöhung der Kraft zwischen $7,5^\circ$ und $22,5^\circ$ bei reduziertem Stempelweg von ebendiesem relativ unabhängig.

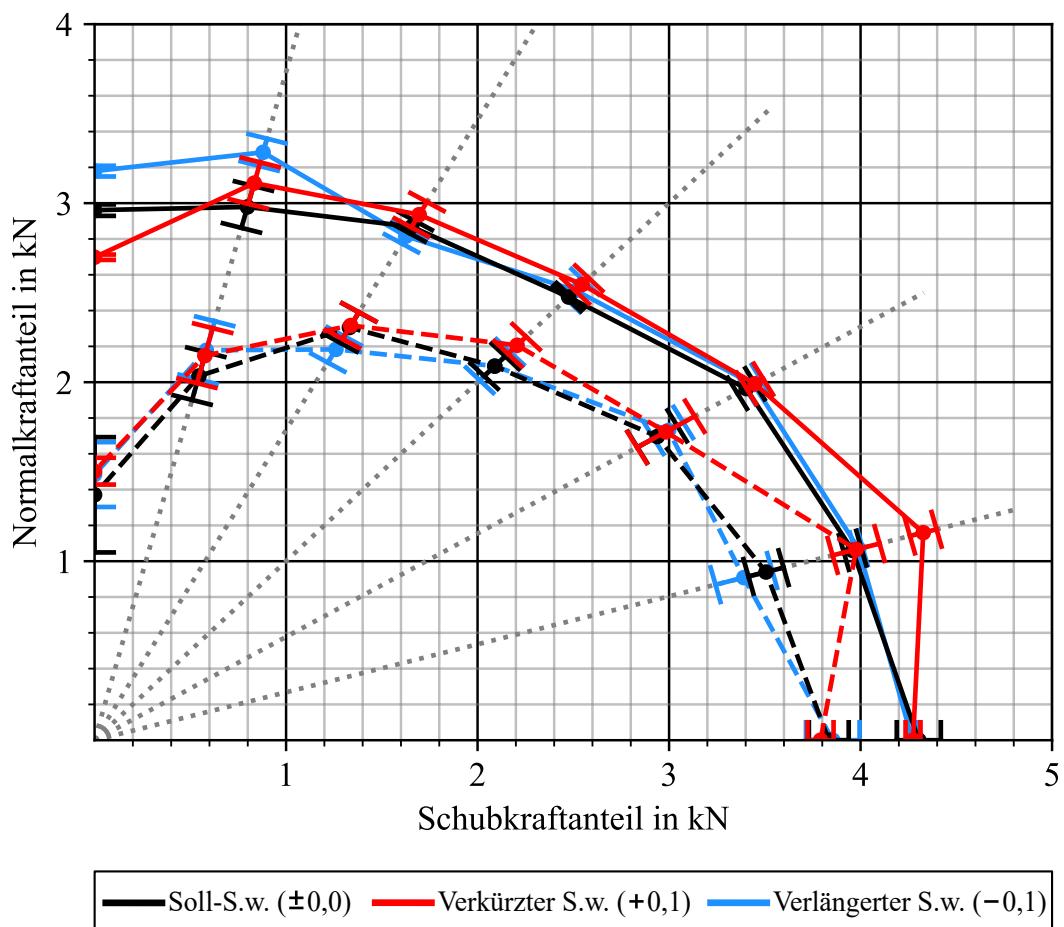


Abbildung 5.11: Grenzkurven der maximal elastisch übertragbaren Kraft und der Maximalkraft in Abhängigkeit des Stempelwegs

In Abbildung 5.12 sind die Grenzkurven für die Fügepunkt-Blechverbunde mit eingebrachten Sicken abgebildet. Bei den Grenzkurven der maximal elastisch übertragbaren Kraft ist nur bei einem Lastwinkel von $\alpha = 75^\circ$ ein signifikanter Unterschied erkennbar. Bei dominanter Schubbeanspruchung führt das Einbringen von Sicken in Längsrichtung zur Belastung zu einer Erhöhung der maximalen Kraft. Werden Quersicken eingebracht, wird die maximale Schubkraft reduziert. Die maximal übertragbare Kraft unter Kopfzugbelastung wird von den Sicken nicht beeinflusst. Bei quer angeordneten Sicken wird die maximal elastisch übertragbare Kraft bei Schubbelast reduziert.

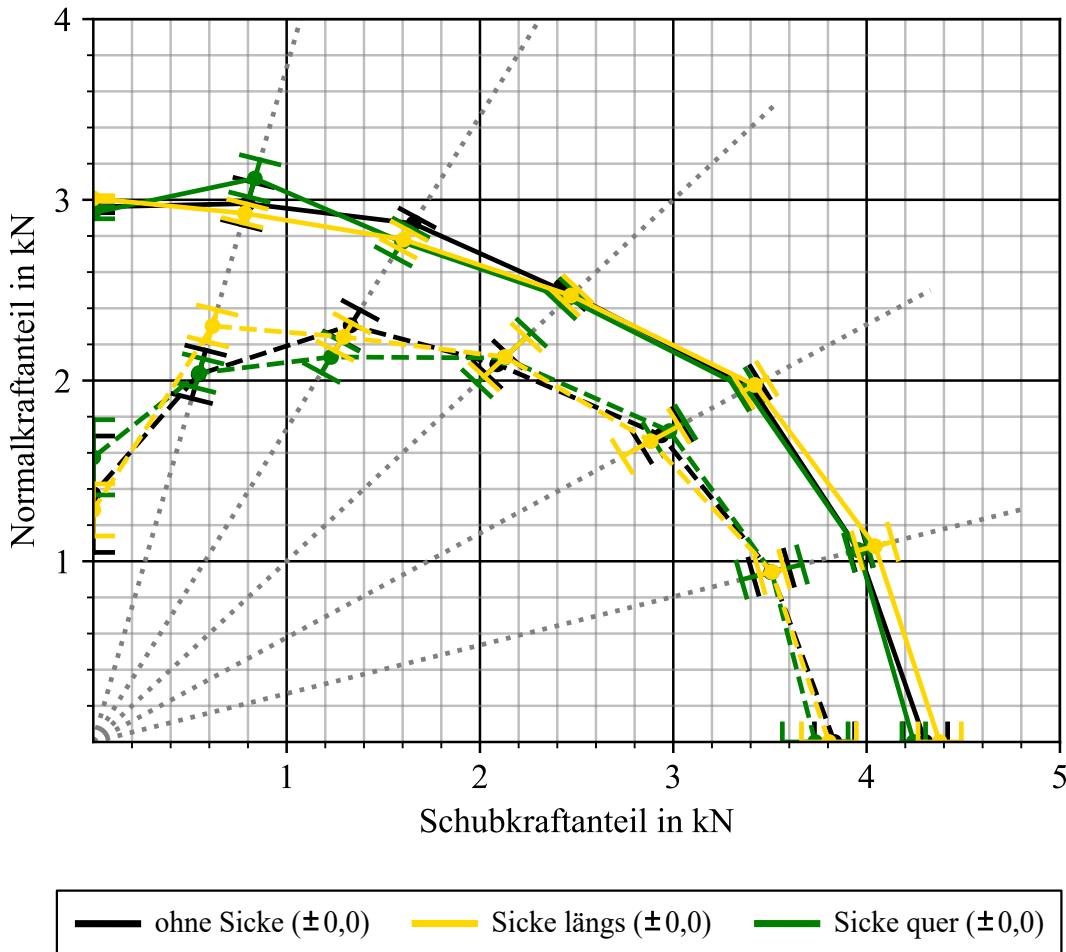


Abbildung 5.12: Grenzkurven der maximal elastisch übertragbaren Kraft und der Maximalkraft in Abhängigkeit von eingebrachten Sicken

5.1.2.2 Wirkung von Sicken und verändertem Fügestempelweg

Mit den Proben aus Versuchsreihe 2 werden durch Vergleich der Steifigkeiten, der maximal elastisch und der maximal übertragbaren Kraft, der Einfluss der Sicken, der Stempelwegänderung und ihre gegenseitige Wechselwirkung bestimmt. Neben der Bestimmung der

Wechselwirkung werden die Proben dieser Versuchsreihe benötigt, um die Steifigkeiten für die in Versuchsreihe 1 getesteten Konfigurationen zu bestimmen. Bei den Scherzugversuchen kann die hintere Quersicke weggelassen werden, da diese keinen Einfluss auf die gemessenen Scherzugsteifigkeiten hat (siehe Kapitel 5.28).

In diesem Kapitel werden die bestimmten Zahlenwerte der Steifigkeiten und Kräfte in Diagrammen dargestellt und daraus Erkenntnisse abgeleitet. Tabellarisch sind diese Werte im Anhang in den Kapiteln 8.3 und 8.4 aufgeführt.

Die ermittelten Steifigkeiten aller Probenvarianten in Abhängigkeit des Vorhandenseins von Sicken, deren Orientierung und des Stempelweges sind in Abbildung 5.13 gezeigt. Daraus werden drei Tendenzen abgeleitet. Erstens wird mit Zunahme des Stempelwegs (Endlage -0,1) die Steifigkeit gesteigert. Zweitens wird die Steifigkeit durch quer angeordnete Sicken reduziert. Drittens erhöhen längs angeordnete Sicken die Steifigkeiten. Allerdings ist zu beachten, dass diese Tendenzen nicht allgemeingültig sind, sondern von der Gestalt des Clinchpunktes abhängig sind. In Abbildung 5.13 a) ist zu erkennen, dass bei einem zu geringen Stempelweg (hier: +0,1) auch durch Quersicken die Kopfzugsteifigkeit erhöht wird. Der Grund für diese „Anomalie“ wird zur Kenntnis genommen und nicht weiter untersucht. Für die Scherzugproben wird das Verformungsbild der Proben mit Soll-Stempelweg in Kapitel 5.2 untersucht, wodurch darauf geschlossen werden kann, dass bei einem großen Hinterschnitt ein stärkeres einseitiges Ausknöpfen (bzw. Ausrollen) des Clinchpunktthalses aus dem -napf begünstigt wird. Dadurch ist die Scherzugsteifigkeit bei der Probe $Sq(-0,1)$ reduziert.

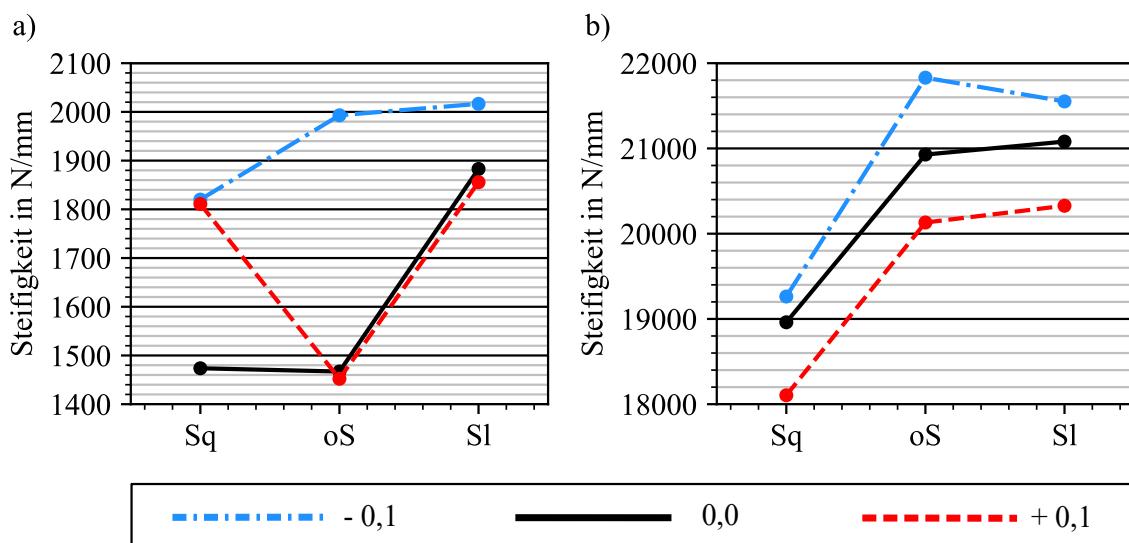


Abbildung 5.13: Steifigkeiten in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken
 a) Kopfzug
 b) Scherzug

Wichtig ist zu erwähnen, dass im Kopfzugversuch zwei lineare Bereiche auftreten und im Scherzugversuch nur einer, was in den Kraft-Weg-Kurven in Abbildung 5.14 beispielhaft gezeigt ist. Im Weiteren erfolgt die Betrachtung der beiden Lastfälle, Kopfzug und Scherzug, für die Versuchsreihe 2 getrennt nacheinander.

Die durch Regression bestimmten Kopfzugsteifigkeiten in beiden Bereichen sowie die gemittelte Kopfzugsteifigkeit (maximal elastische Kraft dividiert durch die zugehörige Verschiebung) sind in Abbildung 5.15 in Abhängigkeit des Stempelweges über die verschiedenen Sickenvariationen aufgetragen. Wie zu erkennen, beträgt die Steifigkeit im zweiten Bereich ca. ein Drittel der Anfangssteifigkeit. In allen drei Kurvenscharen ist bis auf die schon genannte Ausnahme ($Sq +0,1$) eindeutig zu erkennen, dass sowohl ein verlängerter Stempelweg als auch ein Versteifen durch Längssicken zu höheren Kopfzugsteifigkeiten führt. Für einen geringeren Stempelweg oder quer angebrachte Sicken gelten die gegenläufigen Tendenzen - ebenfalls sowohl für die einzelnen Steifigkeitsbereiche als auch für die gemittelte Kopfzugsteifigkeit.

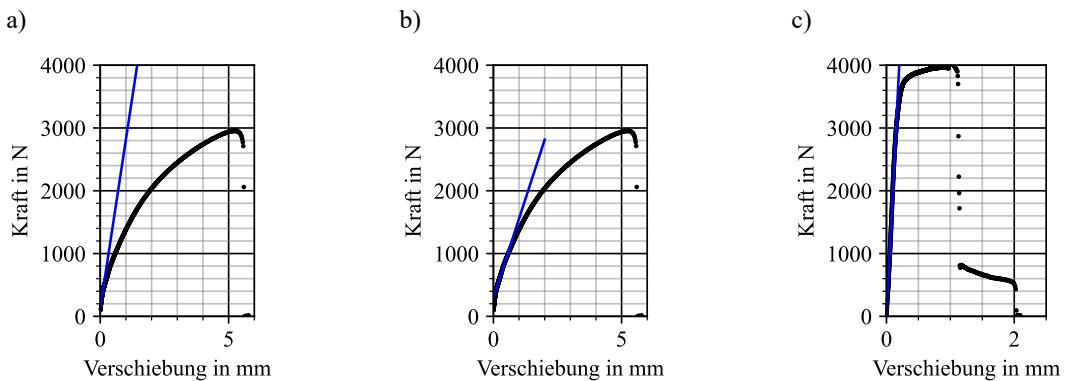


Abbildung 5.14: Regression zur Ermittlung der Steifigkeiten; beispielhaft an einer Probe mit Soll-Stempelweg ($\pm 0,0$) und ohne Sicke (Versuchsreihe 2.2): a) erster Bereich im Kopfzugversuch b) zweiter Bereich im Kopfzugversuch c) Scherzugversuch

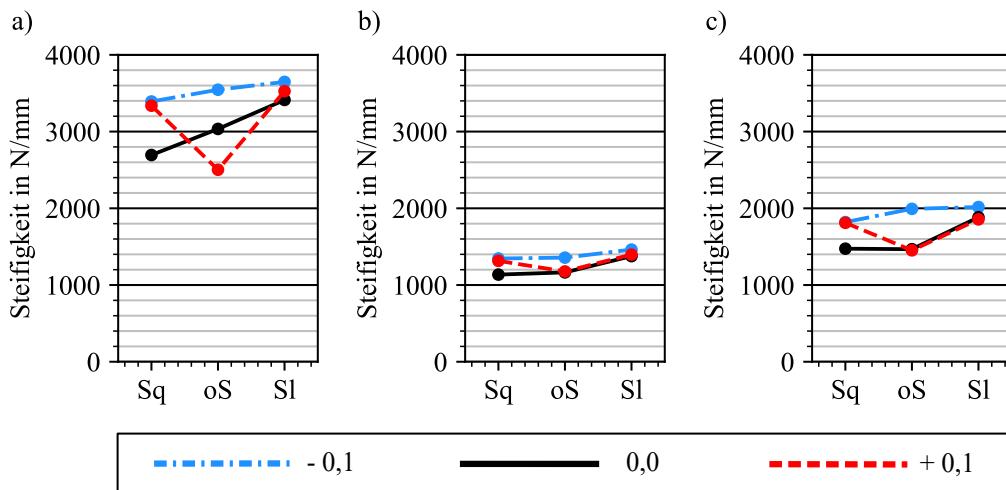


Abbildung 5.15: Kopfzugsteifigkeiten in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken a) Bereich 1 b) Bereich 2 c) gemittelt

Aus den Durchschnittswerten aus Abbildung 5.16 geht die Tendenz hervor, dass die Einbringung von Sicken die maximal elastisch übertragbare Kopfzugkraft unabhängig von ihrer Anordnung erhöht (siehe auch Abbildung 5.12). Diese Beobachtung kann nicht ohne Weiteres experimentell erklärt werden, sondern es Bedarf hierzu optischer Auswertungen wie in Kapitel 5.2 anhand der Auswertung von Scherzugversuchen gezeigt. Da die Abweichungen der Grenzkurve der maximal elastisch übertragbaren Kraft aufgrund von Sicken sehr gering sind und Fügepunkte hauptsächlich auf Schub belastet sind, wird auf die Durchführung von Versuchen mit optischer Messtechnik an dieser Stelle verzichtet.

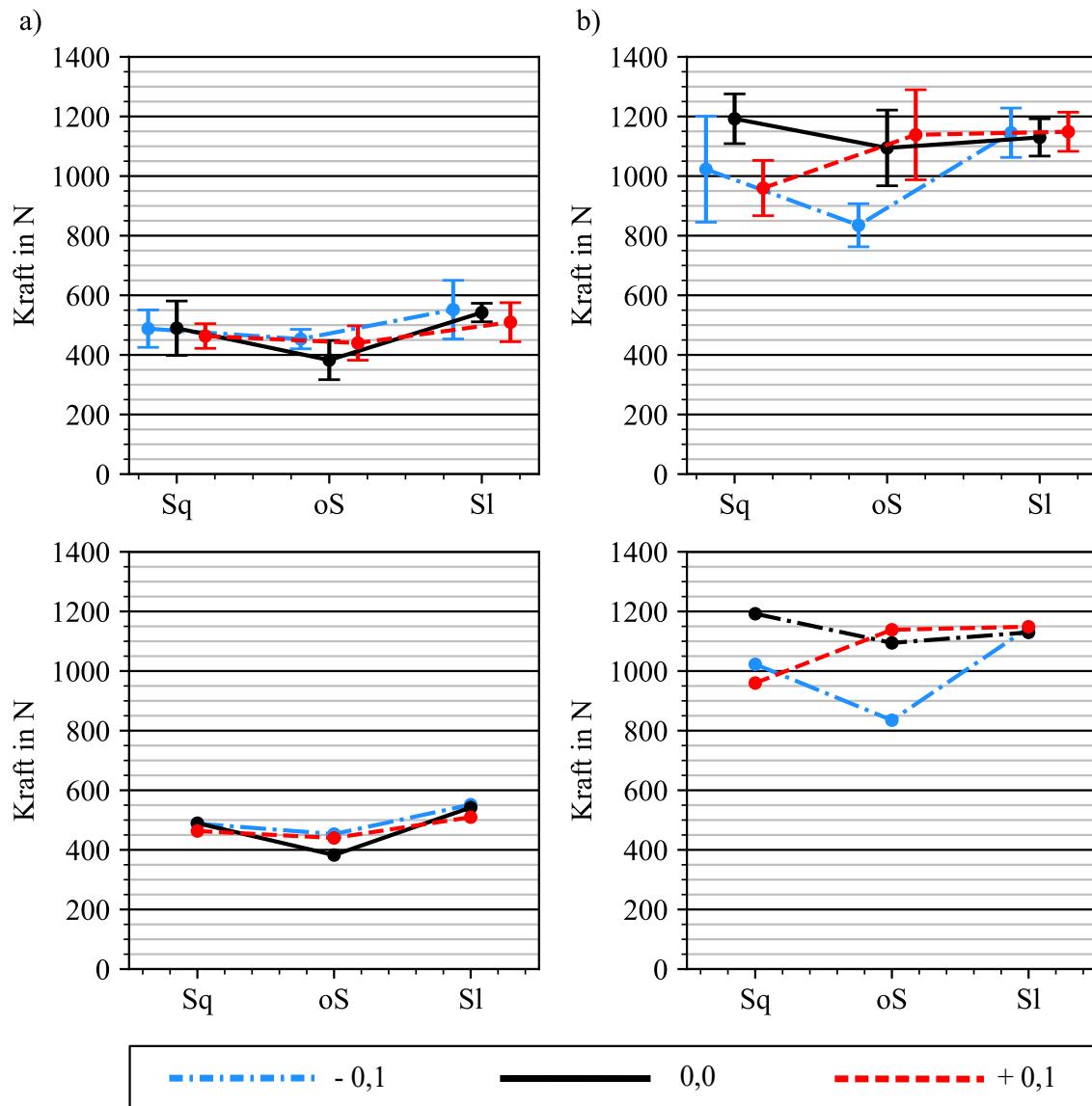


Abbildung 5.16: Maximal elastisch übertragbare Kopfzugkraft in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken: a) linearer Bereich 1 b) linearer Bereich 2

Die maximale Kopfzugkraft wird durch das Einbringen von Sicken geringfügig verändert. Durch die Einbringung von quer angeordneten Sicken wird eine minimal kleinere Maxi-

malkraft gemessen und bei den Proben mit Längssicken eine minimal größere Kraft. Ein größerer Stempelweg führt zu einer größeren und ein kleinerer Stempelweg zu einer geringeren Maximalkraft. Dies ist in Abbildung 5.17 zu sehen. Dies wird wie folgt erklärt: Wird der Hinterschnitt durch einen längeren Stempelweg vergrößert wird mehr Kraft benötigt, um die Kante des Hinterschnittes radial in die Mitte zu stauchen, damit der Clinchpunktnapf ausknöpfen kann. Diese Stauchung des Clinchpunktkopfes radial nach innen wird durch ein weiches sich mitbiegendes stempelseitiges Blech unterstützt, weshalb auch bei den Proben mit Längssicken erhöhte Maximalkräfte gemessen werden.

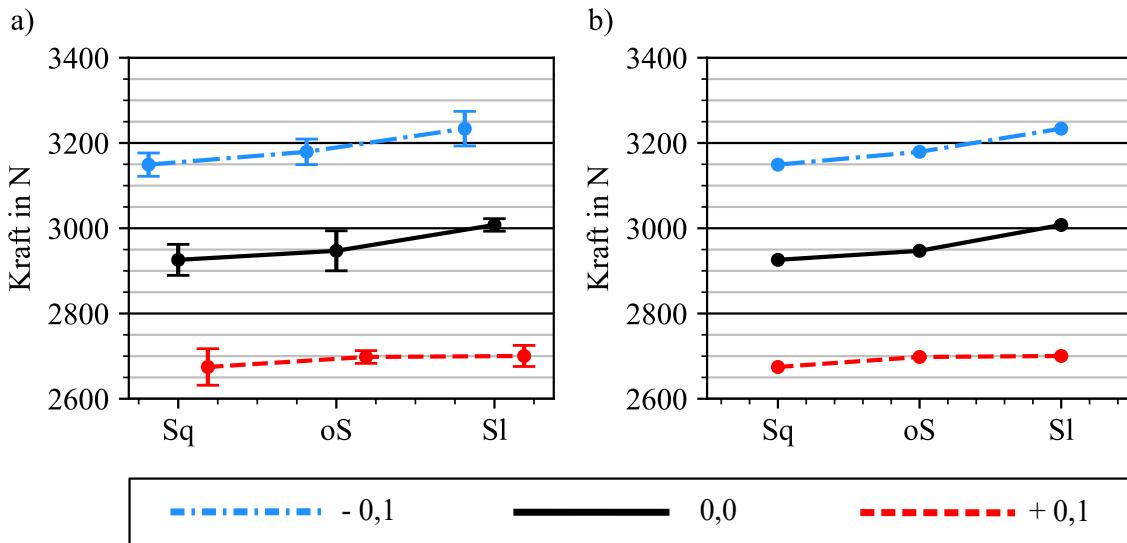


Abbildung 5.17: Maximalkräfte unter Kopfzugbelastung in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken: a) mit Standardabweichungen, b) Mittelwerte

Die im **Scherzuglastfall** gemessenen Steifigkeiten, maximal elastisch übertragbaren Kräfte sowie die Maximalkräfte sind in den Abbildungen 5.18 bis 5.20 gezeigt. Das Einbringen einer Sicke quer zur Beanspruchung reduziert die Scherzugsteifigkeiten deutlich. Bei Sicken längs zur Lastrichtung hingegen wird die Scherzugsteifigkeit tendenziell erhöht. Die maximal elastisch übertragbare Kraft erhöht sich durch die Einbringung von Sicken, unabhängig von ihrer Anordnung. Dies steht im Widerspruch zu der Auswertung im Schublastfall bei der inkrementellen Prüfung (siehe Grenzkurve in Abbildung 5.12). Dieser Widerspruch löst sich auf wenn berücksichtigt wird, dass bei einem Scherzugversuch, durch die nicht vorhandene seitliche Lagerung, deutlich mehr Biegung induziert wird. Der Clinchpunktthals kippt in den Scherzugprüfungen deutlich stärker im Clinchpunktnapf als bei den Schubprüfungen (0°) im Kreuzzugversuch. Aus dem Diagramm der Maximalkräfte ist sichtbar, dass diese nur minimal durch eingebrachte Sicken beeinflusst werden. Aufgrund des Versagens durch Halsriss ist dies auch zu erwarten. Es gilt dennoch, dass die maximal übertragbare Kraft durch Längssicken minimal gesteigert wird. Durch die Variation des Stempelweges werden die Kurven der Steifigkeit und der maximal elastisch übertragbaren Kraft auf der Ordinate verschoben. Der Grund hierfür ist dass

durch einen größeren Hinterschnitt dem Verkippen des Clinchpunktkopfes aus dem -napf entgegenwirkt wird und damit mehr Schubkraft über den Kontakt am Hals übertragen werden kann. Der Einfluss der quer eingebrachten Sicken auf die Scherzugsteifigkeit ist allerdings deutlich größer als der Einfluss des Stempelwegvariation um $\pm 0,1$ mm. Bei der Maximalkraft ist - bis auf die Tatsache, dass diese fast konstant ist - keine Tendenz über den Stempelweg erkennbar.

