

Experimentelle Untersuchungen für den praktischen Einsatz von Rändelpressverbindungen

Klügel, N.; Schäfer, G.; Lohrengel, A.

Im Rahmen des kürzlich abgeschlossenen FVA-Eigenmittelvorhabens Nr. 1045 I „Rändel2Standard“ wurden am IMW experimentelle Untersuchungen zum Einfluss des Nabenaußendurchmessers auf das Füge- und statische Übertragungsverhalten von Außenrändelpressverbindungen durchgeführt. Zusätzlich wurde die Möglichkeit der Absicherung des statisch übertragbaren Torsionsmoments auf Basis einfach ermittelbarer geometrischer und im Fügeprozess auftretender Größen diskutiert.



As part of the recently completed FVA own-funds project No. 1045 I 'Rändel2Standard', experimental investigations were carried out at the IMW to determine the influence of the outer hub diameter on the joining and static transmission behaviour of a shaft-hub-connection with interference fit and a knurled shaft. In addition, the potential for ensuring the statically transferable torque based on easily determinable geometric variables and those occurring during the joining process was discussed.

Stand der Technik

Rändelpressverbindungen (RPV) sind kombiniert form-/reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen, welche aus einem profilierten, harten Fügepartner und einem weichen Gegenkörper bestehen. Wird der harte Fügepartner in den mit einem Übermaß behafteten Gegenkörper gefügt, bildet sich im weichen Körper ein Gegenprofil aus. Hierdurch wird eine leistungsfähige spielfreie Verbindung erzielt.

Als Profilierung des harten Fügepartners dient eine Rändelung mit achsparallelen Riefen, mögliche Profile sind die Rändelform RAA nach /1/ oder der Typ A nach /2/. Abhängig davon, ob die Profilierung des Innen oder Außenteils erfolgt, lassen sich zwei Typen der RPV unterscheiden. Der Außenrändelpressverband (ARPV) besteht aus einer gerändelten Welle, die in eine weiche Nabe mit zylindrischer Bohrung gefügt wird. Der Innenrändelpressverband (IRPV) beschreibt den umgekehrten Fall einer Verbindung aus einer weichen Welle und einer harten innengerändelten Nabe.

Die Rändelung nach /1/ kann entsprechend Abbildung 1 durch den Außendurchmesser D_1 , die Teilung t und den Öffnungswinkel α beschrieben werden. Der Öffnungswinkel beträgt für alle gängigen Verfahren ca. 90° oder 105° . Durch

geringfügige Anpassungen des Öffnungswinkels oder der Teilung kann eine ganzzahlige Zähnezahl für den festgelegten Außendurchmesser erzielt werden.

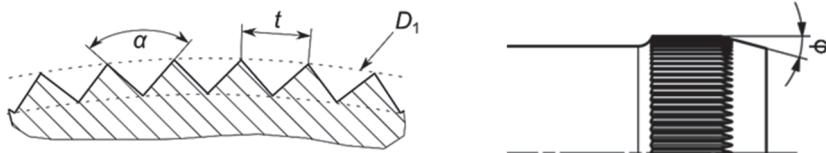


Abbildung 1: Ideale Rändelgeometrie /3/

Weitere relevante Größen der Verbindung sind der Fasenwinkel φ am Profilbeginn, die Fügelänge l_F sowie das geometrische Übermaß U_{geo} als Differenz aus Wellenaußendurchmesser D_1 und Nabennendurchmesser D_{iA} .

$$U_{geo} = D_1 - D_{iA} \quad (1)$$

Der Fasenwinkel φ definiert die Art des Fügevorgangs. Für kleine Fasenwinkel bis $\varphi = 15^\circ$ erfolgt der Fügevorgang formend. Ab einem Fasenwinkel von 60° erfolgt der Fügevorgang überwiegend schneidend, die Gegenprofilausbildung in der Nabe erfolgt in diesem Fall spanend. Im Bereich $15^\circ < \varphi < 60^\circ$ treten sowohl umformende als auch schneidende Prozesse auf, wie die Untersuchungen von Lätzer zeigen /4/. In der praktischen Anwendung sind solche hybriden Verbindungen aufgrund der unklaren Prozessanteile zu vermeiden.

Sowohl das statische als auch das dynamisch übertragbare Torsionsmoment liegt bei formenden ARPV aufgrund der Verfestigung des umgeformten Werkstoffs nach den Ergebnissen von Lätzer /4/ und Mänz /5/ höher als bei schneidend gefügten. Gleichzeitig sind gegenüber schneidend gefügten Verbindungen höhere Fügekräfte erforderlich.

