

Simulationsbasierte Lebensdauerabschätzung einer stanzgenieteten Fügeverbindung unter zyklischer Belastung

L. Masendorf, M. Wächter, A. Esderts

Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit – TU Clausthal

office@imab.tu-clausthal.de

M. Otroshi, G. Meschut

Laboratorium für Werkstoff- und Fügetechnik – Universität Paderborn

info@lfw.uni-paderborn.de

Abstract

Die Auslegung von Bauteilen mit stanzgenietetem Fügepunkt ist im Hinblick auf die Betriebsfestigkeit mit einem erheblichen Versuchsaufwand verbunden. Um dieses zeit- und kostintensive Verfahren zu vereinfachen, wird in diesem Beitrag eine Möglichkeit zur rechnerischen Lebensdauerabschätzung für einen Fügepunkt mit dem Örtlichen Konzept auf Basis von Ergebnissen einer Finite-Elemente-Analyse dargestellt.

1 Einleitung

Die Fügetechnik gilt als Schlüsseltechnologie zur Energieeinsparung sowie zum Einsatz neuer Werkstoffe und damit zur Neu- und Weiterentwicklung von innovativen, ressourcensparenden Produkten. Ein in vielen Branchen weit verbreitetes und etabliertes Fügeverfahren ist das Halbhohlstanznieten (self-piercing riveting, SPR), mit dem auch unterschiedliche Werkstoffgruppen, wie z.B. Stahl und Aluminium, ohne Wärmeeintrag verbunden werden können. In vielen Untersuchungen wurde die Stanznietverbindung mit Schweißpunkten und Clinchverbindungen verglichen. Sunday [1], Krause und Chernenkoff [2] und viele weitere zeigen, dass die Schweißpunktverbindung eine höhere statische Festigkeit aufweist, wogegen die SPR-Verbindung eine höhere zyklische Festigkeit aufweist. Im Vergleich mit einer Clinchverbindung zeigen Krause und Chernenkoff [2] sowie Moroni [3], dass die zyklische Festigkeit der SPR-Verbindung höher ist.

Der Fügeprozess mit einem Halbhohlstanzniet ist in *Abb. 1* dargestellt. Im ersten Schritt fixiert der Niederhalter die beiden (oder mehr) aufeinanderliegenden Fügebleche. Im nächsten Schritt drückt der Stempel den Stanzniet in das stempelseitige Blech. In der

Regel durchstanzt der Niet dabei das Blech und das abgetrennte Stück, der sogenannte Butzen, bleibt in der Fügeverbindung zurück. Im matrizenseitigen Blech wird der Stanzniet durch die Matrize aufgeweitet. Am Ende des Fügeprozesses fährt der Stempel in seine Ausgangsposition und es entsteht eine form- und kraftschlüssige Verbindung.

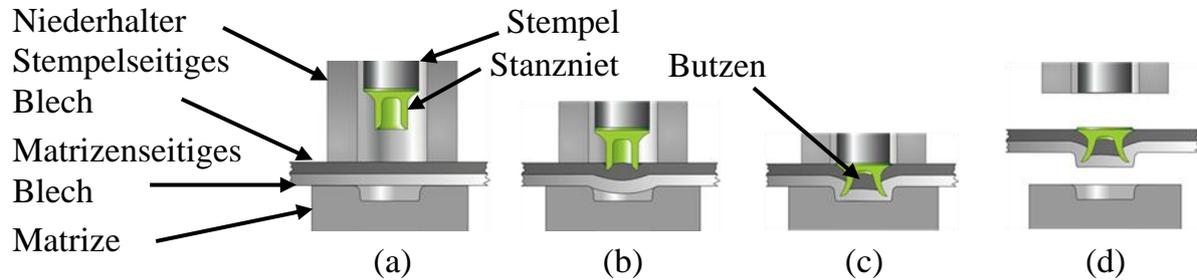


Abb. 1: Fügeprozess mit Halbholzstanzniet: a) Fixierung der Fügebleche, b) Eindringen des Niets in das stempelseitige Blech, c) Aufweiten des Stanznietes durch die Matrize, d) Entlastung der Fügeverbindung

Die Konstruktion und Auslegung von halbholzstanzgenieteteten Bauteilen im Hinblick auf die Betriebsfestigkeit ist aufgrund fehlender Erfahrungswerte und Berechnungskonzepte nur durch umfangreiche experimentelle Festigkeitsnachweise mit Prototypen möglich. Um dieses zeit- und kostenintensive Vorgehen durch ein Berechnungskonzept zu ersetzen, ist es notwendig, aus Werkstoffkennwerten die Lebensdauer der Fügeverbindung bei konstanter Belastungsamplitude abschätzen zu können. Eine Möglichkeit besteht darin, die Beanspruchungen in der SPR-Fügeverbindung durch die zyklische Belastung mit einer Finite-Elemente(FE)-Simulation zu ermitteln und anschließend die Lebensdauer abzuschätzen. Eine FE-Simulation an einem Detailmodell eines SPR-Fügeknotens haben unter anderem schon Porcaro et al. [4,5], Atzeni et al. [6] und Bouchard et al. [7] durchgeführt, um das Verhalten des Fügepunktes unter quasi-statischer Belastung zu untersuchen. Ein Vergleich mit experimentellen Ergebnissen zeigt, dass das Verformungsverhalten durch die Simulation meist gut abgebildet werden kann.

In diesem Beitrag liegt der Fokus auf der Bestimmung der Beanspruchung in einer SPR-Fügeverbindung aus Aluminiumblechen und Stahlniet unter zyklischer Belastung mit einer FE-Simulation und der anschließenden Bestimmung der Lebensdauer nach dem Örtlichen Konzept.