Aus den bisherigen Untersuchungen lassen sich verschiedene Erkenntnisse ableiten. Die

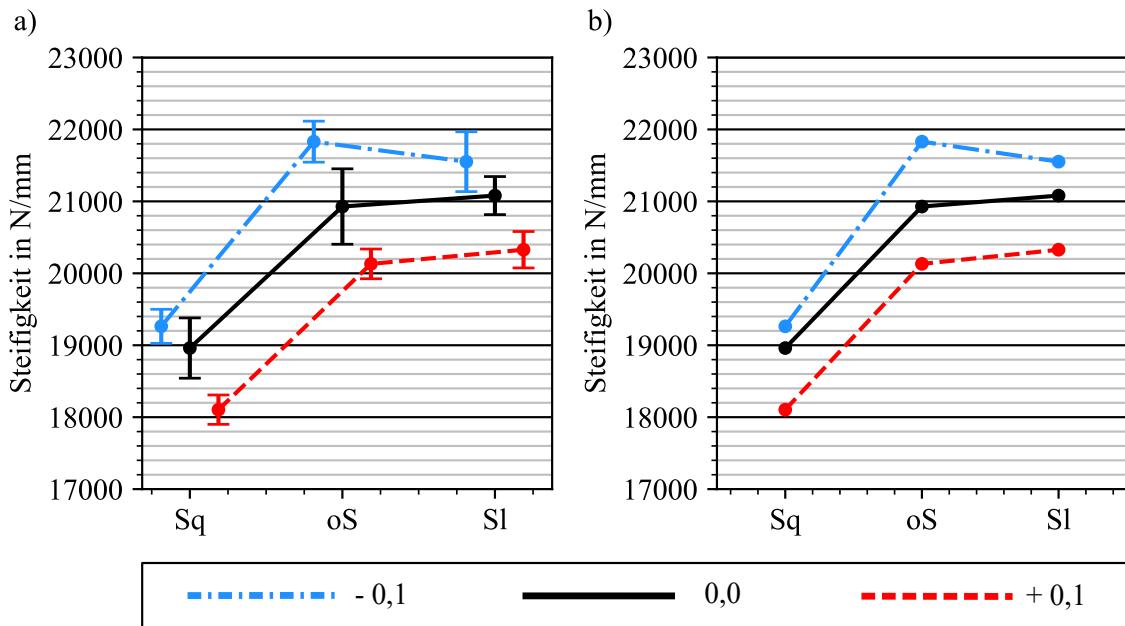


Abbildung 5.18: Scherzugsteifigkeit in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken:
a) mit Standardabweichungen, b) Mittelwerte

Zusammenhänge zwischen dem **Stempelweg** und der Maximalkraft im Scherzug- und Kopfzugversuch sind, wie im Stand der Technik beschrieben, ausführlich in der Literatur dokumentiert worden. Durch eine Erhöhung des Stempelweges wird der Hinterschnitt größer. Dies bedeutet, dass der Formschluss in der Verbindung in axialer Richtung erhöht ist. Bei der Kopfzugbelastung führt dies im Versagensfall Ausknöpfen zu einer größeren maximalen Kraft und zu einer größeren Steifigkeit. Im Scherzuglastfall steigt ebenfalls die Steifigkeit, da der erhöhte Hinterschnitt dem Verkippen des Clinchpunktes anfangs stark entgegenwirkt. Diese Begründung der Erhöhung der Scherzugsteifigkeit durch die Unterdrückung des Verkippens ist in [94] beschrieben. Ebenfalls ist aus der Literatur bekannt, dass die Erhöhung des Hinterschnittes einen vernachlässigbaren Einfluss auf die maximale Scherzugkraft hat, wenn die Verbindung unter Scherzug durch Halsriss versagt. Der Grund ist, dass die Halsdicke bei der Stempelwegvariation fast konstant bleibt und diese bei dem Versagensfall Halsriss entscheidend für die Maximalkraft ist. Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen diese Schlussfolgerungen bei Proben ohne Sicken uneingeschränkt.

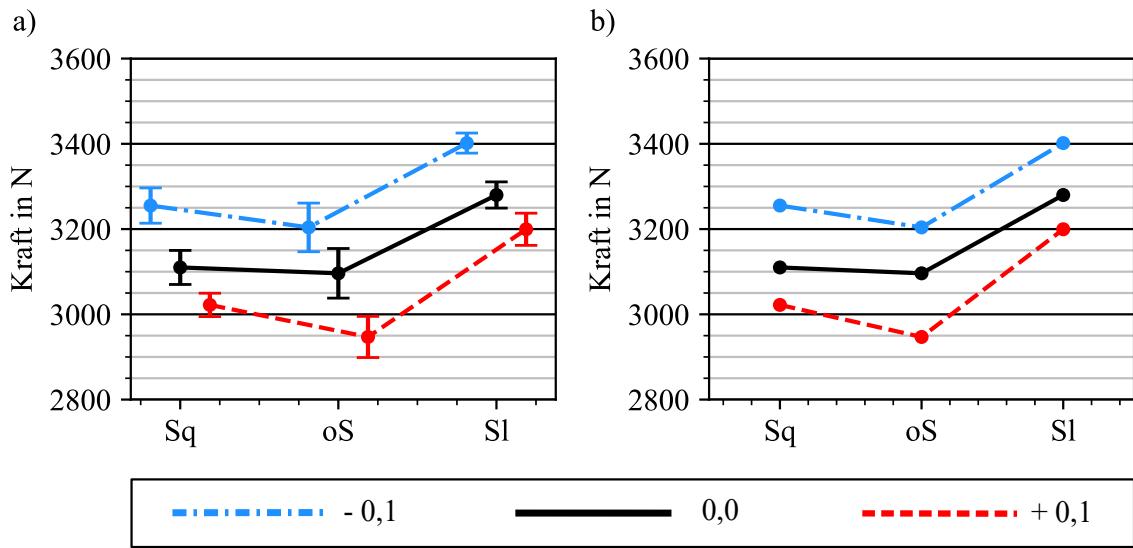


Abbildung 5.19: Maximal, elastisch übertragbare Kraft bei einer Scherzugbelastung in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken: a) mit Standardabweichungen, b) Mittelwerte

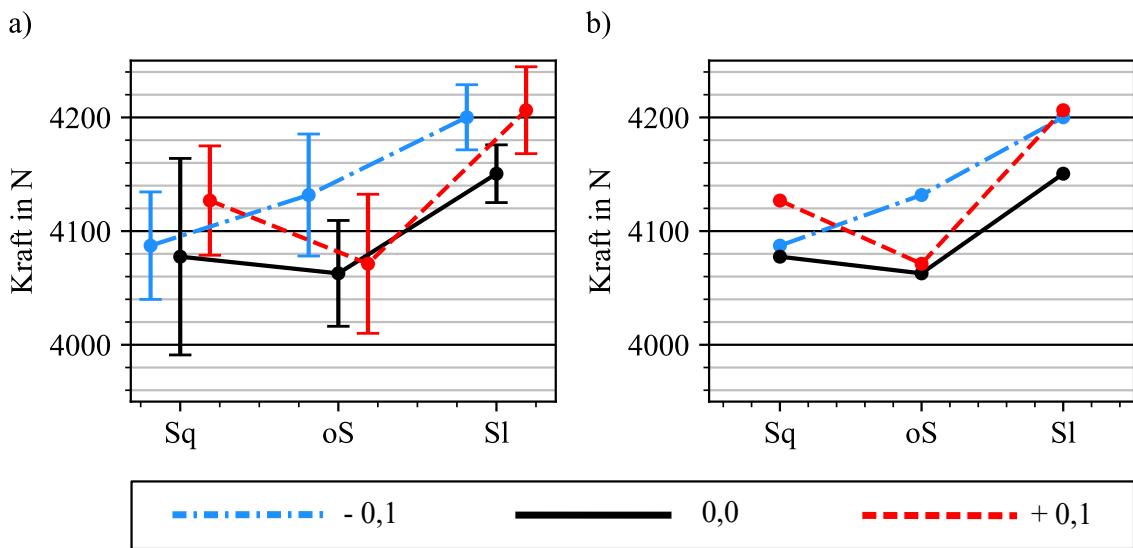


Abbildung 5.20: Maximalkräfte unter Scherzugbelastung in Abhängigkeit des Stempelwegs und der Sicken: a) mit Standardabweichungen, b) Mittelwerte

Die maximal elastisch übertragbare Kraft in der Kreuzkopfzugprüfung verringert sich tendenziell mit einem größerem Stempelweg und damit einhergehend größerem Hinterschnitt. Die Ausnahme bildet hierbei die Kopfzugprobe mit reduziertem Hinterschnitt und eingebrachten Quersicken. In der Scherzugprüfung steigt die maximal übertragbare elastische Kraft bei einem größerer ausgeprägtem Hinterschnitt gewöhnlicherweise.

Zudem ist bei einem Prüfwinkel (siehe Abbildung 5.11) von 15° bei reduzierten Stempelweg und Hinterschnitt eine Erhöhung der maximal elastisch übertragbaren Kraft, als auch der maximalen Kraft zu erkennen. Dies wird mit dem Kippverhalten der Probe erklärt. Ein geringer Hinterschnitt führt zu einem geringeren Verkippen der Probe, wodurch mehr Kraft über den Formschluss am Hals in Blechrichtung übertragen wird. Dies führt zu gesteigerten maximal übertragbaren Lasten.

Die Untersuchungen über den Einfluss von **eingebrachten Sicken** in der Nähe der Fügepunkte, deren Lage und der Beanspruchungsrichtung kann grundsätzlich wie folgt interpretiert werden. Liegen die Sicken quer zur Belastungsrichtung wird die Biegesteifigkeit des Bleches reduziert und die effektiven Normal- und Schub-Clinchpunktsteifigkeiten sinken. Die maximal elastisch übertragbare Kraft steigt durch die Einbringung von Sicken unabhängig von ihrer Anordnung in der Kopfzug- als auch bei der Scherzugprüfung. Auch hier bildet die Probe mit einer Quersicke und reduziertem Hinterschnitt bei der Kopfzugbelastung die Ausnahme. Bei reiner Schubbelastung im modifizierten Kreuzzugversuch (siehe Versuchsreihe 1) wird die maximal elastisch übertragbare Kraft durch eine Quersicke verringert und bleibt bei eingebrachten Längssicken konstant. Die maximalen Kopfzugkräfte werden durch Quersicken verkleinert und durch Längssicken erhöht. Bei reiner Schubprüfung mit der modifizierten Kreuzzugprobe ist dieses Ergebnis auch erkennbar. Für die Clinchpunktsteifigkeiten in der Kopfzugprüfung wird davon ausgegangen, dass die Steifigkeit umso höher ist, je senkrechter die in Kontakt stehenden Flächen im Hinterschnitt zueinander wirken. Deshalb führt eine geringere Durchbiegung aufgrund einer höheren Biegesteifigkeit des stempelseitigen Bleches zu einer Erhöhung der Kreuzkopfzugsteifigkeit und eine Reduzierung der Biegesteifigkeit zu dem gegenteiligen Effekt. Der Ausreißer der Probe $Sq(+0,1)$ ist mit diesen Messdaten allein nicht erklärbar.

Um die Annahme, dass die unterschiedlichen gemessenen Steifigkeiten und Kräfte auf die Durchbiegung der Probe zurückzuführen sind, zu validieren, werden die Proben der Versuchsreihe 3 (Abbildung 5.9) geprüft und ausgewertet. Ist die Ursache der gemessenen Steifigkeiten und Kräfte die sich einstellende Verformung der Bleche, müsste eine Quersicke in einem nicht lasttragenden Bereich keinen Einfluss auf die Messungen haben. Die Erhöhung der Überlapplänge müsste bei ungesickten Proben zu einem Abstützungseffekt und höheren Steifigkeiten und übertragbaren Kräften führen. Durch eine Reduzierung der Blechdicke des stempelseitigen Bleches wird ein anderer Clinchpunkt gefertigt und der Einfluss von Sicken sollte, aufgrund der größeren Biegesteifigkeitsänderung durch dieselbe Sickengröße bei dünnerem Ausgangsblech, größer sein. Da für die Auslegungsmethode in Kapitel 6 auch eine ungewollte Änderung der Prozesskette benötigt wird, sind die Proben dieser Versuchsreihe auf dem Linearzylinder anstatt auf der Laser-Stanz-Maschine gesetzt worden. Für die Kombination 1 wurde derselbe Werkzeugsatz benutzt. Bei der Kombination 2 wurde aufgrund der geringeren Blechdicke des stempelseitigen Bleches eine Matrize mit einer um 0,2 mm geringeren Matrizontiefe verwendet. Die nachfolgende

Auswertung der Proben ist nach den Auswertegrößen und der Überlapplänge geordnet. Zusätzlich erfolgt bei den Auswertungen der Proben mit der kurzen Überlapplänge (Proben a1) bis a4) in Abbildung 5.9) ein Vergleich mit den Proben aus Versuchsreihe 2, um den Unterschied durch den Wechsel der Fügeanlage darzustellen. Zum besseren Verständnis wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Proben aus zwei gleichdicken 1,5 mm-Blechen als Kombination 1 und die Proben, in denen ein stempelseitiges Blech mit einer Blechdicke von 0,8 mm mit einem 1,5 mm dicken matrizenseitigen Blech verbunden wurde, als Kombination 2 bezeichnet wird. (siehe Kapitel 5.1.1.3)

In Abbildung 5.21 sind die Kopfzugsteifigkeiten der Kombination 1 eingetragen. Die Kopfzugsteifigkeiten der Versuchsreihe 3 liegen in beiden Steifigkeitsbereichen unter den Werten aus Versuchsreihe 2. Zusätzlich ist zu beobachten, dass die Steifigkeit bei eingebrachter Quersicke in beiden Bereichen leicht ansteigen. Dieses Verhalten wurde oben nur bei den Proben mit geringerem Stempelweg (Endlage +0,1 mm) beobachtet. Dies ist ein Hinweis darauf, dass eventuell die Hinterschnittausbildung durch den Wechsel der Fügeanlage geringer ausgeprägt ist.

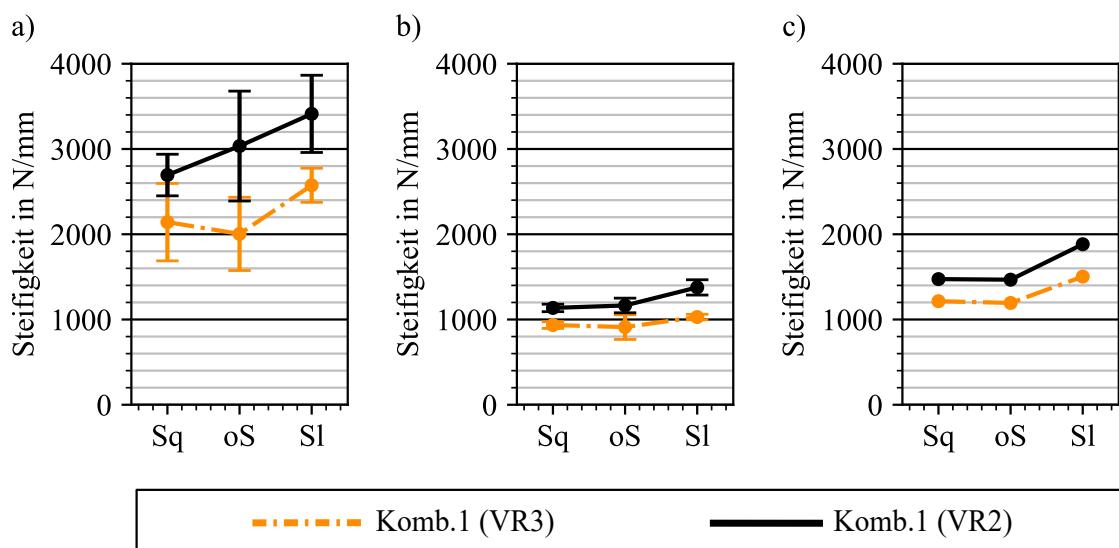


Abbildung 5.21: Kopfzugsteifigkeiten bei Fügung auf der Laser-Stanz-Maschine (VR2) und auf dem Linearzyylinder (VR3): a) linearer Bereich 1 b) linearer Bereich 2 c) gemittelt

Bei der Kombination 2 mit dem dünneren Oberblech ($t_{Obl} = 0,8 \text{ mm}$) tritt nur ein linearer Bereich auf, wodurch die Kopfzugsteifigkeit direkt bestimmt werden kann. In Abbildung 5.22 sind die Kopfzugsteifigkeiten der Kombination 1 aus beiden Versuchsreihen und der Kombination 2 über die Sickenanordnungen eingetragen. Da die Quersicke zu keiner Veränderung der Steifigkeit bei der Kombination 2 führt, wird die Theorie aufgestellt, dass die Belastung im Clinchpunkt nur bis zu einem bestimmten Wert geändert werden kann. Ist das stempelseitige Blech dünner als ein unterer Blechdicken-Grenzwert haben quer angeordnete Sicken in ebendiesem keinen Einfluss mehr. Ansonsten müsste eine größere Steifigkeitserhöhung als bei der Kombination 1 zu messen sein. Durch den

Vergleich der Kombinationen 1 im linearen Bereich 1 untereinander, lässt sich schließen, dass dieser Grenzwert ebenfalls von der Clinchpunktgeometrie abhängt, da der Abfall der Steifigkeit trotz gleicher Blechdicke unterschiedlich stark ausfällt. Die Hypothese, dass das Einbringen von Längssicken zu einer Kopfzugsteigerung beitragen, wird durch die Messwerte bestätigt. Dass Quersicken gewöhnlich die Kopfzugsteifigkeit reduzieren, kann aufgrund des Spezialfalls der ansteigenden Steifigkeit nicht direkt bestätigt werden. Da das Auftreten des Spezialfalls im späteren Verlauf des Kapitels durch einen kleineren gemessenen Hinterschnitt nachgewiesen werden kann, ist auch die These bestätigt, dass Quersicken im Allgemeinen die Kopfzugsteifigkeit reduzieren, wie später gezeigt wird.

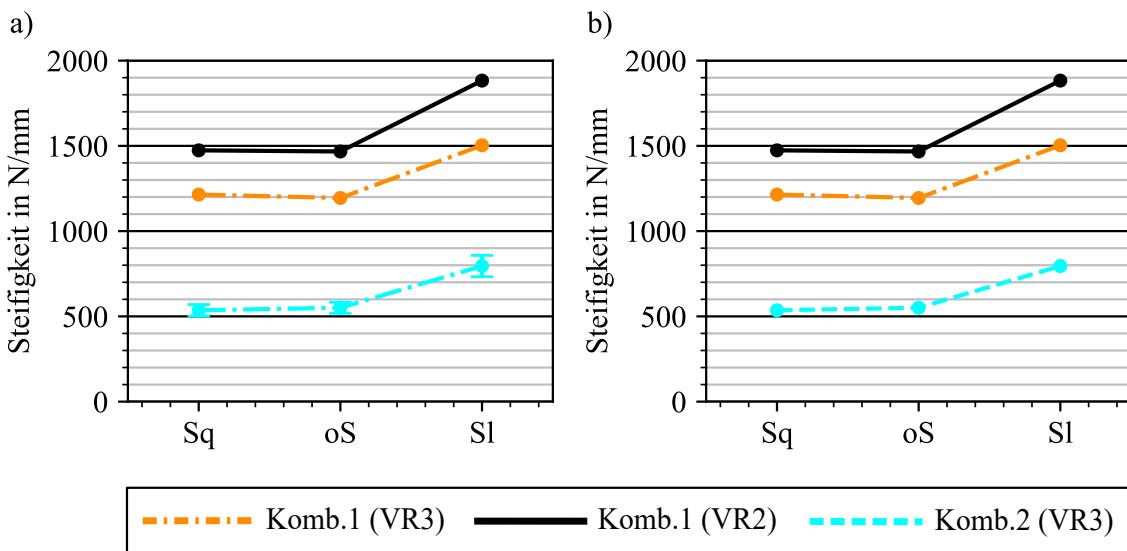


Abbildung 5.22: Kopfzugsteifigkeiten der Versuchsreihe 3 und 2: a) mit Standardabweichung b) Mittelwerte

Im Scherzuglastfall wird die Hypothese, dass quer angeordnete Sicken zu einer Reduzierung der Steifigkeiten und längs angeordnete Sicken zu einer Erhöhung der Clinchpunkt-Clinchpunktumgebung-Verbundsteifigkeit führen ebenfalls überprüft. Die bestimmten Scherzugsteifigkeiten bei einer kurzen Überlapplänge sind für alle drei Probenvarianten in Abbildung 5.23 eingetragen. Der Kurvenverlauf aller drei Varianten ist von ihrer Tendenz identisch. Die Effekte sind allerdings unterschiedlich stark ausgeprägt. Bei den Prüfungen mit den Proben, die mit dem Linearzyylinder gesetzt wurden (Versuchsreihe 3), sind die gemessenen Scherzugsteifigkeiten bei den Proben mit ungesickten stempelseitigem Blech und bei eingebrachten Längssicken höher. Bei eingebrachten Quersicken liegen die Scherzugsteifigkeiten unter denen bei den mit der Laser-Stanz-Maschine hergestellten Proben aus Versuchsreihe 2. Im Vergleich mit Abbildung 5.18 fällt auf, dass das Verhalten bei den Quersicken dem Verhalten bei weniger Hinterschnitt (+0,1) ähnelt. Da eine Zunahme des Hinterschnittes bei den Proben der Versuchsreihe 2 mit einer Reduktion der Scherzugsteifigkeit einherging, kann aus den gemessenen Steifigkeiten spekuliert werden, dass in den auf dem Linearzyylinder gefügten Clinchpunkten die Halsdicke größer und der Hinterschnitt kleiner ist. Die Richtigkeit dieser Schlussfolgerung konnte später durch

Schliffbildmessungen bestätigt werden (siehe Tabelle 5.2).

Zusätzlich ist in Abbildung 5.23 erkennbar, dass das Einbringen von zwei hintereinander angeordneten Quersicken die Steifigkeit bei der Kombination 1, nicht aber bei der Kombination 2 reduziert. Dies stützt erneut die These, dass ab einer bestimmten Blechdicke mit der Reduzierung der Biegesteifigkeit keinen weitere Scherzugsteifigkeitsreduktion mehr möglich ist. In Summe ist festzuhalten dass:

- Eine quer angeordnete Sicke führt im Allgemeinen zur Steifigkeitsreduzierung.
- Längs angeordnete parallele Sicken führen im Allgemeinen zur Steifigkeitserhöhung.
- Die stempelseitige Blechdicke der Kombination 1 ist so dick, dass das Einbringen einer zweiten Quersicke, die Scherzugsteifigkeit weiter reduziert. Bei der Kombination 2 ist das Blech so dünn, dass durch das Einbringen einer zweiten Sicke, keinen weitere Scherzugsteifigkeitsreduzierung erfolgt.

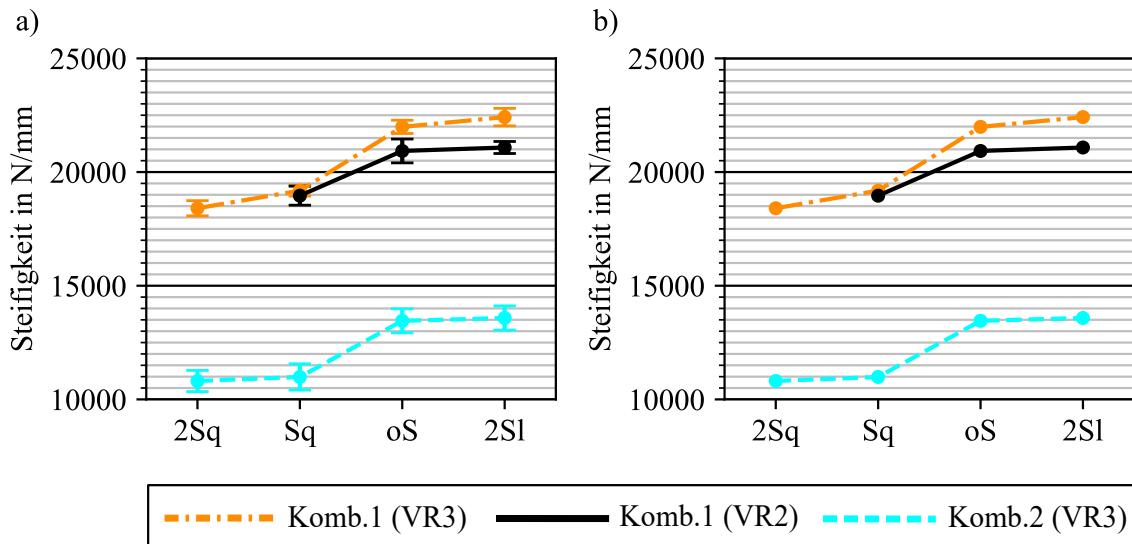


Abbildung 5.23: Scherzugsteifigkeiten der Versuchsreihe 3 und 2 bei kurzen Überlapp: a) mit Standardabweichung b) Mittelwerte

Die Steifigkeiten der Scherzugproben mit einem langem Überlapp von 48 mm sind in Abbildung 5.24 dargestellt. Bei beiden Kombinationen ist zu sehen, dass eine Quersicke im stempelseitigen Blech vor dem Clinchpunkt zu einer Verringerung der Scherzugsteifigkeit führt. Wird eine Sicke hinter dem Clinchpunkt eingebracht, ist kein Einfluss erkennbar. Dies ist damit zu erklären, dass bei einer Scherzugprüfung das obere Blech vor dem Fügepunkt gebogen wird, d.h. der größte Krümmungsradius ist vor dem Fügepunkt. Hinter diesem Punkt wird das Blech nicht mehr verbogen, sondern rotiert lediglich in einer Starrkörperrotation. Die „Biegeelinie“ hinter dem Clinchpunkt, wäre demnach linear steigend. Diese These wird durch ein experimentelles Messen der „Biegeelinie“ in Kapitel 5.2 bestätigt. Das Einbringen von Längssicken führt in beiden Kombinationen zu einer

Erhöhung der Scherzugsteifigkeit, wobei der Effekt bei dem dickeren stempelseitigen Fügeblech (Kombination 1) größer ist. Bei dem Vergleich der Proben mit kurzem Überlapp (18 mm) mit den Proben mit langem Überlapp (48 mm) ist erkennbar, dass bei langem Überlapp die Wirkung der Längssicken größer ist. Dies kann auf einen Abstützeffekt, des stempelseitigen Bleches auf dem matrizenseitigem Blech zurückgeführt werden. Diese Abstützungshypothese wird mit optischen Messungen mithilfe der Bildkorrelation in Unterkapitel 5.2 bestätigt.