Das geometrische Übermaß U_{geo} hat bei formend gefügten ARPV einen deutlichen Einfluss auf das übertragbare Torsionsmoment. Das theoretisch maximale Übermaß bei einem Öffnungswinkel $\alpha = 90^\circ$ beträgt $U_{geo,max} = t$. Die statische Übertragungsfähigkeit kann bei gleichzeitiger Zunahme der Fügekräfte bis zu einem Übermaß $U_{geo} = 2/3 t$ gesteigert werden /4/. Größere Übermaße führen lediglich zu einer geringen Steigerung des übertragbaren Torsionsmoments. Der Einfluss der Teilung auf das übertragbare Torsionsmoment wird dagegen als vernachlässigbar eingestuft /5/.

Der Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren der Rändelung auf das Füge- und Übertragungsverhalten des ARPV wurde von Mörz untersucht /6/. Verglichen wurden gewalzte, wälzgefräste und rändelgefräste Wellen. Zusätzlich erfolgte eine Modifikation der Rändelung durch Überschleifen der Zahnköpfe mit dem Ziel die Zentriergenauigkeit zu verbessern. Zudem wurden die Rändelung im Gegensatz zur Geometrie nach /1/ (vgl. Abbildung 1) mit einer definierten Zahnhüftausrundung versehen, um die Kerbwirkung auf die Welle zu reduzieren. Es wurden umfangreiche statische und dynamische Torsionsversuche mit den Nabengwerkstoffen C45-N und EN AW 5083 durchgeführt. Die Verbindung konnte durch die Profilmodifikationen soweit optimiert werden, dass bei einer Fügelänge $l_F = D_F/2$ und dickwandiger Stahlnabe im Versuch ein Versagen der Welle außerhalb der Verbindung erreicht wurde.

Aus den bisherigen Untersuchungen ist bekannt, dass ARPV mit dünnwandigen Naben ein geringeres übertragbares Torsionsmoment aufweisen. Zugleich verringert sich die Fügekraft. Die Dünndicke der Nabe wird durch das Wanddickenverhältnis Q_A ausgedrückt, welches das Verhältnis vom Innendurchmesser D_{iA} zum Außendurchmesser der Nabe D_{aA} angibt.

$$Q_A = \frac{D_{iA}}{D_{aA}} \quad (2)$$

Bisherige Untersuchungen konzentrierten sich neben dem Wanddickenverhältnis auf die Untersuchung der weiteren Einflussparameter. Aus diesem Grund liegen für dünnwandige Naben mit $Q_A \leq 0,5$ nur vergleichsweise wenige Versuche vor. Untersuchungen zum Einfluss der Nabewanddicke wurden von Mänz /5/ und Mörz /6/ an Stahl- und Aluminiumnaben mit einem Wanddickenverhältnis $Q_A = 0,5$ und $Q_A = 0,8$ durchgeführt. Generell sinken Fügekraft und übertragbares Drehmoment mit steigendem Wanddickenverhältnis, da die Nabe sich mit zunehmender Dünndicke beim Fügen stärker aufweitet und damit weniger Formschluss ausbildet wird. Die Untersuchungen über den gesamten Fasenwinkelbereich (5° bis 90°) von Suchý et al. zeigen zudem, dass der Effekt besonders bei formend gefügten ARPV stark ausgeprägt ist /7/. Zur Steigerung der Übertragungsfähigkeit wurde die Nabe in den Untersuchungen von Mörz während des Fügevorgangs am Außendurchmesser abgestützt, sodass eine Übertragung der Ergebnisse auf nicht abgestützte dünnwandige Naben nicht direkt möglich ist.

Um den Einfluss der Nabewanddicke für die allgemeine Anwendung in einer Norm quantifizieren zu können, und Anwendungsgrenzen für ARPV mit dünnwandigen Naben angeben zu können waren daher Untersuchungen mit weiteren Nabewanddicken erforderlich.

Berücksichtigung der realen Rändelgeometrie

Die reale Rändelgeometrie weist einige Abweichungen vom Profil nach /1/ auf. Die genormte Geometrie beschreibt einen ideal spitzen Rändel. Dagegen entsteht bei den üblichen Herstellungsverfahren immer ein Rändel mit einem unvollständig ausgebildeten Zahnkopf, vgl. Abbildung 2. Zudem wird die Verwendung einer Fußausrundung zur Reduktion der Kerbwirkung der Welle empfohlen. Eine vereinfachte Beschreibung der Geometrie ist in Abbildung 3 durch die Betrachtung als Rändel mit abgetragenen Zahnköpfen möglich. Der erzeugte Außen-durchmesser D_1 wird als Funktionsmaß festgelegt. Als wesentliche Dimension zur Beschreibung der Größe des nicht vollständig ausgeprägten Rändels ist die Höhendifferenz Δh_R zum idealen Rändel ($D_{1,ideal}/2$) nutzbar. Als ein mit Werkstattmitteln messbares Maß wurde von Mörz das Abtragverhältnis a eingeführt /6/.