2 Experimentelle Ermittlung von Anrissort und Lebensdauer

Bei dem untersuchten Bauteil handelt es sich um eine LWF-KS2 Probe, [8], aus Aluminium EN AW-6181 mit Stahl Niet, die unter einem Lasteinleitungswinkel von 30° , bezogen auf die Orientierung des Fügeblechs, zyklisch belastet wird, sodass eine Kombination aus Scher- und Kopfzug am Fügepunkt auftritt, siehe *Abb. 2a*. Die zyklische Belastung wird in 12 Versuchen auf drei Lasthorizonten mit einer Resonanzprüfmaschine bei einem Spannungsverhältnis von $R = 0$ aufgebracht. Bei der Anrissbildung sinkt die Steifigkeit der Probe, wodurch die Eigenfrequenz des Versuchsaufbaus abnimmt. Um die Lebensdauer bei Rissentstehung zu ermitteln, die sogenannte Anrisschwingspielzahl N_A , wird der Versuch bei einem geringen Frequenzabfall von $\Delta f = 0,1$ Hz beendet. Die sich ergebene Wöhlerlinie, die den Zusammenhang zwischen aufgebrachter Kraftamplitude und Anrisschwingspielzahl N_A beschreibt, wird in Kapitel 3.4 beim Vergleich mit den rechnerisch abgeschätzten Wöhlerlinien gezeigt. Das FE-Modell zur Ermittlung der lokalen Beanspruchungen im Fügepunkt in Kapitel 3 wird als Halbmodell mit denselben Randbedingungen wie im Versuch modelliert, siehe *Abb. 2b*. Der Einspannbereich wird starr mit Remote Points verbunden, auf die die Randbedingungen wie Lagerung und Lasteinleitung aufgebracht werden. Zusätzlich wird um die Remote Points Rotation zugelassen, um die momentenfreie Lagerung aus dem Versuch nachzubilden.

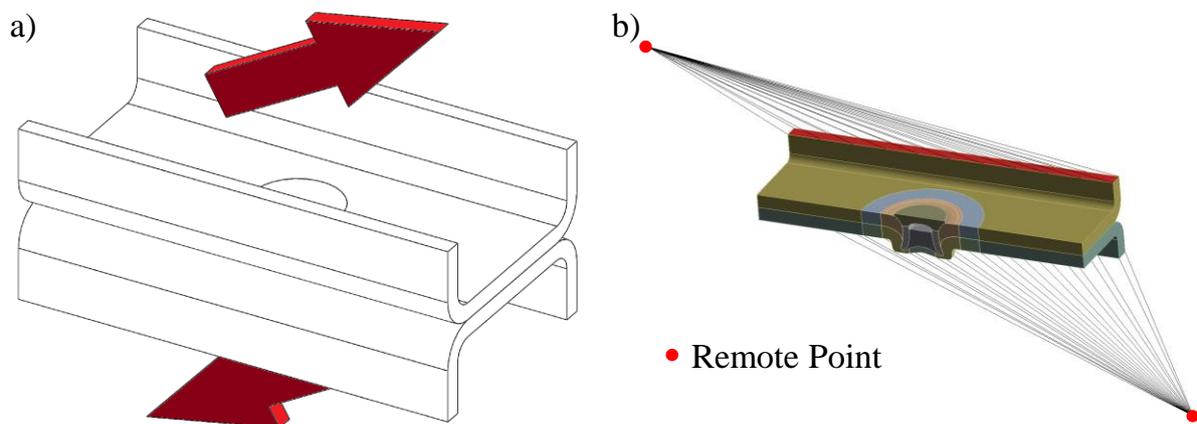


Abb. 2: LWF-KS2-Probe: (a) schematisch mit Last, (b) FE-Modell mit Remote Points unter einem Lasteinleitungswinkel von 30°

Von den 12 geprüften Fügepunkten werden Mikroschliffe in Quer- und Längsrichtung angefertigt, um die Entstehungsorte der Anrisse zu bestimmen. In *Abb. 3* sind die typischen Anrissorte aufgezeigt. Risse treten nur im stempelseitigen Blech (rot) und matri-zenseitigen Blech (grün) auf, im Niet und im Butzen werden keine Risse festgestellt. Im Folgenden sind der oben links dargestellte Riss A im stempelseitigen Blech, der um 90°

versetzt zur Symmetrieebene auftritt, und der Riss B oben rechts, der nur bei großen Amplituden entsteht, von besonderem Interesse.

