



Analytische & empirische Untersuchungen von Rändel-Welle-Nabe-Verbindungen unter besonderer Berücksichtigung des Einpressvorganges und der Rändelfertigung

durchgeführt von

Christian SCARTEZZINI

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik
der Technischen Universität Graz

Leiter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens

Begutachter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens
Betreuer/in: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Graz, im Jänner 2010

Zusammenfassung

Diese Diplomarbeit enthält weiterführende Untersuchungen zu der Dissertation von Dr. Bader. Schon in der Dissertation sieht man das große Potential der selbstschneidenden Rändelverbindung in Bezug auf das Verhalten bei Torsionsmomentübertragung.

Eine ausführliche Beschreibung der Rändelherstellung und der Herstellungsprobleme wird in dieser Arbeit aufgeführt.

Für den Fügevorgang wurde eine Parametervariation vorgenommen um einzelne Einflüsse zu untersuchen. Mit Hilfe dieser Studie wurde ein empirisch/analytisches Modell erstellt. Anhand dieses Modells kann man die Einpresskraft vorab schätzen. Zum Abschluss wurde ein Vergleich zwischen Rändelverbindung und Längspressverband erstellt. Dabei wurden die nötige Einpresskraft und der Bauraum bei gleicher Torsionsbelastung verglichen.

Ein Prüfstand wurde konstruiert und gefertigt um das Verhalten der Rändelverbindung bei Umlaufbiegung zu untersuchen. Zusätzlich wurden mögliche konstruktive Ausführungen der Verbindung für den Einsatz bei Biegebelastung gezeigt.

Weiterführende dynamische Versuche bei Torsionsbelastungen wurden durchgeführt um eine statistische Absicherung zu erhalten.

In dieser Arbeit aufgezeigte Potentiale stellen eine gute Basis für weitere Forschungsarbeiten dar.

Abstract

This diploma thesis comprise continue studies about the self-cutting knurl. As it was already shown in the dissertation of Dr. Bader you can see the great potential of the self-cutting knurl connection in deployed to the torsional moment.

A detail description of the production problems is listed. For the splice process, a parameter variation was made to examine the single influence.

With the help of this study, an empirical analytical model was created. This model is used to pre-assess the press-in force. At the end of the joining process study a comparison between the knurl connection and the longitudinal pressing was made. The press-in force and the face to face dimension of both connections was compared during the same applied load.

Continuing experiments on dynamic torsional loads were made to obtain a better statistical justification.

The presented potentials could be used for further research works.

Danksagung

Diese Arbeit entstand am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz.

Meinen Eltern, Helmut und Rose Mary, die mir das Studium überhaupt ermöglicht haben und mich zu jedem Zeitpunkt unterstützt haben.

O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens für die Begutachtung der Diplomarbeit und dafür, dass ich die Möglichkeit erhielt die Ressourcen frei nutzen zu können.

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader für die Betreuung der Diplomarbeit, den vielen fachlichen Diskussionen, Anregungen und der Unterstützung während der Arbeit.

Manfred Wilding für die Hilfe bei der mechanischen Fertigung vieler Teile.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter des Instituts für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik und des Instituts für Leichtbau für die vielen kleinen Hilfestellungen, die freundliche Aufnahme in das Institut und das angenehme Arbeitsklima.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 07.01.2011

.....
(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	3
1 Stand der Technik	4
1.1 Anwendung von Rändelverbindung	4
1.2 Patente	6
1.3 Literatur	11
2 Herstellung	12
2.1 Geometrie Referenzprüfkörper.....	12
2.1.1 Geometrie Rändelverzahnung	14
2.2 Rändelherstellungsarten	18
2.2.1 Rändelfräswerkzeugaufbau.....	20
2.3 Beschreibung der Fertigungsschritte	21
2.4 Probleme bei Fertigungsschritten	26
2.4.1 Verzahnung verläuft nicht achsparallel	26
2.4.2 Stumpfe Verzahnung	27
2.4.3 Schlechte Oberflächengüte der Verzahnung	28
2.4.4 Überschneiden der Rändel.....	29
2.4.5 Fußkreisdurchmesser größer als die Nabenbohrung.....	29
2.4.6 Bruch des Rändelfräasers	30
2.5 Workaround.....	30
2.6 Alternative Herstellung der Rändelung	35
3 Fügen der Verbindung	36
3.1 Messequipment.....	36
3.2 Fügevorgang (Startkraft - Schnittkraftgradient).....	37
3.2.1 Theoretische Betrachtung und Parameterabhängigkeiten	39
3.3 Startkraft	41
3.3.1 Theoretische Betrachtung	41
3.3.2 Parameterabhängigkeit der Startkraft	45
3.3.2.1 Rändellänge l	45
3.3.2.2 Rändeldurchmesser d_{nenn}	45
3.3.2.3 Rändelteilung t	47
3.3.2.4 Nabendurchmesserverhältnis Q	49
3.3.2.5 Nabenwerkstoff	51
3.3.2.6 Konizität der Rändelung.....	52
3.3.2.7 Spankammer- und Führungszapfeneinfluss	54

3.4	Schnittkraftgradient	55
3.4.1	Theoretische Betrachtung	55
3.4.2	Parameterabhängigkeit des Schnittkraftgradienten	57
3.4.2.1	Rändellänge l	57
3.4.2.2	Rändeldurchmesser d_{nenn}	59
3.4.2.3	Rändelteilung t	60
3.4.2.4	Nabendurchmesserverhältnis Q	61
3.4.2.5	Nabenwerkstoff	63
3.4.2.6	Konizität der Rändelung	67
3.4.2.7	Spannkammer- und Führungszapfeneinfluss	68
3.4.3	Zusammenfassung der Messergebnisse	70
3.5	Analytisch-numerisches Modell zur Beschreibung der Einpresskräfte	70
3.6	Vergleich Einpresskräfte der Rändelverbindung und Längspressverbänden	71
4	Torsion	75
4.1	Messequipment	77
4.2	Dynamische Versuche , Wöhlerlinie und Streuung	78
5	Biegung	80
5.1	Geometrische Ausführungen der Verbindung	80
5.2	Prüfstandaufbau	84
6	Ausblick	86
	Verzeichnisse	87
	Literaturverzeichnis	87
	Liste der Symbole	89
	Verzeichnis der Abbildungen	90
	Verzeichnis der Tabellen	94

Einleitung

Im Rahmen meiner Diplomarbeit am Institut Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik habe ich weiterführende Untersuchungen einer Welle-Nabe-Verbindung vorgenommen.

Aufbauend auf der Dissertation meines Diplomarbeitsbetreuers Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bader Michael, welcher die Welle-Nabe-Verbindung analytisch und empirisch bei Torsionsbelastung untersuchte, werde ich noch andere Themengebiete betrachten.

Schon in der genannten Dissertation sieht man sehr viel Potential in der Rändelverbindung, dabei sind noch einige Themengebiete abzuklären.

Der Aufbau der Arbeit gliedert sich in sechs Kapitel. Im ersten Kapitel wird der Stand der Technik beschrieben. Dabei werden ähnlich Verbindungen in der Literatur und bekannte Anwendungen analysiert und mit der Rändelverbindung verglichen. Eine Beschreibung der bestehenden Patente gleicher Verbindungsart wird angeführt.

Das zweite Kapitel behandelt die Fertigung der Rändelverbindung, dabei werden die Probleme bei den einzelnen Fertigungsschritten aufgezeigt. Auch alternative Herstellungsvorgänge werden veranschaulicht.

Kapitel drei befasst sich mit dem Fügevorgang der Verbindung. Dabei wird der Prozess sowohl theoretisch als auch empirisch mit Messdaten untersucht.

In diesem Zusammenhang wird ein analytisch/numerisches Modell zur Beschreibung der Einpresskraft erstellt. Ein Vergleich mit Längspressverbänden wird abschließend erstellt.

Im vierten Kapitel wird das Verhalten der Rändelverbindung bei Umlaufbiegung untersucht. Es wird nur theoretisch betrachtet, im Rahmen dieser Arbeit werden keine entsprechenden Prüfstands-Versuche dazu durchgeführt.

Kapitel fünf behandelt weiterführend zur Dissertation dynamischen Torsionsversuche und deren statistischen Auswertung.

Im abschließenden sechsten Kapitel wird ein Ausblick gegeben.

1 Stand der Technik

1.1 Anwendung von Rändelverbindung¹

Allgemein werden die Flachrändel verwendet um Oberflächen griffiger zu gestalten. Beispiel für die Verwendung der Rändeloberfläche sind Schrauben. Durch ihre rotationsymmetrische Gestaltung ist die Rändelung mittels spanender Rändeloperation oder spanloser Umformungstechnik einfach herstellbar. Genormte Rändelschrauben sind in den folgenden Abbildungen dargestellt.



Abbildung 1: Rändelschraube niedrige Form



Abbildung 2: Flachrändel hohe Form

Zusätzlich werden Rändelungen einerseits als Verdrehsicherung, andererseits als Toleranzausgleich verwendet. In folgenden zwei Abbildungen ist jeweils ein Beispiel aufgeführt.

¹ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009



Abbildung 3: Toleranzausgleich und Verdrehsicherung mittels Rändelung einer Radflanschschaube



Abbildung 4: Verdrehsicherung mittels Rändelung einer Nietmutter

Flachrändel werden auch in der Kunststofftechnik verwendet. Mittels Umspritzen der Rändel entsteht eine Welle-Nabe-Verbindung. Dabei dient die Rändelung nicht als Schneidwerkzeug.

1.2 Patente²

Folgend eine kurze Beschreibung und Bemerkungen zu den wichtigsten Patenten, die eine Verbindung zweier Bauteile mittels Rändelung behandeln.

Befestigung des Blechpaketes elektrischer Kleinstmaschinen auf der Welle, insbesondere für Asynchronmotoren mit Kurzschlussläufer

Patentschrift 102872

Erfinder: Hollwitz, Dipl. –Ing. Hans

Fleck, Dipl. –Ing. Dr. Wolfgang

Reimann, Dipl. –Ing. –Ök. Aribert

Rehwagen Hans

Krause, Dipl. –Ing. Werner

Schneider, Dipl. –Ing. Hans-Joachim

Anmeldetag: 27.03.73

Patentbeschreibung:

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Befestigung von Läuferkörpern auf einer Welle für elektrische Kleinstmaschinen und soll die Beschädigungen der Wellenauflflächen und ein Deformieren der Welle beim Fügen vermeiden. Die formschlüssige Verbindung wird dadurch realisiert, dass im Bereich der Buchsen, auf der Welle eine entsprechende Formgestaltung, wie z.B.: Rändel, Kreuzrändel, Kerben, eine oder mehrere Abflachungen oder ein Aufrauen vorsieht. Das Plastmaterial der Buchse erweicht unter Einwirkung des Ultraschalls und fließt in die Ausnehmungen der Welle und des Läuferkörpers.

² BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

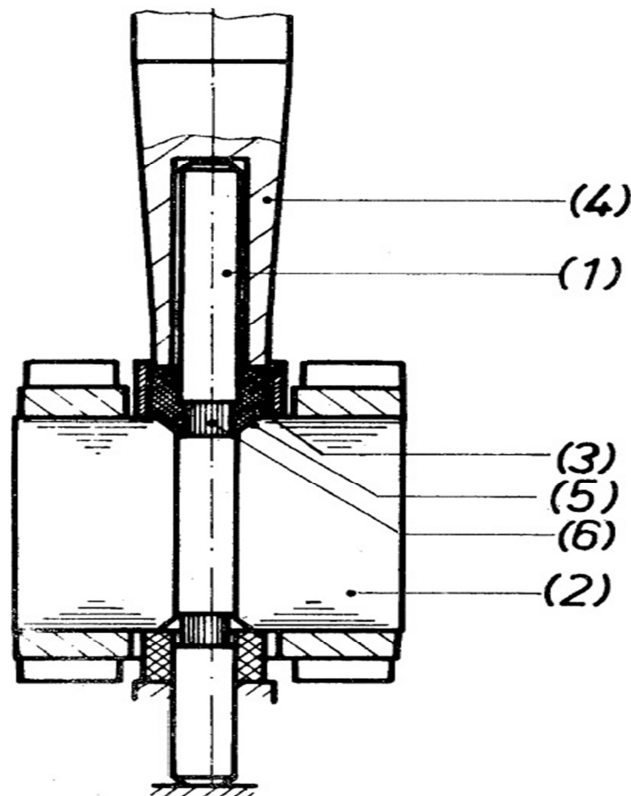


Abbildung 5: Befestigung des Blechpaketes elektrischer Kleinmaschinen

In Abbildung 5 wird die Welle (1) mit den Läuferblechpaketen (2) mittels Thermoplastbuchse (3) verbunden. Die Läuferblechpakete übertragen formschlüssig über die profilierte Ausnehmung (5) das Drehmoment, welches wiederum formschlüssig über die Thermoplastbuchse und Rändelverzahnung (6) auf die Welle weitergeleitet wird. Unter Anwendung von Ultraschall (4) wird die Thermoplastbuchse verformt und ergibt somit eine formschlüssige Verbindung der Welle mit dem Läuferblechpaket.

Anmerkungen:

Hier dient die Rändel nur als formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung zur Momentenübertragung und nicht zusätzlich als schneidendes Werkzeug.

Presspassungsaufbau für eine Rotorwelle

Offenlegungsschrift DE 37 32 223 A1, C2

Erfinder: Iio, Masahiro, Saitama

Inhaber: Diesel Kiki Co., Ltd., Tokio JP

Anmeldetag: 24.09.87

Patentbeschreibung:

Presspassungsaufbau für eine Rotorwelle, bei dem sind eine Welle und ein aufzuziehendes Teil vorhanden. Das aufzuziehende Teil, das mit einer Wellenbohrung zur Aufnahme der Welle versehen ist, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Welle mit einem gezähnten Wellenabschnitt versehen ist, die eine Vielzahl in axialer Richtung verlaufenden Zahnungsvorsprünge besitzt und an beiden Enden mit Einschnittnuten abgeschlossen ist und dass die Wellenbohrung bei dem aufzuziehenden Teil in ihrer Innenumfangsfläche mit

mindestens einer Ringnut zum Sammeln beim Presspassen entstehender Späne versehen ist.

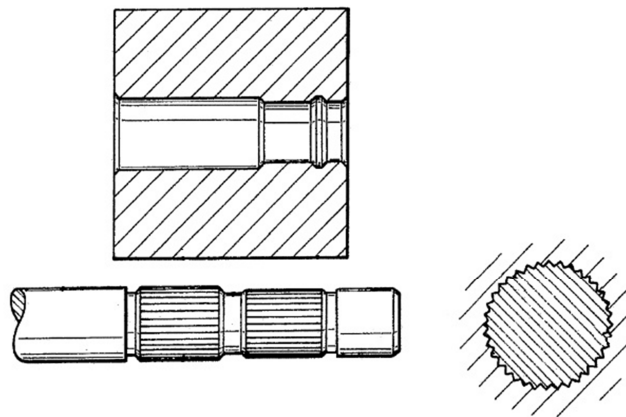


Abbildung 6: Presspassung für Rotorwelle

Anmerkung:

Bei diesem Patent hat die Rändelverzahnung schon eine Doppelfunktion. Sie schneidet einerseits die Gegenverzahnung zusätzlich, entsteht eine formschlüssige Verbindung. Die Verzahnung hat keine Schneidkante am Rändelbeginn sondern eine Phase. Der Spanwinkel ist negativ, somit ist der Einpressvorgang ein Schaben und kein Schneiden. Die Spannuten zum Brechen des Spans ergeben vermutlich eine geringere Einpresskraft, als jene Naben ohne Nuten. Die zwei Rändelungen sind für die Biegemomentaufnahme von Vorteil, da der Hebelarm des Kräftepaars größer wird. Durch dem, dass die Verzahnungen auf zwei verschiedenen Durchmessern sind ist die Einpresskraft vermutlich höher als bei einer längeren Rändelung.

Wellenbefestigung

Europäische Patentmeldung 0661474A1

Erfinder: Manfred Wittenstein

Inhaber: Alpha Getreidebau GmbH

Anmeldetag: 24.09.94

Patentbeschreibung:

Bei dieser Wellenbefestigung, ist die Welle über einen Teilbereich gezahnt und wird formschlüssig in eine Bohrung eingepresst mit einem besonderen Augenmerk auf die Zentriergenauigkeit. Zu diesem Zweck sind vor und nach dem gezahnten Wellenbereich zylindrische Zentrierabschnitte zur passgenauen Aufnahme vorgesehen. Davon drei durchmesserverschiedene Längenbereiche in der Aufnahmebohrung und mindestens zwei durchmesserverschiedene Längenbereiche im Wellenteil. Die Erfindung beruht auf dem Gedanken, die Welle beim Einschneiden des gezahnten Wellenbereiches in den entsprechenden Bohrungsabschnitt des Aufnahmeteils vor und hinter diesem Abschnitt zentrisch in der Bohrung zu führen. In der Patentbeschreibung wird insbesondere auf verschiedene Längenbereiche und deren Einflüsse auf die benötigte Gesamtlänge (Summe der einzelnen Bereiche) eingegangen.

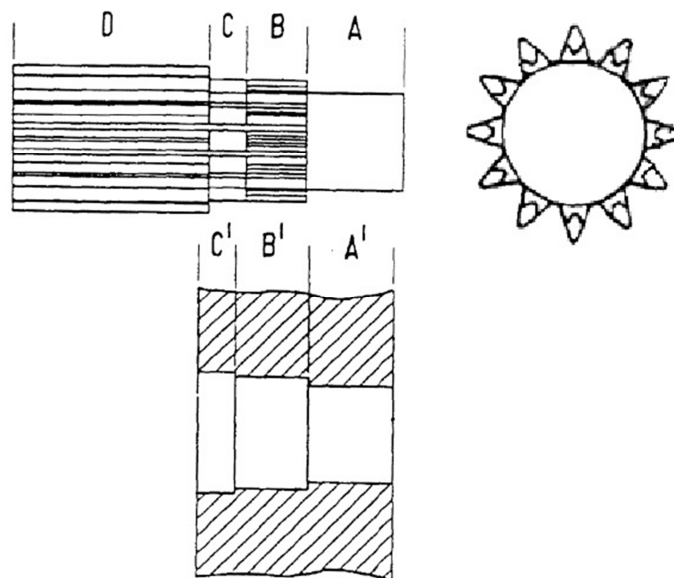


Abbildung 7: Wellen-Befestigung

Anmerkung:

Die Rändelverbindung bei diesem Patent ist vor und hinter der Rändelverzahnung (B) zentriert in Abschnitt A und C. Bereich D kennzeichnet ein Ritzel.

Welle-Nabe-Verbindung

Europäische Patentschrift EP 1 532 378 B1

Erfinder: Schulz Horst

Kirschner Tino

Buchmann Roland

Patentinhaber: ZF Friedrichshafen AG

Anmeldetag: 23.08.03

Patentbeschreibung:

Die Welle-Nabe-Verbindung besteht aus einem drei Abschnitte aufweisenden Wellenende, welches in eine zweistufige Bohrung einer Nabe eingesetzt ist. Der mittlere Wellenabschnitt weist eine Verzahnung auf, die sich beim axialen Fügen beider Teile in den mittleren Bohrungsabschnitt eingräbt und somit den Formschluss herstellt. Die beiden benachbarten Wellenabschnitte bilden jeweils eine Fügepassung.

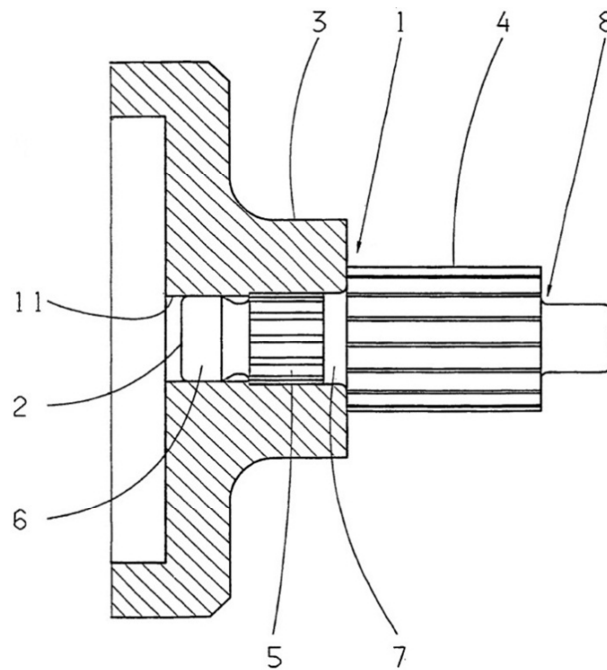


Abbildung 8: Welle-Nabe-Verbindung

Die Verbindung (1) zwischen der Welle (2) und der Nabe (3) ist formschlüssig mittels Rändelverzahnung (5) verbunden. Auch bei diesem Patent finden wir eine Doppelzentrierung (6,7) vor. Zwischen Führungzapfen (2) und Rändelverzahnung ist es einen Spanraum für die während des Einpressen entstehenden Späne. Ritzel (4) und Ritzelwelle (8) spielen hier keine weitere Rolle für die Welle-Nabe-Verbindung.

Anmerkung:

Auch bei diesem Patent hat die Rändelverzahnung eine Doppelfunktion. Ein größerer Aufwand für die Fertigung sind die zwei verschiedenen Bohrungsdurchmesser.

1.3 Literatur

Die bekannten form- und reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen sind durch Versuch abgesichert und entsprechend den Berechnungsvorschriften auszulegen.

Dem gegenüber ist die selbstschneidende Rändelverbindung eine zwar wenig bekannte Welle-Nabe-Verbindung, entspricht aber seit mehreren Jahrzehnten dem Stand der Technik. Bisher sind jedoch keine Auslegungsvorschriften oder Richtlinien zur konstruktiven Gestaltung von Rändelverbindungen bekannt.

Vorteile dieser Welle-Nabe-Verbindung ergeben sich aus der Tatsache, dass ein Element der Verbindung durch Dreh- und Rändeloperationen hergestellt wird und mit diesem wiederum das zweite Element der Verbindung spanend hergestellt wird. Dadurch ergeben sich relativ geringe Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit.

Das gerändelte Element weist dabei eine Kontur auf, die der einer Kerbverzahnung ähnlich ist.

Die gerändelte Verzahnung erfüllt eine Doppelfunktion. Einerseits als Schneidwerkzeug zur Herstellung der Gegenverzahnung und andererseits als formschlüssiges Element zu Lastübertragung.

Die Belastungsübertragung erfolgt dabei vergleichsweise homogen über den gesamten Umfang, da die Herstellung der Gegenverzahnung durch die Schneidverzahnung eine äußerst günstige Anpassung der Übertragungselemente gewährleistet. Dies ist in Bezug auf die Materialausnutzung äußerst günstig. Daher kann die Verbindung im Vergleich zu anderen Welle-Nabe-Verbindungen sehr kompakt ausgeführt werden.

Das theoretisch vorhandene Potential dieser Welle-Nabe-Verbindung wurde durch ausgedehnte analytische und empirische Untersuchungen bestätigt. Der Nachweis der Einsetzbarkeit für statische und dynamische Anwendungen wurde erbracht, sowie Richtlinien zur Gestaltung und Festigkeitsberechnung erarbeitet.