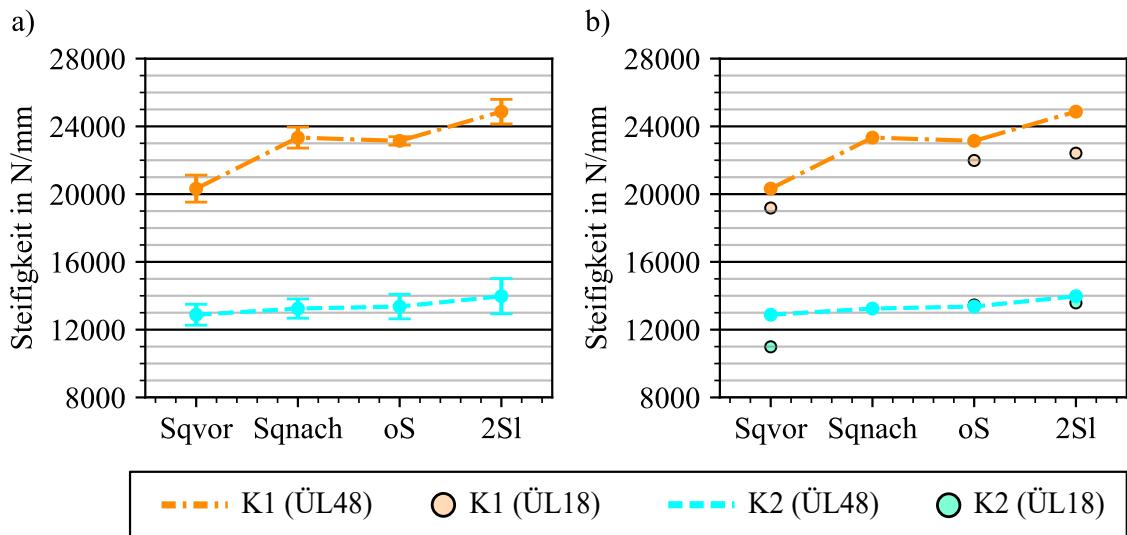


Abbildung 5.24: Scherzugsteifigkeiten der Versuchsreihe 3 bei langem Überlapp: a) mit Standardabweichung b) Mittelwerte

Im Kopfzugversuch führt eine Änderung der Geometrie des stempelseitigen Bleches durch Sicken bei Kombination 1 unabhängig von ihrer Anordnung zu einer Steigerung der maximal elastisch übertragbaren Kraft (siehe Abbildung 5.25 a)). Bei Kombination 2 führt das Einbringen von Quersicken zu einer Reduzierung und das Einbringen von Längssicken zu einer Steigerung der maximal elastisch übertragbaren Kraft. Die Kurven der Maximalkraft der Verbindungen im Kopfzuglastfall sind, wie in Abbildung 5.25 b) gezeigt, unterschiedlich. Deshalb kann für die Maximalkräfte keine Tendenz für die Wirkrichtung abgeleitet werden.

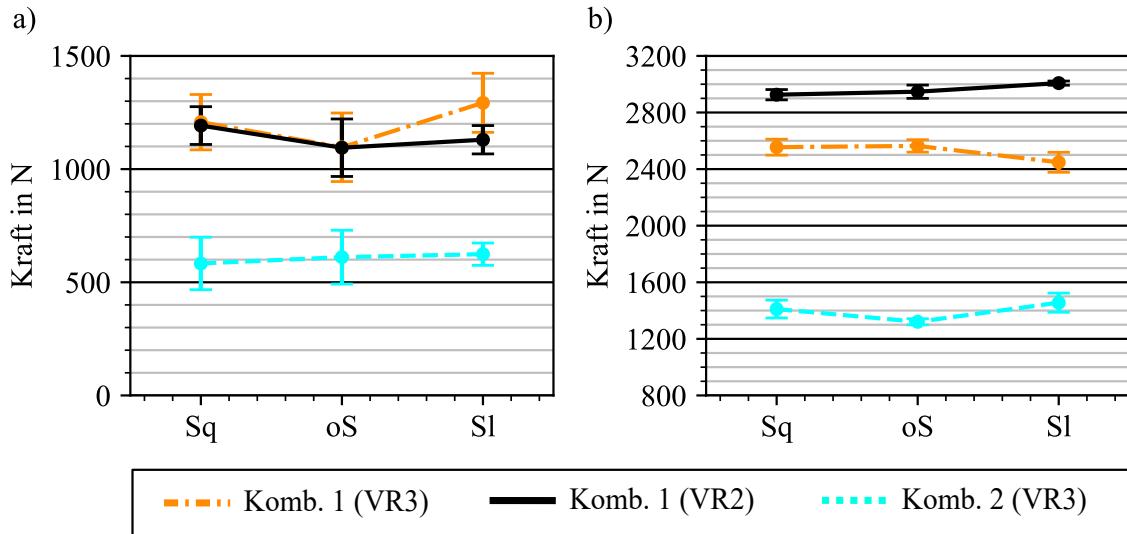


Abbildung 5.25: Kräfte im Kopfzugversuch aus Versuchsreihe 3 a) maximal elastisch übertragbare Kräfte b) Maximalkräfte

In den Diagrammen der Kräfte der Scherzugversuchen mit einem Überlapp von 18 mm in Abbildung 5.26 a) und b) ist erkennbar, dass sowohl die maximal elastisch übertragbare Kraft, als auch die maximale Scherzugskraft durch das Einbringen von Längssicken gesteigert wird. Durch Einbringen von Quersicken bleibt die maximale Scherzugskraft konstant oder wird reduziert. Dies ist auf ein gesteigertes einseitiges Ausknöpfen vor dem Halsriss zurückzuführen.

Bei einem Überlapp von 48 mm ist der Einfluss von Sicken auf die übertragbaren Kräfte ähnlich, was aus Abbildung 5.27 hervorgeht. Aufgrund der geringen Änderungen wird gefolgt, dass die übertragbaren Kräfte bei der Einbringung von Sicken fast konstant bleiben und bei der Bewertung der Fügesicherheit von schubdominant-belasteten Clinchpunkten nicht berücksichtigt werden müssen. Diese Beobachtungen stimmen mit den Beobachtungen aus den Schubprüfungen im modifizierten Kreuzzug überein (siehe Abbildung 5.12).

Dass die maximal elastisch übertragbare Kraft im Scherzugversuch geringer als im Schubversuch ist, lässt sich aus den Ergebnissen nicht erklären. In Kombination mit den Untersuchungen aus Kapitel 5.2 kann dennoch folgendes geschlossen werden: Im Schubversuch des modifizierten Kreuzzugversuches ist das Auskippen durch die seitlichen Einspannungen des stempelseitigen Bleches im Wesentlichen unterbunden, weshalb in einer solchen Messung größere maximal elastisch übertragbare Kräfte und Maximalkräfte gemessen werden.

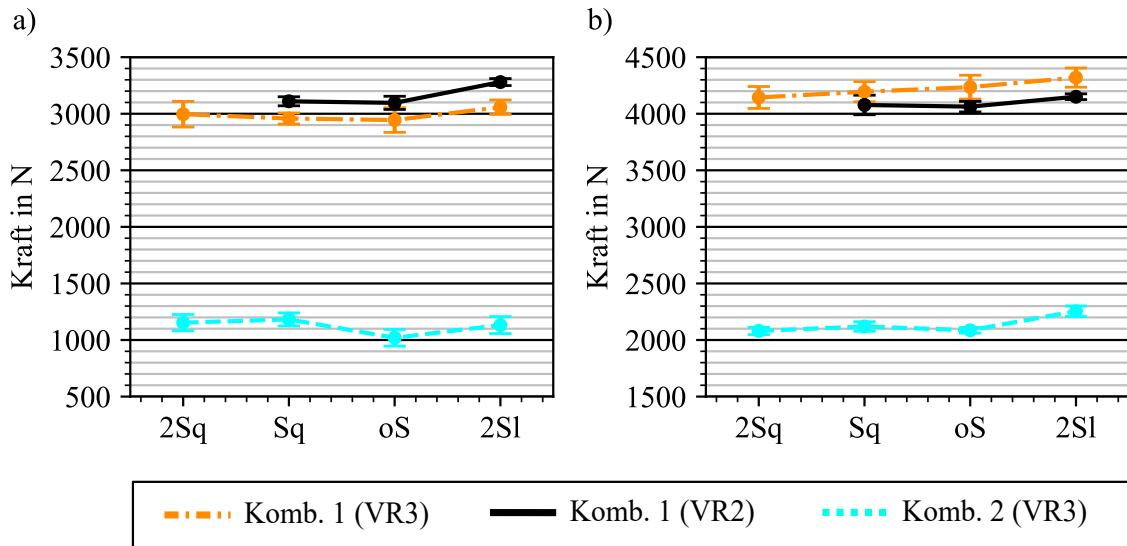


Abbildung 5.26: Kräfte im Scherzugversuch mit kurzem Überlapp aus Versuchsreihe 3 a) maximal elastisch übertragbare Kräfte b) Maximalkräfte

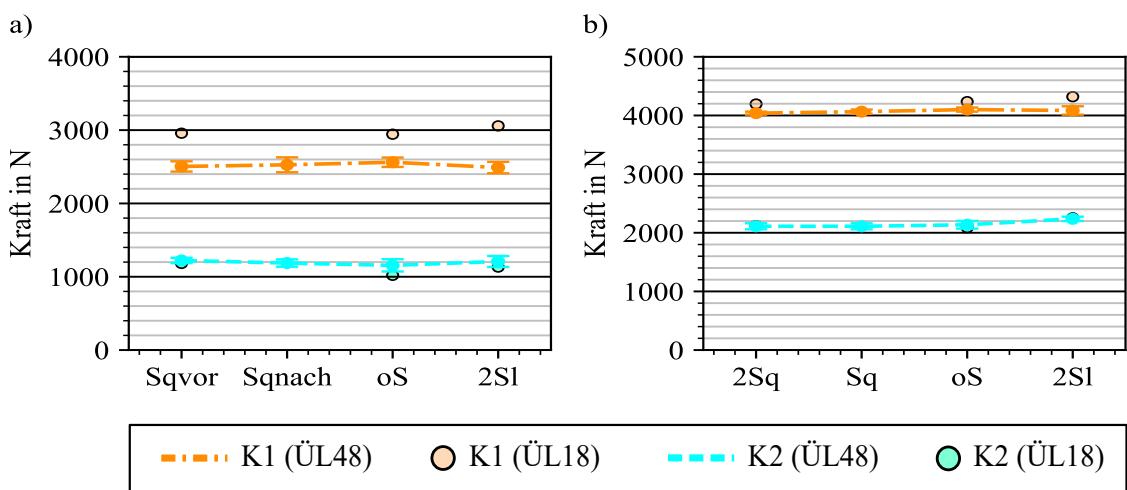


Abbildung 5.27: Kräfte im Scherzugversuch mit langem Überlapp aus Versuchsreihe 3 a) maximal elastisch übertragbare Kräfte b) Maximalkräfte

Aus dem Vergleich der Messergebnisse der Scherzugproben der Kombination mit kurzen Überlapp (18 mm) mit den Scherzugproben aus Versuchsreihe 2 lässt sich für den **Anlagenwechsel**, von der Laser-Stanz-Maschine auf den Linearzyylinder, folgendes ableiten:

- Die Steifigkeit und die maximale Kraft im Kopfzug sinken. Das lässt den Schlussfolgerung zu, dass der Hinterschnitt durch den Anlagenwechsel reduziert wird. Da die Scherzugsteifigkeit ebenfalls steigt und von Hinterschnitt und der Halsdicke abhängig ist, ist anzunehmen, dass die Halsdicke nach dem Anlagenwechsel breiter ist.
- Die maximale Scherzugskraft ist bei den ungesickten und bei den längs gesickten Proben größer und bei quer gesickten Proben geringer. Da die maximal Scherzugskraft von der Halsdicke abhängt (Halsriss), kann geschlossen werden, dass die Halsdicke in den mit dem Linearzyylinder erzeugten Clinchpunkten größer ist.

Folglich wird rein aus den Kraft-Weg-Verläufen geschlossen, dass der Hinterschnitt der mit dem Linearzyylinder gesetzten Proben niedriger und die Halsdicke höher ist. Die Annahme des verringerten Hinterschnittes bei gleichzeitig erhöhter Halsdicke wird durch Messung der charakteristischen geometrischen Größen im Schliff bestätigt. Dazu wurden für jede Verbindung an zehn Schliffbildern die Kenngrößen ermittelt und der Mittelwert bestimmt. Diese sind in Tabelle 5.2 aufgeführt. Anhand der relativen Abweichungen zu den Mittelwerten der Verbindung der Versuchsreihe 1 und 2 mit dem „gewünschten“ Soll-Stempelweg, sind die Einflüsse des Stempelwegs und des Fügeanlagenwechsels sichtbar. Aus den Werten der Bodendicken aus Tabelle 5.3 geht hervor, dass ein an der Maschine eingestellter verlängerter Stempelweg von 0,1 mm die Bodendicke nur um ca. 0,05 mm reduziert. Eine Verringerung des Stempelwegs um 0,1 mm erhöht die Bodendicke um ca. 70 % der Stempelwegreduzierung. Die Vergrößerung bzw. Verringerung des Hinterschnittes bei vergrößertem bzw. geringerem Stempelweg ist deutlich messbar. Die Halsdicke nimmt sowohl bei der Verringerung als auch bei der Vergrößerung des Stempelweges minimal ab.

Durch den Wechsel der Fügeanlage wird die Restbodendicke leicht vergrößert, obwohl der Stempelweg auf den gewünschten Soll-Stempelweg eingestellt worden ist. Die minimale Abweichung der Bodendicke zeigt, dass die Anlage richtig eingestellt worden ist. Dennoch ist die Halsdicke bei Verwendung desselben Stempel- und Matrzensatzes um ca. 10 % erhöht und der Hinterschnitt um ca. 10 % reduziert.

Tabelle 5.2: Mittelwerte der geometrischen Kenngrößen der verschiedenen Clinchpunkt-Verbindungen in mm

Name	Kurz-bezeichnung	Bodendicke	Hinterschnitt	Halsdicke
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; -0,1	$VR1, 2(-0, 1)$	0,7145	0,2054	0,3545
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; $\pm 0,0$	$VR1, 2(\pm 0, 0)$	0,7678	0,1707	0,3678
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; +0,1	$VR1, 2(+0, 1)$	0,8415	0,1493	0,3538
Linearzyylinder 1,5/1,5; $\pm 0,0$	$VR3_Komb.1$ ($\pm 0, 0$)	0,7834	0,1581	0,4035
Linearzyylinder 0,8/1,5; $\pm 0,0$	$VR3_Komb.2$ ($\pm 0, 0$)	0,5665	0,1366	0,2947

Tabelle 5.3: Differenz der Mittelwerte der geometrischen Kenngrößen der Clinchpunkte bei anderem Stempelweg und Wechsel der Fügeanlage in mm

Name	Kurz-bezeichnung	Unterschied Bodendicke	Unterschied Hinterschnitt	Unterschied Halsdicke
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; -0,1	$VR1, 2(-0, 1)$	-0,0533	0,0347	-0,0133
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; $\pm 0,0$	$VR1, 2(\pm 0, 0)$	0	0	0
Laser-Stanz-Maschine; 1,5/1,5; +0,1	$VR1, 2(+0, 1)$	0,0737	-0,0214	-0,014
Linearzyylinder; 1,5/1,5; $\pm 0,0$	$VR3_Komb.1$ ($\pm 0, 0$)	0,0156	-0,0126	0,0357

5.2 Durchbiegungs- und Abstützungshypothese

Die Durchbiegungs- bzw. die Abstützungshypothese werden anhand der Scherzugproben mit langem Überlapp (48 mm) aus Versuchsreihe 3 ((siehe Abbildung 5.9 b1) bis b4)) experimentell überprüft und anschließend die Abbildbarkeit dieser Effekte in der FE-Simulation mit Schalen-Ersatzmodell-Modellierung untersucht. Die in den experimentellen Prüfungen verwendeten Proben sind in Abbildung 5.28 gezeigt.

Die Proben sind im Messbereich auf der Oberfläche des Überlappbereiches und an einer



Abbildung 5.28: Proben zur experimentellen Bestimmung der Biegelinie; v. l. n. r.: ohne Sicke, Quersicke hinten, Quersicke vorne, Längssicken

Seite weiß grundiert und mit einem stochastisch verteilten schwarzen Muster überzogen. Während der Prüfung werden Bilder mit einem Kamerasytem aufgenommen, an denen eine Auswertesoftware anhand der unterschiedlichen Grauwerte ein Punktmuster berechnet. Durch eine Kalibrierung des Systems ist die räumliche Position jedes einzelnen

Punktes durch Bild- und Stereokorrelation berechenbar. Durch Vergleich der Position eines Punktes zu einem beliebigen Zeitpunkt mit seiner Position zum Beginn der Prüfung, wird die Verschiebung der Punkte bestimmt. In der Software sind darüber hinaus Algorithmen hinterlegt, die die Robustheit der Auswertung erhöhen. Wie in Abbildung 5.29 gezeigt, bietet die Software (Screenshot aus GOM Correlate Professional 2019) die Möglichkeit Schnittlinien in eine Probe zu legen, um die Verschiebung dieser Linie für jeden Zeitschritt zu berechnen. Für alle vier Proben wird auf diese Weise eine „Biegelinie“ in y-Richtung (senkrecht zur Blechebene) bei einer Probenverschiebung von $x = 0,13$ mm bestimmt.

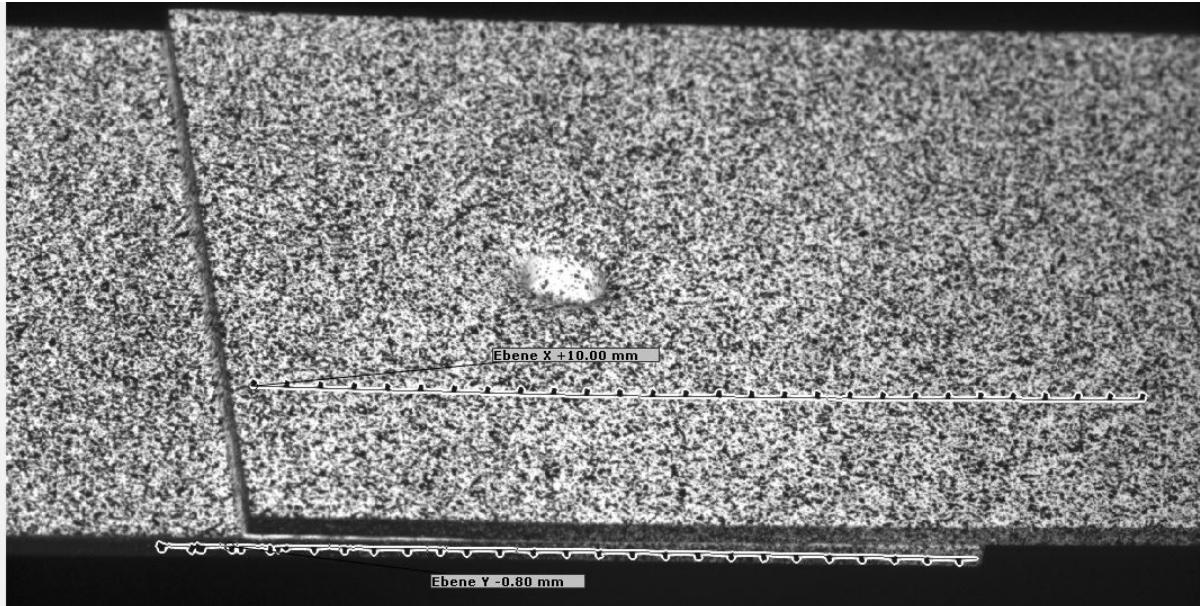


Abbildung 5.29: Bestimmung der Biegelinie mit digitaler Bildkorrelation an der Probe ohne Sicken

Die im Experiment bestimmten „Biegelinien“ sind in Abbildung 5.30 a) über die Probenlänge (x-Position) dargestellt. Diese Darstellung entspricht einer horizontalen Einspannung der Probe, wobei das stempelseitige (Ober-)Blech nach rechts gezogen wird und das matrizenseitige (Unter-)Blech links eingespannt ist. Die Clinchpunktmitte befindet sich ca. an der Position $x = 0$ mm, der Überlappbereich der Probe befindet sich im Bereich $-24 \text{ mm} \geq x \geq 24 \text{ mm}$. Aufgrund der Tatsache, dass die Software zum Auswertezzeitpunkt bei einer Verschiebung von $x = 0,13$ mm nicht jeden Punkt des initialen Schrittes erkennt, starten und enden die „Biegelinien“ nicht genau an denselben x-Werten. An einzelnen Stellen des Lackmusters erkennt die Software andere als die im initialen Schritt festgelegten Punkte, wodurch eine fehlerhafte y-Verschiebung berechnet wird, welche als lokale Ausschläge erkennbar sind. Die „Biegelinien“ einer Probe schneiden sich in der Auswertung aufgrund kleiner Messabweichungen. In Abbildung 5.30 a) sind die Positionen des Clinchpunktes und des Überlappbereiches mit gestrichelten Linien eingezeichnet. In allen „Biegelinien“ ist zu erkennen, dass der Clinchpunktkopf an der Position $x = 4$ mm aus dem Clinchpunktnapf gekippt wird. Die Biegelinien divergieren ab dieser Stelle in negativer x-Richtung. Das matrizenseitige Blech wird vor dem Clinchpunkt nach oben und

das stempelseitige Clinchpunkt nach unten gebogen, wobei die Durchbiegung des matrizenseitigen Stempelblechs nach oben größer als die Durchbiegung des stempelseitigen Bleches nach unten ist. Die Biegelinien der Probe ohne Sicke und der Probe mit Quersicke hinter dem Clinchpunkt liegen übereinander. Bei beiden Proben mit Sicken wird das matrizenseitige Blech weniger stark nach unten gebogen. Durch die Längssicken wird das stempelseitige Blech weniger stark nach oben gebogen. Eine quer vor dem Clinchpunkt eingebrochene Sicke im stempelseitigem Blech führt zu einer deutlich stärkeren Durchbiegung des stempelseitigen Bleches vor dem Clinchpunkt nach unten sowie zu einer stärkeren Durchbiegung des stempelseitigen Bleches hinter dem Clinchpunkt nach oben. In Abbildung 5.30 b) sind die „Biegelinien“ der Probe mit der Quersicke vor dem Clinchpunkt und der Probe mit den Längssicken so verschoben, dass die Schnittpunkte der „Biegelinien“ zusammenfallen (ca. bei (4; 0,16)). In dieser Darstellung lässt sich anhand der Spreizung in negativer x-Richtung der Grad der Rotation des Clinchpunktkopfes und des -napfes bewerten. Die Rotation des Clinchpunktnapfes ist beim Auswertepunkt bei allen Proben, mit Ausnahme der Probe mit der vorderen Quersicke, die stärker rotiert, gleich. Die Verdrehung des Clinchpunktkopfes ist bei der ungesickten Probe und den Proben mit Quersicken identisch. Bei der längsgesickten Probe ist die Rotation des Clinchpunktkopfes deutlich geringer. Der Unterschied zwischen der Verkippung des stempelseitigen und des matrizenseitigen Bleches ist ein Indiz für die Größe des „Ver-“ bzw. „Rauskippens“ des Clinchpunktkopfes aus dem Clinchpunktnapf. Folglich ist sichtbar, dass der Clinchpunkt in der Probe mit den Längssicken am wenigsten „rauskippt“. Dadurch wird mehr Druck über den Clinchpunkthals übertragen und die gemessene Scherzugsteifigkeit und Kraft bei einem vorgegebenen Verschiebungsweg in x-Richtung steigt.

In Verbindung mit Abbildung 5.24 wird gefolgert, dass das Auskippen des Clinchpunktes unter Scherzugbelastung durch Längssicken bei Proben mit langer Überlappungslänge stärker unterdrückt wird, als bei Proben mit kurzer Überlappungslänge. Dies gilt insbesondere auch deshalb, da die Längssicken in den Proben mit langen Überlapp kürzer sind als die Längssicken bei kurzem Überlapp (30 mm ggü. 41 mm). Bei der Probe mit der Quersicke vor dem Fügepunkt, ist der Unterschied der Rotation zwischen stempel- und matrizenseitigem Blech ebenfalls geringer (siehe Abbildung 5.30 b)), dennoch sind die gemessene Kraft und Steifigkeit geringer. Dies liegt daran, dass diese Rotation so groß ist, dass der Clinchpunkthals auf der hinteren Seite das matrizenseitige Unterblech nach oben zieht und somit den Winkel reduziert. Da dadurch der Clinchpunktkopf im Clinchpunktnapf verkippt, liegt ein geringerer Teil der Pressflächen senkrecht zueinander, wodurch weniger Pressung in Schubrichtung übertragen wird. Dieser Mechanismus liefert die Erklärung, warum der Scherzugsteifigkeitsabfall in Versuchsreihe 1 mit zunehmenden Hinterschnitt ebenfalls größer wird (siehe Abbildung 5.18).

Der Einfluss einer Quersicke ist bei langem Überlapp kleiner (siehe Abbildung 5.24 b)), da der längere Überlapp dazu führt, dass sich die Bleche aufeinander abstützen. Die Kontaktfläche befindet sich vor dem Clinchpunkt am stempelseitigen Blech bzw. hinter dem Clinchpunkt am matrizenseitigen Blech (positive x-Werte). Mit einer Quersicke kann bei langem Überlapp die Durchbiegung beider Bleche folglich nicht so stark erhöht werden, da der Presskontakt zwischen den Blechen dem entgegenwirkt. Die Reduzierung der Scherzugsteifigkeit fällt hierdurch geringer aus als bei den Proben mit kurzem

Überlapp. Bei den Proben ohne eingebrachte Sicken führt der Abstützungseffekt dazu, dass der Hinterschnitt auf der nicht lasttragenden Seite (hinten) ebenfalls weniger stark eingreift. Deshalb sind die gemessenen Scherzugsteifigkeiten bei Proben mit größerem Überlapp höher. Der Durchbiegungseffekt tritt auch bei einer Zweipunkt-Scherzugprobe (Abbildung 2.5 c)) auf, weshalb bei der Verwendung dieser Probe zur Schubsteifigkeitsbestimmung das Fügen von unterschiedlichen Seiten vorgeschrieben ist. Würde die Probe von der gleichen Seite geclincht werden, würden beide Clinchpunkte in derselben Richtung verkippen, was zu geringeren gemessenen Scherzugsteifigkeiten führen würde. Da die Probe von zwei verschiedenen Seiten gefügt ist, wirkt der Abstützungseffekt um den einem Clinchpunkt, dem des anderen Clinchpunktes entgegen.