$$a = \frac{z_{KB}}{t} = \frac{z_{KB}}{z_{KB} + z_{LW}} \quad (3)$$



Abbildung 2: gewalzte Rändelung der Versuchsteile

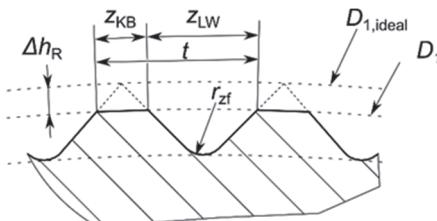


Abbildung 3: Geometriedefinition bei unvollständig ausgeformtem Rändel /3/

Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Nabenvanddicke

Zur Ermittlung des Einsatzpotentials der ARPV bei dünnwandigen Naben wurden Füge- und statische Torsionsversuche an acht Varianten mit verschiedenen Wand-dickenverhältnisses durchgeführt. Die untersuchten Varianten sind in Tabelle 1

aufgeführt. Untersucht wurden jeweils vier verschiedene Wanddickenverhältnisse mit zwei verschiedenen Nabenwerkstoffen, die Welle ist jeweils aus 16MnCr5.

Tabelle 1: Untersuchte Varianten

Variante	1	2	3	4	5	6	7	8
Q _A	0,65	0,70	0,75	0,80	0,65	0,70	0,75	0,80
Nabenwerkstoff	St	St	St	St	Al	Al	Al	Al
St: C45-N								
Al: EN AW-5083								

Die Werkstoffeigenschaften sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die genutzten Wellen besitzen eine gewalzte Rändelung mit einem mittleren Außendurchmesser von $D_1 = 30,621$ mm, einer Zähnezahl $z = 95$ und einer Teilung $t = 1$ mm. Der Nenn-Innendurchmesser der Naben beträgt $D_{IA} = 30,1$ mm, die Fügelänge aller Prüfteile beträgt $l_F = 6$ mm. Die Form der Rändelung in Abbildung 2 zeigt eine deutliche Verrundung der Zahnköpfe infolge des Walzprozesses. Die Messung der Zahndicken an acht aufgeschnittenen Proben ergibt ein mittleres Abtragverhältnis $a = 0,208$.

Tabelle 2: Werkstoffdaten

Werkstoff	C45 /5/	EN AW-5083 /5/	16 MnCr5 /6/ (Anlieferungszustand)
E-Modul* E in MPa	210.000	70.000	210.000
Streckgrenze R_F in MPa	341	136	365,8
Zugfestigkeit R_m in MPa	649	291	651,6
Bruchdehnung A in %	18	21	23,3

* Literaturwert

Je Variante wurden vier Proben gefügt. Verwendet wurde hierzu die in /6,8/ beschriebene Fügevorrichtung. Aufgezeichnet wurden Fügekraft und Fügeweg, ein beispielhafter Fügekraftverlauf ist in Abbildung 4 dargestellt. Vor dem Fügen wurde die Rändelung der Welle mit Öl benetzt um ein Fressen während des Fügevorgangs zu unterbinden. Nach dem vollständigen Eindringen der Welle in die Nabe zu Beginn, steigt die Fügekraft deutlich geringer aufgrund der Umformvorgänge in der Nabe bis zum Erreichen der maximalen Fügekraft $F_{f,max}$ an. Hiernach finden keine Umformvorgänge mehr in der Nabe statt, die Welle wird lediglich bis in ihre Endposition verschoben. Die Kraft fällt dabei auf eine Reibkraft F_R ab, ausgewertet wird hierzu die minimale Kraft nach dem Erreichen der maximalen Fügekraft $F_{f,max}$.