Dabei wurden sowohl unterschiedliche Werkstoffkombinationen, als auch die Variation von konstruktiven Parametern berücksichtigt.

Der Vergleich des Übertragungsverhaltens mit anderen Welle-Nabe-Verbindungen zeigt bereits bei statischer Belastung die Vorteile der Rändelverbindung. Bei dynamischer Belastung kommen die Vorteile dieser Welle-Nabe-Verbindung noch stärker zum Tragen.

Die Vorzüge wie geringer Bauraumbedarf, einfache Herstellung mittels Drehoperationen, Robustheit gegenüber Herstellungsungenauigkeiten, sowie die ausgezeichnete Eignung für dynamische Belastungen sprechen für diese Verbindung.

Es scheint somit, dass die Rändelverbindung sowohl in der Einzelfertigung, als auch bei Großserien eine interessante Alternative zu den bekannten Welle-Nabe-Verbindungen darstellt.³

³ VDI TAGUNG Oktober-November 2009

2 Herstellung

Alle Prüfkörper wurden im institutseigenen Labor gefertigt.

Dabei werden in dem folgenden Kapitel Probleme bei der Fertigung aufgelistet. Abschließend wird eine Empfehlung für die Herstellung gegeben um einige Probleme zu vermeiden.

2.1 Geometrie Referenzprüfkörper⁴

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Prüfkörper verwendet mit folgender Referenzgeometrie und mit nachstehend genanntem Werkstoff. Genaue Abmessungen sind in Abbildung 9 abgebildet. Die Bestimmung der Referenzen ist weiters wichtig für folgenden Schritt, die Erstellung des analytisch/numerischen Modells zur Beschreibung des Fügevorgangs. Dabei wurde für die Welle mit Rändelverzahnung ein härterer Werkstoff gewählt. Als Nabenwerkstoff wurde für den Referenzprüfkörper S355J2 gewählt.

Möchte man den Härteprozess vermeiden ist eine Werkstoffpaarung Welle/ Nabe zu wählen, deren Grundwerkstoff bereits eine Härtedifferenz von ca. 1,8 aufweisen oder diese durch Aufbringen einer Hartstoffschicht auf das Schneideteil erreicht werden kann. Wäre die Härtedifferenz geringer würde sich ein anderes Verhalten beim Einpressen einstellen. Somit wären eigene Untersuchungen nötig.

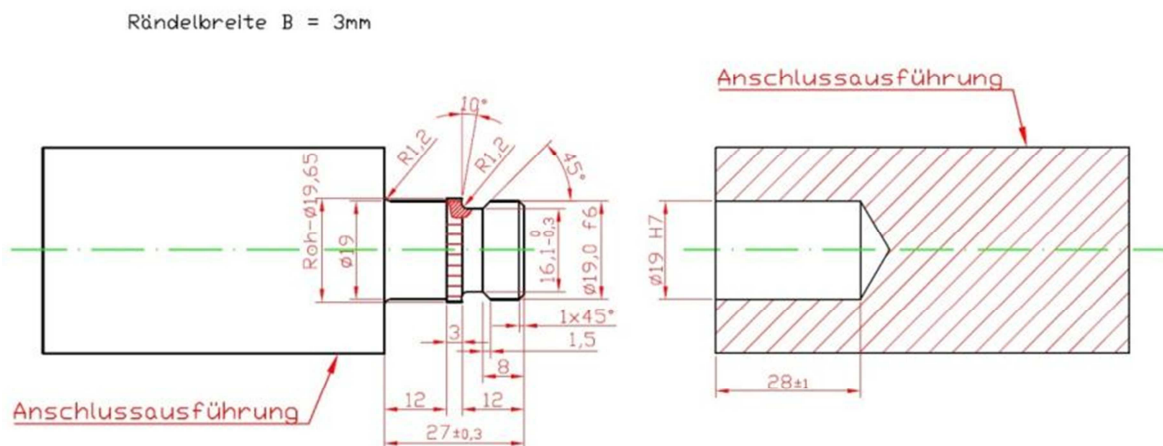


Abbildung 9: Referenzprüfkörper bemaßt

⁴ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009



Abbildung 10: Selbstschneidende Rändelverbindung

Die in Abbildung 11 beschriebenen Funktionselemente bleiben bei den unterschiedlichen Prüfstandsversuchen erhalten. Die Anschlussausführung variiert in Form und Durchmesser je nachdem wie es gebraucht wird.

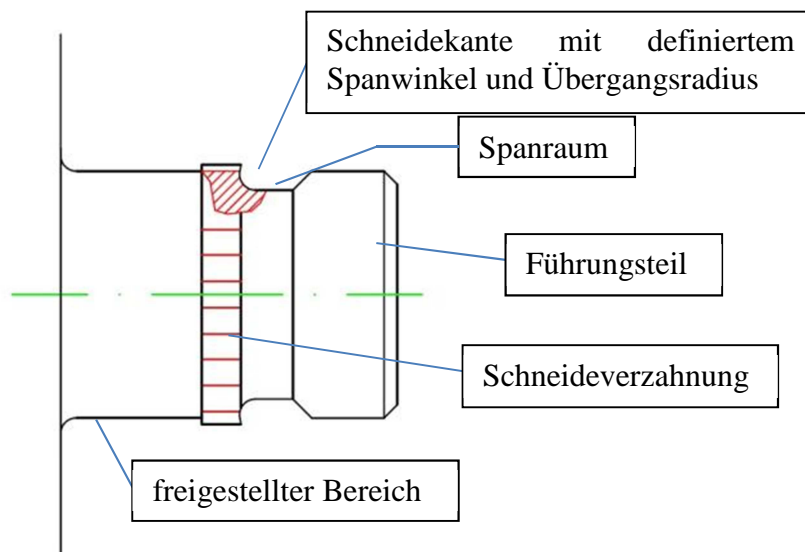


Abbildung 11: Funktionselemente des Schneideteils

Folgende Funktionselemente sind beim Fügen der Rändelverbindung wichtig, siehe Abbildung 11.

Die Aufgabe des Führungsteils ist es, die Nabe und die Welle zueinander zu zentrieren und ein Verkanten zu vermeiden. Die definierte Schneidekantengeometrie (Spanwinkel) beeinflusst die Zerspanung und Einpresskraft. Der Spanraum, beginnend mit dem Übergangsradius begünstigt den Spanabfluss und nimmt den Span auf. Die Schneideverzahnung hat eine Doppelfunktion, einerseits dient sie als Schneidwerkzeug andererseits in weiterer Folge als Übertragungselement der Belastungen.

Der freigestellte Bereich hinter der Schneideverzahnung ermöglicht ein Überpressen der Nabe. Somit ist die Stirnfläche nach dem Fügevorgang immer auf beiden Seiten vorhanden (siehe Abbildung 12). Somit ist die mögliche Belastungsübertragung größer.

Die Steifigkeit der Welle-Nabe-Verbindung nimmt auch zu.

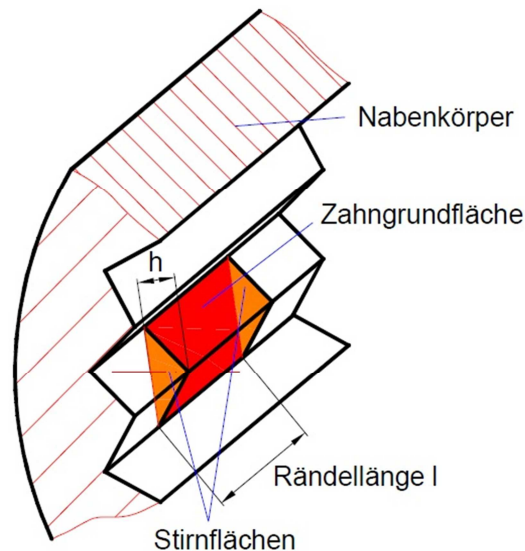


Abbildung 12: Belastete Zonen der Verzahnung

Belastungen werden einerseits übertragen wo Wellenverzahnung und Nabenverzahnung in Kontakt ist und zusätzlich noch über die beiden Stirflächen, siehe Abbildung 12.

In einen institutseigenen Bericht über “Welle-Nabe Verbindung für Spindelhubgetriebe Einpressversuche“ von Dr. Michael Huber ergeben die Erkenntnis der Untersuchung:“

Von den untersuchten Verbindungen bietet sich vor allem die Variante mit gehärteter Rändel, 10° Spanwinkel und einem Ausrundungsradius von 1,2mm an.“⁵

2.1.1 Geometrie Rändelverzahnung

Nach DIN 82 werden die Rändel nach deren Formen eingeteilt. Weiters sieht man in den Abbildungen 4 und 5 einen Auszug der Herstellungsmöglichkeiten nach DIN 403.

Aus Sicht der Fertigung bietet sich Flachrändel Form RAA an, diese ermöglicht drallfreies Einpressen.

Wie noch später in diesem Kapitel beschrieben, wird die Herstellung des Rändels mittels Rändelrad (BR) gefertigt.

In Abbildung 14 ist auch die Kreuzrändel aufgeführt, welche aber belanglos für diese Arbeit ist. Diese wurde nur angeführt um alle Rändelformen nach DIN 82 aufzuzeigen.

⁵ HUBER, Michael: Welle-Nabe Verbindung für Spindelhubgetriebe Einpressversuche, Graz, TU-Graz, Rechere, 2002

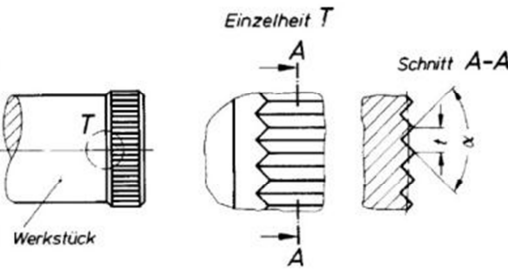
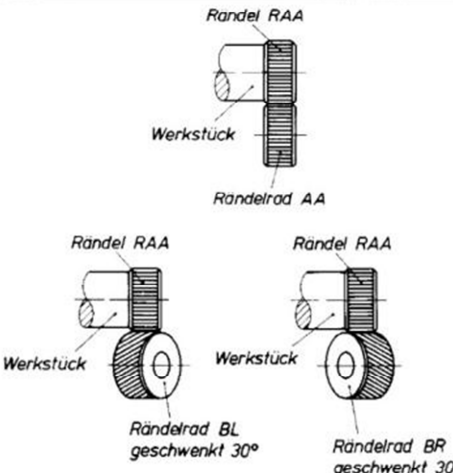
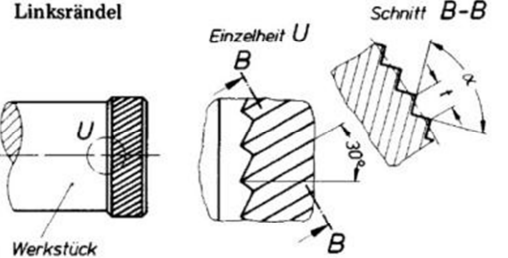
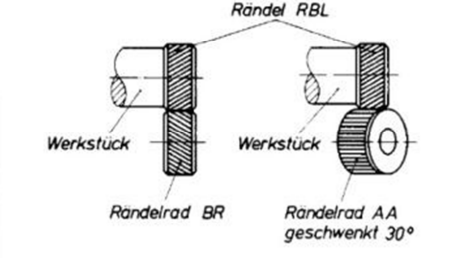
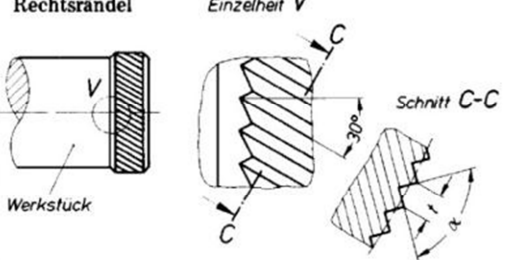
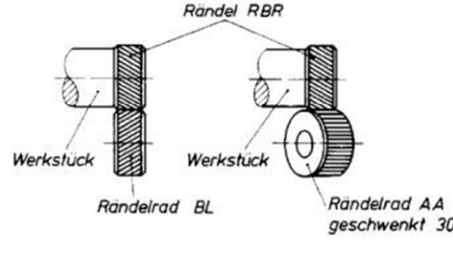
Form	Benennung und Darstellung	Herstellungsmöglichkeiten mit Rändelrädern nach DIN 403
RAA	<p>Rändel mit achsparallelen Riefen</p> 	
RBL	<p>Linksrändel</p> 	
RBR	<p>Rechtsrändel</p> 	