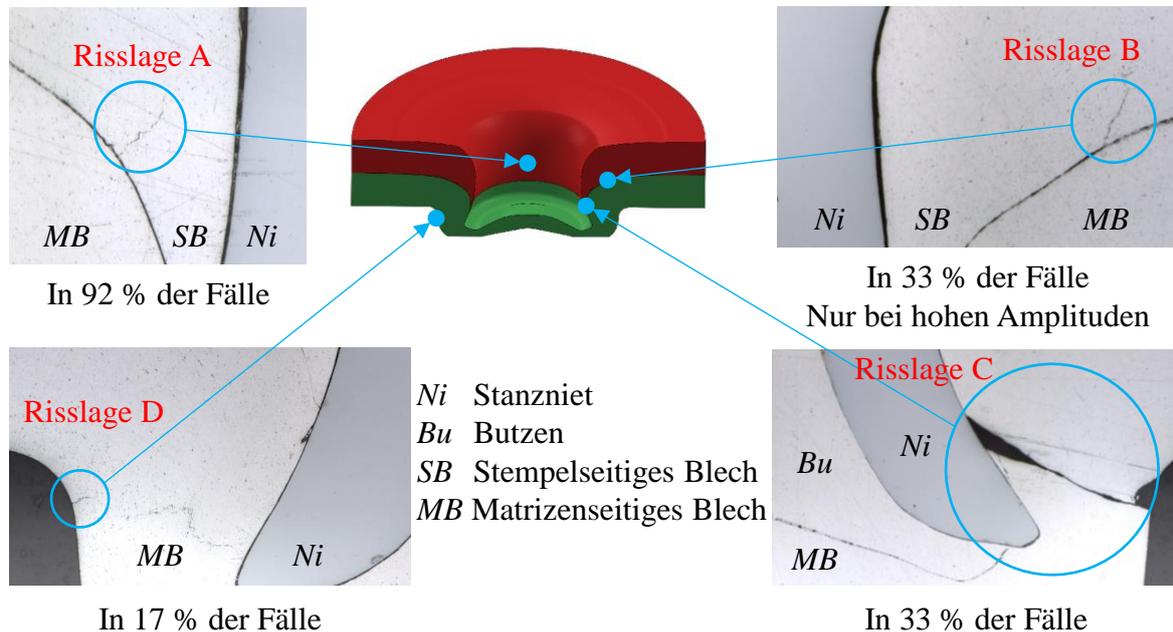


Abb. 3: Anrissorte an einer KS2-Probe bei einem Lasteinleitungswinkel von 30° und $R = 0$

3 Simulative Ermittlung von Anrissort und Lebensdauer

In diesem Kapitel werden die Ermittlung der Beanspruchungen im Fügepunkt mittels FE-Simulation und die anschließende Abschätzung der Lebensdauer beschrieben.

3.1. Simulationsmodell

Das Vorgehen zur Erstellung des Simulationsmodells, das Porcaro et al. [4,5], Atzeni et al. [6] und Bouchard et al. [7] anwenden, läuft wie folgt ab:

1. 2D- bzw. 3D-Fügesimulation mit quasistatischen Werkstoffkennwerten: Ermittlung der Fügepunktgeometrie, der örtlichen Umformgrade und der Eigenspannungen.
2. Erstellung der 3D-Probengeometrie mit eingesetztem Fügepunkt.
3. Mapping der Verformungsgrade und Eigenspannungen auf den Fügepunkt.

Dieses Vorgehen ist gut geeignet, um die Verformung unter quasistatischer Belastung zu bestimmen. Zur Ermittlung von Beanspruchungen unter zyklischer Belastung muss von diesem Vorgehen abgewichen werden. Im Ergebnis der Fügesimulation passen die Flächen der Bauteile nicht exakt zusammen. Dadurch wird die Kraft in der Belastungssimulation nur über Teile der Fügeflächen übertragen und es treten sehr hohe Beanspruchungen an den Oberflächen der Fügebauteile auf. Unter zyklischer Belastung tritt im Versuch Verschleiß auf, der sich durch einen schwarzen Abrieb aus Aluminiumoxid Al_2O_3

bemerkbar macht, wie eine EDX-Analyse von Chen et al. [9] zeigt. Dadurch passen die Fügeflächen exakt zusammen. Daher ist eine Nacharbeit des Ergebnisses aus der Fugesimulation notwendig.

Auch die Berücksichtigung der fügebedingten Eigenspannungen gestaltet sich unter zyklischer Belastung als schwierig. Die in der Fugesimulation bestimmten Eigenspannungen werden mit quasistatischen Werkstoffkennwerten bestimmt, die Beanspruchungssimulation wird dagegen mit zyklischen Materialverhalten durchgeführt. Dieses kann durch ein transientes Werkstoffverhalten stark vom quasistatischen Materialverhalten abweichen. Bei dem hier verwendeten Fügeteilwerkstoff EN AW-6181 tritt eine ausgeprägte Verfestigung auf, sodass die zyklische Festigkeit ungefähr doppelt so hoch liegt wie die quasistatische. Durch die stark ausgeprägte Verfestigung und den entstehenden Abrieb an den Oberflächen kann aus den Ergebnissen der Fugesimulation keine Aussage über die tatsächliche Höhe der Eigenspannungen im Fügepunkt bei zyklischer Belastung gemacht werden.

Die messtechnische Bestimmung der Eigenspannungen in der Fügeverbindung erweist sich aufgrund der Geometrie der Fügeverbindung als schwierig. Li et al. [10] schließen die üblichen Verfahren Bohrlochmethode und Röntgendiffraktometrie (XRD) für SPR Verbindungen aus und geben als geeignete Methode die Neutronendiffraktometrie an, mit der Spannungen in bis zu 50 mm Tiefe gemessen werden können. Haque et al. [11] wenden dieses Verfahren an SPR-Fügepunkten direkt nach dem Fügen an, vergleichen die gemessenen Eigenspannungen aber nicht mit Simulationsergebnissen.

Bouchard et al. [7] zeigen, dass die Berücksichtigung der Eigenspannungen einen großen Einfluss auf das Verformungsverhalten unter quasistatischer Belastung hat. Iyer et al. [12] haben bei der simulativen Ermittlung der Beanspruchungen und des Reibverschleißes im Fügepunkt unter zyklischer Belastung in der FE-Simulation die fügebedingten Eigenspannungen nicht berücksichtigt, kommen aber zu dem Schluss, dass die Eigenspannungen für eine Lebensdauerabschätzung nicht vernachlässigt werden dürfen. Aufgrund der unbekanntenen Höhe und komplexen experimentellen Ermittlung werden die Eigenspannungen in den Untersuchungen in diesem Beitrag nicht berücksichtigt.