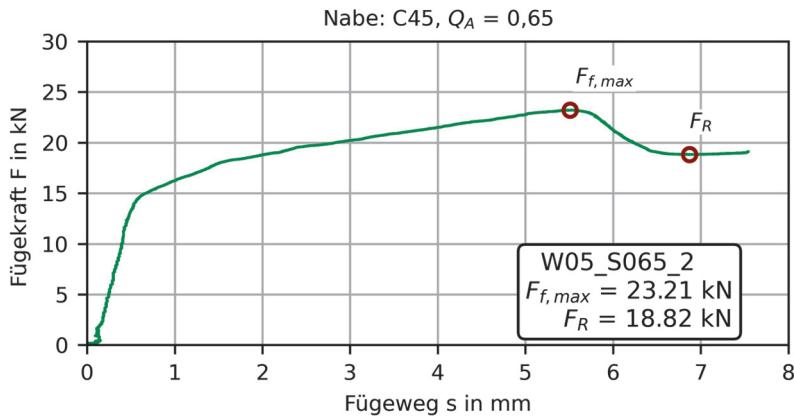


Abbildung 4: Fügekraftverlauf

Der Einfluss des Wanddickenverhältnisses ist in Abbildung 5 für beide untersuchten Nabenwerkstoffe dargestellt. Aufgrund der Anzahl der Einzelversuche je Variante kennzeichnen die Fehlermarker die Streuweite der Ergebnisse. Es zeigen sich deutlich abnehmende Fügekräfte mit ansteigendem Nabewanddickenverhältnis. Zudem lässt sich feststellen, dass die bisher aufgrund mangelnder Versuchspunkte getroffene Annahme einer linearen Interpolation für den betrachteten Bereich der Nabewanddicken zutreffend ist.

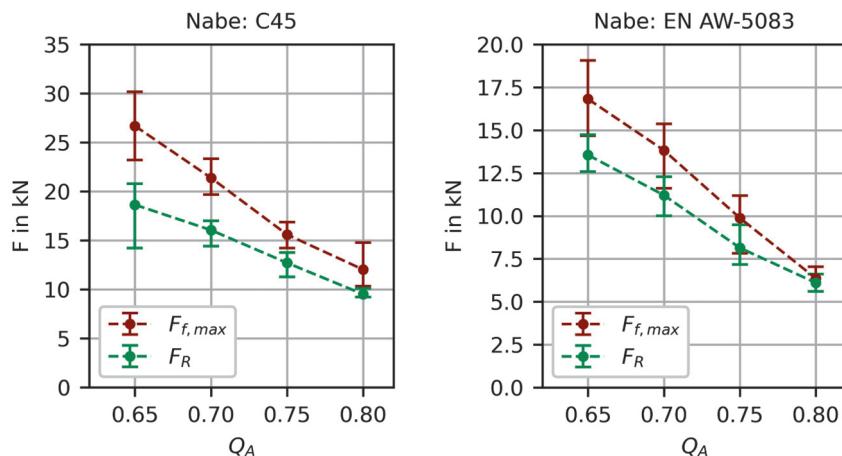


Abbildung 5: Übersicht über die durchgeföhrten Fügeversuche

Mit drei Proben je Variante wurde nach dem Fügen ein statischer Torsionsversuch durchgeführt. Der Aufbau des verwendeten elektromotorischen Prüfstands entspricht dem in /6, 8/ verwendeten. Das aufgebrachte Drehmoment wird quasistatisch gesteigert, bis das maximale statische Torsionsmoment $M_{T,max}$ erreicht wird. Nach Erreichen des maximalen Torsionsmoments wird der Verdrehversuch fortgesetzt, bis ein Verdrehwinkel γ von etwa 15° erreicht wird. Eine exemplarische Auswertung eines Torsionsversuchs ist in Abbildung 6 dargestellt. Analog zum Zugversuch /9/ kann eine elastische Gerade identifiziert werden. Für die Auswertung wird die Steigung der elastischen Geraden mithilfe einer linearen Regression im Bereich zwischen beiden markierten Stützstellen ermittelt. Der Sprung unterhalb der ersten Stützstelle wird durch Spiel im verwendeten Winkelmesssystem verursacht. Der dargestellte Verlauf ist um diesen Anfangsfehler kompensiert. Mithilfe der elastischen Gerade kann das elastische Grenzmoment $M_{T,stat}$ bestimmt werden. Als Grenze wird eine Abweichung von 2% vom Verlauf der elastischen Gerade definiert. Da die ausgeformte Rändelung der Nabe oberhalb des Zahnfußes abschert, weißt die Verbindung nach überschreiten des maximalen Torsionsmoments eine geringe Resttragfähigkeit auf. Es zeigen sich kleinere Maxima im Verlauf des Torsionsmoments etwa im Abstand der Rändelung ($3,79^\circ$).