Abbildung 13: Einteilung der Rändel nach Formen Teil 1

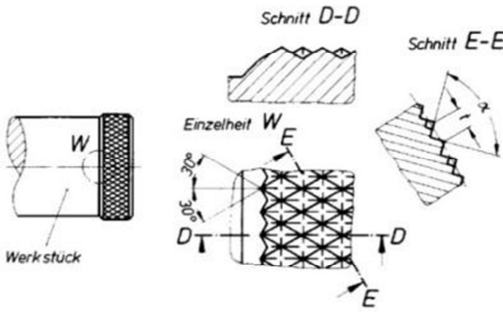
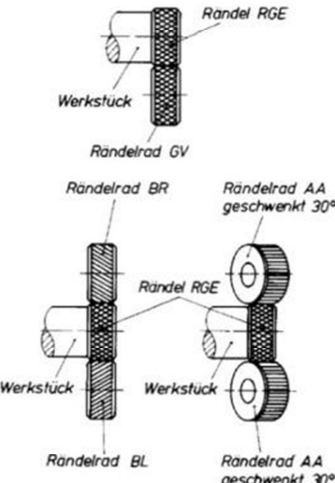
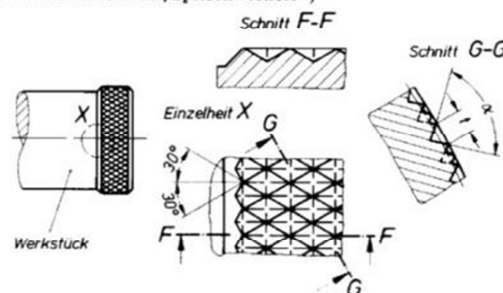
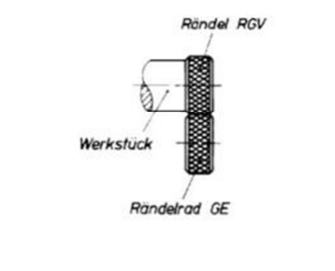
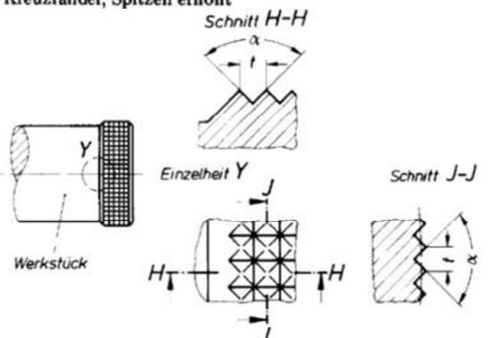
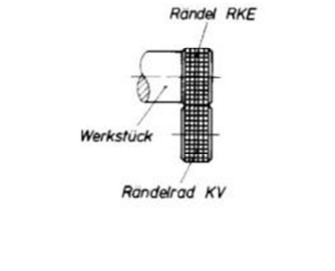
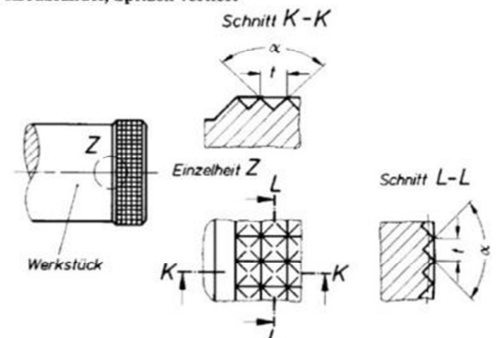
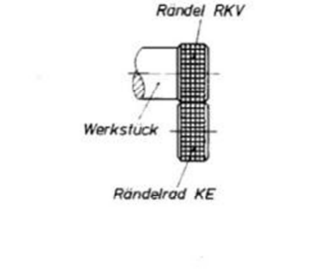
Form	Benennung und Darstellung	Herstellungsmöglichkeiten mit Rändelrädern nach DIN 403
RGE	<p>Links-Rechtsrändel, Spitzen erhöht 1)</p> 	
RGV	<p>Links-Rechtsrändel, Spitzen vertieft 2)</p> 	
RKE	<p>Kreuzrändel, Spitzen erhöht</p> 	
RKV	<p>Kreuzrändel, Spitzen vertieft</p> 	

Abbildung 14: Einteilung der Rändel nach Formen Teil 2⁶

⁶ Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 82 Rändel, Beuth Verlag, Berlin 1973

In Literatur [1] wird der Zusammenhang zwischen Rändelteilung und Oberflächengüte dargestellt.

Mit steigender Rändelteilung verbessert sich die Oberflächengüte der Verzahnung. Der Effekt lässt sich damit erklären, dass beim Fertigen Späne einwalzen und negative Auswirkung auf die Oberflächengüte haben. Mit steigender Rändelteilung sinkt das Verhältnis von Spangröße zu Rändelteilung, somit steigt die Oberflächengüte der Verzahnung

Die Wahl der Rändelteilung sollte jedoch entsprechend dem Werkstückdurchmesser erfolgen und ein bestimmtes Teilungs-/Durchmesser Verhältnis nicht überschreiten. Die Reproduzierbarkeit, aber auch die Güte der Rändelung sinkt mit steigendem Teilungs-/Durchmesser Verhältnis, da die Wahrscheinlichkeit sinkt, dass beim freischneidenden Fertigungsprozess eine ganzzahlige Zähnezahle ergeben würde. In Tabelle 2 sind Empfehlungen für Rändelteilungen abhängig von Werkstückdurchmesser und Rändelbreite angegeben.

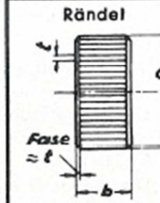
Abmessungen des Werkstückes in mm		für alle Werkstoffe
		Rändel
Dreh-durchmesser D	Breite b	
bis 8	alle Breiten	0,5
über 8 bis 16	bis 2	0,5
	über 2	0,6
über 16 bis 32	bis 2	0,5
	über 2 bis 6	0,6
	über 6	0,8
über 32 bis 63	bis 6	0,6
	über 6 bis 16	0,8
	über 16	1
über 63 bis 100	bis 6	0,8
	über 6 bis 16	1
	über 16 bis 32	1,2

Tabelle 1: empfohlene Rändelteilung bei gegebenem Durchmesser⁷

Für die Fertigung der Versuchsserie wurden Rändelräder mit der gleichen Teilung von 0,5 mm, 1 mm, und 1,5 mm wie bei der Dissertation von Herrn Bader verwendet. Die in dieser Arbeit verwendeten Rändeldurchmesser liegen im Bereich von 16 bis 32 mm, siehe Tabelle 1.

⁷ KRAUS, Erich: Werkstattshelfer für den Metallarbeiter. Wien : A. Pichlers Witwe & Sohn, 1978

2.2 Rändelherstellungsarten

Es gibt zwei Verfahren zur Herstellung von Rändelungen:

- **Rändelformen:**

Beim Rändelformen handelt es sich um ein weitgehend spanloses Verformen des Werkstoffs. Der Werkstoff wird durch das Rändelrad kaltverformt. Bei dieser Umformung wird der Durchmesser des Werkstückes vergrößert.

- **Rändelfräsen:**

Im Gegensatz zum herkömmlichen Rändeldrücken, bei dem das Material verformt wird, wird mit diesem Verfahren eine Rändelung zerspanend hergestellt: Das Rändelrad ist mit Schneiden versehen und schabt den Werkstoff, so dass die gewünschte Rändelform entsteht.

Alle für diese Arbeit erstellten Rändelungen wurden mittels Rändelfräswerkzeug (Abbildung 7) „Quick – A2/Fl“ der Firma Quick Tool gefertigt.

Die zwei entscheidenden Vorteile des Rändelfräsens gegenüber den Rändelformen sind die bessere Oberflächenqualität und die bessere Reproduzierbarkeit.

In Tabelle 2 sind Anwendungen, Eigenschaften und Handhabung der beiden Herstellverfahren gegenübergestellt.

Noch günstiger für die Oberflächenqualität dürfte ein selbst angetriebenes Werkzeug sein, somit wäre die Fertigungsoperation ähnlich dem Abwälzfräsverfahren von Zahnrädern.



Abbildung 15: Rändelwerkzeug⁸

⁸ http://www.quick-tools.at/de/quick_werkzeuge-a1_a1-fl, 17.11.2010

	Rändelformen	Rändelfräsen
Anwendung	<ul style="list-style-type: none"> • Bearbeitung von kaltumformbaren Werkstoffen • Rändelformen an dünnwandigen Werkstücken ist problematisch • Breiter Anwendungsbereich <ul style="list-style-type: none"> • Alle Rändelformen und Rändelprofile können hergestellt werden • Für Stim- und Innenrändelung geeignet • Rändelung bis zum Bund möglich • Werkzeug kann an jeder Stelle des Werkstückes angesetzt werden 	<ul style="list-style-type: none"> • Bearbeitung von fast allen Werkstoffen möglich • Dünnwandige Werkstücke lassen sich bearbeiten • Für Sichrändel geeignet – höchste Rändelqualität • Begrenzter Anwendungsbereich <ul style="list-style-type: none"> • Nur die Rändelprofile RAA und RGE sind herstellbar • Bearbeitet werden können ausschließlich zylindrische Werkstücke in axialer Bearbeitungsrichtung • Zum Ansetzen des Werkzeuges im mittleren Bereich des Werkstückes ist ein Einstich erforderlich
Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none"> • Durch Werkstoffverdrängung wird der Außendurchmesser des Werkstückes vergrößert • Die Oberfläche wird verdichtet • Höhere Maschinenbelastung als beim Rändelfräsen 	<ul style="list-style-type: none"> • Keine erhebliche Veränderung des Außendurchmessers vom Werkstück • Geringe Oberflächenverdichtung • Hohe Präzision und Oberflächengüte des Rändels • Geringere Maschinenbelastung als beim Rändelformen
Handhabung	<ul style="list-style-type: none"> • Vorbereitung des Werkstücks generell nicht erforderlich • Sehr einfache Handhabung des Werkzeuges 	<ul style="list-style-type: none"> • Präzise Werkzeugeinstellung und Feinjustierung erforderlich • Präzise Vorbereitung des Werkstückes erforderlich

Tabelle 2: Eigenschaften der beiden Rändelherstellungsverfahren⁹

Nach Literatur [1] ist:

“Das Rändelfräsen mit freischneidendem Herstellungsverfahren bedingt auch, dass die Kontur der entstehenden Rändelung und deren Öffnungswinkel nicht bestimmbar sind. Durch die Überlagerung von Wälz-, Gleit- und Schneidbewegungen (Eindringen des Werkzeuges in das Werkstück) variiert die Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück abhängig von Herstellungsparametern wie etwa Werkstoff, Rändelteilung und Werkstückdurchmesser.