Den Fügeteilen wird ein elastisch-plastisches Materialverhalten nach Ramberg und Osgood [13] zugewiesen, das in dehnungsgeregelten Einstufenversuchen an ungekerbten Werkstoffproben nach [14] ermittelt wird. Dabei wurde auch der Einfluss einer Umformung auf das zyklische Werkstoffverhalten untersucht. Der Vergleich zwischen Werkstoffproben im nicht umgeformten und im umgeformten Zustand zeigt keinen Einfluss der Umformung auf das zyklische Verhalten. Daher werden die Umformgrade, die durch

das Fügen entstehen, nicht in der Beanspruchungssimulation berücksichtigt. Zwischen den Fügeteilen wird ein reibungsbehafteter Kontakt verwendet.

3.2. Beanspruchungsgröße

Als geeignete Größe zur Beschreibung der Beanspruchung in der Fügeverbindung hat sich die Spannungskomponente bewährt, die senkrecht zu der Rissausbreitungsrichtung (siehe *Abb. 3*) liegt. Diese Spannungskomponente führt zum Rissöffnungsmodus I (MI), siehe *Abb. 4a*, und wird im Folgenden mit σ_{MI} bezeichnet. Zur Ermittlung dieser rissöffnenden Komponente wird im Simulationsmodell für jedes Element an der Oberfläche eines der Fügeteile ein eigenes Koordinatensystem definiert. Randbedingungen dieser Koordinatensysteme sind erstens, dass eine Komponente senkrecht zur Oberfläche liegt, und zweitens, dass eine Komponente in radiale Richtung zeigt. Diese Richtung wird gleichgesetzt mit der Richtung der rissöffnenden Spannungskomponente. In *Abb. 4b* ist die Orientierung der Koordinatensysteme beispielhaft am stempelseitigen Blech gezeigt. In Richtung der grünen Achse liegt die rissöffnende Spannung σ_{MI} .

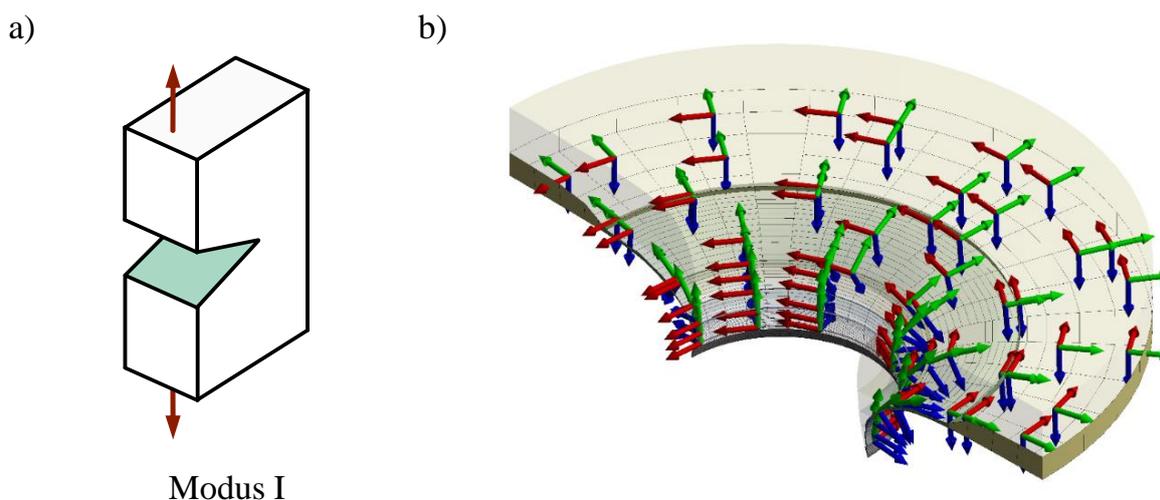


Abb. 4: a) Rissöffnungsmodus I, b) Orientierung der rissöffnenden Spannungskomponente σ_{MI} im stempelseitigen Blech in Richtung der grünen Koordinatenachse

Durch eine zyklische Belastung ergeben sich bei elastisch-plastischem Materialverhalten Spannungs-Dehnungs-Hysteresen. Den auftretenden Hysteresen wird mit Hilfe eines Schädigungsparameters P eine Schädigung zugeordnet. Hier wird der Schädigungsparameter P_{RAM} nach [15] verwendet. Dieser berechnet sich nach *Gleichung 1* mit der Spannungsamplitude σ_a , der Mittelspannung σ_m , der Dehnungsamplitude ϵ_a und dem Elastizitätsmodul E . Der Einfluss der Mittelspannung auf die Schädigung ist abhängig vom Werkstoff und wird mit der Mittelspannungsempfindlichkeit M beschrieben, die

über den Faktor k , siehe *Gleichung 2*, in P_{RAM} einget. Abweichend von [15] wird anstelle der Vergleichsspannung nach von Mises zur Berechnung des Schädigungsparameters R_{RAM} die rissöffnende Spannung σ_{MI} verwendet.

$$P_{RAM} = \sqrt{(\sigma_a + k \cdot \sigma_m) \cdot \varepsilon_a \cdot E} \quad (1)$$

$$k = \begin{cases} M \cdot (M+2) & \text{für } \sigma_m \geq 0 \\ \frac{M}{3} \cdot \left(\frac{M}{3} + 2\right) & \text{für } \sigma_m < 0 \end{cases} \quad (2)$$