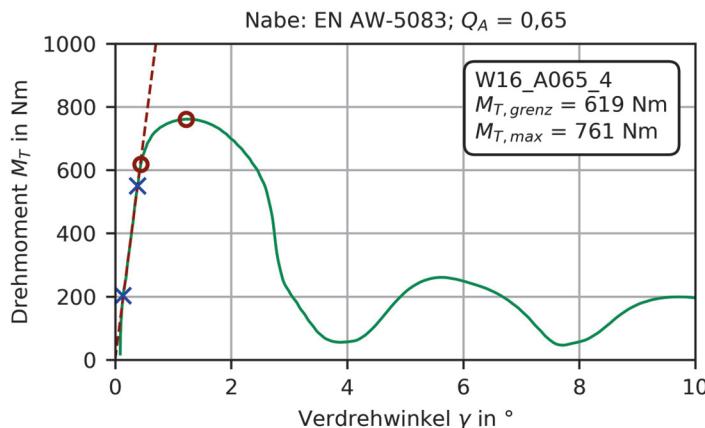


Abbildung 6: statischer Torsionsversuch

Der Einfluss der Nabewanddicke auf das statisch übertragbare Torsionsmoment ist in Abbildung 7 dargestellt. Auch hier lässt sich ein näherungsweise linearer Einfluss der Nabewanddicke erkennen. Auffällig sind die übertragbaren Torsionsmomente bei der dünnsten Nabewanddicke ($Q_A = 0,8$), welche im direkten Vergleich zu den Versuchsergebnissen von Mörz /6/ geringer sind. Ein wesentlicher Unterschied ist, dass Mörz die dünnwandigen Naben mithilfe eines Stützringes gefügt hat. Dieser verstiftet die Nabe und verringert die Aufweitung der Nabe während des Fügevorgangs, wodurch die Ausbildung eines Gegenprofils in der Nabe unterstützt wird. Dagegen wurde in den hier dargestellten Versuchen bewusst

auf einen Stützring verzichtet, da die Ermittlung der Anwendungsgrenzen von ARPV mit dünnwandiger Nabe Gegenstand der Untersuchungen war.

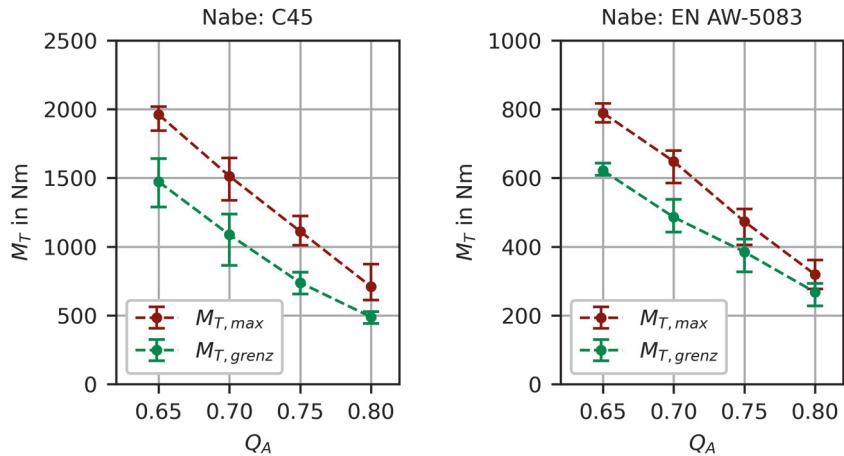


Abbildung 7: Ergebnis der statischen Torsionsversuche

Um das ausgebildete Gegenprofil in der Nabe bewerten zu können, wurde von jeder Variante eine Probe nach dem Fügen in der Fügezone aufgetrennt. Der Vergleich der Gegenprofilausprägungen in der Schnittebene in einem Abstand von 4 mm zur Nabekante in Abbildung 8 zeigt, dass die tragende Höhe des formschlüssig übertragenden Gegenprofils bei einem Nabewanddickenverhältnis von $Q_A = 0,8$ deutlich reduziert ist. In dieser Konfiguration führt das geometrische Übermaß im Wesentlichen zu einer Aufweitung der Nabe und nur in geringem Maße zu einer Ausbildung eines Formschlusses in der Verbindung. Aus diesem Grund ist für ein Nabewanddickenverhältnis $Q_A \geq 0,75$ eine Abstützung der Nabe, etwa durch einen Stützring zu empfehlen.