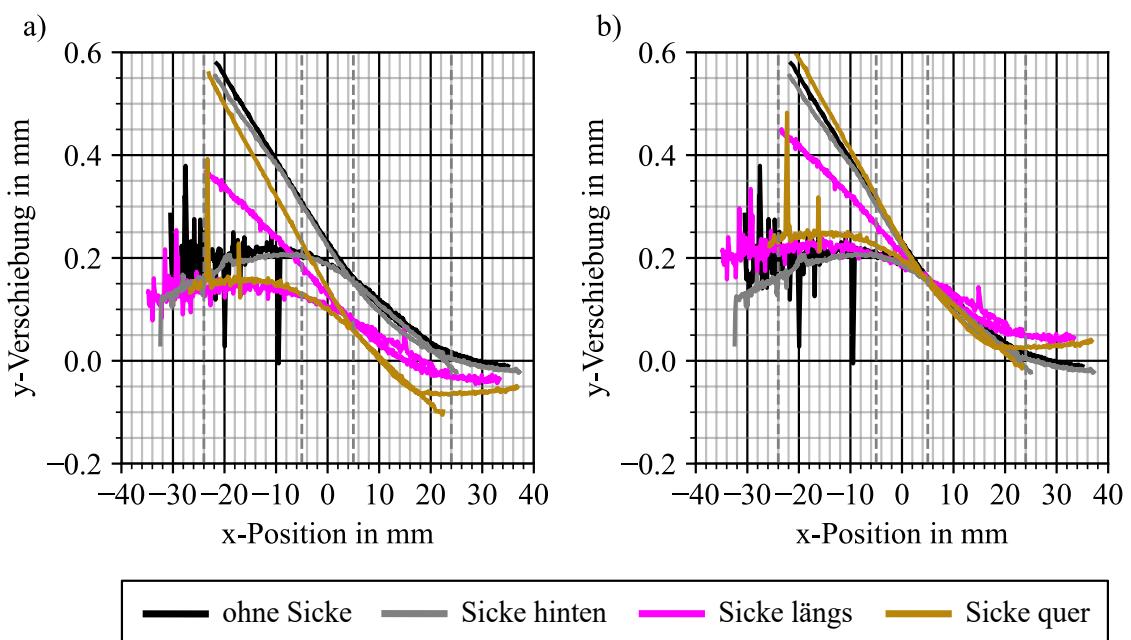


Abbildung 5.30: Experimentell gemessene „Biegelinien“ bei einer Verschiebung von 0,13 mm: a) Messergebnis b) „Biegelinien“ der Proben mit Quersicken vorne und Längssicken sind verschoben, damit der „Kipppunkt“ übereinander liegt

Um die Frage zu beantworten, ob durch eine geometrische Abbildung der Sicken durch Schalenelemente in der FE-Bauteilsimulation die gleichen Steifigkeitsänderungen auftreten wie im Experiment, werden die Prüfungen der vier Scherzugproben mit langem Überlapp sowie die Scherzugprobe ohne Sicke mit kurzem Überlapp ((siehe Abbildung 5.9 a) und b1) bis b4)) numerisch durchgeführt. Der Modellaufbau entspricht dem aus Kapitel 4.1. Die Fügepunkte werden mit einem Balkenelement beschrieben, welches kinematisch durch Starrkörperspinnen mit den Knoten eines Kreisausschnittes verbunden sind. Der Durchmesser des Kreisausschnittes in den Schalenelementen beträgt 10 mm und die mittlere Kantenlänge auf dem Umfang ca. 0,65 mm, welche radial innerhalb von 3 mm auf die mittlere Kantenlänge der Schalenvernetzung von ca. 1 mm ansteigt. Dem Balkenele-

ment werden die eine Schubersatzsteifigkeit von $31\,500 \frac{N}{mm}$ und eine Normalersatzsteifigkeit von $2700 \frac{N}{mm}$ zugewiesen. Diese Werte entsprechen den Ersatzsteifigkeitswerten der Probe K1 mit kurzem Überlapp (Abbildung 5.9 a), K1-oS-k.ÜL). Diese Werte sind ein Vorgriff auf Kapitel 6.2.1 in dem die Ersatzsteifigkeiten für die in Kapitel 6 benötigten Probenvarianten bestimmt werden. Die Schalenelemente in den Sicken haben eine Kantenlänge im Bereich von ca. 0,15 mm bis ca. 0,5 mm und weisen Kantenverhältnisse von ca. 1 bis ca. 3 auf. Die Material-, die Kontaktmodellierung und die Solvereinstellungen sind identisch mit dem Modellaufbau in Kapitel 4.1. Zur Erstellung der „Biegelinien“ werden die Knoten in den Blechmittnen je in einem Set gespeichert und anschließend die y-Verschiebung über die x-Position ausgegeben. Der Modellaufbau, die Randbedingungen und die ausgewählten Knoten sind in Abbildung 5.31 für zwei Probengeometrien dargestellt.

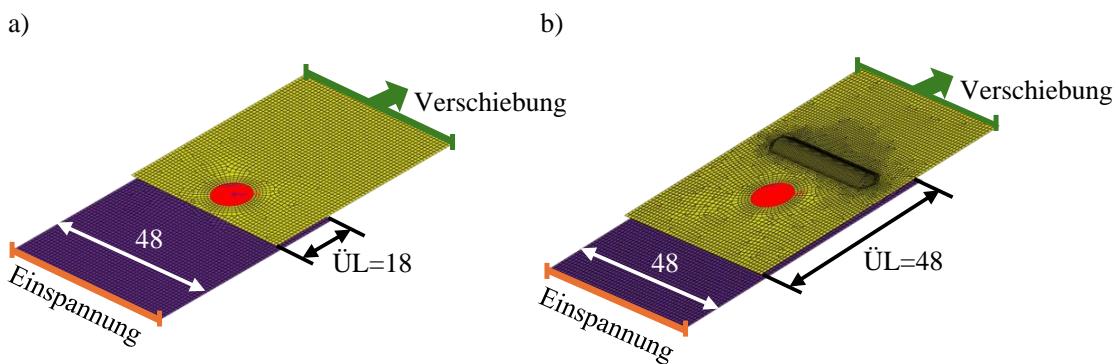


Abbildung 5.31: Modellaufbau zur numerischen Bestimmung der Biegelinien a) kurzer Überlapp ohne Sicke b) großer Überlapp mit Quersicke

Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 5.32 dargestellt. Die Scherzugsteifigkeit der Probe mit einem Überlapp von 18 mm stimmt natürlich mit dem Experiment überein, da die Ersatzschubsteifigkeit durch inverse Parameteridentifikation anhand des Modells ebendieser Probe bestimmt worden ist (Steifigkeit in Experiment $21\,988 \frac{N}{mm}$ und in Simulation $21\,962 \frac{N}{mm}$). Aus Abbildung 5.23 und Tabelle 6.1 geht hervor, dass mit diesem Clinchpunkt bei einem Überlapp von 48 mm eine Scherzugsteifigkeit von ca. $23\,100 \frac{N}{mm}$ erreicht werden müsste. Zwar ist in Abbildung 5.32 a) eine Zunahme der Steifigkeit erkennbar, der Steifigkeitswert ist mit $22\,364 \frac{N}{mm}$ allerdings deutlich zu gering. Dass eine Sicke hinter dem Clinchpunkt zu keiner weiteren Steigerung der Scherzugsteifigkeit führt, ist richtig abgebildet ($22\,365 \frac{N}{mm}$). Die Zunahme der Steifigkeit durch eine Längssicke wird in der vereinfachten Modellierung grundfalsch abgebildet, da das Einbringen der Sicke die Steifigkeit in der numerischen Berechnung auf $22\,230 \frac{N}{mm}$ reduziert. Die Steifigkeitsreduktion durch Einbringen der Quersicke vor dem Clinchpunkt wird von der Tendenz richtig abgebildet. Die Reduktion der Probensteifigkeit auf ca. $21\,000 \frac{N}{mm}$ ist allerdings zu gering, da diese im tatsächlichen Experiment auf ca. $20\,300 \frac{N}{mm}$ sinkt. Wird im Weiteren die Verformung der Bleche anhand der „Biegelinien“ bei einer Probenverschiebung von 0,13 mm betrachtet, fällt auf, dass durch die aktuelle Modellierung das Verhalten im Inneren des Clinchpunktes grundlegend falsch abgebildet wird. Aufgrund

des symmetrischen Balkenaufbaus sind die „Biegelinien“ bei gleicher Geometrie und Materialeigenschaften der beiden Bleche exakt gleich und damit punktsymmetrisch in der Darstellung in Abbildung 5.32 b). In der Simulation wird das Balkenelement während der Scherzugbelastung gedreht und axial gedehnt. Werden die einzelnen „Biegelinien“ von Ober- und Unterblech übereinandergelegt (siehe Abbildung 5.32 c)), ist erkennbar, dass die Verdrehung identisch ist. Sind die Geometrie und Materialeigenschaften zweier Bleche nicht exakt identisch, sind dies auch die „Biegelinien“ nicht und es entsteht ein minimaler Öffnungswinkel, der allerdings so gering ist, dass dieser visuell in den Diagrammen nicht erkennbar ist.

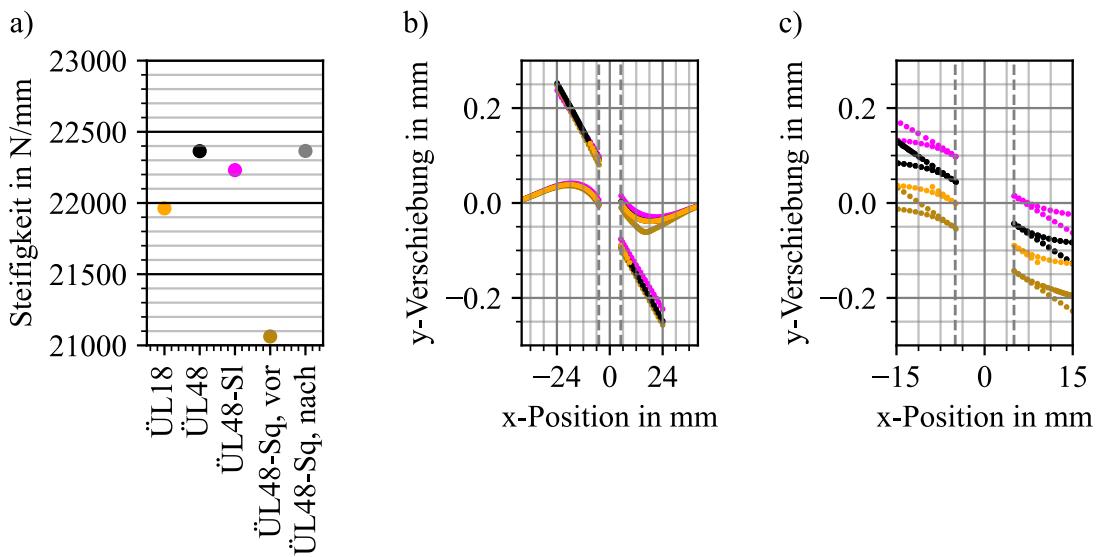


Abbildung 5.32: a) Scherzugsteifigkeiten aus der Simulation b) „Biegelinien“ aus der Simulation bei einer Verschiebung um 1,3 mm c) verschobene „Biegelinien“

Folglich wird festgehalten, dass aufgrund der nicht vorhandenen getrennten Modellierung des Verhaltens des Clinchpunktkopfes und -napfes, die Modellierung der Scherzugsteifigkeit des Clinchpunkt-Blechverbundes sowie die Modellierung der Deformation in und um den Clinchpunkt ungenau ist. Ebenfalls ungenau ist die Abbildung des Abstützeffekts, d.h. sowohl die erhöhte Steifigkeit durch den verlängerten Überlappbereich, als auch die Reduzierung der Steifigkeit durch die Quersicke. Die Wirkung der Längssicken wird durch eine Steifigkeitsreduktion entgegen der im Experiment gemessenen Steifigkeitserhöhung komplett falsch abgebildet.

Deswegen wird im Folgenden der Einfluss der umgebenden Geometrie um den Fügepunkt durch Eingabe unterschiedlicher Ersatzsteifigkeiten in das Fügepunktersatzmodell „hinein konstruiert“. Da sich in der Realität Fügepunkte meistens in Flanschflächen befinden, wird empfohlen, die Bestimmung der Ersatzsteifigkeiten an Proben mit langem Überlapp oder an KS2- oder der modifizierten ARCAN-Proben durchzuführen. Nachteilig an dieser Modellierungsart ist darüber hinaus, dass nur das elastische Verhalten abgebildet und die Fügepunktorientierung, d.h. die Fügerichtung während des Setzprozesses nicht be-

rücksichtigt wird. Die Vorteile dieser Modellierungsart sind eine einfache Möglichkeit zur Automatisierung und dass die numerische Berechnung sehr geringe Rechenkapazitäten benötigt. Im Weiteren wird die Modellierung auf diese Weise deswegen fortgeführt. Zudem gibt es im aktuellen Stand der Forschung kein Ersatzmodell, in dem im elastischen Bereich die Fügerichtung und / oder das asymmetrische Verhalten durch „Verkippung des Clinchpunktes“ standardmäßig berücksichtigt ist.

5.3 Systematik

Die in den Kapiteln 3, 4 und 5 erarbeiteten Erkenntnisse über die Steifigkeiten, die maximal elastisch übertragbaren Kräfte und Lastumlagerungen zwischen den Fügepunkten können genutzt werden, um die Fügepunktlasten zu vergleichmäßigen. Das Vergleichmäßigen von Fügepunktlasten bedeutet, dass die Ausnutzungsgrade der Clinchpunkte möglichst identisch ist. Ein Beispiel ist eine Platte mit Fügepunkten, die einer reinen Scherzuglast ausgesetzt ist. Hier ist bei fünf identischen Clinchpunkten das Ziel, möglichst dieselbe wirkende Schubkraft in allen Punkten zu erzeugen. Möglichkeiten zur Vergleichmäßigung der Clinchpunktlasten liefert Abbildung 5.33.

Bei Bauteilen aus gleichdicken Blechen und artgleichen Werkstoffen gilt, ohne Berücksichtigung der Fügerichtung:

a) Clinchpunkt nahe der Lagerung oder der Krafteinleitung	
äußere Schälung- oder Kopfzuglast	äußere Schublast
<p>Last erhöhen: Cinchpunkt weiter entfernt von der Krafteinleitung oder Lagerung positionieren</p> <p>Last reduzieren: Cinchpunkt näher an die Krafteinleitung oder Lagerung positionieren</p>	<p>Last erhöhen: Cinchpunkt näher an die Krafteinleitung oder Lagerung positionieren</p> <p>Last reduzieren: Cinchpunkt weiter entfernt von der Krafteinleitung oder Lagerung positionieren</p>
b) Clinchpunkt „inmitten“ des Bauteils	
Cinchpunkt mit dominanter Schubbelastung	
Last erhöhen	Last reduzieren
<p>Möglichkeit:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) In der Fügezone das matrizenseitige Fügeteil vor dem Setzprozess plastisch deformieren 2) Sicken längs zur Belastungsrichtung einbringen 3) Näher zu einem höherbelasteten Fügepunkt positionieren oder einen Nachbarpunkt entfernen 	<p>Möglichkeit</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) In der Fügezone das stempelseitige Fügeteil vor dem Setzprozess plastisch deformieren 2) Sicken quer zur Belastungsrichtung einbringen 3) Weiter von einem höherbelasteten Fügepunkt positionieren oder einen Nachbarpunkt hinzufügen
Cinchpunkt mit dominanter axialer Belastung	
Last erhöhen	Last reduzieren
<p>Möglichkeit:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Sicken längs zur Belastungsrichtung einbringen 2) Näher zu einem höherbelasteten Fügepunkt positionieren oder einen Nachbarpunkt entfernen 	<p>Möglichkeit</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) In der Fügezone entweder das stempelseitige oder matrizenseitige Fügeteil vor dem Setzprozess plastisch deformieren 2) Sicken quer zur Belastungsrichtung einbringen 3) Näher zu einem höherbelasteten Fügepunkt positionieren oder einen Nachbarpunkt entfernen

Abbildung 5.33: Möglichkeiten zur Vergleichmäßigung der Clinchpunktlasten

Kapitel 6

Auslegungsmethode für geclinchte Bauteile

In diesem Kapitel wird die elastische Auslegungsmethode von geclinchten Bauteilen entwickelt. Das Vorgehen in der Auslegungsmethode als auch die zur Ausführung benötigten Daten sind in Unterkapitel 6.1 erläutert. In Kapitel 6.2 werden aus den experimentellen Prüfungen aus Kapitel 4 die benötigten Daten entnommen, um die Methode in Kapitel 6.3 an einem Demonstrator anzuwenden. In der Anwendung wird die Auslegungsmethode dazu genutzt, eine Initialkonstruktion zu finalisieren bei gleichzeitiger Berücksichtigung einer Abweichung der Fertigungsline gegenüber der ursprünglichen Planung. Die Methode kann grundsätzlich bei allen denkbaren Störungen in der Prozesskette angewendet werden. Die möglichen Störungen können in drei verschiedene Gruppen untergliedert werden:

- Gruppe 1: ungewollte Änderung der Fügeteil- und Fügepunkteigenschaften
Beispiele:
 - Abweichung der Blechdicke z.B. durch veränderte Vorprozesse und / oder durch eine Anlieferung in abweichender Blechdicke
 - Änderung des Materialverhaltens z.B. durch veränderte Vorprozesse und / oder durch eine Anlieferung eines veränderten Materials
- Gruppe 2: ungewollte Änderung ausschließlich in den Fügepunkteigenschaften
Beispiele:
 - Änderung des Stempel- oder des Matrizen Durchmessers z.B. durch Anhaftungen von Werkstoff an den Werkzeugen oder durch einen Tausch des Werkzeugsatzes
 - Änderung der Ausrichtung des Stempels oder der Matrize, wodurch der Stempel nicht senkrecht in die Matrize bewegt wird
 - Verwendung unterschiedlicher Clinchpunkte oder Fügetechnologien
- Gruppe 3: ungewollte Änderung ausschließlich in den Fügeteileigenschaften
 - Da die Methode auf alle Fügepunktverbindungen anwendbar ist, kann dieser Fall z.B. bei Schraubverbindungen eintreten. Bei Schraubprozessen hat eine

geringe Änderung der Blechdicke einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Schraubverbindung. Beim Clinchen tritt dieser Fall allerdings nicht ein, da die Clinchpunkteigenschaften von den Fügeteileigenschaften direkt abhängig sind.

Auf alle genannten Störungen kann mit der Auslegungsmethode reagiert werden. Zudem ist es möglich, potenzielle Grenzwerte für Störungen anzugeben und durch die Anwendung der Methode einen Maßnahmenplan auf mögliche Prozessänderungen für das Fertigungspersonal zu erstellen. Eine konkrete Maßnahme in einem solchen Plan ist z.B. die Positionsveränderung bestimmter Clinchpunkte, wenn eine zu geringe Blechdicke bei der Fertigungseingangskontrolle festgestellt wird.

Anhand abschließender experimenteller Prüfungen in Kapitel 6.4 wird die Methode durch einen Abgleich mit Simulationsergebnissen validiert.

6.1 Aufbau der Auslegungsmethode

Ziel der Auslegungsmethode ist es, entweder für eine Konstruktion die Fügepunktsicherheiten bei geforderten Bauteilbeanspruchungen wieder zu erreichen, wenn diese durch Prozess- oder Lieferstörungen bei sonst gleichbleibendem Fertigungsprozess ansonsten unterschritten werden (Ziel A); oder eine initiale, nicht final ausgelegte Konstruktion eines geclinchten Bauteils soll so angepasst werden, dass die Fügepunktsicherheiten bei den gewünschten Bauteilanforderungen eingehalten werden (Ziel B). Bei beiden Zielen ist der Ausgangspunkt eine vorliegende Konstruktion eines geclinchten Bauteils. Der virtuelle Entwicklungsprozess kann in beiden Fällen vereinfacht wie folgt dargestellt werden:

1. Eine Konstruktion eines gefügten Bauteils mit zu geringen Fügesicherheiten wird erzeugt. Entweder wird hierzu bei einer final ausgelegten Konstruktion eine Prozessabweichung simuliert, indem z.B. eine zu dünne Blechanlieferung angenommen wird. In einem solchen Fall wird eine Wiederherstellung der Fügesicherheiten angestrebt (Ziel A). Oder eine initiale Konstruktion eines geclinchten Bauteils wird z.B. mithilfe von Konstruktionsrichtlinien in der Konzeptphase entwickelt, wodurch in den meisten Fällen die initiale Konstruktion die Fügesicherheiten noch nicht erfüllt. Hier ist das Ziel mit der Auslegungsmethode die Fügesicherheiten zu erreichen (Ziel B).
2. Durchführung einer FE-Berechnung mit aus der Anforderungsliste vorgegebenen Lasten und Randbedingungen, wobei anschließend die Fügepunktlasten und die Vergleichsspannung im Bauteil bestimmt werden und die Einhaltung der elastischen Grenzwerte für die Vergleichsspannung und der Fügepunktlasten kontrolliert werden.
3. Werden die Bauteilanforderungen und / oder die Bauteil- und Fügepunktsicherheiten nicht eingehalten, wird die Auslegungsmethode angewendet. In der **Auslegungsmethode** wird iterativ in folgender Reihenfolge vorgegangen:
 - Anpassung der Fügeelementsteifigkeiten und / oder des Fügedesigns in der FE-Berechnung

- erneute Durchführung der Berechnung und Auswertung
- Kontrolle der Sicherheiten, bzw. der Fügepunktersatzkräfte und der Vergleichsspannungen in den Blechteilen
- Kontrolle der Fügemöglichkeit unter Berücksichtigung von Fertigungsrestriktionen

Diese drei Schritte werden so lange durchgeführt bis die Fügepunktsicherheiten und die Bauteilanforderungen gleichzeitig erfüllt werden.

In der Beschreibung des Entwicklungsprozesses ist vorausgesetzt, dass die Charakterisierung der Fügepunkte für die verwendeten Blech- und Materialkombinationen erfolgt ist und diese Daten vorliegen. Konkret werden zur Anwendung der Methode die **Elastizitätskonstanten des Fügeteilwerkstoffes**, die **Ersatzsteifigkeiten der Fügepunkt-Blechverbunde** (mit und ohne Sicken) unter Angabe der Modellierungsart (Radius der Starrkörperspinne und mittlere Kantenlänge) und die **Grenzkurven der Fügepunkt-Blechverbunde** benötigt. Damit die Integration der Auslegungsmethode in den Entwicklungsprozess erfolgreich durchgeführt werden kann, ist ein digitales Material- und Fügepunktdatenmanagement zur Ablage der experimentellen Charakterisierungsergebnisse und der Ersatzsteifigkeiten und Grenzkurven unerlässlich.

Die Kontrolle der Anforderungen erfolgt durch einen Vergleich der Ist- mit den Soll-Anforderungen im Postprocessing nach der numerischen Berechnung. Die Bewertung, dass die Blechstruktur rein elastisch deformiert wird, erfolgt anhand der VonMises-Vergleichsspannung. Die Kontrolle der rein elastischen Belastung der Clinchpunkte erfolgt anhand von Grenzkurven. In Kombination des Lastwinkels α und des Betrages der Fügepunktersatzlast kann mithilfe der elastischen Grenzkurve für jeden Fügepunkt der Ausnutzungsgrad bestimmt werden. Durch den Orientierungswinkel β ist die Belastungsrichtung im Clinchpunktes und in den Fügeteilblechen bestimmt und es können zielgerichtet Sicken eingebracht werden. Vor dem Einsetzen der Sicken sollte die Orientierung des Kraftflusses indirekt über den VonMises-Spannungsverlauf an ebendiesen Fügepunkten überprüft werden. Es kann in sehr vereinzelten Sonderfällen der Fall auftreten, dass der Kraftfluss in einem Fügepunkt zwischen den Fügeteilen nicht annähernd um 180° oder überhaupt nicht umgelenkt wird, wodurch ein Fehler entsteht. Eine Umlenkung des Kraftflusses im Fügepunkt zwischen den beiden Fügeteilen um $\pm 90^\circ$ erzeugt den größten Fehler. Die Richtung des Kraftflusses wird in diesem Fall in beiden Fügeteilen um 45° verfehlt, was in Abbildung 6.1 b) schematisch gezeigt ist. Tritt keine Umlenkung auf (gezeigt in Abbildung 6.1 a)) oder eine Umlenkung um 180° , gibt der Orientierungswinkel β die Richtung des Kraftflusses korrekt an. Da der Wert von β vom lokalen Koordinatenystem abhängig ist, ist in Abbildung 6.1 ausschließlich die resultierende Schubfügepunktkraft und kein Winkel eingezeichnet. Die Kontrolle der Fertigungsrestriktionen erfolgt durch die Einhaltung von Mindestabständen.

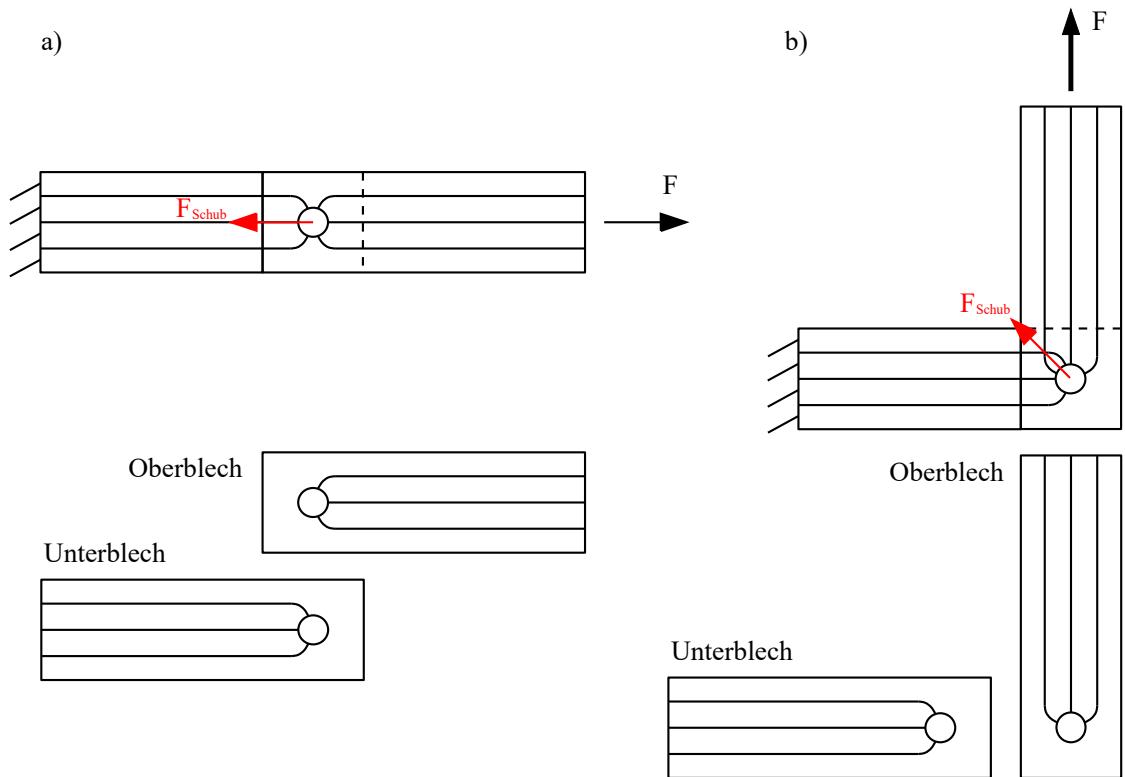


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Kraftflusses: a) Der Orientierungswinkel β entspricht dem tatsächlichen Kraftfluss b) Der größtmögliche Fehler des Orientierungswinkel β entsteht, wenn der Kraftfluss im Fügepunkt zwischen den Fügeteilen um 90° umgelenkt wird

In der ersten Verbesserungsiteration erfolgt die Anpassung des Fügedesigns ausschließlich durch das Einbringen von Sicken und/oder der Veränderung des Stempelwegs. Dabei werden im FE-Modell lediglich die Ersatznormal- und Ersatzschubsteifigkeiten der Balkenelemente geändert und die Grenzkurven in der Auslegungsroutine angepasst. In diesen Steifigkeiten sind die eingebrachten Sicken berücksichtigt, da diese durch inverse Parameteridentifikation aus den Kopfzugprüfungen und den Scherzugprüfungen mit langem Überlapp und eingebrachten Sicken berechnet wurden. Ab der zweiten Iteration erfolgt gleichzeitig eine Konstruktionsanpassung durch das Verschieben der Fügepunkte und der numerischen Berücksichtigung von eingebrachten Sicken und / oder unterschiedlichen Stempelverschiebungen. Das Vorgehen in den Iterationsschritten ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

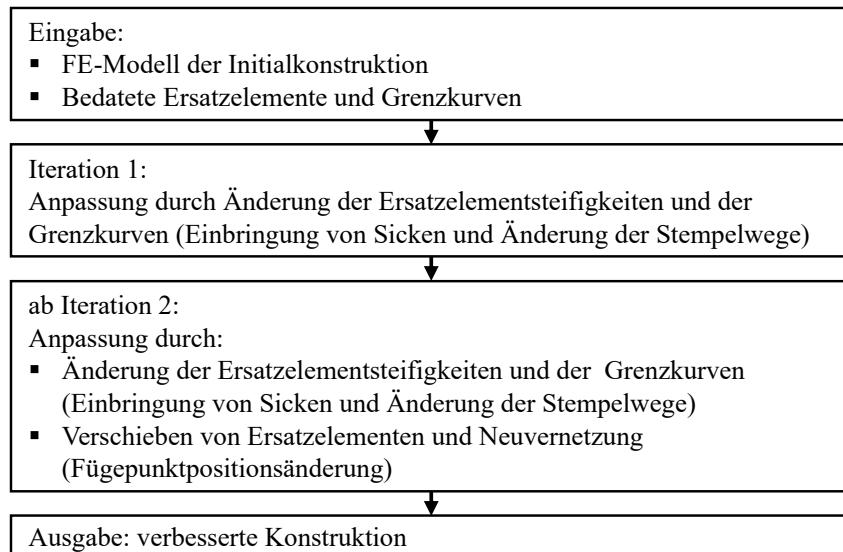


Abbildung 6.2: Vorgehen innerhalb der Auslegungsmethode in den Iterationsschritten

6.2 Annahmen und benötigte Daten für die Anwendung der Auslegungsmethode

Zur Demonstration der Methode im nächsten Unterkapitel 6.3 werden die benötigten Ersatzsteifigkeiten und Grenzkurven bestimmt. Dort ist angenommen, dass ein Bauteil initial ausgelegt wurde und finalisiert werden soll. Zudem wird das Bauteil auf einer anderen als ursprünglich geplanten Fertigungslinie produziert. Für diesen Fall sind folgende Annahmen getroffen:

1. Die Fügepunkte sollen während der Impaktorbelastung (siehe Abbildung 6.4) bis zu einer Eindringung von mindestens 10 mm nur elastisch belastet sein.
2. Das Bauteil besteht aus 1,5 mm dicken Blechen aus HCT590X. Der verwendete Werkzeugsatz ist TOX A50100 \ TOX BD8016.
3. Bei der Erstellung der initialen Konstruktion wurde mit Richtlinien gearbeitet, weshalb unter anderem der Abstand der Fügepunkte untereinander konstant ist. Die maximal elastisch übertragbare Clinchpunktkräfte und die -steifigkeiten sind aus den Normversuchen bekannt.
4. Während der Konstruktion wurde angenommen, dass die Clinchpunkte auf der Laser-Stanz-Maschine gesetzt werden. In der tatsächlichen Fertigung wird der Linearzyylinder für den Clinchprozess verwendet. Diese Annahme simuliert eine Änderung in der Planung der Fertigungslinie. Dies könnte zum Beispiel durch Schwierigkeiten bei der Anlagenbeschaffung oder bei der Inbetriebnahme der Anlage in der Fertigungslinie hervorgerufen sein.
5. Der simulierte Bauteilherstellungsprozess des Demonstrators ist seriennah. Dazu wird das Bauteil mit einer Klebung versehen, die ca. 30 Minuten bei einer Objekt-

temperatur von $180^{\circ}C$ aushärtet.