3.3. Beanspruchungssimulation

Die Beanspruchungen, die aus der schwellenden Belastung folgen, werden in einer FE-Simulation ermittelt. Es werden zwei Umkehrpunkte der Last-Zeit-Folge aufgebracht, um die Mittelspannung und die Spannungs- und Dehnungsamplitude zu berechnen. Wird nun der Schädigungsparameter P_{RAM} an jedem Knoten des Modells bestimmt, ergeben sich mehrere örtlich-lokale Maxima. Übereinstimmend mit den Versuchsergebnissen sind die Beanspruchungen am Niet so gering, dass kein Versagen zu erwarten ist. Im matrizenseitigen Blech tritt kein Maximum am Rissausgangspunkt D auf, an dem ein Riss im Versuch auch nur in 17 % der Fälle aufgetreten ist, siehe *Abb. 3*. Am Rissausgangspunkt C ergibt sich für P_{RAM} ein lokales Maximum, welches aber deutlich geringer als die simulierten Beanspruchungen im stempelseitigen Blech ist, sodass am Rissausgangspunkt C laut Simulationsergebnis kein Anriss zu erwarten ist. Aus diesem Grund werden die Simulationsergebnisse von Niet und matrizenseitiges Blech nicht dargestellt.

Die Beanspruchungen, die zu den kürzesten Lebensdauern führen, treten an Knoten im stempelseitigen Blech auf. In *Abb. 5* ist die Spannungsamplitude, die mittels des Faktors k auf ein Spannungsverhältnis $R = -1$ transformiert wurde, dargestellt. Die Ergebnisse von zwei der vier durchgeführten Simulationen bei unterschiedlichen Kraftamplituden F_a sind dargestellt. Für die Kraftamplitude $F_{a,2} = 681$ N ergibt sich ein Maximum (roter Bereich), das im Bereich des im Versuch häufig auftretenden Rissausgangsorts A liegt.

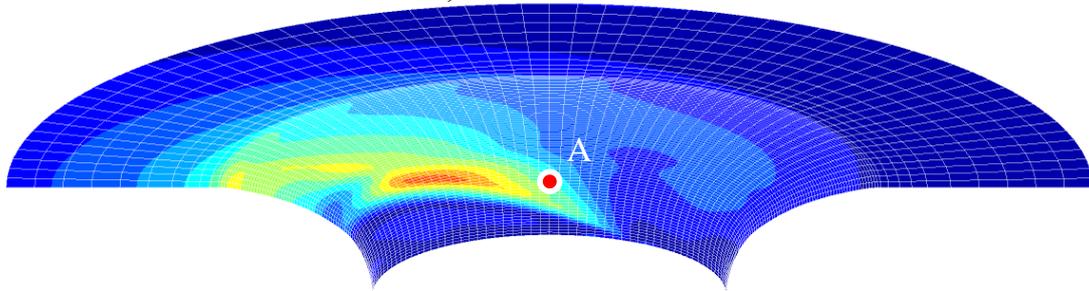
Aufgrund des elastisch-plastischen Materialverhaltens und der nicht linearen Kontakte zwischen den Fügeteilen ist die Beanspruchungsverteilung abhängig von der Höhe der Kraftamplitude, siehe *Abb. 5*. Für die große Kraftamplitude $F_{a,4} = 1.700$ N entsteht so ein zweites Maximum, das mit dem Rissausgangsort B übereinstimmt. Dieser Riss tritt

in den Versuchen ebenfalls nur bei hohen Kraftamplituden auf und bestätigt damit das Simulationsergebnis.

Umbewertete rissöffnende Normalspannungsamplitude

$$\sigma_{MI,R=-1} = \sigma_{MI,a} + k \cdot \sigma_{MI,m} \text{ in MPa}$$

$$F_{a,2} = 681 \text{ N}, R = 0$$



$$F_{a,4} = 1700 \text{ N}, R = 0$$

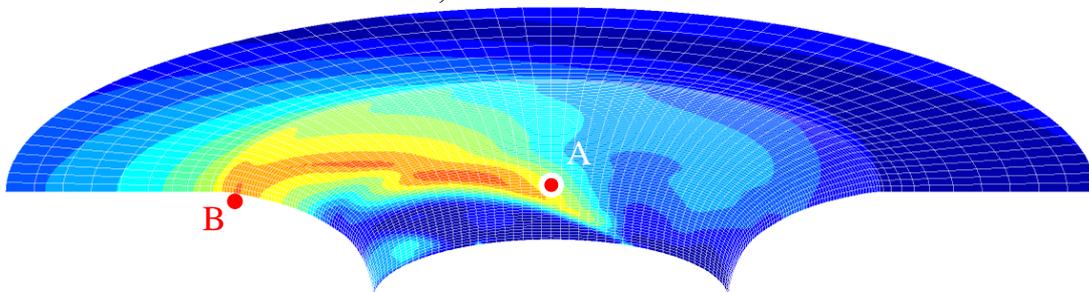
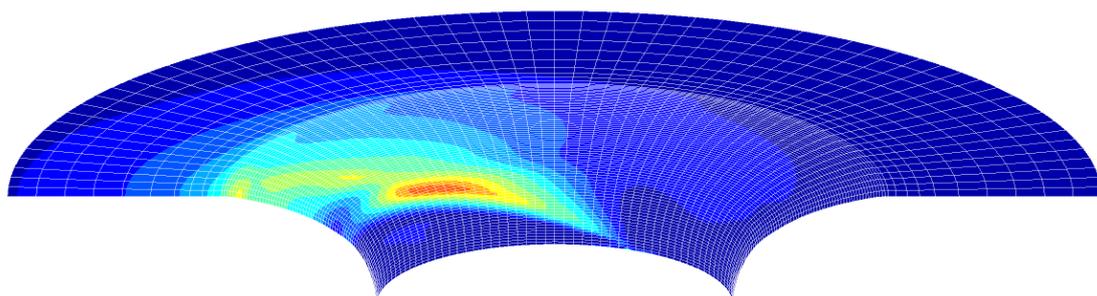