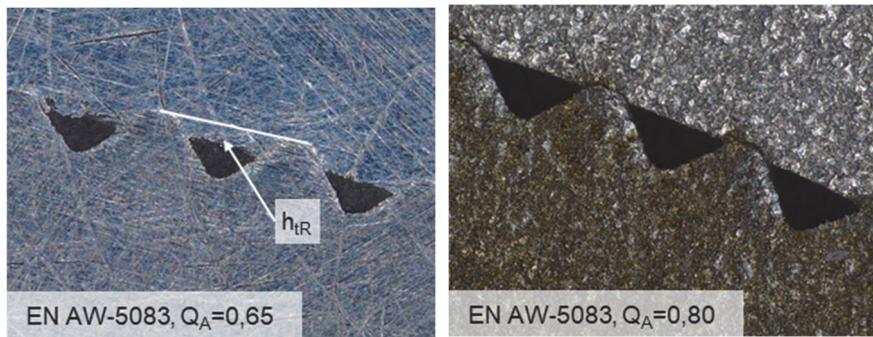


Abbildung 8: Ausprägung des geformten Gegenprofils in der Verbindungsmitte

Prozessabsicherung und Qualitätssicherung

Für die praktische Anwendung eines ARPV ist die zuverlässige Einhaltung eines geforderten elastischen Grenz- und eines Maximalmoments erforderlich. Neben einer analytischen Auslegung im Entwicklungsstadium ist eine Überwachung der laufenden Fertigung gefordert. Hierfür gilt es einfach messbare Größen zu definieren, welche als Indikator für das übertragbare Torsionsmoment dienen. Hierdurch können ungenügende Verbindungen durch eine Eingangs-Qualitätskontrolle aussortiert werden.

Da das Gegenprofil der Rändelpressverbindung im Fügeprozess selbsttätig ausgebildet wird, sind im Gegensatz zu Passverzahnungen nach /10/ Teilungsabweichungen und Abweichungen der Profilform ohne Bedeutung für die Fügbarkeit und die Übertragungsfähigkeit der Verbindung. Relevante Einflüsse auf das übertragbare Torsionsmoment sind das geometrische Übermaß U_{geo} zwischen dem Funktionsdurchmesser D_1 und dem Innendurchmesser der Nabe D_{IA} und das Abtragverhältnis a der Rändelung. Diese Größen beeinflussen wesentlich das im Umformprozess verdrängte Volumen in der Nabe und damit den Umformgrad des Nabengusswerkstoffes.

Das Abtragverhältnis der untersuchten Rändelung weist nur geringe Schwankungen auf. Da alle Wellen in einer Charge gewalzt wurden, besteht zudem ein direkter Zusammenhang zum Außendurchmesser der Welle D_1 . Die durchgeföhrten Untersuchungen beschränken sich daher auf den Einfluss des geometrischen Übermaßes. Zur Bestimmung werden der Wellenaußendurchmesser und der Innendurchmesser der Nabe vor dem Fügen mit einer Koordinatenmessmaschine erfasst. Zur Bestimmung des Funktionsdurchmessers D_1 der Rändelung wird der Hüllkreis über die Zahnköpfe erfasst. Aber auch eine Messung mit einer Bügelmessschraube ist grundsätzlich möglich. Die Messungen zeigen, dass das geometrische Übermaß wesentlich vom Durchmesser der Rändelung beeinflusst wird, da dieser prozessbedingt durch das Walzen der Rändelung eine größere Streuung aufweist als die gedrehte Nabe. Die Toleranz des Funktionsdurchmessers D_1 der Rändelung lässt sich etwa in die Toleranzklasse IT 9 nach /11/ eintortieren, wohingegen der Innendurchmesser der Nabe entsprechend der Fertigungsunterlagen mit der Toleranzklasse IT 7 toleriert ist.

Die Betrachtung des Einflusses des geometrischen Übermaßes auf das maximal übertragbare Torsionsmoment erfolgt in Abbildung 9. Um alle Untersuchungen eines Nabengusswerkstoffes miteinander vergleichen zu können, werden die erzielten Torsionsmomente auf das mittlere Maximalmoment $M_{Tmax,m}$ der einzelnen Versuchsreihen bezogen. Es zeigt sich unabhängig vom Nabenaußendurchmesser ein Zusammenhang zwischen geometrischem Übermaß und übertragbarem Torsionsmoment.

Für den praktischen Einsatz bedeutet dies, dass ein erforderliches geometrisches Übermaß definiert werden kann. Die hierfür erforderliche Überprüfung des Funktionsdurchmessers D_1 der Welle sowie des Innendurchmessers D_{IA} der Nabe

kann mit Werkstattmitteln erfolgen. Da bis zu einem geometrischen Übermaß von $U_{geo} = 2/3t$ mit einer weiteren Steigung des übertragbaren Torsionsmoments zu rechnen ist /4/, sind keine Maßnahmen zu Einengung der Toleranzfelder erforderlich. Gegebenenfalls kann für den Innendurchmesser der Nabe sogar ein größeres Toleranzfeld zugelassen werden, da die Schwankungen des geometrischen Übermaßes von dem Außendurchmesser der Rändelung dominiert werden. Eine Überprüfung des Abtragverhältnisses a kann Chargenweise erfolgen.