6. Weiter wird angenommen, dass die Verbesserung der Konstruktion in der Methode ausschließlich durch die Einbringung von Sicken sowie der Änderung der Clinchpunktpositionen geschehen soll.
7. Weiter bestehen zwei Fertigungsrestriktionen für den Fügeprozess. Erstens muss der Abstand der Mittellinie einer Sicke und dem Mittelpunkt eines Clinchpunktes mindestens 15,5 mm betragen. Zweitens muss der Randabstand eines Clinchpunktes zu einer Wand mindestens 30 mm betragen.

Aufgrund dieser Annahmen werden zur Anwendung der Auslegungsmethode in Kapitel 6.3 die Ersatzsteifigkeiten und die elastische Grenzkurve des mit dem Linearzyylinder gesetzten Clinchpunktes benötigt. Ebenso die Grenzkurven und Ersatzsteifigkeiten für die mit dem Linearzyylinder gesetzten Clinchpunkt-Blechverbunde mit längs und quer eingebrachten Sicken.

6.2.1 Ermittlung der Ersatzsteifigkeiten

Anhand der Kopfzugproben und der Scherzugproben mit langem Überlapp werden die Ersatzmodelle für die elastische Auslegung bedatet. In der Modellierung wird dabei die Geometrie der Sicken nicht aufgelöst. Der Modellaufbau für die Scherzugproben entspricht dem in Abbildung 5.31 a) gezeigten. Die Modelle der Kopfzugproben sind nach gleichem Schema aufgebaut. Alle weiteren Einstellungen entsprechen denen aus Kapitel 4.1 und können in diesem nachgeschlagen werden. Die inverse Parameteridentifikation erfolgt, indem die im Versuch gemessene Verschiebung bei der maximal elastischen übertragbaren Kraft als Randbedingung in der Berechnung aufgegeben wird. Anschließend wird die in den Einspannungen wirkende Kraft mit der experimentell gemessenen maximal elastisch übertragbaren Kraft verglichen und der Steifigkeitswert solange angepasst, bis die Kraftwerte übereinstimmen. Die erhaltenen Ersatzsteifigkeiten sind in Tabelle 6.2 aufgeführt. Die experimentell gemessenen Kennwerte für die fünf benötigten Verbindungen aus Kapitel 5.1.2.2 sind in Tabelle 6.1 erneut aufgeführt.

Tabelle 6.1: Messwerte für die benötigten Kombinationen aus Kapitel 5

Proben- name	Versuchsreihe	gemittelte Kopfzug- steifigkeit in N/mm	max. el. übertragbare Normalkraft in N	Schub- steifigkeit in N/mm	max. el. übertragbare Schubkraft in N
$\pm 0,0$	Versuchsreihe 2 (ÜL16)	1467	1094	20928	3096
K1-oS	Versuchsreihe 3 (ÜL18)	1194	1096	21988	2944
K1-Sq	Versuchsreihe 3 (ÜL48)	1215	1207	20325	2505
K1-oS	Versuchsreihe 3 (ÜL48)	1194	1096	23143	2562
K1-Sl	Versuchsreihe 3 (ÜL48)	1503	1293	23338	2527

Tabelle 6.2: Ersatzsteifigkeiten für die Kombinationen aus Tabelle 6.1

Proben- name	Versuchsreihe	gemittelte Kopfzug- steifigkeit in N/mm	Ersatz- Normal- steifigkeit in N/mm	Schub- steifigkeit in N/mm	Ersatz-Schub- steifigkeit in N/mm
$\pm 0,0$	Versuchsreihe2 (ÜL16)	1467	4700	20928	29000
K1-oS	Versuchsreihe3 (ÜL18)	1194	2700	21988	31500
K1-Sq	Versuchsreihe3 (ÜL48)	1215	2900	20325	27500
K1-oS	Versuchsreihe3 (ÜL48)	1194	2700	23143	33000
K1-Sl	Versuchsreihe3 (ÜL48)	1503	5250	23338	32400

6.2.2 Abschätzung der Grenzkurven unter Unsicherheit

Abschließend werden zur Anwendung der Methode die Grenzkurven für die 1,5\1,5-HCT590X-Verbindung sowohl für die Fügung auf der Laser-Stanz-Maschine als auch für die Fügung auf dem Linearzylinder benötigt. Da in der Demonstration der Auslegungsmethode im nächsten Kapitel 6.3 die elastische Anpassung der Konstruktion nur durch die Einbringung von Sicken und der Veränderung der Fügepunktpositionen geschieht, werden die drei Grenzkurven der maximal elastisch übertragbaren Kraft für die Varianten *ohne Sicken*, *mit Sicken, quer* und *mit Sicken, längs* bei Soll-Stempelweg benötigt. Für die mit der Laser-Stanz-Anlage gesetzte Clinchpunktverbindung sind diese Grenzkurven aus Kapitel 5.1.2 bekannt und in der Abbildungen 5.11 gezeigt. Für die mit dem Linearzylinder gesetzten Clinchpunkte werden diese Grenzkurven unter Unsicherheit abgeschätzt.

Da erstens die maximal elastisch übertragbare Kraft im Scherzugversuch bei großem Überlapp im reinen Schubversuch im modifizierten Kreuzzugversuch in Abhängigkeit von Sicken nahezu konstant bleibt (siehe Abbildung 5.27 und Abbildung 5.12) und zweitens die geringsten elastisch übertragbaren Kräfte im Kreuzkopfzugversuch (siehe Abbildung 5.25) bei der ungesickten Probe gemessen wurde, wird nur eine Grenzkurve für die ungesickte Variante erstellt. Drittens ist bekannt, dass die Fügepunkte bekanntlich überwiegend auf Schub belastet und die Grenzkurven in Abhängigkeit der Sicken bis 45° sehr ähnlich sind (siehe ebenfalls Abbildung 5.12). Da allerdings ein großer Unterschied bei den Proben mit unterschiedlichem Stempelweg unter 15° gemessen wurde und der mit dem Linearzylinder-hergestellte Clinchpunkt eine geringeren Hinterschnitt (siehe Tabellen 5.3 und 5.2) aufweist, wird die Grenzkurve aus zwei verschiedenen Kurven abgeschätzt. Nämlich aus den Grenzkurven $(\pm 0,0)$ und $(+0,1)$ des auf der Laser-Stanz-Maschine hergestellten Clinchpunktes (Grenzkurven in Abbildung 5.11). Die Abschätzung aus der $\pm 0,0$ -Grenzkurve ist sehr konservativ und die Abschätzung aus $(+0,1)$ optimistisch, da nicht klar ist, ob auch bei dieser Verbindung ein für die Sicherheit positives Verschieben der Grenzkurve unter 15° auftritt. Deshalb ist es für Auslegungen bei einem Lastwinkel um die 15° empfehlenswert, wenn möglich eine Messung der mechanischen Eigenschaften der Verbindung $K1 \pm 0,0$ unter ebendiesem Winkel durchzuführen. Obwohl die Grenzkurven der maximalen Kraft in der Auslegungsmethode nicht benötigt werden, werden sie im folgenden bestimmt und in Abbildung 6.3 eingezeichnet.

Bei der Abschätzung der Grenzkurve der Maximalkraft aus der der Grenzkurve von $(\pm 0,0)$ wurde wie folgt vorgegangen. Aus den Scherzug- (kurzer Überlapp) und Kopfzugprüfungen aus den Versuchsreihen 2 und 3 wird je ein Skalierungsfaktor für die maximale Schubkraft (0°) und für die maximale Kopfzugkraft (90°) bestimmt. Anschließend werden die Werte der Grenzkurve $(\pm 0,0)$ von 0° bis 45° mit dem Skalierungsfaktor für Schub und die Werte 75° und 90° mit dem Skalierungsfaktor für Kopfzug skaliert. Die Maximalkraft unter 60° wird mit dem gemittelten Skalierungsfaktor multipliziert. Der Grund für dieses Vorgehen ist, dass der Clinchpunkt bis einschließlich 45° durch Reißen des Halses, unter 60° und 75° durch einen Halsriss mit einseitigem Ausknöpfen und unter 90° durch reines Ausknöpfen versagt. Bei der Grenzkurve der maximal elastisch übertragbaren Kraft werden ebenfalls Skalierungsfaktoren gebildet. Hier werden die Werte unter den Winkeln 0° bis 60° mit dem Schubfaktor, der Wert unter 75° mit dem gemittelten Skalierungswert und der Wert unter 90° mit dem Kopfzugfaktor skaliert.

Für die Abschätzung der Grenzkurven aus den Grenzkurven von $(+0, 1)$ wird für die maximal elastisch übertragbare und der maximalen Kraft ein Schubskalierungsfaktor gebildet und alle Werte, bis auf die Kopfzugmaximalkraft, mit den Schubfaktoren skaliert. Die Werte unter 90° sind aus den Kopfzugprüfungen der Versuchsreihe 3 bekannt. Dieses Vorgehen wird damit begründet, dass der Hinterschnitt der Verbindungen sehr ähnlich (Tabellen 5.3 5.2) aber die Halsdicke erhöht ist.

Die vier abgeschätzten Grenzkurven sind in Abbildung 6.3 eingetragen. Durch die unterschiedlichen Kurvenverläufe aus Abbildung 5.11 bilden die elastischen Grenzkurven einen Bereich. Nur bei reiner Normalkraft liegen die Kurven aufeinander, da dieser Wert vor der Abschätzung aus der Kreuzkopfzugprüfung bekannt war.

An dieser Stelle wird erneut darauf hingewiesen, dass die aufgetragenen Messwerte unter reinem Schub aufgrund der unterdrückten Biegung höher sind als bei den Scherzugprüfungen aus Abbildung 5.19 und Abbildung 5.20. Dies wurde in Kapitel 5.1.2.2 in dem Absatz vor Abbildung 5.26 erläutert. Zur vollständigen Einordnung wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass der Sonderfall für den Außreißer der maximalen Kraft unter 15° für die Probe $(+0, 1)$ durch die Scherzugprüfung (siehe Abbildung 5.20) gestützt wird. Der Außreißer der elastisch übertragbaren Kraft steht im Widerspruch zu den Ergebnissen aus der Scherzugprüfung aus Abbildung 5.19. Die dahinterliegende Wechselwirkung ist unbekannt; dennoch kann die Methode für diesen Spezialfall aufgrund der phänomenologischen Betrachtungsweise, wie soeben gezeigt, angewendet werden.

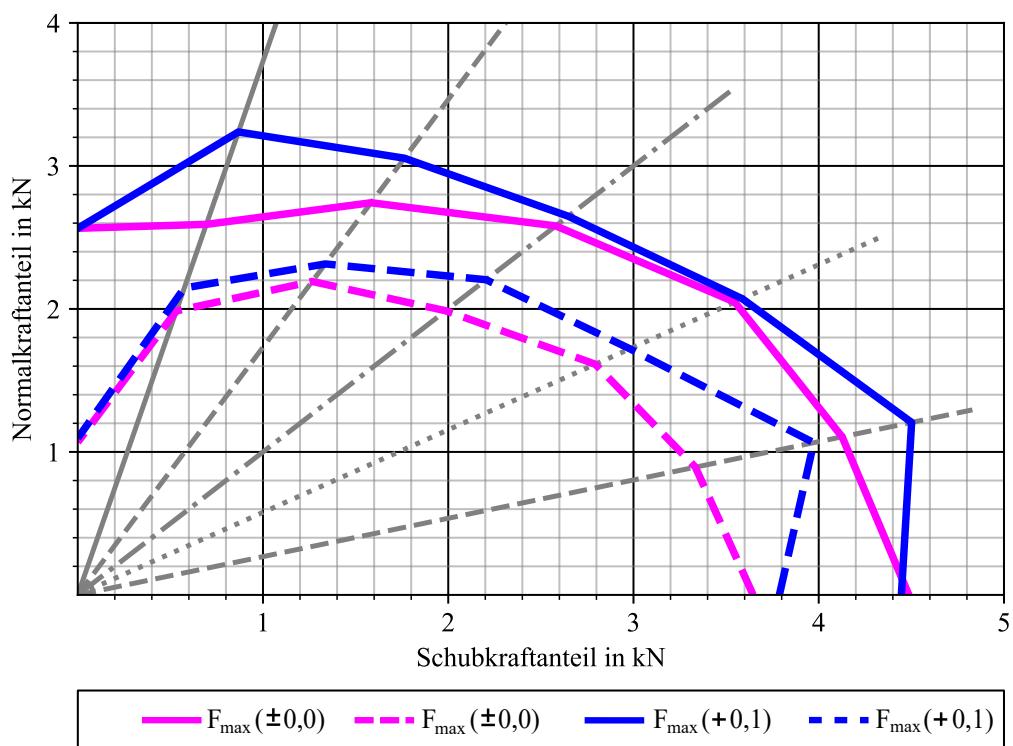


Abbildung 6.3: Unter Unsicherheit bestimmte Grenzkurven für den mit dem Linearzyliner gesetzten Clinchpunkt; in Magenta aus $\pm 0, 0$, in Blau aus $+0, 1$

6.3 Anwendung der Auslegungs- und Berechnungsmethode

Die Auslegungsmethode wird in diesem Kapitel an einem Demonstrator im 3-Punkt-Biegeversuch erläutert, der an die Demonstratoren von [71] angelehnt ist (siehe Abbildung 2.6 in Kapitel 2.3.2). Die Idee von Reil ist, dass in dem Schubdemonstrator die Fügepunkte auf Schub belastet werden, wenn die Biegesteifigkeiten von oberem und unterem Profil ähnlich sind oder das untere Profil eine geringere Biegesteifigkeit als das obere Profil aufweist. Beim Normaldemonstrator werden die Fügepunkte überwiegend axial belastet, in dem sich das obere Profil durchbiegt und das untere Profil idealerweise in einer Starrkörperbewegung nach unten bewegt. Dafür muss das untere Profil eine deutlich größere Biegesteifigkeit als das obere besitzen. Um die Biegesteifigkeiten einzustellen verwendet Reil Profile mit unterschiedlichen Wandstärken und Werkstoffen. Auch ist aus den Versuchen von Reil bekannt, dass die Normalkraftbelastung in den Fügepunkten mit fortschreitender Impaktoreindringung zunimmt (siehe Abbildung 2.7 b)).

Aufgrund der Verwendung des gleichen Blechmaterials für das obere und untere Hutprofil wird eine Geometrie gewählt, die der Geometrie des Normaldemonstrators von Reil sehr ähnlich ist. Die Demonstratorgeometrie sowie die quasistatischen Prüfbedingungen sind in Abbildung 6.4 gezeigt. Durch die Versteifung des unteren Hutprofils wird ein Normalkraftanteil in den Clinchpunkten während der Prüfung induziert, gleichwohl die Fügepunkte schubdominiert belastet werden. Der Eingriff des Impaktors erfolgt außer- mittig, so dass die Clinchpunkte auf der linken Seite stärker und normalkraftdominierter als die Clinchpunkte auf der rechten Seite belastet werden.

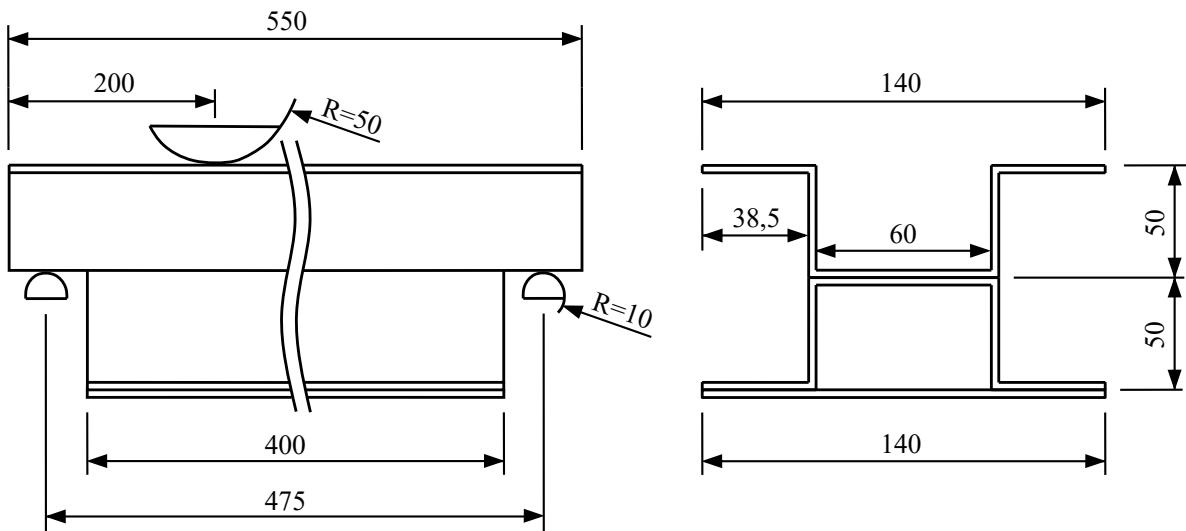


Abbildung 6.4: Geometrie des Demonstrators und Prüfaufbau

Die Fügekonstruktion des Demonstrators wird nachfolgend durch Anwendung der Methode in drei Iterationsschritten verbessert, wobei nach dem Schema aus Abbildung 6.2 vorgegangen wird. Als Erstes wird ein FE-Modell der 3-Punkt-Biegeprüfung mit dem De-

monstrator aufgebaut, welches in Abbildung 6.5 dargestellt ist. In diesem sind die Auflager und der Impaktor mit starren Flächen abgebildet und ein Kontakt zwischen ihnen und den Hutprofilen definiert, in welcher die Blechdicke berücksichtigt ist. (siehe 8.5) Die quasistatische Bewegung des oberen Impaktors erfolgt durch Vorgabe einer linearen Verschiebung nach unten. Die Modellierung der Clinchpunkte, der Profile, des Kontaktes zwischen den Profile und die Abbildung der Fügepunkte entspricht, bis auf zwei Unterschiede, dem Vorgehen in den obigen Kapiteln. Der erste Unterschied ist, dass die die mittlere Kantenlänge der Schalenelemente der Profile ca. 3 mm beträgt. Die Kantenlänge an den Balkenelementen bleibt unverändert. Der zweite Unterschied ist, dass die Biegesteifigkeiten in den Balkenelementen auf Null gesetzt sind, was in Bauteilsimulationen empfohlen ist. (siehe Kapitel 2.1.4 und [32]) Das konstitutive Verhalten des HCT-Blechmaterials wird durch die tabellierte Fließkurve aus Kapitel 3.4 beschrieben. Der Klebstoff BETAMATE 1496 wird mit Kohäsivzonenelementen abgebildet, welche geometrisch eine Dicke von 1,5 mm aufweisen und mit den Mittelflächen durch einen Tied-Kontakt ohne Berücksichtigung der Schalendicken verbunden sind. Zur Berechnung der konstitutiven Gleichungen ist dem Kohäsivmodell die tatsächliche Dicke der Klebstofffläche von 0,3 mm hinterlegt. Das Materialmodell für den verwendeten BETAMATE1496-Klebstoff ist aus der Dissertation von [95] entnommen. Es handelt sich um ein TAPO-Modell mit dem sowohl die nichtlineare isotrope Verfestigung als auch die Zug-Druck-Asymmetrie des Klebstoffs abgebildet wird. Weitere theoretische Hintergründe können in [96] nachgelesen werden. Die Berechnung erfolgt explizit im LS-DYNA R13.

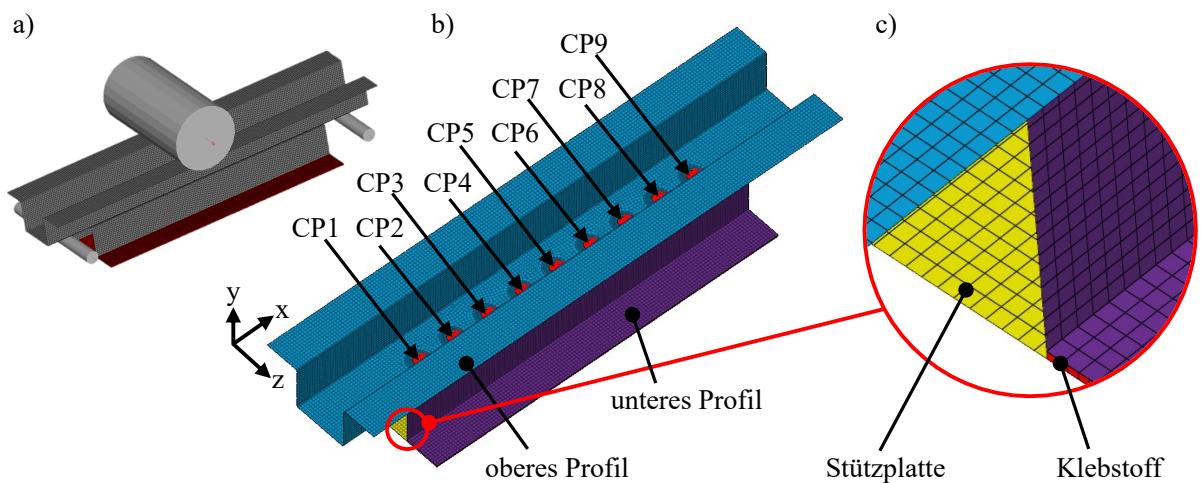


Abbildung 6.5: FE-Modellaufbau a) Modell inklusive Impaktoren b) vernetztes Bauteil c) vergrößerter Bildausschnitt mit Kohäsivelementen des Klebstoffs

In Abbildung 6.6 sind die durchgeführten Iterationsschritte innerhalb der Methode (siehe Abbildung 6.2) am Demonstrator gezeigt, wobei die Fügefläche von oben dargestellt ist. In das initiale Fügedesign werden im ersten Iterationsschritt Sicken eingebracht. In der zweiten Iteration werden die äußersten Fügepunkte an der linken Kante (CP1 und CP2) um 20 mm bzw. 10 mm nach rechts verschoben. In der dritten und finalen Iteration werden die Profile verbreitert sowie der Clinchpunkt CP1 quer neben dem Clinchpunkt

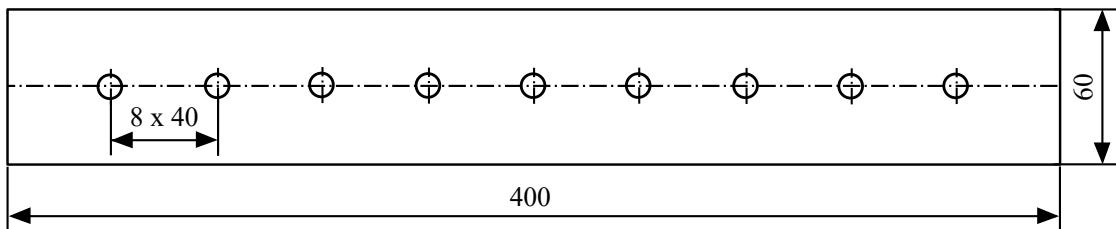
CP2 positioniert sowie die eingezeichneten Sicken eingebracht.

Der am Impaktor gemessene Kraft-Verschiebungsverlauf ist in Abbildung 6.7 a) gezeigt. Die Lastwinkel in den ersten drei Clinchpunktreihen von links sind in Abbildung 6.7 b) über die Impaktorschubverschiebung aufgetragen. Die Zunahme des Axialbelastung ist annähernd linear und kann ebenfalls in den Normalkraft-Schubkraftdiagrammen aus Abbildung 6.8 beobachtet werden. Die ausgewerteten und in Abbildung 6.8 eingezeichneten Zeitpunkte sind in Abbildung 6.7 a) markiert und entsprechen dem „Knickpunkt“ (bei 3 mm) sowie ungefähr dem Zeitpunkt an der die äußersten Clinchpunkte plastisch belastet werden (bei 3 mm und bei ca. 13 mm).