Abb. 5: Vergleich der umbewerteten Beanspruchung $\sigma_{MI,R=-1}$ im stempelseitigen Blech bei Variation der Lastamplitude F_a

AW-6181 – AW-6181, 30°, R = 0

$$F_{a,2} = 681 \text{ N}, P_{RAM,2} = 198 \text{ MPa}$$



P_{RAM} in MPa

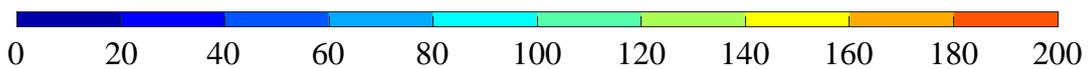


Abb. 6: Schädigungsparameter P_{RAM} im stempelseitigen Blech bei $F_{a,2} = 681 \text{ N}$

Die sich ergebene Verteilung des Schädigungsparameters P_{RAM} im stempelseitigen Blech bei einer Amplitude $F_{a,2} = 681 \text{ N}$ ist in *Abb. 6* dargestellt. Mit der Schädigungsparameterwöhlerlinie, die aus den Ergebnissen der zuvor erwähnten dehnungsgeregelten Einstufenversuchen abgeleitet wird, kann dem Maximum $P_{RAM,2} = 198 \text{ MPa}$, das bei der Kraftamplitude $F_{a,2}$ auftritt, die zugehörige Anrisschwingspielzahl $N_2 = 20.000$ zugeordnet werden, siehe *Abb. 7*. In *Abb. 8* ist die rechnerische Wöhlerlinie in Rot dargestellt. Im Vergleich mit der grau dargestellten experimentellen Wöhlerlinie ergibt sich eine ähnliche Neigung von $k \approx 4$, aber eine um eine Dekade zu kurz abgeschätzte Lebensdauer.

3.4. Stützwirkung

Eine Berücksichtigung nichtlokaler Einflüsse auf die Bauteilfestigkeit wird durch die werkstoffmechanische Stützzahl n_p beschrieben. In der FKM-Richtlinie nichtlinear [15], in der die Anwendung des Örtlichen Konzepts standardisiert ist, wird die Stützzahl n_p mit dem Produkt aus statistischer Stützzahl n_{st} und bruchmechanischer Stützzahl n_{bm} berechnet.