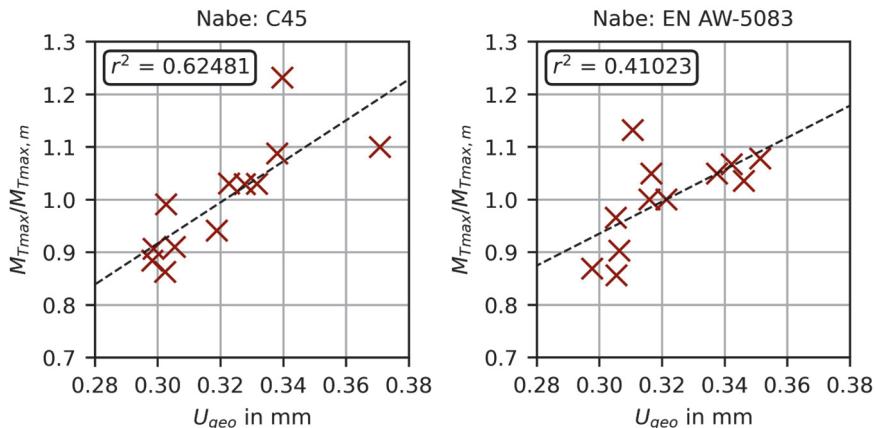


Abbildung 9: Einfluss des geometrischen Übermaßes auf das maximal übertragbare Torsionsmoment

Zusätzlich zu der Ermittlung der Durchmesser D_1 und D_{IA} im Warenausgang ist eine zerstörungsfreie Prüfung der gefügten Verbindung auf ihre Funktionsfähigkeit gewünscht. Hierzu eignet sich die maximale Fügekraft, die im industriellen Prozess im Regelfall mit aufgezeichnet wird. Die Gegenüberstellung für die Naben aus C45 in Abbildung 10 zeigt eine sehr gute lineare Korrelation zwischen maximaler Fügekraft $F_{f,max}$ und maximal übertragbarem Torsionsmoment M_{Tmax} , unabhängig vom Außendurchmesser der Nabe. Es lassen sich Fügekraftfenster definieren, innerhalb derer die gefügte Verbindung später das geforderte Torsionsmoment sicher überträgt. In Abbildung 10 erfolgt dies über einen Prädiktionsintervall des verwendeten linearen Modells. Das Prädiktionsintervall gibt den Bereich an, in den ein zukünftiger Punkt mit vorgegebener Wahrscheinlichkeit fällt. Die untere Grenze des verwendeten 90%-Intervalls gibt somit für eine gegebene Fügekraft das Torsionsmoment an, welches zu 95% ertragen wird /12/. Umgekehrt kann zu einem geforderten Torsionsmoment eine statistisch abgesicherte Mindestfügekraft bestimmt werden. Zur Festlegung der maximalen Fügekraft wird empfohlen die zulässige Aufweitung oder ein maximal zulässiges geometrisches Übermaß heranzuziehen.

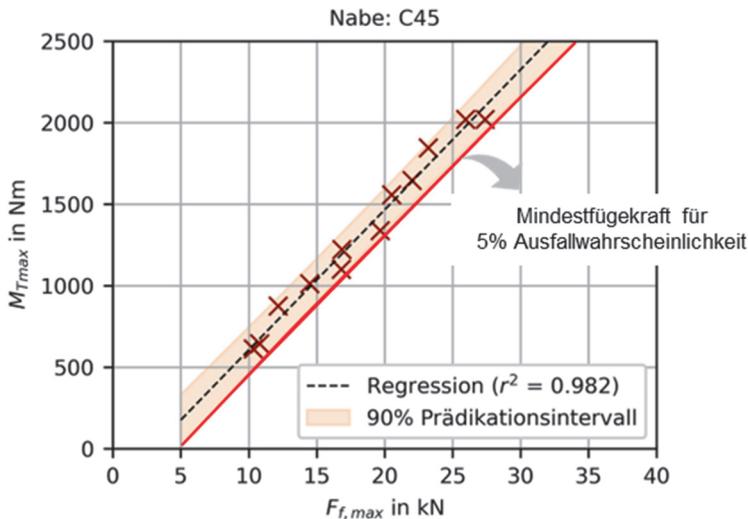


Abbildung 10: mögliche Absicherung im Prozess durch eine statistische Definition einer Mindestfügekraft am Beispiel der Versuche mit dem Nabenwerkstoff C45

Zusammenfassung und Ausblick

Rändelpressverbindungen stellen eine sehr wirtschaftliche und zugleich technisch sehr leistungsfähige Welle-Nabe-Verbindung dar. Bei geeigneter geometrischer Ausführung ist diese sehr kompakt bauende Verbindung bei der Verbindung von zwei Stahlwellen in der Lage, den Bruchort in den ungestörten Wellenbereich zu verlagern /6/. Die Verbindung ist damit nicht mehr die Schwachstelle. Sie ist spielfrei und hat gleichzeitig die Vorteile einer formschlüssigen Verbindung. Für die Fertigung eignen sich sowohl umformende Großserienverfahren, als auch spanende Verfahren wie z. B. das Wälzfräsen gleichermaßen.