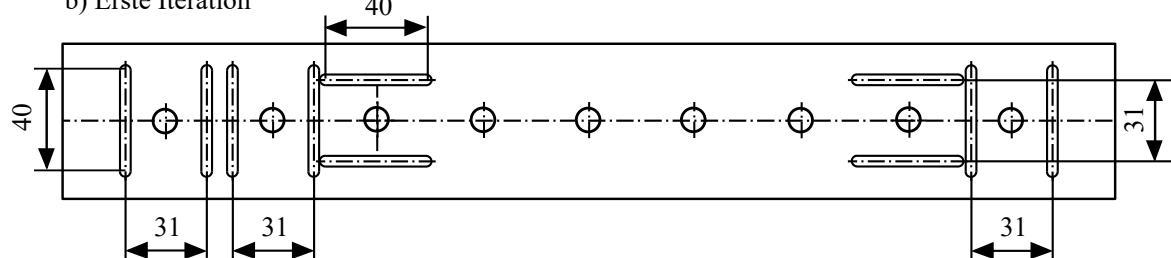
Im Weiteren wird anhand der Abbildung 6.8 die Wirkweise der Methode erklärt. Die äußersten zwei Clinchpunkte (CP1 und CP2) sind in der initialen Konstruktion bei einer Impaktoreindringung von 3 mm nahe ihrer plastischen Lastgrenze belastet. In der Abbildung 6.8 a) entsprechen diese beiden Clinchpunkte den roten Punkten nahe der gestrichelten Grenzkurve. In der Iteration 1 und in der Iteration 2 ist die Schublast in Clinchpunkt CP1 durch die Anpassung reduziert worden. Beide Iterationen bauen nicht aufeinander auf und bedienen sich anderen Ursache-Wirkungsbeziehungen. In der ersten Iteration wird durch geringere effektive Steifigkeiten der Clinchpunkte CP1 und CP2 und der erhöhten effektiven Steifigkeit des CP3 die Clinchpunktlaste in CP1 reduziert. Gleichzeitig sind die Clinchpunkte CP2 bis CP4 fast gleich stark belastet. An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass eine zentrale Erkenntnis aus Kapitel 4 ist, dass Fügepunkte mit einer höheren Steifigkeit und bei einer größeren anliegenden Verformung stärker belastet sind. Durch die Veränderung der effektiven Clinchpunktsteifigkeiten findet durch die Iteration 1 - im Vergleich zum initialen Modell- nicht nur ein reines Umlagern der Last statt. Das Verformungsverhalten der Blechstruktur um die Clinchpunkte verändert sich, was dazu führt, dass die Summe der zu tragenden Last in den vier äußersten Clinchpunkten reduziert ist. Dass das Verformungsverhalten der Gesamtstruktur verändert ist, ist auch daran erkennbar, dass eine gedachte Linie zwischen den Punkten der Clinchpunktlasten keine ähnliche Linie bilden würden. Würden hingegen im Normalkraft-Schubkraft-Diagramm die Punkte des initialen Demonstrators und der Iteration 2 verbunden, wäre dies der Fall. Hier ist der äußerste Clinchpunkt aus dem Bereich der größten Blechverformung herausgeschoben worden. Da die Fügepunktsteifigkeiten gleichgeblieben sind, ist sowohl die Lastverteilung zwischen den Fügepunkten als auch die Verformung der Gesamtstruktur ähnlich. Aus Abbildung 6.8 b) ist zusätzlich direkt erkennbar, dass die beiden Verbesserungen ungefähr zum gleichen Versagenszeitschritt führen.

In der dritten Iteration ist der Einfluss des Verschiebens des äußersten Clinchpunktes in einen nicht so stark verformten Bereich mit den Lastumlagerungseffekten zwischen den Clinchpunkten und den Steifigkeitseffekten kombiniert. Darüberhinaus ist der Bauteilwiderstand gegen Biegung deutlich erhöht, wodurch die Verformung in der Fügeebene weiter verringert ist. Dies führt dazu, dass die maximale Impaktorkraft leicht geringer ist (siehe Abbildung 6.7 b)). Die Verbesserung des Fügedesigns führt allerdings gleichzeitig dazu, dass der Versagensweg von ca. 6,5 mm auf ca. 13 mm steigt und damit verdoppelt wird, was aus den Abbildungen 6.8 b) und Abbildung 6.8 c) hervorgeht.

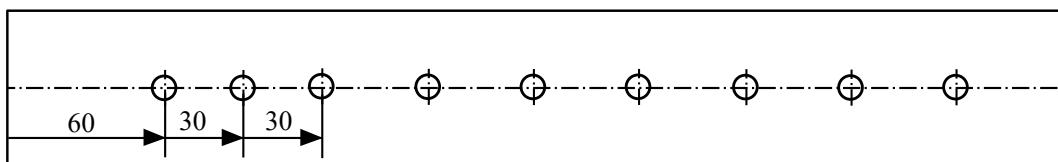
a) Initiales Fügedesign



b) Erste Iteration



c) Zweite Iteration



d) Dritte Iteration

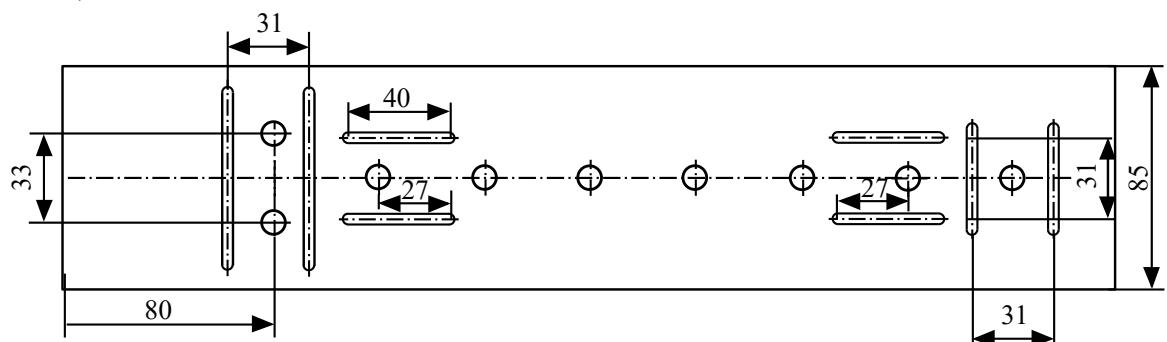


Abbildung 6.6: Iterationsschritte beim Durchlauf der Methode

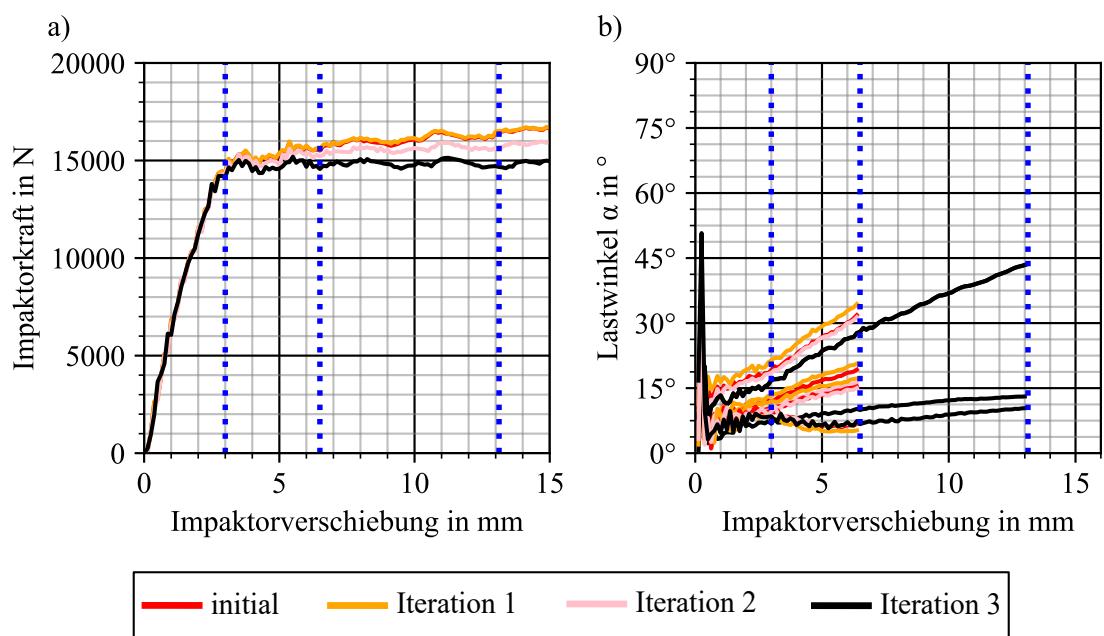


Abbildung 6.7: Simulationsergebnisse: a) Kraft-Weg-Kurven b) Lastwinkel über Impaktorverschiebung der Clichpunkte CP1 bis CP3

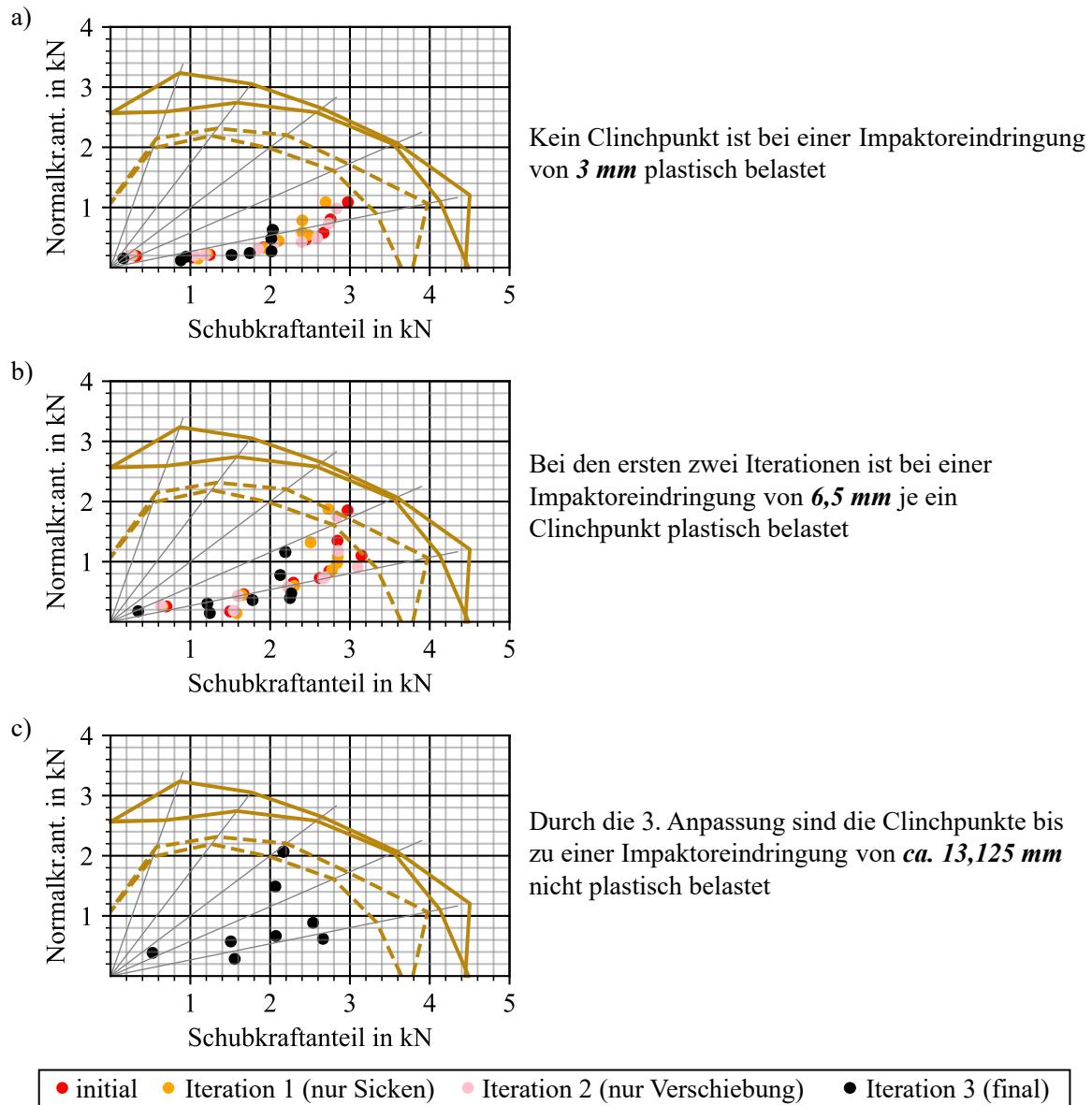


Abbildung 6.8: Clinchpunktlasten im Normalkraft-Schubkraft-Diagramm bei einer Impaktorverschiebung von: a) 3 mm b) 6,5 mm c) 13,125 mm

6.4 Experimentelle Prüfung des Demonstrators und Abgleich mit der Simulation

Die experimentelle Prüfung der initialen und der verbesserten Variante finden auf einer Universal-Zug-Druckprüfmaschine bei einer Impaktorgeschwindigkeit von $2 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ statt (siehe Abbildung 6.9). Während der Prüfung wird die Verschiebung des Impaktors relativ zur Biegevorrichtung durch zwei Punkte bestimmt, deren Positionen durch Bild- und Stereokorrelation bekannt sind. Der erste Messpunkt ist auf der geraden Oberfläche des Impaktors aufgebracht. Der zweite Messpunkt befindet sich auf der Platte auf welchem das linke Auflager befestigt ist. Durch die kontinuierliche Berechnung des Abstands dieser beiden Punkte y-Richtung (siehe KOS in Abbildung 6.5) kann die Verkürzung des Abstands in ebendieser Richtung über die Zeit bestimmt werden, welche dem Eindringweg entspricht. Die Kraftmessung erfolgt an der Kraftmessdose.

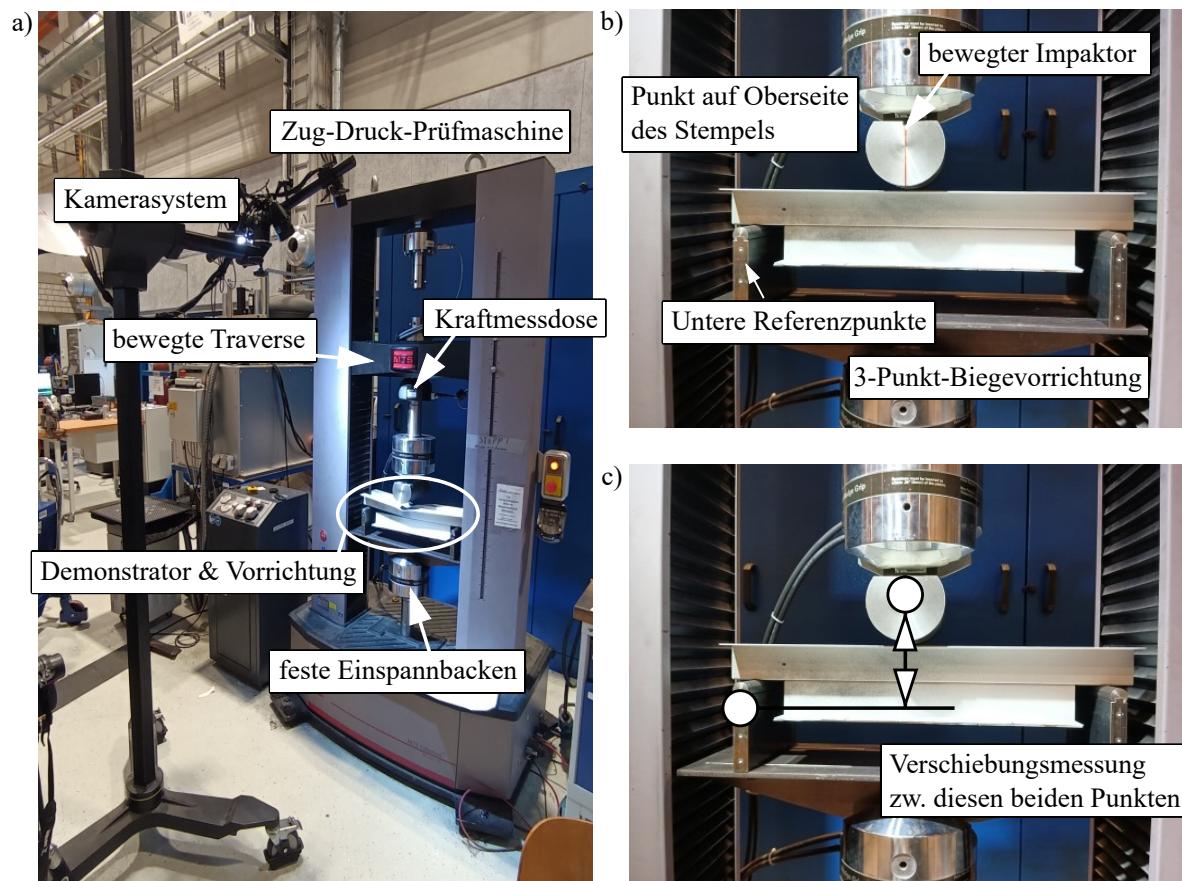


Abbildung 6.9: Experimenteller Aufbau bei der Demonstrator-Prüfung: a) Gesamtansicht b) Detailansicht der Bauteilprüfung c) Wegemessung anhand zweier Punkte

Aus den Kraft-Weg-Kurven aus Abbildung 6.10 folgt, dass die Energieaufnahme der verbesserten Variante deutlich höher ist, da der Kraftabfall bei einem deutlich erhöhten Ein-

dringweg erfolgt. Da an diesen Stellen der am weitesten links positionierte Clinchpunkt (CP1) bzw. die am weitesten links positionierten Clinchpunkte (CP1 und CP2) versagen, ist es durch das verbesserte Füge- und Bauteildesign gelungen, den Versagenszeitpunkt zu einem erhöhten Eindringweg zu verschieben. Der Versagenszeitpunkt ist jeweils ca. nach einer weiteren Impaktorverschiebung um 2 mm, nachdem die Berechnung eine plastische Belastung des Clinchpunktes CP1 bzw. der Clinchpunkte CP1 und CP2 anzeigt. (siehe Abbildung 6.8). Das Versagensverhalten dieser Clinchpunkte ist ein vollständiges Ausknöpfen, was durch ein einseitiges Ausknöpfen eingeleitet wird. Damit ist der Nutzen der Methode aufgezeigt. Anmerkung: Da eine Messung des Übergangs von dem elastischen zum plastischen Verhalten eines einzelnen Clinchpunktes nicht ohne Weiteres durchführbar ist, erfolgte der Plausibilitätsvergleich über das komplette Fügepunktversagen der Clinchpunkte, welche durch die Kraftabfälle gut sichtbar ist.

Die Simulationsergebnissen entsprechen den experimentellen Ergebnissen sehr gut. Der Verlauf der Kraft-Weg-Kurven wird durch die Simulation gut abgebildet, was in Abbildung 6.10 gezeigt ist. Das in Abbildung 6.12 sichtbare einseitige Ausknicken des oberen Profils und die plastische Deformation unter dem Impaktor (siehe Abbildung 6.11) werden in der Simulation vorhergesagt.

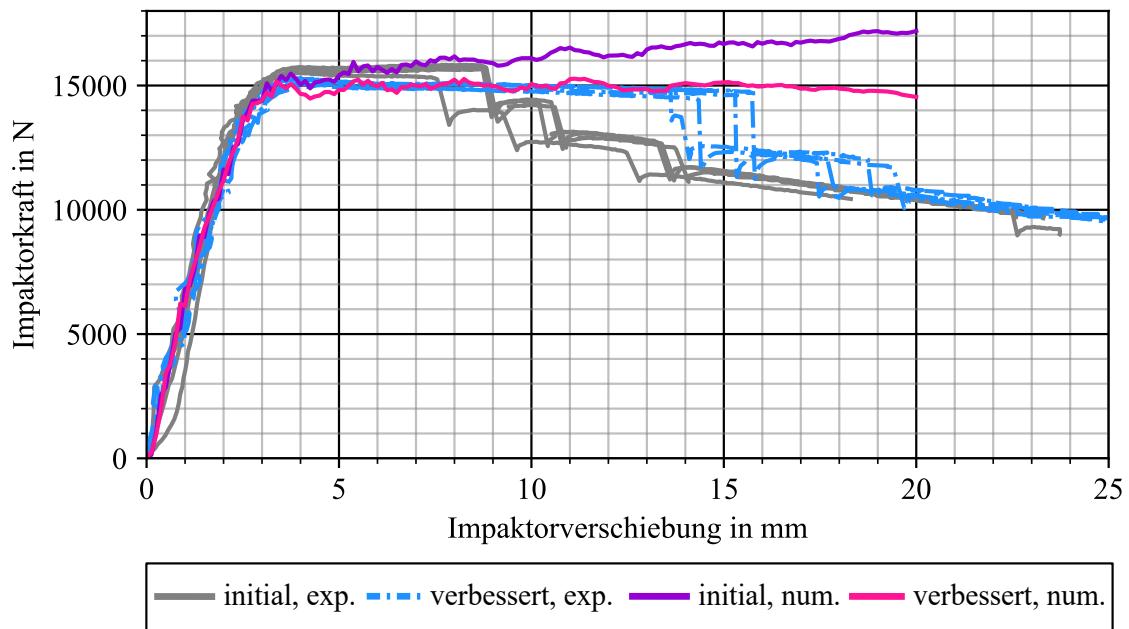


Abbildung 6.10: Kraft-Weg-Verlauf während der Prüfung des Demonstrators

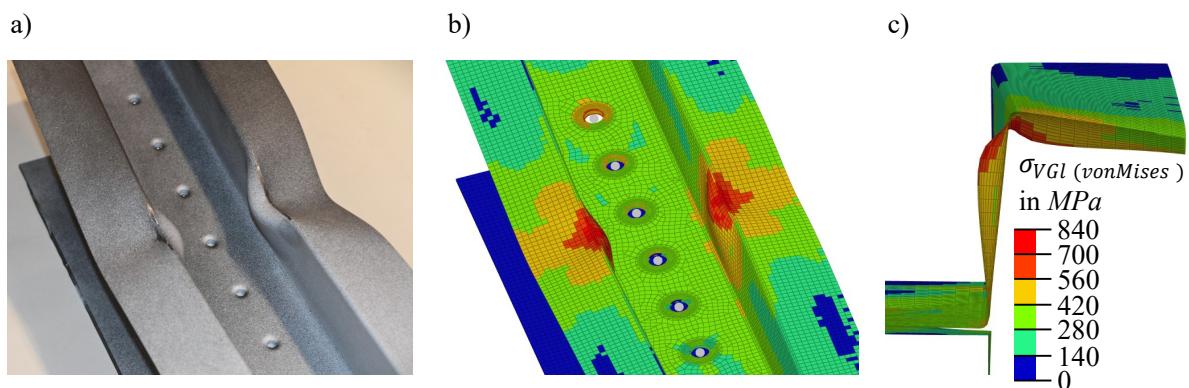


Abbildung 6.11: Deformation unter dem Impaktor der initialen Konstruktion a) nach der Prüfung (zurückgefedor) b) in der Simulation bei einer Impaktorverschiebung von 11 mm (nicht zurückgefedor)

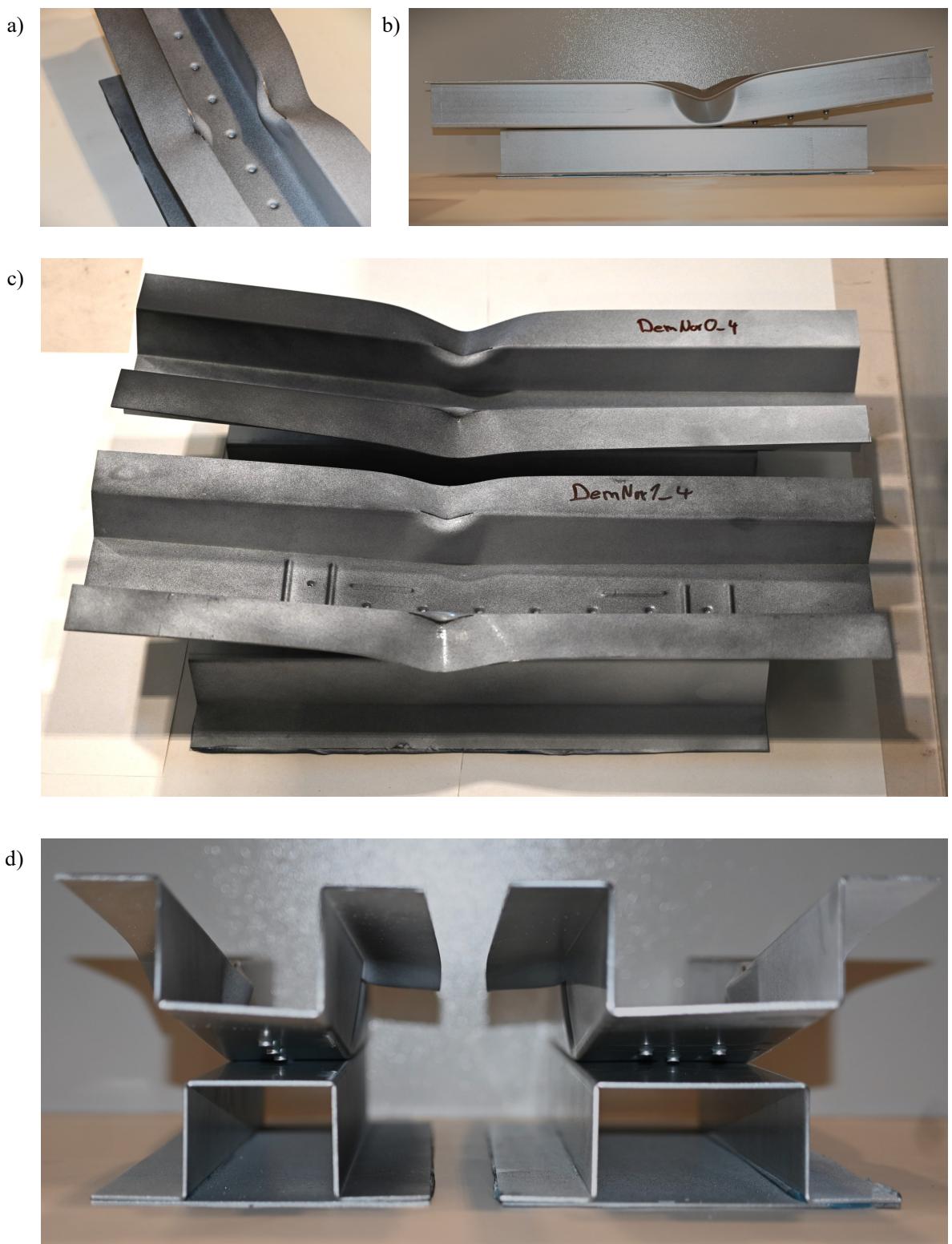


Abbildung 6.12: Demonstratoren nach plastischer Prüfung: a) Detailansicht b) Seitenansicht der initialen Variante c) geprüftes viertes Bauteil beider Varianten d) initiale Variante links und verbesserte Variante rechts

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit, eine Auslegungsmethode für Änderungskonstruktionen von punktgefügten Bauteilen zur elastischen Auslegung zu entwickeln, ist erreicht worden. Diese basiert auf der Ausnutzung von Ursache-Wirkungs-Beziehungen, wodurch nur wenige Iterationsschritte benötigt werden. Die Demonstration der Methode, die Validierung, die Bedeutung und die Herausarbeitung der Ursache-Wirkungs-Beziehungen erfolgte für das Clinchen von isotropen Blechen. Die Methode kann grundsätzlich für alle mit durch punktförmige Fügeelemente gefügten Bauteile angewendet werden. Voraussetzung dafür ist, dass die mechanischen Eigenschaften der im Bauteil enthaltenen Fügepunkte und die verfahrensspezifischen Einflüsse von Prozessabweichungen und deren Wirkung bekannt sind.