$$n_p = n_{bm} \cdot n_{st} \quad (3)$$

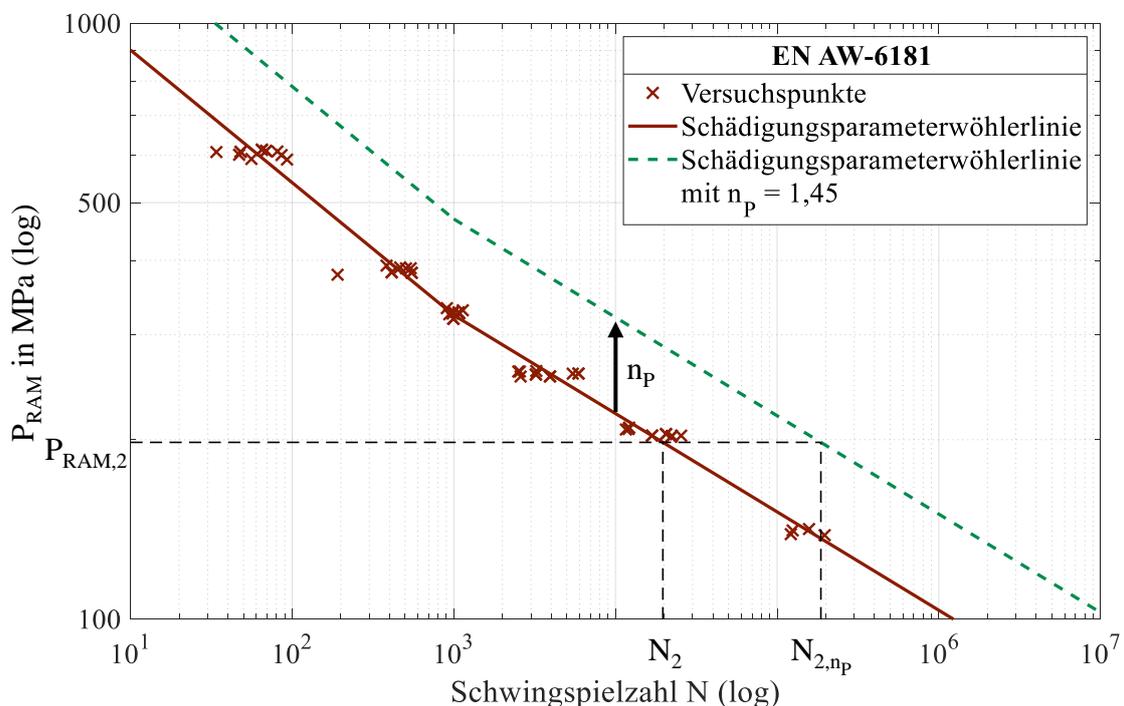


Abb. 7: Schädigungsparameterwöhlerlinie für EN AW-6181

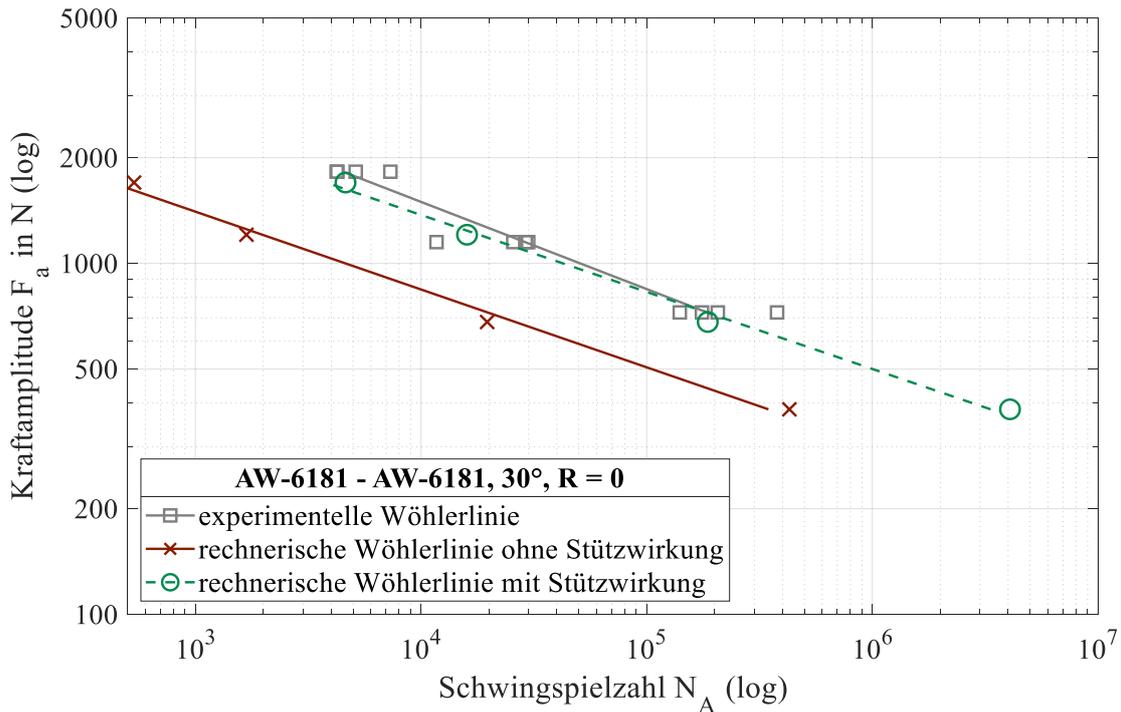


Abb. 8: Experimentelle und rechnerische Wöhlerlinien

Die statistische Stützzahl n_{st} berücksichtigt die Größe der hochbeanspruchten Oberfläche. Ist diese klein, ist die Wahrscheinlichkeit für einen rissinitiierenden Fehler im Gegensatz zu einer Geometrie mit großer hochbeanspruchter Oberfläche bei gleicher lokaler Spannungsspitze in diesem Bereich geringer, woraus im Mittel längere Lebensdauern resultieren. Die statistische Stützzahl berechnet sich mit Gleichung 4.

$$n_{st} = \left(\frac{A_{ref}}{A_{\sigma}} \right)^{1/k_{st}} \quad (4)$$

A_{σ} ist die hochbeanspruchte Oberfläche in der Fügeverbindung. Diese ist definiert als die Fläche, in der die Beanspruchung größer als 90% der maximalen Beanspruchung ist. A_{ref} ist eine konstante Referenzfläche, die der hochbeanspruchten Oberfläche der Werkstoffprobe entspricht und für die 500 mm² gewählt wird. Der Weibull-Exponent k_{st} ist abhängig von der Werkstoffgruppe und wird für Aluminiumknetlegierungen gleich 20 gewählt.

Die Größe der hochbeanspruchten Oberfläche des Schädigungsparameters P_{RAM} ist abhängig von der Höhe der Lastamplitude. Für $F_{a,2} = 681$ N ergibt sich eine hochbeanspruchte Oberfläche am stempelseitigen Blech im Halbmodell von 0,145 mm². Dies entspricht dem roten Bereich in Abb. 6. Für das Vollmodell folgt daraus eine hochbeanspruchte Oberfläche von $A_{\sigma} = 0,29$ mm². Für die statistische Stützzahl ergibt sich nach Gleichung 4 $n_{st} = 1,45$.

Die bruchmechanische Stützzahl n_{bm} berücksichtigt die Höhe des Spannungsgradienten senkrecht zur Bauteiloberfläche. Ein großer Spannungsgradient führt zu einer Stützwirkung und damit zu einer längeren Lebensdauer. Am Ort der maximalen Beanspruchung ergibt sich aufgrund der geringen Kerbschärfe ein relativ kleiner Spannungsgradient von $G = 4,4 \text{ mm}^{-1}$. Daraus folgt eine bruchmechanische Stützzahl $n_{bm} = 1$, wodurch sich kein positiver Einfluss durch den Spannungsgradienten auf die Ermüdungsfestigkeit ergibt. Für die werkstoffmechanische Stützzahl ergibt sich mit *Gleichung 3* $n_p = 1,45$. Die Schädigungsparameterwöhlerlinie wird um den Faktor n_p in Lastrichtung angehoben, siehe *Abb. 7*. So ergibt sich für dieselbe Beanspruchung $P_{RAM,2} = 198 \text{ MPa}$ eine längere Lebensdauer $N_{2,np} = 186.000$. Ein Vergleich zwischen der experimentellen Wöhlerlinie und der rechnerischen Wöhlerlinie mit Berücksichtigung der Stützwirkung, siehe *Abb. 8*, zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch.