In diesem Beitrag wurden Grenzen bezüglich des Nabewanddickenverhältnisses experimentell untersucht, mit dem Ergebnis einer einfachen Nutzbarkeit bis herunter zu $Q_A = 0,7$. Darüber hinaus sind Detailbetrachtungen notwendig.

Als weiterer, für die praktische Anwendung notwendiger Punkt, wurde die Qualitätssicherung betrachtet. Dazu wird ein abgestuftes Konzept von Durchmesserüberprüfungen im Wareneingang, sowie folgende Fügekraftüberprüfungen in der Baugruppe empfohlen, sodass ein final störungsfreier Einsatz im Produkt sichergestellt werden kann.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen werden zusammen mit den Simulationsergebnissen des Projektpartners, dem IKAT der TU Chemnitz, im

Abschlussbericht des Forschungsvorhabens /3/ veröffentlicht. Dieser enthält einen gemeinsam erarbeiteten Normvorschlag zur Gestaltung und Auslegung des formend hergestellten ARPV. Dieser soll im DIN-Normenausschuss „Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen“ weiterentwickelt werden und als Norm in den Stand der Technik eingehen.

Danksagung

Die Forschungsergebnisse wurden im Rahmen des Eigenmittelvorhabens Nr. 1045 I „Rändel2Standard“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. erzielt. Die Autoren danken den beteiligten Institutionen, namentlich dem IKAT der TU Chemnitz sowie dem FVA-Arbeitskreis „Welle-Nabe-Verbindungen“ für die Unterstützung

Literatur

- /1/ Norm: DIN 82:1973-01, Rändel
- /2/ Norm: ISO 13444:2012-08: Technical product documentation (TPD) - Dimensioning and indication of knurling
- /3/ Klügel, N.; Hentschel, T.: Qualifizierung der Berechnung der Fügekräfte und statischen Übertragungsfähigkeiten von Rändelpressverbindungen für die normative Anwendung, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Nr. 1045 I, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (erscheint demnächst)
- /4/ Lätzer, M: Füge- und Übertragungsverhalten torsionsbelasteter Stahl-Aluminium-Rändelpressverbindungen. Dissertation, TU Chemnitz, 2016
- /5/ Mänz, T: Auslegung von Pressverbindungen mit gerändelter Welle. Dissertation, TU Clausthal, 2017
- /6/ Mörz, F: Torsionsbelastete Rändelpressverbindungen – Gestaltung, Ausführung und Auslegung. Dissertation TU Clausthal, 2021
- /7/ Suchý, L.; Leidich, E.; Gerstmann, T; Awiszus, B.: Influence of Hub Parameters on Joining Forces and Torque Transmission Output of Plastically-Joined Shaft-Hub-Connections with a Knurled Contact Surface. In: Machines Volume 6, Issue 2, 2018. <https://doi.org/10.3390/machines6020016>
- /8/ Mörz, F.; Schäfer, G.: Fertigungseinfluss auf das Füge- und Übertragungsverhalten von Rändelpressverbindungen Institutsmitteilungen Nr. 45, Seite 35-46, IMW TU-Clausthal, 2020, ISSN 0947-2274
- /9/ Norm: DIN EN ISO 6892-1:2019, Metallische Werkstoff – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur (ISO 6892-1:2019); Deutsche Fassung EN ISO 6892-1:2019
- /10/ Norm: DIN 5480-15:2006-03, Passverzahnungen mit Evolventenflanken und Bezugsdurchmesser – Teil 15: Qualitätsprüfung
- /11/ Norm: DIN EN ISO 286-1:2019-09, Geometrische Produktspezifizierung (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße – Teil 1: Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen (ISO 286-1:2010 + Cor1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 286-1:2001 + AC:2013
- /12/ Fahrmeir, I.; Künstler, R.; Pigeot, I.; Tutz, G.: Statistik: Der Weg zur Datenanalyse. Springer-Verlag, Berlin, 5. Auflage, 2004