Der Winkel der Rändelung wird durch den Herstellvorgang größer als der Öffnungswinkel des Rändelwerkzeugs (90°). Tendenziell steigt der Winkel der Rändelung mit steigendem Teilungs-/Durchmesser Verhältnis, also mit sinkender Zähnezahl.

Für die Herstellung der Prüflinge der hier diskutierten Versuche bedeutet dies, dass die Rändelung im weichen Zustand des Werkstückes hergestellt wird. Im

⁹ http://www.zeus-tooling.com/support/anwendungen_detail.php?anwendungsid=3, 17.11.2010

Anschluss wird durch Härten (Ck45) bzw. Einsetzen und Härten die für die Verwendung als Schneidverzahnung nötige Festigkeit erreicht“.¹⁰

Das Verhältnis spanende/spanlose Formgebung gibt die nötige radiale Zustellung vor und spiegelt sich im Verhältnis des Wellendurchmessers vor dem Rändelvorgang und dem Rändelkopfdurchmesser nach der Herstellung wieder.

Der gemessene Durchmesserzuwachs von 1/10 mm vor und nach dem Rändeln weist darauf hin, dass die Zahnhöhe nicht nur spanhebend sondern auch spanlos umformend hergestellt wird.

2.2.1 Rändelfräswerkzeugaufbau

Der Aufbau und die Einzelteile des Rändelapparats sind in Abbildung 16 ersichtlich.

Das Verschleißset (1) besteht aus einer Senkkopfschraube (2), Deckscheibe (3), Laufbuchse (4) und dem Rändelfräser (5).

Für die Werkzeuervermessung wird die Einstelllehre (10) mit Deckscheibe (3) und Senkschraube (2) auf den Fräserträger (7) montiert.

Der Fräserträger wird mittels Tellerfeder (8) und Spanschraube (9) auf den Trägerkörper (12) gespannt. Mittels der beiden Gewindestifte (13) wird der Fräserträger positioniert und geklemmt.

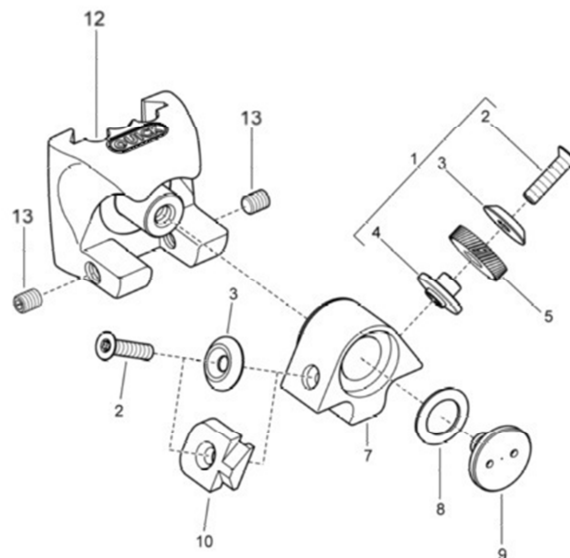


Abbildung 16: Einzelteile des Rändelapparats¹¹

¹⁰ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

¹¹ http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.10.2010

In Abbildung 17, sieht man den Schaft (1) und die restlichen Fixierungselemente um den Trägerkörper mit Rändelfräswerkzeug auf den Schaft zu montieren.

Das Klemmen des Trägerkörpers von Abbildung 16 wird mittels zwei Exzenterbolzen (4) fixiert. Die Aufgabe der Federn (2) ist es die Exzenterbolzen in Position zu halten. Eine Stellschraube (8) wird zur Höheneinstellung des Rändelwerkzeugs verwendet. Die Schraube (3) zum Klemmen wird über den Haltebolzen (7), 7 Stück Tellerfedern (6), ein Druckstück (5) und über eine Klemmschraube mit kegeligem Absatz auf das Gewinde des Schafts und das Gewinde des Trägerkörpers gepresst.

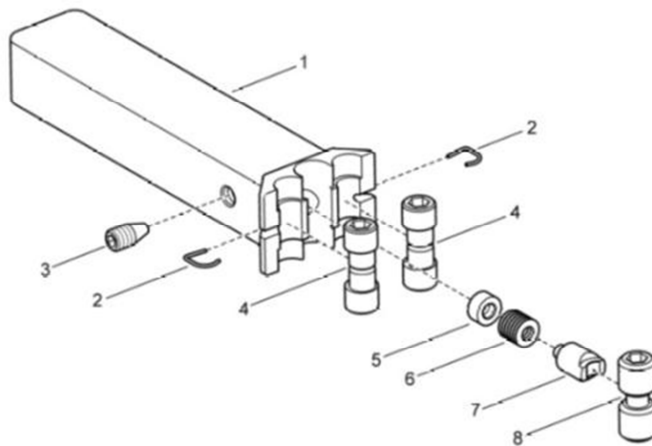


Abbildung 17: Rändelschaft mit Verspannungssystem¹²

2.3 Beschreibung der Fertigungsschritte

In diesem Abschnitt wird die Fertigung der Welle-Nabe-Verbindung untersucht.

Wie schon in Abbildung 9 aus der Geometrie ersichtlich, ist die Fertigung der Rändelverzahnung auf der Welle aufwendiger als die Bohrung der Nabe.

Die Herstellung einer selbstschneidenden Rändelung beinhaltet folgende prinzipielle Schritte:

- Vordrehen der Rohkontur
- Rändeln
- Härten
- Schneidekante und Übergangsradius fertigen.

Vordrehen der Rohkontur

Bevor es zum eigentlichen Rändeln der Verzahnung kommt, wird die Rohkontur mittels Drehbearbeitungen gefertigt.

Mit der in Abbildung 18 CNC-Drehbank des Instituts ist es keine zeitraubende Arbeit, nachdem das Fertigungsprogramm einmal geschrieben und die Fertigungsparameter eingestellt ist.

¹² http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.10.2010



Abbildung 18: Institutseigene CNC-Drehbank¹³

Rändeln

Das Rändelwerkzeug arbeitet spanhebend freischneidend und weist deswegen kein eindeutiges Abwälzen auf einen bestimmten Durchmesser auf. Eine Abweichung von +/- 1-3 Zähne, je nach Teilung beim Rändel ist die Folge.

Um saubere Schneideverzahnungen zu erhalten ist es sehr wichtig, dass beim Rändelvorgang der Kühlflüssigkeit direkt auf die Rändelfräser und nicht auf das Werkstück gerichtet ist.

Infolge dessen ist ein besserer Abtransport der Späne, Kühlung und Schmierung der Laufbuchsen gewährleistet.

Verschleißteile wie Laufbuchsen, Deckscheibe, Schrauben und Rändelfräser müssen nach Abnutzung ersetzt werden. Beim Tauschen ist darauf zu achten, dass die Auflageflächen sorgfältig von Spänen gereinigt werden. Zusätzlich ist es notwendig, vor der Montage des Fräsrollenträgers die einzelnen Laufflächen mit Schmiermittel, z.B. Molykote oder Graphitfett, zu versehen.¹⁴

Einstellung des Fräasers:¹⁵

Einwandfreie Ergebnisse erzielt man bei richtiger Einstellung der Rändelfräser.

Einerseits ist die Positionierung des Werkzeugs zum Werkstück (Abbildung 19) und die Fertigung des Rändelbeginns wichtig, andererseits die richtige Wahl von Schnittgeschwindigkeiten (siehe Tabelle 3) und geeignetem Vorschub von Bedeutung.

¹³ <http://www.knuth.de/produkt,19370.html>, 17.11.2010

¹⁴ http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_wichtige-hinweise, 17.11.2010

¹⁵ http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_einstellung-der-fraeser, 17.11.2010

(RICHTWERTE)									
Werkstoff	Fräser ϕ	Werkstück ϕ 2-12		Werkstück ϕ 12-40		Werkstück ϕ 40-250		Werkstück ϕ über 250	
		V m/min	s mm/U	V m/min	s mm/U	V m/min	s mm/U	V m/min	s mm/U
Stahl bis 600 N/mm ²	8,9	35	0,05-0,08						
	14,5	45	0,07-0,09	40	0,07-0,09				
	21,5	60	0,07-0,14	60	0,07-0,15	55	0,07-0,15		
	32			90	0,10-0,20	85	0,10-0,20	80	0,10-0,20
	42					100	0,10-0,30	95	0,10-0,30
Stahl bis 900 N/mm ²	8,9	25	0,04-0,07						
	14,5	35	0,06-0,08	30	0,06-0,08				
	21,5	50	0,06-0,12	45	0,06-0,12	40	0,06-0,12		
	32			70	0,08-0,16	65	0,08-0,16		
	42					80	0,09-0,25	60	0,08-0,16
Nichtrostende Stähle	8,9	22	0,04-0,06						
	14,5	30	0,06-0,08	28	0,06-0,08				
	21,5	40	0,06-0,12	35	0,06-0,12	32	0,06-0,12		
	32			45	0,08-0,16	42	0,08-0,16	40	0,08-0,16
	42					55	0,09-0,25	50	0,09-0,25
Ms58	8,9	60	0,06-0,10						
	14,5	70	0,08-0,12	60	0,08-0,12				
	21,5	100	0,08-0,20	100	0,08-0,20	90	0,08-0,20		
	32			140	0,10-0,30	130	0,10-0,30	115	0,10-0,30
	42					160	0,10-0,30	140	0,10-0,30
Ms60	8,9	50	0,05-0,09						
	14,5	60	0,06-0,10	60	0,06-0,10				
	21,5	90	0,07-0,15	90	0,07-0,15	80	0,07-0,15		
	32			125	0,10-0,20	120	0,10-0,20	105	0,10-0,20
	42					140	0,10-0,30	120	0,10-0,30
Bronze	8,9	35	0,05-0,08						
	14,5	45	0,07-0,09	40	0,07-0,09				
	21,5	60	0,07-0,14	60	0,07-0,14	55	0,07-0,14		
	32			90	0,10-0,20	85	0,10-0,20	80	0,10-0,20
	42					100	0,10-0,30	95	0,10-0,30
Aluminium	8,9	70	0,06-0,13						
	14,5	80	0,08-0,18	70	0,08-0,18				
	21,5	120	0,10-0,25	110	0,10-0,25	100	0,10-0,25		
	32			150	0,10-0,35	135	0,10-0,35	125	0,10-0,35
	42					160	0,10-0,50	150	0,10-0,50
Grauguss	8,9	22	0,04-0,06						
	14,5	30	0,06-0,08	28	0,06-0,08				
	21,5	40	0,06-0,12	35	0,06-0,12	32	0,06-0,12		
	32			45	0,08-0,16	42	0,08-0,16	40	0,08-0,16
	42					55	0,09-0,25	50	0,09-0,25
Stahlguss	8,9	25	0,04-0,06						
	14,5	35	0,06-0,08	30	0,06-0,12				
	21,5	50	0,06-0,12	45	0,06-0,12	40	0,06-0,12		
	32			70	0,08-0,16	65	0,08-0,16	60	0,08-0,16
	42					80	0,09-0,25	75	0,09-0,25
Kunststoffe			*** AUFANFRAGE ***						

Tabelle 3: Schnittgeschwindigkeit und Vorschub für Rändelfräser¹⁶

Die ideale Stellung der Rändelfräser ist dann erreicht, wenn sie parallel am Werkstück anliegen und dennoch ganz leicht vorschneiden, d.h. die Schneidkante kann etwas tiefer eingepägt sein (max. 15°). Bei schwer zerspanbaren Materialien darf der Rändelfräser bis zu max. 1° vorschneiden.¹⁷

¹⁶ http://industrieprodukte.swarovskioptik.com/de/gb2_technik_schnittwerte, 17.11.2010

¹⁷ http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.20210

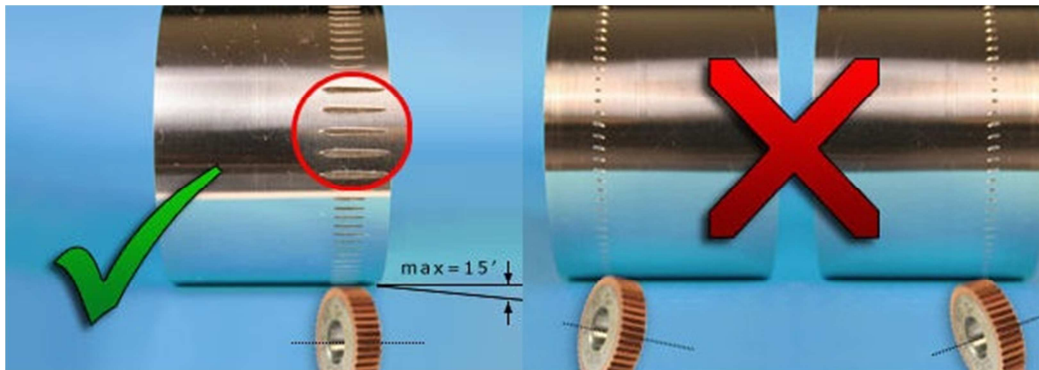


Abbildung 19: Empfehlungen der Fräseinstellungen¹⁸

Der Anfang des Rändels soll in einer Breite von max. 1,5 mm erfolgen. In dieser Breite soll zügig auf die volle Tiefe zugestellt werden. Der Vorschub beim Zustellen soll ca. 0,05-0,1 mm betragen.