4 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein Vorgehen auf Basis des Örtlichen Konzepts vorgestellt, mit dem die Lebensdauerabschätzung einer Stanznietfügeverbindung mit Halbhohlstanzniet mit einem detaillierten FE-Modell des Fügepunktes durchgeführt werden kann. Dabei wurden das elastisch-plastische Werkstoffverhalten und die reibungsbehafteten Kontakte berücksichtigt, allerdings aufgrund deren unbekannter Höhe nicht die fügebedingten Eigenspannungen. Die Beanspruchungen werden mit dem Schädigungsparameter P_{RAM} bewertet, in den die rissöffnende Spannung σ_{MI} eingeht. Wird die Stützwirkung zur Berücksichtigung nichtlokaler Einflüsse verwendet, ist eine gute Übereinstimmung der Lebensdauerabschätzung mit Versuchsergebnissen an einer LWF-KS2-Probe aus EN AW-6181 mit einem Lasteinleitungswinkel von 30° und einem Spannungsverhältnis $R = 0$ zu erzielen.

Weitere (hier nicht gezeigte) Untersuchungen lassen erkennen, dass auch für $R = -1$ eine treffsichere Lebensdauerabschätzung mit dem beschriebenen Vorgehen durchgeführt werden kann. Für andere Lasteinleitungswinkel verschlechtert sich die Treffsicherheit hingegen. Von einer allgemeinen Anwendung dieses Vorgehens wird daher zu diesem Zeitpunkt noch abgeraten, da Untersuchungen an anderen Fügeteilwerkstoffen noch ausstehen.

Danksagung

Die Autoren danken dem BMWi für die Förderung im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung des IGF-Projektes Nr. 19760 N „Simulationsbasierte Betriebsfestigkeitsanalyse stanzgenieteteter Bauteile“ der EFB nach einem Beschluss des Deutschen Bundestages.

Literatur

- [1] Sunday, S.: Self-Piercing Rivets for Aluminum Components. SAE Technical Paper 830526 (1983).
- [2] Krause, A.; Chernenkoff, R.: A Comparative Study of the Fatigue Behavior of Spot Welded and Mechanically Fastened Aluminum Joints. SAE Technical Paper 950710 (1995).
- [3] Moroni, F.: Fatigue behaviour of hybrid clinch-bonded and self-piercing rivet bonded joints. *The Journal of Adhesion* 95 (2019), S. 577–594.
- [4] Porcaro, R.; Hanssen, A. G.; Langseth, M.; Aalberg, A.: The behaviour of a self-piercing riveted connection under quasi-static loading conditions. *International Journal of Solids and Structures* 43 (2006), S. 5110–5131.
- [5] Porcaro, R.; Hanssen, A. G.; Langseth, M.; Aalberg, A.: An experimental investigation on the behaviour of self-piercing riveted connections in aluminium alloy AA6060. *International Journal of Crashworthiness* 11 (2006), S. 397–417.
- [6] Atzeni, E.; Ippolito, R.; Settineri, L.: FEM modeling of self-piercing riveted joint. *Key Engineering Materials* 344 (2007), S. 655–662.
- [7] Bouchard, P. O.; Laurent, T.; Tollier, L.: Numerical modeling of self-pierce riveting - From riveting process modeling down to structural analysis. *Journal of Materials Processing Technology* 202 (2008), S. 290–300.
- [8] Merkblatt DVS/EFB 3480-1, Prüfung von Verbindungseigenschaften. Merkblatt des DVS/EFB-Gemeinschaftsausschusses (2007).
- [9] Chen, Y. K.; Han, L.; Chrysanthou, A.; O’Sullivan, J. M.: Fretting wear in self-piercing riveted aluminium alloy sheet. *Wear* 255 (2003), S. 1463–1470.
- [10] Li, D.; Chrysanthou, A.; Patel, I.; Williams, G.: Self-piercing riveting – a review. *Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology* 92 (2017), S. 1777–1824.
- [11] Haque, R.; Olofinjana, A.; Durandet, Y.: Residual stress distribution in self-piercing rivet joint of high strength steel. *Proc. Manufacturing* 30 (2019), S. 567–574.

- [12] Iyer, K.; Hu, S. J.; Brittman, F. L.; Wang, P. C.; Hayden, D. B.; Marin, S. P.: Fatigue of single- and double-rivet self-piercing riveted lap joints. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* Vol. 28 (2005), S. 997–1007.
- [13] Ramberg, W.; Osgood, W. R.: Description of stress-strain curves by three parameters. Technical Note No. 902, Nat. Advisory Committee for Aeronautics (1943).
- [14] SEP 1240: Prüf- und Dokumentationsrichtlinie für die experimentelle Ermittlung mechanischer Kennwerte von Feinblech aus Stahl für die CAE-Berechnung, Stahlinstitut VDEh (2006), Verlag Stahleisen GmbH, Düsseldorf.
- [15] Fiedler, M.; Wächter, M.; Varfolomeev, I.; Vormwald, M.; Esderts, A.: FKM-Richtlinie Nichtlinear. 1. Auflage (2019), VDMA-Verlag, Frankfurt am Main.

Autorenanschrift

Lukas Masendorf, M.Sc.

Technische Universität Clausthal

Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit

Leibnizstraße 32

38678 Clausthal-Zellerfeld

Telefon: 05323-722201

Telefax: 05323-723516

E-Mail: lukas.masendorf@tu-clausthal.de, office@imab.tu-clausthal.de