Aus der simulativen theoretischen Betrachtung von unabhängigen Schwankungen von Blechdicke und Fügepunktsteifigkeiten ist hervorgegangen, dass die Komponenten der Fügepunktlasten unterschiedlich stark auf diese Änderungen reagieren. Die Axiallast ist deutlich sensibler gegenüber Blechdickenschwankungen als gegenüber Steifigkeitsveränderungen des Clinchpunkts. Bei dem Schublastanteil verhält es sich genau umgekehrt. Eine Erklärung hierfür ist die deutlich größere Abhängigkeit der Biegesteifigkeit von der Blechdicke als die Steifigkeit im Blechquerschnitt und damit in Richtung der Fügepunkt-Schublast. Aus dieser Beobachtung wurde gefolgert, dass es möglich sein sollte, durch das Einbringen von Sicken in Fügepunktnähe, die Fügepunktlast zu verändern. Dies wurde anhand von experimentellen Prüfungen an geclinchten Proben bestätigt. Für Scherzugprüfungen wurde dies zusätzlich zu Kraft-Weg-Verläufen durch optische Messung der Blechverformung gezeigt. Aus den experimentellen Prüfungen ging ebenfalls hervor, dass sich durch das Einbringen von Sicken um den Fügepunkt die „verschmierten“ Clinchpunkteigenschaften verändern. Durch Längssicken ist es bei Scherzugbelastungen möglich, den Normalkraftanteil im Clinchpunkt zu verringern und die effektive Fügepunkt-Schubsteifigkeit zu erhöhen. Im Axiallast- als auch im Scherzuglastfall reduzieren quer eingebrachte Sicken die Fügepunktsteifigkeit. Durch längs eingebrachte Sicken werden diese erhöht. Die experimentellen Prüfungen zeigen auch, dass die Größe der Veränderung von der Sickengeometrie und der Blechdicke abhängig ist.

Für die zweite Einflussgröße Fügepunktsteifigkeit ist gezeigt worden, dass durch eine Erhöhung der Steifigkeit eines Fügepunktes in einer Fügeflanschfläche teilweise die Last von Nachbarpunkten auf den nun steiferen Fügepunkt umgelagert werden. Bei einer Reduktion der Steifigkeit wird ein Teil der Last von dem veränderten Fügepunkt zu den Nachbarfügepunkten umgelagert. Weiter zeigen die Ergebnisse dieser Arbeit, dass die Wirkung der Positionierung eines Fügepunktes näher zur Krafteinleitungsstelle neben der Belas-

tung des betrachteten Fügepunktes von der Krafteinleitung und Lagerung der Struktur abhängig ist. So erhöht sich z.B. die Last in dem am nächsten zur Krafteinleitung gelegenen Fügepunkt, wenn dieser schubdominiert belastet ist, auf den Flansch eine äußere Schubbelastung wirkt und dieser näher an die Krafteinleitung positioniert wird. Bei äußerer Schälbelastung und Schubdominanz im Fügepunkt wird der Fügepunkt durch eine nähere Positionierung an die Krafteinleitung entlastet. Ist der am nächsten zur Krafteinleitung gelegene Fügepunkt normalkraftdominiert belastet, führt eine Positionierung näher an der Krafteinleitung zur Lastreduktion.

Um die entwickelte Methode schließlich anzuwenden zu können, mussten die experimentell oder virtuell gemessenen Fügepunkteigenschaften in eine Ersatzmodellierung überführt werden. Dies wurde erfolgreich durchgeführt und die Grenzen der Ersatzmodellierung aufgezeigt. Es wurde demonstriert, dass bei Clinchpunkten, bei denen das Verformungsverhalten des stempelseitigen Clinchpunktkopfes und des matrizenseitigen Clinchpunktnapfes unterschiedlich sein können, die symmetrische Ersatzmodellierung mit einer Steifigkeit nicht genügt, um die experimentell gemessenen Effekte zu erklären. Dennoch ist die Ersatzmodellierung ausreichend genau, um das Fügedesign von Bauteilen wie den gezeigten Demonstrator effizient zu verbessern.

Weiter zeigen die Untersuchungen, dass in Realstrukturen ein Bedarf an nicht rotationssymmetrischen Fügepunkten besteht und dass sich solche Fügepunkte durch ihren Freiheitsgrad besonders eignen, um auf ungewollte Prozessschwankungen zu reagieren. Ein reines Drehen der Werkzeuge bei dem Setzprozess könnte in vielen Fällen genügen, um die Fügekonstruktion zu verbessern. Zudem zeigt das Beispiel an einem schubdominierten Fügeflansch, dass durch eine solche Art von Fügeelement, die Fügepunktlasten sehr stark vergleichmäßigt werden können, ohne die Dimensionierung der Fügepunkte zu verändern. Wie oben beschrieben ist nun bekannt, dass die Einbringung der Sicken von der Beanspruchungsrichtung in der Blechebene in der Blechstruktur um den Fügepunkt abhängig ist. Die in der Auslegungsmethode verwendete vereinfachte Annahme, dass die Beanspruchungsrichtung, der Richtung der im numerischen Fügepunktelement ausgegebenen Fügepunkttersatzkraft entspricht, ist nicht in jedem Fall gültig und wurde diskutiert. Perspektivisch ist es daher erstens sinnvoll, die Methode um den Einsatz von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkten zu erweitern. Damit dies geschehen kann, müssen sowohl geeignete Fertigungsprozesse zur Herstellung von nicht-rotationssymmetrischen Fügepunkten sowie ein FE-Ersatzmodell, mit welchem diese Fügepunkte beschrieben werden können, entwickelt werden. Zweitens wäre eine Bestimmung der Belastungsrichtung über eine Kraftflussanalyse, anstatt über die Fügepunkttersatzkraft, genauer. Eine Integration der Kraftflussanalyse in die Auslegungsmethode bietet sich an. Dazu bedarf es einer schnellen robusten invarianten Berechnung des Kraftflusses. Drittens kann die Methode so erweitert werden, dass eine Auslegung im plastischen Bereich erfolgen kann. Um plastische Änderungskonstruktionen durchzuführen, müssen die Untersuchungen und die Bestimmung der Ursache-Wirkungs-Beziehung im plastischen Bereich wiederholt werden. Die Berücksichtigung der Plastizität auf Modellebene kann durch die Anwendung der verfügbaren Materialmodelle für Schalenelemente sowie aktueller FE-Ersatzmodelle für Fügepunkte „auf direktem Wege“ erfolgen.

Kapitel 8

Anhang

8.1 Raderhebungskurven des MKS-Modells

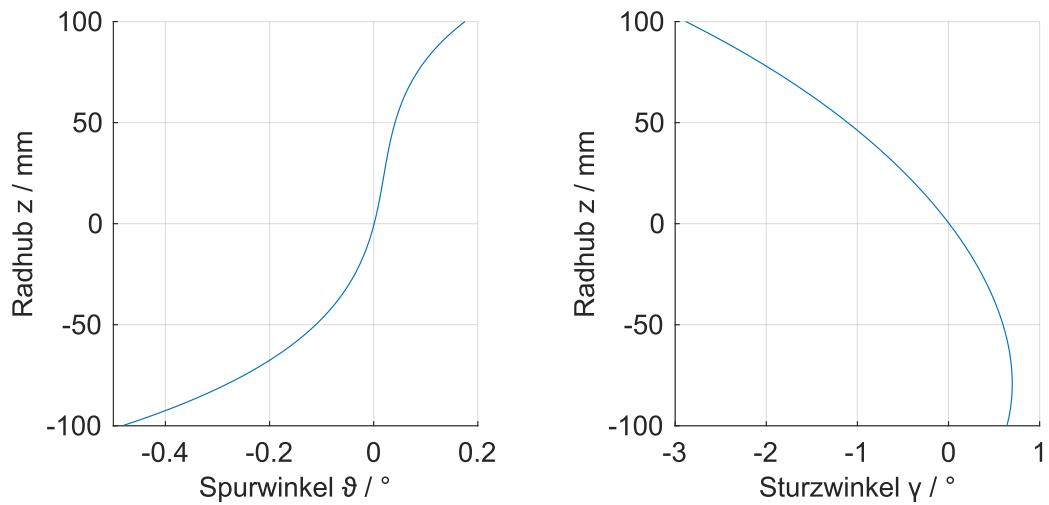


Abbildung 8.1: Radhub über den Spur- und Sturzwinkel an der Vorderachse, aus: [75]

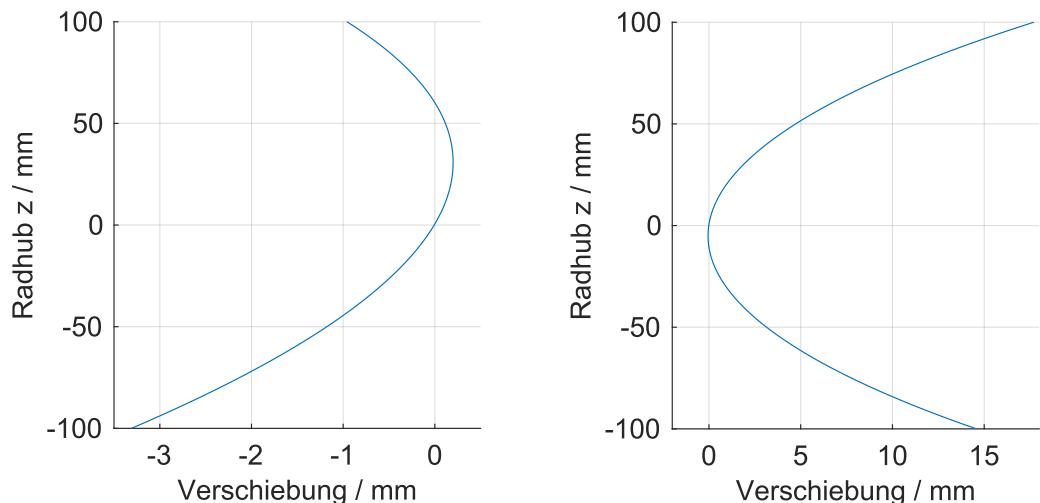


Abbildung 8.2: Radhub über die x- und y-Verschiebung an der Vorderachse, aus: [75]

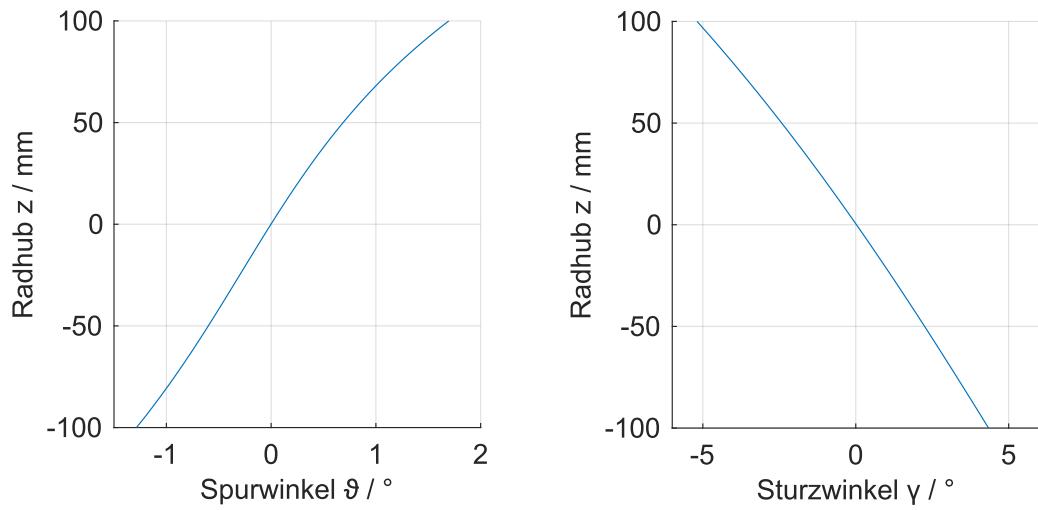


Abbildung 8.3: Radhub über den Spur- und Sturzwinkel an der Hinterachse, aus: [75]

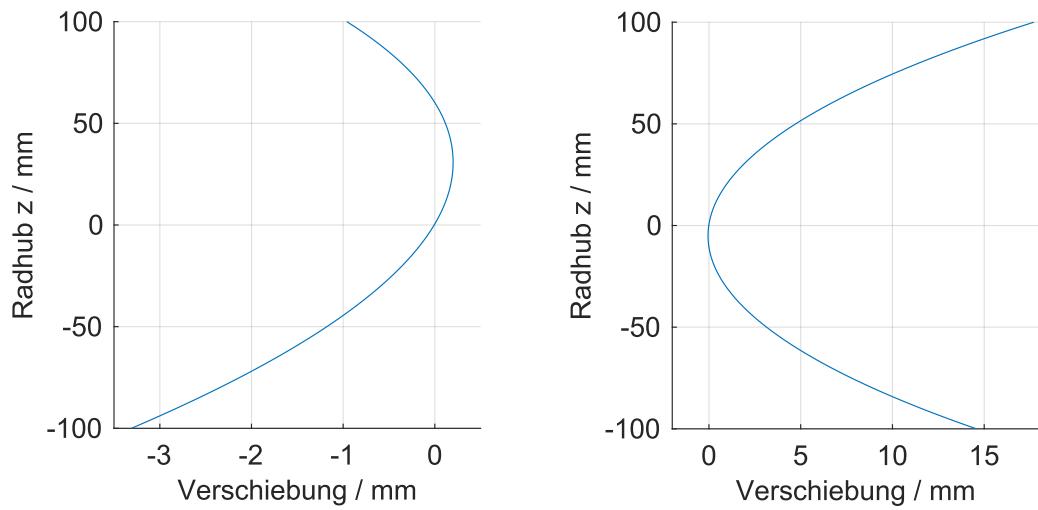


Abbildung 8.4: Radhub über die x- und y-Verschiebung an der Hinterachse, aus: [75]

8.2 In Versuchsreihe 1 gemessene Kräfte

Versagensfälle:

Bei der Prüfung unter 90° erfolgt ein Ausknöpfen. Unter 75° und 60° knöpft der Clinchpunkt einseitig bei gleichzeitiger Ausbildung eines Halsrisses aus. Unter den Lastwinkeln 45° bis 0° versagt der Clinchpunkt durch reinen Halsriss.

Tabellarische Übersicht der in Versuchsreihe 1 gemessenen Kräfte:

Tabelle 8.1: Gemessene Kräfte der Variante A ($\pm 0,0$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
MaxF_±0,0	4,304	4,098	3,929	3,501	3,312	3,084	2,961
MaxF_±0,0_STA	0,115	0,047	0,053	0,011	0,037	0,121	0,032
MaxFel_±0,0	3,834	3,73	3,496	2,92	2,672	2,115	1,371
MaxFel_±0,0_STA	0,104	0,068	0,094	0,099	0,116	0,127	0,322

Tabelle 8.2: Gemessene Kräfte der Variante B ($-0,1$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
MaxF_-0,1	4,271	4,131	3,974	3,553	3,251	3,4	3,179
MaxF_-0,1_STA	0,025	0,021	0,047	0,069	0,046	0,079	0,03
MaxFel_-0,1	3,943	3,728	3,595	2,992	2,577	2,321	1,484
MaxFel_-0,1_STA	0,118	0,053	0,152	0,126	0,092	0,079	0,181

Tabelle 8.3: Gemessene Kräfte der Variante C ($+0,1$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
MaxF_+0,1	4,274	4,48	3,982	3,6	3,39	3,222	2,698
MaxF_+0,1_STA	0,039	0,072	0,051	0,05	0,082	0,12	0,015
MaxFel_+0,1	3,899	4,122	3,429	3,067	2,624	2,236	1,503
MaxFel_+0,1_STA	0,131	0,147	0,166	0,066	0,175	0,165	0,075

Tabelle 8.4: Gemessene Kräfte der Variante D (Sq) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
MaxF_Sicke,quer_±0,0	4,244	4,098	3,904	3,47	3,194	3,228	2,928
MaxF_Sicke,quer_±0,0_STA	0,061	0,051	0,051	0,052	0,091	0,107	0,033
MaxFel_Sicke,quer_±0,0	3,704	3,597	3,513	3,097	2,574	2,155	1,575
MaxFel_Sicke,quer_±0,0_STA	0,157	0,178	0,221	0,12	0,053	0,107	0,208

Tabelle 8.5: Gemessene Kräfte der Variante E (*Sl*) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

Prüfwinkel	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°
MaxF_Sicke,längs_±0,0	4,378	4,186	3,951	3,521	3,21	3,028	3,008
MaxF_Sicke,längs_±0,0_STA	0,112	0,095	0,071	0,074	0,056	0,053	0,015
MaxFel_Sicke,längs_±0,0	3,902	3,634	3,46	3,036	2,683	2,427	1,284
MaxFel_Sicke,längs_±0,0_STA	0,052	0,065	0,065	0,204	0,077	0,085	0,144

Durch Diagramme visualisierte Übersicht der in Versuchsreihe 1 gemessenen Kräfte:

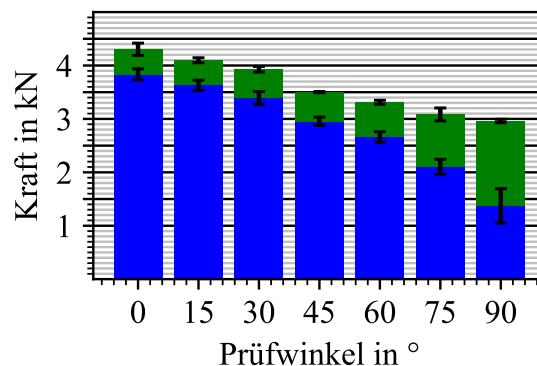


Abbildung 8.5: Gemessene Kräfte der Variante A ($\pm 0,0$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

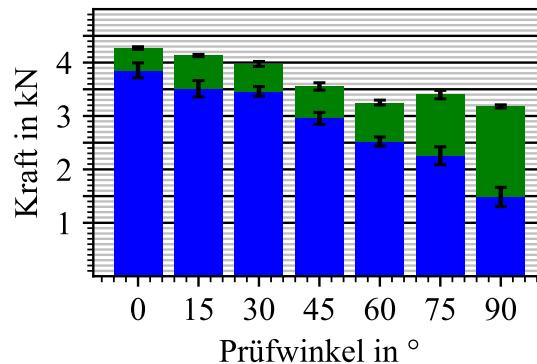


Abbildung 8.6: Gemessene Kräfte der Variante B ($-0,1$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

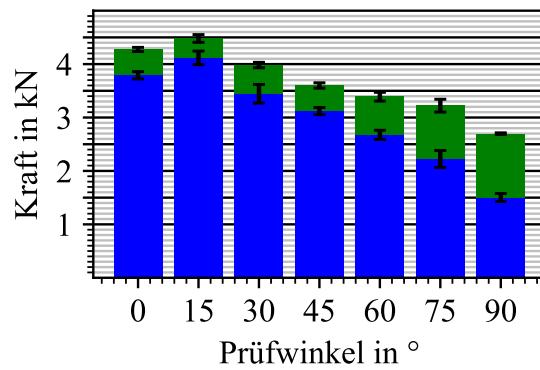


Abbildung 8.7: Gemessene Kräfte der Variante C ($+0,1$) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

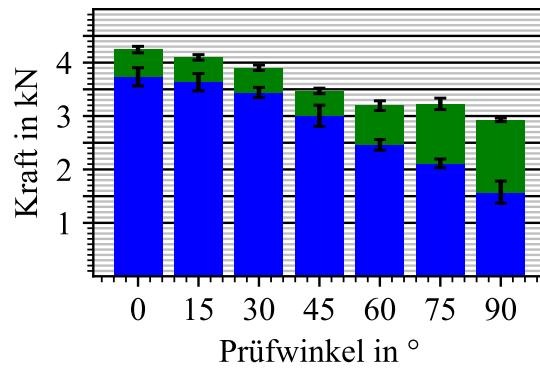


Abbildung 8.8: Gemessene Kräfte der Variante D (Sq) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

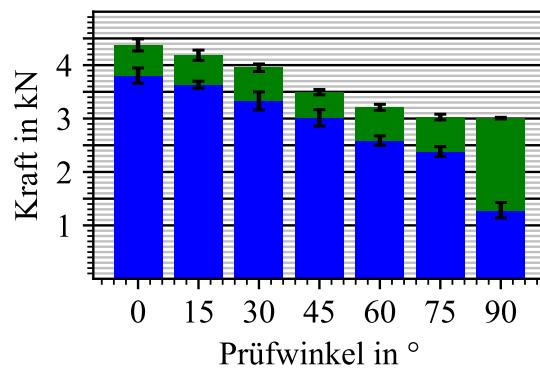


Abbildung 8.9: Gemessene Kräfte der Variante E (Sl) der Versuchsreihe 1 im modifizierten Kreuzzugversuch in kN

8.3 Messwerte der Versuchsreihe 2

Hier sind die Messwerte notiert, die in den Abbildungen in Kapitel 5.1.2.2 dargestellt sind.

Tabelle 8.6: Messwerte zu Abbildung 5.13: Steifigkeiten

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
Kopfzugsteifigkeit	1820	1993	2017	1474	1467	1883	1811	1452	1856
Scherzugsteifigkeit	19263	21830	21552	18961	20928	21080	18104	20131	20328

Tabelle 8.7: Messwerte zu Abbildung 5.15: Kopfzugsteifigkeiten

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
in Bereich 1	3392	3545	3648	2694	3034	3412	3337	2503	3526
in Bereich 1 - STA	552	624	455	244	644	453	364	137	360
in Bereich 2	1346	1357	1462	1136	1165	1377	1315	1177	1397
in Bereich 2 - STA	220	106	124	44	86	90	70	106	91
gemittelte Steifigkeiten	1820	1993	2017	1474	1467	1883	1811	1452	1856

Tabelle 8.8: Messwerte zu Abbildung 5.16: maximal elastisch übertragbare Kraft im Kreuzkopfzugversuch

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
in Bereich 1	488	453	552	490	383	542	463	440	510
in Bereich 1 - STA	63	33	98	91	66	31	41	58	65
in Bereich 2	1023	835	1145	1192	1094	1130	960	1139	1149
in Bereich 2 - STA	178	72	83	83	127	63	93	151	65

Tabelle 8.9: Messwerte zu Abbildung 5.17: Maximalkraft im Kreuzkopfzugversuch

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
Maximalkraft	3149	3179	3234	2926	2947	3008	2675	2698	2700
Standardabweichung	27	30	41	36	47	15	43	15	25

Tabelle 8.10: Messwerte zu Abbildung 5.18: Scherzugsteifigkeit

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
Scherzugsteifigkeit	19263	21830	21552	18961	20928	21080	18104	20131	20328
Standardabweichung	237	285	416	419	524	264	204	207	253

Tabelle 8.11: Messwerte zu Abbildung 5.19: maximal elastisch übertragbare Kraft im Scherzugversuch

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
max. elast. Kraft	3255	3204	3402	3110	3096	3280	3022	2947	3200
Standardabweichung	41	57	24	40	58	31	27	48	38

Tabelle 8.12: Messwerte zu Abbildung 5.20: Scherzugkraft

	$Sq(-0,1)$	$oS(-0,1)$	$Sl(-0,1)$	$Sq(\pm 0,0)$	$oS(\pm 0,0)$	$Sl(\pm 0,0)$	$Sq(+0,1)$	$oS(+0,1)$	$Sl(+0,1)$
max. elast. Kraft	4087	4132	4200	4078	4063	4150	4127	4071	4206
Standardabweichung	47	54	29	86	47	25	48	61	38

8.4 Messwerte der Versuchsreihe 3

In diesem Kapitel sind ausschließlich die Werte der Versuchsreihe 3 angegeben. Die Messwerte der Versuchsreihe 2 sind im vorherigem Kapitel aufgeführt.