Die Rändeltiefe entspricht der Teilung des verwendeten Rändelfräasers, z.B. 1,0 mm Teilung verlangt 1,0 mm Zustellung im Durchmesser. Gemessen wird die Zustellung vom Berührungspunkt des Rändelfräasers mit dem Werkstück.

Nach einer Verweilzeit von ca. 2-3 Sekunden wird unter Verwendung des Längsvorschubs das Werkstück gerändelt. Nicht exakt bestimmen lässt sich das Aufstauchen des Werkstückes, da diese vom Werkstoff abhängt. Die Rändeltiefe soll jedoch nur so tief sein, dass das Rändel gerade noch scharf wird.

Es darf auf keinen Fall mittels Längsvorschub über die Stirnseite in das Werkstück gerändelt werden kann. Der Rändelbeginn innerhalb des Werkstückes ist nur bedingt möglich.

Je größer die Teilung, desto kleiner soll der Vorschub eingestellt werden. Vorschub und Schnittgeschwindigkeit haben keinen Einfluss auf die Rändelteilung.¹⁹

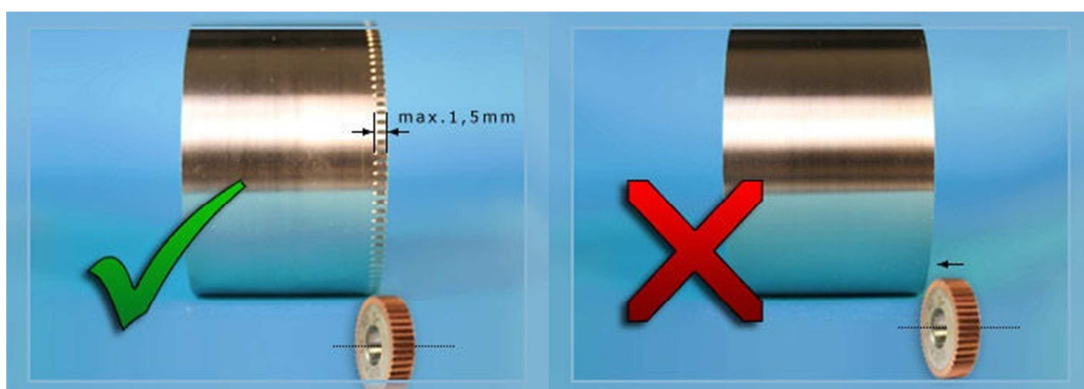


Abbildung 20: Fertigungshinweis bei Rändelbeginn²⁰

Härten²¹

¹⁸ http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_einstellung-der-fraeser, 17.11.2010

¹⁹ http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.2010

²⁰ http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_raendelbeginn-fl-kf, 17.11.2010

Um eine ausreichende Güte und Kontur der Oberfläche beim Fügen zu erhalten, ist eine mindestens 1,8-fache höhere Festigkeit des spanenden Elements nötig. Durch das Mindesthärteverhältnis zwischen Rändel und Nabe ist es notwendig die Rändelverzahnung nach der Fertigung zu härten. Da zu beachten ist, dass der Rändelwerkzeughersteller eine Maximalfestigkeit des zu bearbeitenden Werkstücks von ca. 900 N/mm² vorgibt und somit das Härten vor dem Rändeln nicht möglich ist.

Durch das hier verwendete Flammenhärten erreicht der Werkstoff Ck45 eine Festigkeit von über 2000 N/mm².

Beim Härtevorgang selbst wird das Werkstück solange erwärmt bis es eine hellkirschrote Farbe aufweist, welche einer Temperatur von ca. 800° C entspricht.

Dabei ist zu achten, dass die Flamme nie länger Zeit direkt auf die Verzahnung gerichtet wird um ein Abschmelzen der Spitzen zu vermeiden. Deswegen wird in der Nähe der Verzahnung das Werkstück erhitzt damit die Wärme durch Wärmeleitung in die Verzahnung gelangt.

Anspitzen der Schneidekante

Die Schneidkante an der Rändelung kann erst nach dem Härtevorgang hergestellt werden, da die beim Härtevorgang auftretenden Temperaturen eine scharfkantige Schneide verrunden würden (Abbrand). Dies gilt vor allem beim Härten mittels Autogenflamme.

Bevor mittels Drehoperation die Schneidkante gefertigt wird, ist es wichtig den radialen Ausschlag zu überprüfen, welches das Werkstück in einer Umdrehung aufweist.

Je besser die radiale Laufruhe desto genauer ist das gleichmäßige Aufliegen der Schneidkante beim Einpressen. Andernfalls muss der Prüfkörper eingerichtet werden bis er das vorgegebene Toleranzfeld einhält.

Um den gehärteten Werkstoff noch bearbeiten zu können, verwendet man eine Keramik-Wendeschneidplatte.

Keramikplatten sind geeignet, Stähle mit einer Festigkeit bis ungefähr 2500 N/mm² zu bearbeiten. Weiterer Vorteil ist der hervorragende Verschleißwiderstand und der geringe Kolkverschleiß.²²

Der Meißel mit Wendeschneidplatte wird in der Halterung in einem Winkel von 10° Grad geklemmt, damit die Schneidkante um die 10° keilförmig angeschnitten wird.

²¹ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

²² <http://www.at2-group.com/>, 17.11.2010

2.4 Probleme bei Fertigungsschritten

Die größten Probleme bei der Herstellung der Welle mit Rändelung, entstehen bei der Rändeloperation selbst. Durch die freischneidende Fertigungsoperation ist die Reproduzierbarkeit der Verzahnung gering.

Zusätzlich ist die Formgebung der Verzahnung nicht nur spanhebend sondern teilweise auch spanlos. Die am häufigsten auftretenden Fehler werden in den folgenden Kapitel behandelt.

2.4.1 Verzahnung verläuft nicht achsparallel

Wie in Abbildung 21 ersichtlich verläuft die Verzahnung nicht achsparallel. Würde man trotzdem das Werkstück einpressen, hätte es eine negative Auswirkung auf die Steifigkeit der Verbindung. Die Folgen wären ein nicht gleichmäßiges Tragen der Verzahnung (Linienbelastung), sondern stützt sich die Belastung nur am Verzahnungsanfang und Verzahnungsende ab (Punktbelastung).



Abbildung 21: Rändelverzahnung nicht achsparallel

Die Verzahnung würde durch die Schrägstellung eine größere Zahnücke freischneiden, siehe Abbildung 22.

Würde man eine schrägverzahnnte Rändel drall frei einpressen würde das nicht zielführend sein. Ein einpressen mit drall würde Sinn machen und wäre für einige Stichversuche interessant.

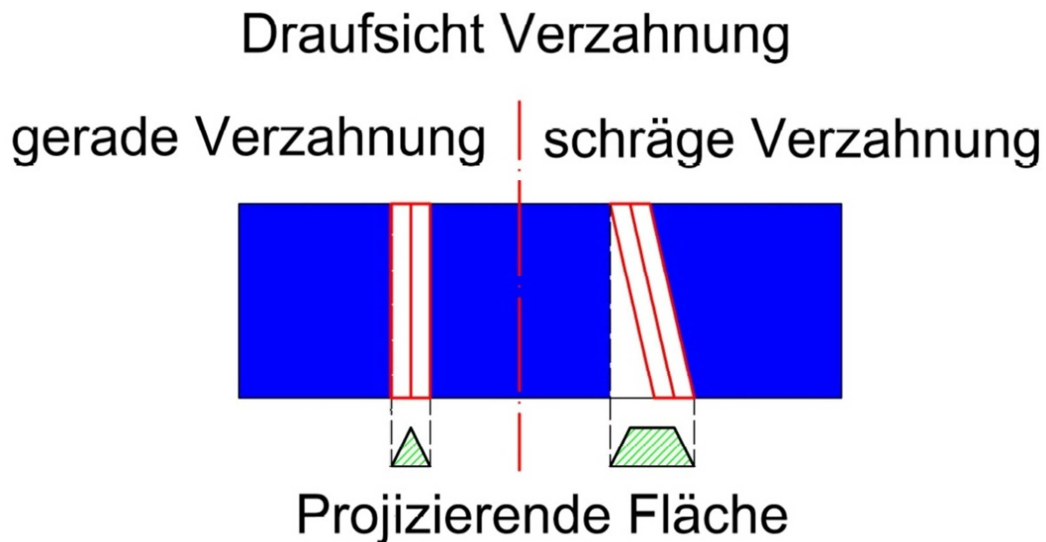


Abbildung 22: Projizierende Fläche der Verzahnung

Um die Achsparallelität schnell kontrollieren zu können, bietet sich die Verwendung einer Lehre an. In Abbildung 23 ein Beispiel wie eine solche Achsparallelitätslehre ausgeführt werden könnte.



Abbildung 23: Selbst gebaute Lehre zur Kontrolle der Achsparallelität

In der Mitte des Kontrollglases ist eine Markierung vorhanden. Mit dieser Referenzlinie ist eine schnelle Kontrolle der Achsparallelität möglich.

2.4.2 Stumpfe Verzahnung

Ist eine Verzahnung nicht spitz geschlitten, so hat dies einen deutlichen negativen Einfluss auf den Fügevorgang und die Drehmomentübertragung.

Als Ergebnis ergibt sich vermutlich ein ungünstigerer Schneidprozess mit Folgen einer größeren elastischen radialen Aufweitung der Nabe beim Fügevorgang, was gleichbedeutend einer größeren Flächenpressung auf die Verzahnung ist. Eine zusätzliche negative Auswirkung ist das Verringern des Verzahnungsquerschnitts durch die kleiner werdende Zahnhöhe. Somit sinkt die mögliche Belastungsübertragung.

Wie in Abbildung 24 gut ersichtlich hat die gefertigte Rändelung stumpfe Zähne. Man sieht sehr gut die Riefen auf den Verzahnungskopf von der vorher ausgeführten Drehoperation.

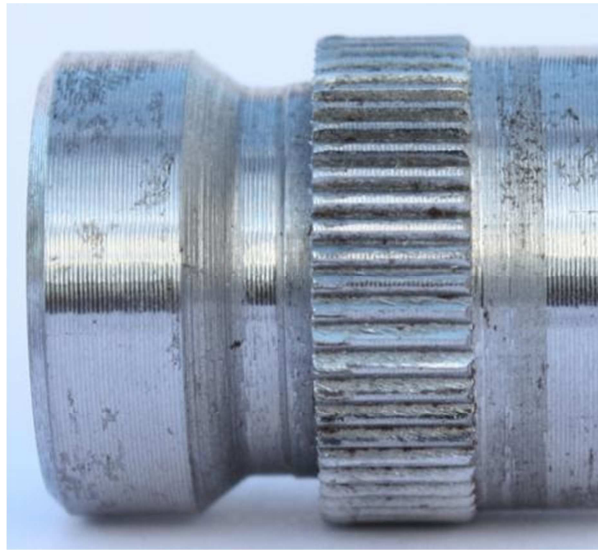


Abbildung 24: Stumpfe Rändelung

2.4.3 Schlechte Oberflächengüte der Verzahnung

Wie schon in Kapitel 2.3 beschrieben, ist der Abtransport der Späne durch ein Kühlmittel wichtig. Wird zu wenig oder nicht direkt der Rändelschneidrad gekühlt, ist ein optimaler Abtransport der Späne nicht gewährleistet. Die Folgen sind Kratzer und Eindrückungen durch eingewalzte Späne, welche negative Auswirkungen auf die gleichmäßige Flächenpressungsverteilung haben.

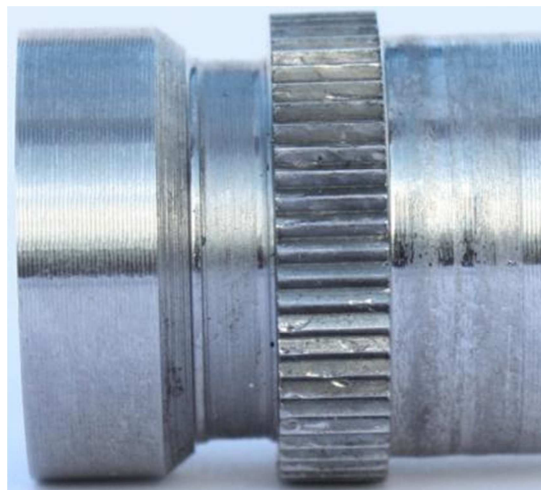


Abbildung 25: Eindrückungen durch eingewalzte Späne in Verzahnungsfläche

2.4.4 Überschneiden der Rändel

Der Unterschied zwischen überschneiden der Rändel und nicht achsparallele Rändelverzahnung ist der, dass bei Überschneidungen nur lokal die Verzahnung nicht achsparallel ist. In Abbildung 26 sieht man lokal ein Verdrehen der Verzahnung, dies kommt zustande indem ein zu langsamer Vorschub auf die gewünschte Zustelltiefe gewählt wurde.

Folgen für den Einpressvorgang sind ähnlich der nicht achsparallelen Verzahnung. Einziger Unterschied ist, dass hier nur lokal eine größere Lücke durch die Fehlstellung frei geschnitten wird und nicht auf den ganzen Umfang.



Abbildung 26: Überschneiden der Rändel

2.4.5 Fußkreisdurchmesser größer als die Nabenbohrung

Die Auswertung der Einpressversuche zeigt einen Kraftanstieg, wenn der Fußkreisdurchmesser der Verzahnung größer als der Bohrungsdurchmesser der Nabe ist. In diesem Fall kann nicht mehr von einem definierten Schneidprozess ausgegangen werden, es treten neben dem eigentlichen Schneiden der Gegenverzahnung Effekte auf, die einen Kraftanstieg bewirken. Ein direktes Messen des Fußkreisdurchmessers mit einem konventionellen Messschieber ist nicht möglich, da die Verzahnung zu klein ist um genau den Fußkreisdurchmesser zu messen.

Ein indirektes messen über Kopfkreisdurchmesser und Abziehen der Zahnhöhe ist auch nicht ausreichend genau, da die Verzahnung teilweise umformend hergestellt wird.

Nach Literatur 1 hat die tragende Rändelhöhe auf das Übertragungsverhalten der Verbindung.

Dadurch ist es sinnvoller die Bohrungstoleranz größer zu wählen um auf der sicheren Seite zu sein.

2.4.6 Bruch des Rändelfräasers

Ein Ausbrechen der Zähne des Rändelfräasers, wie in Abbildung 19, kann in Folge einer Überlast passieren.

Zu große Belastungen entstehen bei zu großen Vorschub oder zu großer Schnitttiefe.

Ein weiterer Punkt ist die Befestigungsschraube des Rändelfräasers, sie darf nicht locker sein, weil sich die Schraube ansonsten unter Belastung und Drehrichtung selbst öffnet und es zu einem Bruch des Schneidrades kommt.

Außerdem muss auf die Drehrichtung geachtet werden, es gibt Rändelfräser für rechtsdrehende Werkstücke und eigene für linksdrehende Werkstücke.

Ebenso soll vermieden werden, mittels Längsvorschub über die Stirnseite in das Werkstück zu rändeln (siehe Abbildung 20). Stattdessen sollte der Anschnitt des Rändels in einer Breite von max. 1,5 mm erfolgen.



Abbildung 27: Ausbrechen von Zähnen des Rändelfräasers

2.5 Workaround

In diesem Kapitel soll kurz beschrieben werden wie man am besten bei der Fertigung einer Rändelverbindung vorgeht. Dies sind nur Empfehlungen und keine Richtlinie.

Folgende Schritte sollte man chronologisch wie unten angeführt abarbeiten, um einige Fertigungsprobleme zu vermeiden.

Der erste Schritt ist das optische Vermessen des Werkzeugs. Dabei muss man die Einstelllehre der Firma Quick-Tool montieren wie in Abbildung 28.

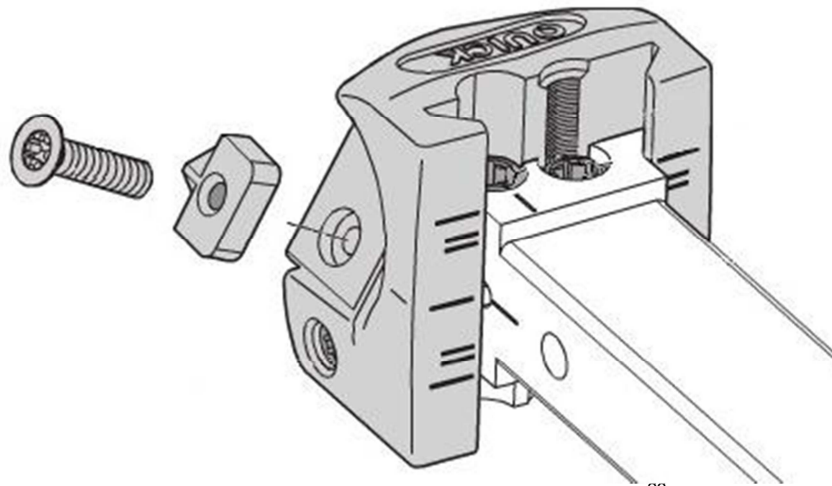


Abbildung 28: Montage der Einstelllehre²³

Die Referenzflächen der Lehre sind in Abbildung 29 abgebildet. Dabei ist die Feinabstimmung in X-Richtung (radiale-Richtung) erst nach der Achsparallelität und der Höheneinstellung des Rändelfräasers sinnvoll, da sich beim Einstellen noch der Abstand zwischen Werkstück und Werkzeug in X-Richtung ändert.

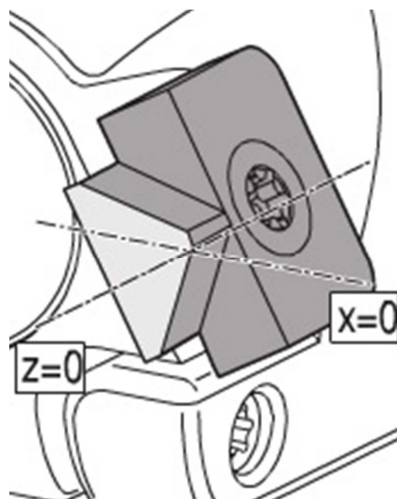


Abbildung 29: Referenzfläche für optische Vermessung²⁰

Der zweite Schritt besteht darin die Achsparallelität herzustellen. Stimmt die Achsparallelität nicht genau überein, so hat das entscheidende negative Auswirkungen auf die spätere Steifigkeit der Welle-Nabe-Verbindung. Die Folgen der Fehlstellung sind, dass die Verzahnung eine größere Gegenverzahnung freischneidet und ein gleichmäßiges Tragen der Verzahnung nicht ermöglicht.

Der Rändelfräser ist schwenkbar gelagert und wird wie in Abbildung 30 mittels zwei Einstellschrauben geschwenkt und dann gegenseitig verklemmt.

²³ http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.2010

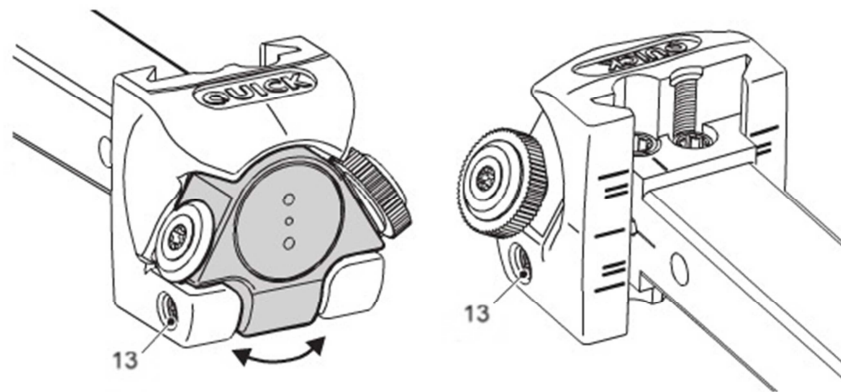


Abbildung 30: Einstellen der Achsparallelität²⁴

Ist die Achsparallelität gewährleistet, kann die Höheneinstellung vorgenommen werden. Dabei wird zur Einstellung die auf der Rückseite des Trägerwerkzeuges markierten Linien verwendet. Es gibt dabei einen Unterschied zwischen konventioneller und CNC Maschinen.

Zusätzlich gibt es noch eine Unterscheidungen zwischen den Schaftbreiten.

Die genaue Bedeutung der Markierungen ist in Abbildung 31 aufgezeigt. Zur Einstellung der Höhe müssen als erstes die beiden Exzenterbolzen gelöst werden um in Folge mit der in der Schaftmitte angeordneten Spindelschraube die Höhe verstellen zu können. Ist die gewünschte Höhe erreicht werden beide Exzenterbolzen wieder geklemmt.

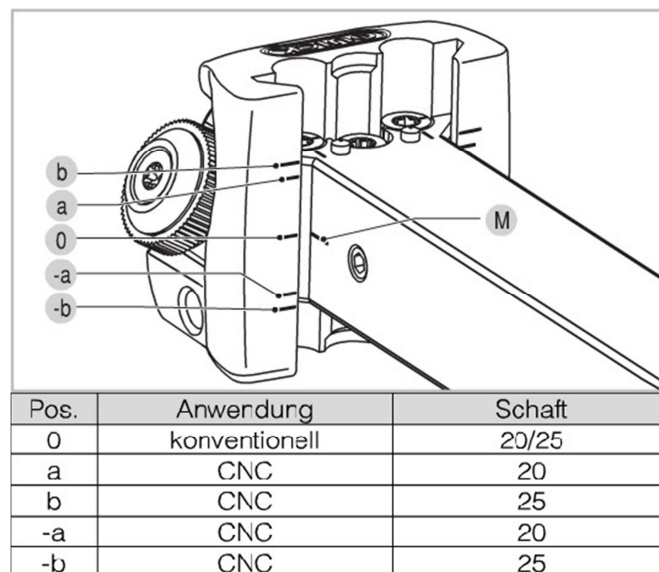


Abbildung 31: Höheneinstellung des Rändelwerkzeuges

Da nun die Höheneinstellung abgeschlossen ist, kann die Feinabstimmung der Werkzeugvermessung in X-Richtung vorgenommen werden.