Tabelle 8.13: Messwerte zu Abbildung 5.21: Kopfzugsteifigkeiten

	$Sq(Komb. 1)$	$oS(Komb. 1)$	$Sl(Komb. 1)$
in Bereich 1	2142	2004	2574
in Bereich 1 - STA	454	429	200
in Bereich 2	935	911	1029
in Bereich 2 - STA	39	145	32

Tabelle 8.14: Messwerte zu Abbildung 5.22: Kopfzugsteifigkeiten

	Sq	oS	Sl
Kopfzugsteifigkeit (Komb. 1)	1215	1194	1503
Kopfzugsteifigkeit (Komb. 2)	536	551	795
Kopfzugsteifigkeit (Komb. 2) - STA	34	32	63

Tabelle 8.15: Messwerte zu Abbildung 5.23: Scherzugsteifigkeit mit kurzem Überlapp

	$2Sq$	Sq	oS	$2Sl$
Scherzugsteifigkeit (Komb. 1)	18409	19182	21988	22417
Standardabweichung (Komb. 1)	333	238	292	385
Scherzugsteifigkeit (Komb. 2)	10810	10987	13455	13581
Standardabweichung (Komb. 2)	466	578	528	532

Tabelle 8.16: Messwerte zu Abbildung 5.24: Scherzugsteifigkeit mit langem Überlapp

	$2S_{vor}$	Sq_{nach}	oS	$2Sl$
Scherzugsteifigkeit (Komb. 1)	20325	23338	23143	24870
Standardabweichung (Komb. 1)	798	620	247	725
Scherzugsteifigkeit (Komb. 2)	12881	13246	13365	13976
Standardabweichung (Komb. 2)	618	571	727	1042

Tabelle 8.17: Messwerte zu Abbildung 5.25: Kräfte im Kreuzkopfzugversuch

	$Sq(Komb. 1)$	$oS(Komb. 1)$	$Sl(Komb. 1)$
maximal elastische Kraft (Komb. 1)	1207	1096	1293
Standardabweichung (Komb. 1)	122	151	130
Maximalkraft (Komb. 1)	2555	2564	2448
Standardabweichung (Komb. 1)	56	44	71
maximal elastische Kraft (Komb. 2)	583	611	624
Standardabweichung (Komb. 2)	116	119	49
Maximalkraft (Komb. 2)	1411	1321	1456
Standardabweichung (Komb. 2)	63	22	68

Tabelle 8.18: Messwerte zu Abbildung 5.26: Kräfte im Scherzugversuch mit kurzem Überlapp

	$2Sq$	Sq	oS	$2Sl$
maximal elastische Kraft (Komb. 1)	2996	2958	2944	3058
Standardabweichung (Komb. 1)	113	49	109	64
Maximalkraft (Komb. 1)	4144	4195	4235	4320
Standardabweichung (Komb. 1)	97	89	105	85
maximal elastische Kraft (Komb. 2)	1154	1182	1020	1132
Standardabweichung (Komb. 2)	72	58	73	75
Maximalkraft (Komb. 2)	2081	2119	2086	2255
Standardabweichung (Komb. 2)	32	42	25	46

Tabelle 8.19: Messwerte zu Abbildung 5.27: Kräfte im Scherzugversuch mit langem Überlapp

	$2Svor$	$Sqnach$	oS	$2Sl$
maximal elastische Kraft (Komb. 1)	2505	2527	2562	2489
Standardabweichung (Komb. 1)	70	102	64	78
Maximalkraft (Komb. 1)	4039	4064	4100	4085
Standardabweichung (Komb. 1)	25	37	35	71
maximal elastische Kraft (Komb. 2)	1222	1187	1155	1209
Standardabweichung (Komb. 2)	37	51	84	75
Maximalkraft (Komb. 2)	2110	2110	2136	2237
Standardabweichung (Komb. 2)	52	52	66	37

8.5 Eigen-Kontaktbedingungen

Tabelle 8.20: Eigenkontakt in Kapitel 3.3

*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_MORTAR

ssid	msid	sstyp	mstyp	sboxid	mboxid	spr	mpr
1000	0	2	0	0	0	0	0
fs	fd	dc	vc	vdc	penchk	bt	dt
0.15	0.0	0.0	0.0	0.0	0	0.0	0.0
sfs	sfm	sst	mst	sfst	sfmt	fsf	vsf
0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
soft	sofscl	lcidab	maxpar	sbopt	depth	bsort	frcfrq
0	0.0	0	0.0	0.0	0	0	0
penmax	thkopt	shlthk	snlog	isym	i2d3d	sldthk	sldstf
0.0	0	2	0	0	0	0.0	0.0
igap	ignore	dprfac	dtstif	edgek	unused	flangl	cid_rcf
2	0	0.0	0.0	0.0		0.0	0

Tabelle 8.21: Verwendete Eigenkontaktkarten in den Kapiteln 4 bis Kapitel 6 (beispielhaft aus dem Modell aus Kapitel 6 kopiert)

*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE

ssid	msid	sstyp	mstyp	sboxid	mboxid	spr	mpr
2	1	3	3	0	0	0	0
fs	fd	dc	vc	vdc	penchk	bt	dt
0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0	0.01.	0,00E+00
sfs	sfm	sst	mst	sfst	sfmt	fsf	vsf
1.0	1.0	0.0	0.0	1.0	1.0	1.0	1.0
penmax	thkopt	shlthk	snlog	isym	i2d3d	sldthk	sldstf
0	0	1	0	0	0	0	0

*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE

ssid	msid	sstyp	mstyp	sboxid	mboxid	spr	mpr
21	2	3	3	0	0	0	0
fs	fd	dc	vc	vdc	penchk	bt	dt
0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0	0.01.	0,00E+00
sfs	sfm	sst	mst	sfst	sfmt	fsf	vsf
1.0	1.0	0.0	0.0	1.0	1.0	1.0	1.0
penmax	thkopt	shlthk	snlog	isym	i2d3d	sldthk	sldstf
0	0	1	0	0	0	0	0

Literatur

- [1] L. Thiels. *Blechverbindung*. Deutsche Reichspatentschrift DRP-Nr. 98517. Berlin. 1897.
- [2] J. P. Varis und J. Lepistö. „A simple testing-based procedure and simulation of the clinching process using finite element analysis for establishing clinching parameters“. In: *Thin-Walled Structures* 41.8 (2003), S. 691–709.
- [3] T. Mende. „Clinchen von beschichteten Feinblechen unter besonderer Berücksichtigung des Einsatzes von Wirkmedien“. Diss. Technische Universität Dresden, 2006.
- [4] S. Gao und L. Budde. „Mechanism of mechanical press joining“. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 34.5 (1994), S. 641–657.
- [5] DIN8593. *Fertigungsverfahren Fügen*. Deutsche Fassung DIN 8593. 2003.
- [6] DVS 3420. *Clinchen – Überblick*. DVS-EFB 3420. 2012.
- [7] T. Sadowski, T. Balawender und P. Golewski. „Technological aspects of manufacturing and numerical modelling of clinch-adhesive joints“. In: *Technological Aspects of Manufacturing and Numerical Modelling of Clinch-Adhesive Joints*. Springer, 2015, S. 1–59.
- [8] C. Chen, H. Zhang, S. Zhao und X. Ren. „Effects of sheet thickness and material on the mechanical properties of flat clinched joint“. In: *Frontiers of Mechanical Engineering* 16.2 (2021), S. 410–419.
- [9] J. Varis. „Ensuring the integrity in clinching process“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 174.1-3 (2006), S. 277–285.
- [10] H. Peng, C. Chen, X. Ren und J. Wu. „Development of clinching process for various materials“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 119.1-2 (2022), S. 99–117.
- [11] D. Gieske und O. Hahn. „Neue Einelementprobe zum Prüfen von Punktschweißverbindungen unter kombinierten Belastungen“. In: *Schweißen und Schneiden* 46 (1994), S. 9–12.
- [12] B. Langrand, L. Patronelli, E. Deletombe, E. Markiewicz und P. Drazétic. „An alternative numerical approach for full scale characterisation for riveted joint design“. In: *Aerospace Science and Technology* 6.5 (2002), S. 343–354.
- [13] A. Breda, S. Coppieters und D. Debruyne. „Equivalent modelling strategy for a clinched joint using a simple calibration method“. In: *Thin-Walled Structures* 113 (2017), S. 1–12.
- [14] DVS 3480. *Prüfung von Verbindungseigenschaften Prüfung der Eigenschaften mechanisch und kombiniert mittels Kleben gefertigter Verbindungen*. DVS-EFB 3480. 2007.

- [15] DINISO 14273. *Widerstandsschweisen – Zerstörende Prüfung von Schweißverbindungen – Probenmase und Verfahren für die Scherzugprüfung an Widerstandspunkt- und Buckelschweisungen mit geprägten Buckeln*. Deutsche Fassung EN ISO 14273. 2016.
- [16] DINISO 14272. *Widerstandsschweisen – Zerstörende Prüfung von Schweißverbindungen – Probenmase und Verfahren für die Kopfzugprüfung an Widerstandspunkt- und Buckelschweisungen mit geprägten Buckeln*. Deutsche Fassung EN ISO 14272. 2016.
- [17] DINISO 14270. *Widerstandsschweisen – Zerstörende Prüfung von Schweißverbindungen – Probenmase und Verfahren für die mechanisierte Schälprüfung an Widerstandspunkt-, Rollennaht- und Buckelschweisungen mit geprägten Buckeln*. Deutsche Fassung EN ISO 14270. 2016.
- [18] R. Neugebauer, F. Jesche, O. Hahn und M. Wisling. *Prüfmethode zur direkten Steifigkeitsmessung von punktförmigen Fügeverbindungen*. EFB, 2008.
- [19] N. Fuchs, M. Delin, M. C. Wanner und K. H. Henkel. „Failure Criteria in Static and Fatigue Tests, Application in the Case of Mechanical Joints“. In: *Conference: International Automotive Body Congress 2009 and Global Powertrain Congress 2009*. 2009.
- [20] B. Schramm, S. Martin, C. Steinfelder, C. R. Bielak, A. Brosius, G. Meschut, T. Tröster, T. Wallmersperger und J. Mergheim. „A Review on the Modeling of the Clinching Process Chain-Part I: Design Phase“. In: *Journal of Advanced Joining Processes* (2022), S. 100133.
- [21] C.-J. Lee, J.-Y. Kim, S.-K. Lee, D.-C. Ko und B.-M. Kim. „Design of mechanical clinching tools for joining of aluminium alloy sheets“. In: *Materials & Design* 31.4 (2010), S. 1854–1861.
- [22] S. Coppieters, P. Lava, S. Baes, H. Sol, P. Van Houtte und D. Debruyne. „Analytical method to predict the pull-out strength of clinched connections“. In: *Thin-Walled Structures* 52 (2012), S. 42–52.
- [23] X. He, A. Gao, H. Yang und B. Xing. „Mechanical behavior of clinched sheet material joints and strength design procedure“. In: *Acta Physica Polonica A* 129.4 (2016), S. 698–700.
- [24] C.-J. Lee, S.-K. Lee, B.-M. Kim und D.-C. Ko. „Failure mode dependent load bearing characteristics of mechanical clinching under mixed mode loading condition“. In: *Procedia engineering* 207 (2017), S. 938–943.
- [25] S. Coppieters, P. Lava, H. Sol, P. Houtte und D. Debruyne. „Multi-axial Quasi-static Strength of a Clinched Sheet Metal Assembly“. In: *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*. Bd. 4. Sep. 2013.
- [26] C. R. Bielak, M. Böhnke, M. Bobbert und G. Meschut. „Further development of a numerical method for analyzing the load capacity of clinched joints in versatile process chains“. In: *nicht bekannt* (2021).

[27] P.-O. Bouchard, T. Laurent und L. Tollier. „Numerical modeling of self-pierce riveting—from riveting process modeling down to structural analysis“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 202.1-3 (2008), S. 290–300.

[28] A. Rusia und S. Weihe. „Development of an end-to-end simulation process chain for prediction of self-piercing riveting joint geometry and strength“. In: *Journal of Manufacturing Processes* 57 (2020), S. 519–532.

[29] S. Donders, M. Brughmans, L. Hermans, C. Liefooghe, H. Van der Auweraer und W. Desmet. „The robustness of dynamic vehicle performance to spot weld failures“. In: *Finite elements in analysis and design* 42.8-9 (2006), S. 670–682.

[30] A.-B. Ryberg und L. Nilsson. „Spot weld reduction methods for automotive structures“. In: *Structural and multidisciplinary optimization* 53.4 (2016), S. 923–934.

[31] M. Styrnik und T. Erhart. „Enabling the *CONSTRAINED_INTERPOLATION_SPOTWELD (in detail SPR3) as a general-purpose fastening element“. In: *13th European LS-DYNA Conference, Ulm*. 2021.

[32] A. Breda, S. Coppieters, A. Van de Velde und D. Debruyne. „Experimental validation of an equivalent modelling strategy for clinch configurations“. In: *Materials & Design* 157 (2018), S. 377–393.

[33] LSTC-Team. *LS-DYNA® KEYWORD USER'S MANUAL - VOLUME 1*. LS-DYNA R12. LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY Corporation (LSTC), AN ANSYS COMPANY. 2020.

[34] D. H. D. Eggink, M. W. Groll, D. F P.-R., J. Biedert, C. Knödler und P. Papentin. „Towards automated joining element design“. In: *Procedia computer science* 159 (2019), S. 87–96.

[35] R. Neugebauer, F. Riedel und R. Marx. *Entwicklung eines Konstruktionssystems für den rechnerischen Festigkeitsnachweis von punktförmig mechanisch gefügten Bauteilen*. EFB, 2010.

[36] DVS 3470. *Mechanisches Fügen, Konstruktion und Auslegung, Grundlagen / Überblick*. DVS-EFB 3470. 2006.

[37] Christoph Zirngibl, Benjamin Schleich und Sandro Wartzack. „APPROACH FOR THE AUTOMATED AND DATA-BASED DESIGN OF MECHANICAL JOINTS“. In: *Proceedings of the Design Society* 1 (2021), S. 521–530.

[38] D. H. D. Eggink, D. F. Perez-Ramirez und M. W. Groll. „Automated joining element design by predicting spot-weld locations using 3D convolutional neural networks“. In: *2020 IEEE International Conference on Engineering, Technology and Innovation (ICE/ITMC)*. IEEE. 2020, S. 1–9.

[39] F. Jarre und J. Stoer. *Optimierung*. 1. Aufl. Springer, 2004. ISBN: 978-3-642-18785-8.

[40] S. Yang, L. Yan und C. Qi. „An adaptive multi-step varying-domain topology optimization method for spot weld design of automotive structures“. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 59.1 (2019), S. 291–310.

- [41] A. Yamaguchi, G. Wakana, K. Obayashi, T. Okabe und M. Müller-Bechtel. „Spot-weld layout optimization for body stiffness by topology optimization“. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2008.
- [42] C. Woischwill und I. Y. Kim. „Multimaterial multijoint topology optimization“. In: *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 115.13 (2018), S. 1552–1579.
- [43] Q. Zhou, X. Wu, Y. Xia und W. Cai. „Spot weld layout optimization of tube crash performance with manufacturing constraints“. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 136.1 (2014).
- [44] X. Wu, Y. Xia, Q. Zhou, W. Cai und R. B. Tilove. „Spot Weld Layout Optimization With Manufacturing Constraints for Vehicle Structural Performance“. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Bd. 44274. 2010, S. 497–507.
- [45] V. Pakalapati, V. Katkar und R. Babar. *CAE based Multi Objective Optimization approach for Spot Weld Connections Layout in Automotive Structure*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2011.
- [46] V. Savic und S. Xu. *Fixed weld reduction method for optimal spot weld pattern design*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2003.
- [47] Q. I. Bhatti, M. Ouisse und S. Cogan. „An adaptive optimization procedure for spot-welded structures“. In: *Computers & structures* 89.17-18 (2011), S. 1697–1711.
- [48] H. Hasegawa, H. Sasaki, H. Uehara und K. Kawamo. „The optimisation of spot-weld positions for vehicle design by using hybrid meta-heuristics“. In: *International journal of vehicle design* 43.1-4 (2007), S. 151–172.
- [49] M. Pérez, R. Calvo und B. Hirschbeck. „BIW optimization by means of an automated CAE process for the reduction of welding points“. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. 2013, S. 321–327.
- [50] G. Geißler und T. Hahn. „Process development for multi-disciplinary spot weld optimization with CAx-LoCo, LS-Opt and ANSA“. In: *4th ANSA and μETA international conference, Thessaloniki*. 2011, S. 1–3.
- [51] L. Yan, Q.-T. Guo, S. Yang, X.-W. Liao und C. Qi. „A size optimization procedure for irregularly spaced spot weld design of automotive structures“. In: *Thin-Walled Structures* 166 (2021), S. 108015.
- [52] M. P. Bendsøe und N. Kikuchi. „Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method“. In: *Computer methods in applied mechanics and engineering* 71.2 (1988), S. 197–224.
- [53] M. P. Bendsøe und O. Sigmund. *Topology optimization: theory, methods, and applications*. Springer Science & Business Media, 2003.

[54] T. Jiang und M. Chirehdast. „A systems approach to structural topology optimization: designing optimal connections“. In: *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Bd. 97591. American Society of Mechanical Engineers. 1996, V003T03A044.

[55] H. Long, Y. Hu, X. Jin, H. Yu und H. Zhu. „An optimization procedure for spot-welded structures based on SIMP method“. In: *Computational Materials Science* 117 (2016), S. 602–607.

[56] P. Liu und Z. Kang. „Integrated topology optimization of multi-component structures considering connecting interface behavior“. In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 341 (2018), S. 851–887.

[57] V. Florea, M. Pamwar, B. Sangha und I. Y. Kim. „3D multi-material and multi-joint topology optimization with tooling accessibility constraints“. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 60.6 (2019), S. 2531–2558.

[58] J. Hsu, H. Kondo, M. Awano und K. Takashina. *Robust Design of Front Impact Crash Simulation with FEM by Taking Account of Manufacturing Quality on Spot Weld*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2006.

[59] A. Cui, Z. Y. Wang, Y. Chen und S. Z. Zhang. „Study on Welding Spot Layout for a Car B-pillar Based on the Welding Spot Fatigue Life“. In: *Applied Mechanics and Materials*. Bd. 543. Trans Tech Publ. 2014, S. 219–223.

[60] An Cui, Shi Z. Z., L. J. Xu und H. Z. Liu. „Topology optimization and robust analysis of welding spot layout for a heavy duty truck cab based on element strain energy density“. In: *Advanced Materials Research*. Bd. 887. Trans Tech Publ. 2014, S. 1284–1289.

[61] R. Söderberg, K. Wärmejord, L. Lindkvist und R. Berlin. „The influence of spot weld position variation on geometrical quality“. In: *CIRP annals* 61.1 (2012), S. 13–16.

[62] M. Carboni, S. Beretta und M. Monno. „Fatigue behaviour of tensile-shear loaded clinched joints“. In: *Engineering Fracture Mechanics* 73.2 (2006), S. 178–190.

[63] J. Mucha und W. Witkowski. „The experimental analysis of the double joint type change effect on the joint destruction process in uniaxial shearing test“. In: *Thin-Walled Structures* 66 (2013), S. 39–49.

[64] Z. Abbas, N. S. Khan und Z. Mehmood. „Design of Spot Welds for Optimal Strength of Structure“. In: *2020 17th International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology (IBCAST)*. IEEE. 2020, S. 129–136.

[65] Y. Zhang und D. Taylor. „Optimization of spot-welded structures“. In: *Finite elements in analysis and design* 37.12 (2001), S. 1013–1022.

[66] J. Fang, Y. Gao, G. Sun, C. Xu, Y. Zhang und Q. Li. „Optimization of spot-welded joints combined artificial bee colony algorithm with sequential kriging optimization“. In: *Advances in Mechanical Engineering* (2014).

- [67] A. H. Ertas und F. O. Sonmez. „Design optimization of spot-welded plates for maximum fatigue life“. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 47.4 (2011), S. 413–423.
- [68] S.-W. Chae, K.-Y. Kwon und T.-S. Lee. „An optimal design system for spot welding locations“. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38.3 (2002), S. 277–294.
- [69] T. Saito, T. Shiozaki und Y. Tamai. *A study of topology optimization for spot-welding locations in automotive body by using driving simulation*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2019.
- [70] A. Khalkhali und E. Miandoabchi. „The application of equivalent modeling of joints for bending simulation of hybrid aluminum/high strength steel thin-walled sections joined by clinching“. In: *Thin-Walled Structures* 157 (2020), S. 107089.
- [71] M. Reil, D. Morin, M. Langseth und O. Knoll. „Connections between steel and aluminium using adhesive bonding combined with self-piercing riveting“. In: *EPJ Web of Conferences*. Bd. 183. EDP Sciences. 2018, S. 04010.
- [72] M. Reil, O. Knoll, D. Morin und M. Langseth. „Testing of metal connections using adhesive bonding combined with self-piercing riveting“. In: *Technologies for economical and functional lightweight design*. Springer, 2019, S. 167–173.
- [73] M. Reil, D. Morin, M. Langseth und O. Knoll. „A novel tests set-up for validation of connector models subjected to static and impact loadings“. In: *International Journal of Impact Engineering* 158 (2021), S. 103978.
- [74] National Highway und Traffic Safety Administration (NHTSA). *Honda Accord 2011 crash model*. 2012. URL: http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/Departments/Crashworthiness/Crashworthiness%20by%20Vehicle%20Models/LSDYNA_FE_MODELS/Accord/Accord_BL_V1.zip (besucht am 04.03.2022).
- [75] C. Bäumler (Betreuer J. Schütte und S. Martin). „Modellierung eines Gesamtfahrzeugs und Berechnung der Karosserie-Betriebslasten in Adams/Car“. unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2021.
- [76] S. Martin, J. Schütte, C. Bäumler, W. Sextro und T. Tröster. „Identification of joints for a load-adapted shape in a body in white using steady state vehicle simulations“. In: *Forces in Mechanics* 6 (2022), S. 100065.
- [77] H. Singh. *Mass Reduction for Light-Duty Vehicles for Model Years 2017-2025*. Techn. Ber. Contract Prime: Electricore, Inc., 2012.
- [78] unbekannt. *3D-Druckmodell für FDM-Drucker*. 2020. URL: <https://www.thingiverse.com/thing:3842103> (besucht am 15.06.2020).
- [79] DINISO 8855. *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe*. Deutsche Fassung EN ISO 8855. 2011.
- [80] A. Bootz, S. Gruber, J. Holt Schulze, H. Kroiss, K. Kunze, R. Müller, A. Pauly, J. Remfrey, H. Rieger, E. Sagan, M. Schwarz, L. Seethaler, J. Sendler, H. Strobl, T. Unterstraser und H. Volk. „Fahrwerk“. In: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 8. Aufl. Vieweg, Teubner Verlag, 2016. Kap. 7, S. 840. ISBN: 978-3-658-09528-4.

[81] FGSV Verlag. *Richtlinien Für Die Anlage von Landstrasen*. 2012.

[82] FGSV Verlag. *Richtlinien Für Die Anlage von Stadtstrasen*. 2006.

[83] S. Martin, C. R. Bielak, M. Bobbert, T. Tröster und G. Meschut. „Numerical investigation of the clinched joint loadings considering the initial pre-strain in the joining area“. In: *Production Engineering* 16.2-3 (2022), S. 261–273.

[84] C. R. Bielak, M. Böhnke, R. Beck, M. Bobbert und G. Meschut. „Numerical analysis of the robustness of clinching process considering the pre-forming of the parts“. In: *Journal of Advanced Joining Processes* 3 (2021), S. 100038.

[85] M. Bier und S. Sommer. „Simplified modeling of self-piercing riveted joints for crash simulation with a modified version of *CONSTRAINED_INTERPOLATION _SPOTWELD“. In: *9th European LS-DYNA Conference, Manchester*. 2013.

[86] S. Martin, K. Kurtusic und T. Tröster. „Influence of the Surrounding Sheet Geometry on a Clinched Joint“. In: *Key Engineering Materials* 926 (2022), S. 1505–1515.

[87] K. Kurtusic (Betreuer S. Martin). „Analyse des Einflusses der Fügeteilumgebung auf die Gesamteigenschaften einer Clinchpunkt-Verbindung durch FE-Berechnungen“. unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2021.

[88] C. Fehring (Betreuer S. Martin). „Veränderung der Fügepunkt- und Bauteilbelastung durch gezielte Anordnung von othotropen Fügepunkten und Sicken - Eine Simulative Studie“. unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2022.

[89] AN ANSYS COMPANY LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY (LST). *LS-DYNA® KEYWORD USER'S MANUAL*. Livermore Software Technology, 2019, S. 9–1, 11–1.

[90] S. Martin und T. Tröster. „Method for considering the process chain in the design process of clinched components“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 163.

[91] C. Zirngibl, S. Martin, C. Steinfelder und S. Wartzack. „Methodical approach for the design and dimensioning of mechanical clinched assemblies“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 179.

[92] C. Zirngibl, S. Martin, C. Steinfelder und S. Wartzack. „Methodical approach for the design and dimensioning of mechanical clinched assemblies“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 179.

[93] C. Steinfelder und A. Brosius. „Experimental investigation of the cause and effect relationships between the joint and the component during clinching“. In: *Sheet Metal 2023* 25 (2023), S. 147.

[94] F. Lambiase und A. Di Ilio. „An experimental study on clinched joints realized with different dies“. In: *Thin-Walled Structures* 85 (2014), S. 71–80.

[95] G. Schwarzkopf. „Robuste Auslegung und Berechnung struktureller Klebverbindungen unter Crashbelastung“. Diss. Universität Paderborn, 2018. ISBN: 978-3-8440-6267-0.

[96] F. Burbulla. „Kontinuumsmechanische und bruchmechanische Modelle für Werkstoffverbunde“. Diss. Universitä Kassel, 2015. ISBN: 978-3-86219-582-4.

[97] F. G. L. Amorim und G. S. M. Lima. *A Methodology for Assessing the Influence of Spot Welds on a Vehicle Body Node Using the Finite Elements Method and a DOE Analysis*. Techn. Ber. SAE Technical Paper, 2014.

[98] Y. Abe, M. Kishimoto, T. Kato und K. Mori. „Joining of hot-dip coated steel sheets by mechanical clinching“. In: *International Journal of Material Forming* 2 (2009).

[99] G. H. Farrahi, A. Ahmadi und K. R. Kasyzadeh. „Simulation of vehicle body spot weld failures due to fatigue by considering road roughness and vehicle velocity“. In: *Simulation Modelling Practice and Theory* 105 (2020), S. 102168.

[100] A. G. Hanssen, L. Olovsson, R. Porcaro und M. Langseth. „A large-scale finite element point-connector model for self-piercing rivet connections“. In: *European Journal of Mechanics-A/Solids* 29.4 (2010), S. 484–495.

[101] C. Liu, X. Han, W. Wu und B. Yang. „Study on the analytical model of joint strength prediction of flat-clinching“. In: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 43 (2021), S. 1–7.

[102] M. Ouisse und S. Cogan. „Robust design of spot welds in automotive structures: A decision-making methodology“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 24.4 (2010), S. 1172–1190.

[103] C. Zirngibl, F. Dworschak, B. Schleich und S. Wartzack. „Application of reinforcement learning for the optimization of clinch joint characteristics“. In: *Production Engineering* 16.2 (2022), S. 315–325.

[104] H. Bubb, H. Grosmann, R. Konorsa, W. Pecho, A. Plath, J. Reichhold, R. Stauber, L. Teske, K. W. Thomer, H. Timm und M. Vögel H.-J.; Wawzyniak. „Aufbau“. In: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 8. Aufl. Vieweg, Teubner Verlag, 2016. Kap. 6, S. 587–588. ISBN: 978-3-658-09528-4.

[105] ursprünglich NADA Statista. *Absatz2019Amerika*. 2019. URL: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/317137/umfrage/pkw-verkauf-usa-segment-marktanteil-monat/> (besucht am 04.03.2022).

[106] LSTC-Team. *LS-DYNA® KEYWORD USER'S MANUAL - VOLUME 2*. LS-DYNA R12. LIVERMORE SOFTWARE TECHNOLOGY Corporation (LSTC), AN ANSYS COMPANY. 2020.

[107] H. Edelsbrunner, D. Kirkpatrick und R. Seidel. „On the shape of a set of points in the plane“. In: *IEEE Transactions on information theory* 29.4 (1983), S. 551–559.

[108] K. E. Bellock. *Welcome to the Alpha Shape Toolbox's documentation*. 2019. URL: <https://alphashape.readthedocs.io/en/latest/> (besucht am 09.12.2020).

[109] S. van der Walt. *scikit-image, module: draw, function: ellipse*. 2020. URL: <https://scikit-image.org/docs/dev/api/skimage.draw.html?highlight=ellipse#skimage.draw.ellipse> (besucht am 09.12.2020).

- [110] S. Martin, A. A. Camberg und T. Tröster. „Probability Distribution of Joint Point Loadings in Car Body Structures under Global Bending and Torsion“. In: *Procedia Manufacturing* 47 (2020). 23rd International Conference on Material Forming, S. 419–424. ISSN: 2351-9789.
- [111] S. Martin und T. Tröster. „Joint point loadings in car bodies – the influence of manufacturing tolerances and scatter in material properties“. In: (2021). 24rd International Conference on Material Forming.
- [112] C. Steinfelder, S. Martin, A. Brosius und Thomas Tröster. „Load Path Transmission in Joining Elements“. In: *Key Engineering Materials* 883 (2021), S. 73–80.

Erklärung zur Zitation aus studentischen Arbeiten

Die nachstehend chronologisch aufgeführten studentischen Arbeiten wurden im Kontext der vorliegenden Dissertation am Lehrstuhl für Leichtbau im Automobil der Universität Paderborn angefertigt. Die Definition der Zielsetzung, die Bearbeitung sowie die Auswertung, Interpretation und Visualisierung von Ergebnissen erfolgten unter meiner wissenschaftlichen Anleitung. Die erzielten Ergebnisse sind zum Teil in diese Dissertation eingeflossen.

- [1] C. Bäumler (Betreuer J. Schütte und S. Martin). „Modellierung eines Gesamtfahrzeugs und Berechnung der Karosserie-Betriebslasten in Adams/Car“. unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2021.
- [2] C. Fehring (Betreuer S. Martin). „Veränderung der Fügepunkt- und Bauteilbelastung durch gezielte Anordnung von othotropen Fügepunkten und Sicken - Eine Simulative Studie“. unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2022.
- [3] K. Kurtusic (Betreuer S. Martin). „Analyse des Einflusses der Fügeteilumgebung auf die Gesamteigenschaften einer Clinchpunkt-Verbindung durch FE-Berechnungen“ unveröffentlichte Studienarbeit. Universität Paderborn, 2021.

Paderborn, den 04.04.2024

Sven Martin