Wie schon in Kapitel 2.3 erwähnt, ist die Qualität der Rändelung abhängig vom Rändelbeginn. Vor dem eigentlichen Rändeln ist nochmals mit Druckluft das Rändelrad zu reinigen um eine saubere Verzahnungsoberfläche zu gewährleisten. Während dem Rändeln wird vom Hersteller empfohlen, die Kühlung direkt auf das Werkzeug zu richten um

²⁴ http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.2010

einerseits einen guten Abtransport der sich zu bildenden Späne zu unterstützen und andererseits eine Schmierung und Kühlung zu erreichen.

Der Anfang und das Ende der Rändelung sollten auf alle Fälle abgedreht werden, da die Verzahnung oft verdrillt ist und generell nicht die gewünschte Kontur- und Oberflächengüte aufweist.

Größtes Problem beim Rändelvorgang ist die Tatsache, dass ein reproduzierbares Ergebnis nur mit Erfahrung und nach entsprechenden Einstellbarkeiten bzw. Versuchen für jeden Anwendungsfall (Durchmesser, Teilung und Werkstoff) erreicht werden kann.

Wie in Abbildung 32 ersichtlich gibt es einen deutlichen Unterschied zwischen Versuchsreihe 1 und 2.

Die Prüfkörper der Versuchsreihe 2 wurden mit einer CNC-Drehbank gefertigt. Die Prüfkörper Versuchsreihe 1 wurden mit einer konventionellen Drehmaschine gefertigt.

Die Einpresskraft könnte durch die neuere Maschine besser geworden sein durch die genauere Fertigung, steifere Maschine und oder weniger Spiel in den Führungen.

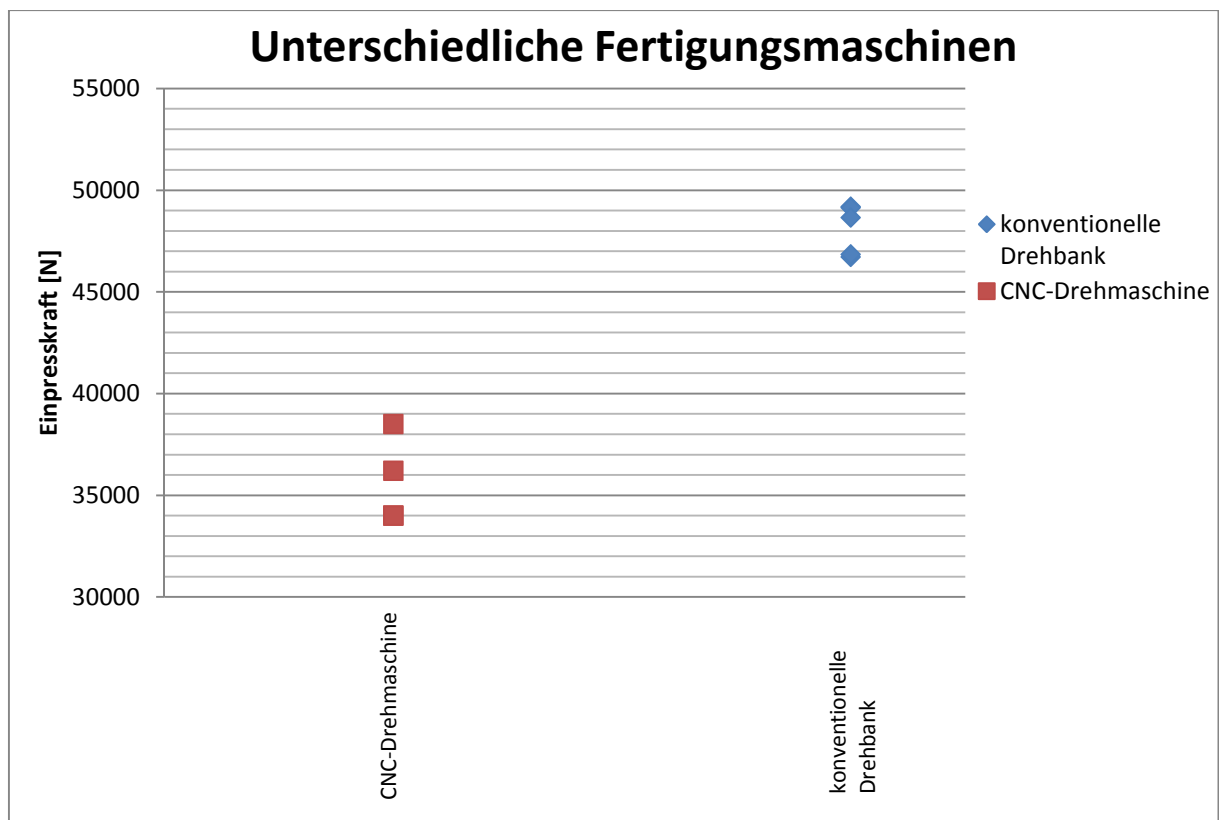


Abbildung 32: Einpresskraftunterschied bei Verwendung verschiedener Fertigungsmaschinen

Einen großen Einfluss auf die Einpresskraft hat die Geometrie der Rändelverzahnung. In Abbildung 32 sieht man die unterschiedlichen Einpresskräfte.

Bei gleichen Abmessungen der Verzahnung aber verschiedenen Fertigungsmaschinen und Fertigungsablauf entstehen bereits deutliche Unterschiede. In diesem Fall wie in Abbildung 32 ist die Einpresskraft der Prüfkörper mit konventioneller Drehbank um 33% größer als jene Prüfkörper, die mit der CNC-Drehbank gefertigt wurden.

Dabei sieht man in Abbildung 33 eine Streuung der Einpresskraft bei verschiedenen Rändelprüfkörpern.

Deswegen werden im folgenden Kapitel bei der Bestimmung der einzelnen Parameter immer mehrere Versuche durchgeführt um eine statistische Absicherung zu erreichen.

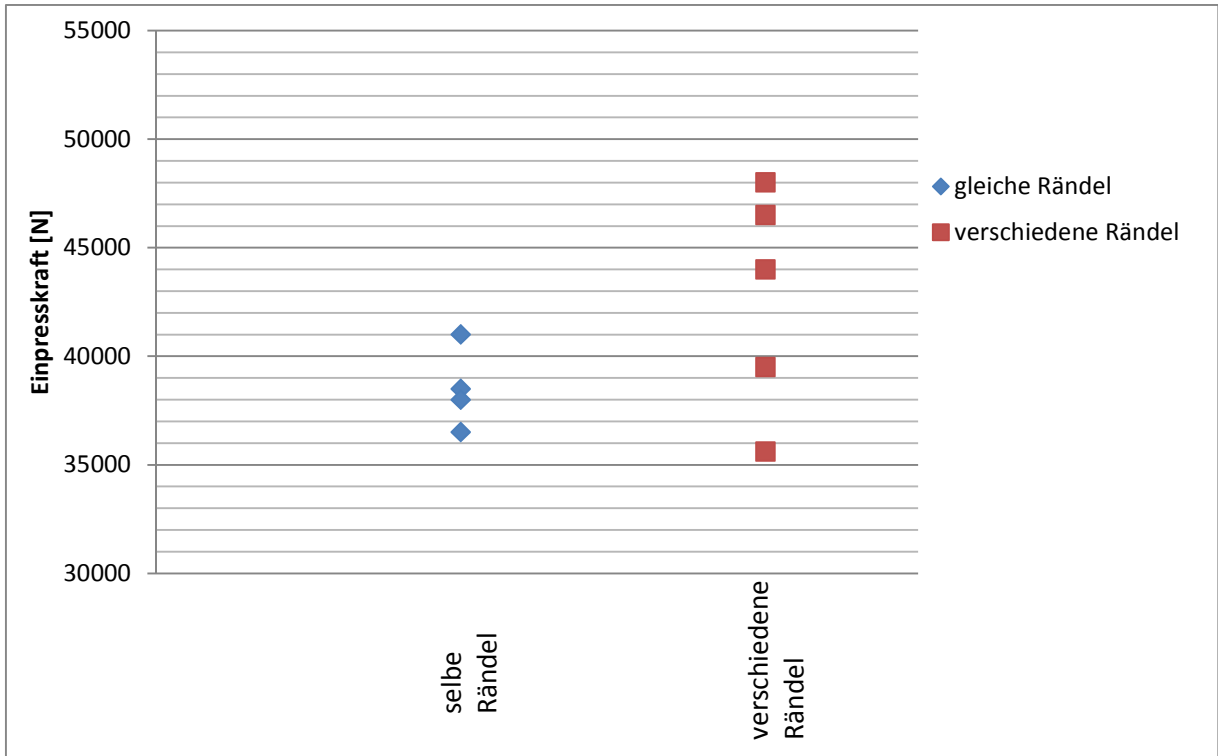


Abbildung 33: Streuung der Einpresskraft

In der Abbildung 33 sieht man, dass bei verschiedenen Rändelprüfkörpern die Streuung bedeutend größer ist als wie bei denselben wiedereingepressten Prüflingen. Die Rändelgeometrie hat bedeutenden Einfluss auf die Einpresskraft. In Abbildung 34 ist ersichtlich, dass die Einpresskraft beim Wiedereinpressen leicht abnimmt. Durch das Abscheren des bei der Herstellung der Schneidverzahnung entstehenden Grates und Glättungseffekte durch die mehrmaligen Ein- und Auspressvorgänge können für diesen Effekt verantwortlich sein.

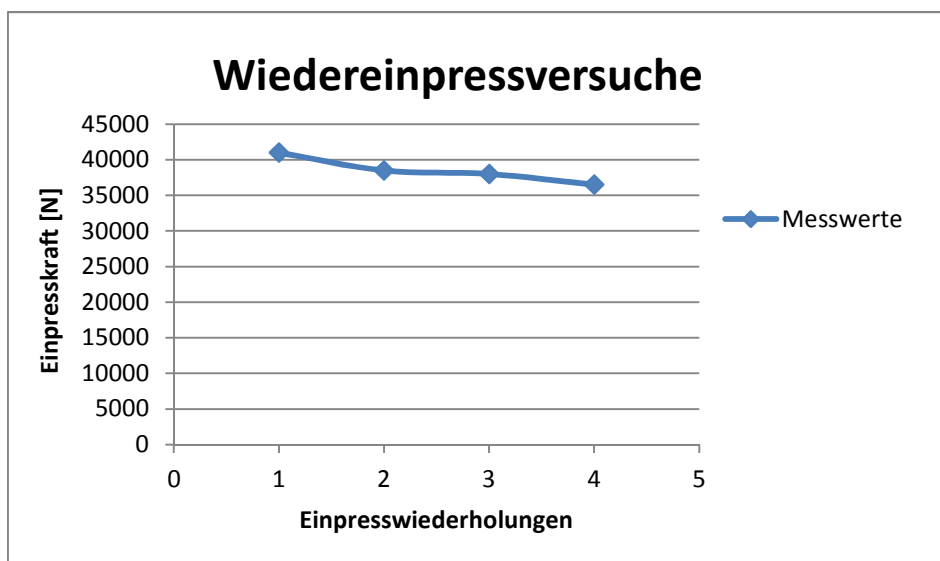


Abbildung 34: Wiedereinpressversuche

2.6 Alternative Herstellung der Rändelung

Mögliche Alternativen sollten ebenfalls eine kostengünstige Herstellung der Schneidverzahnung ermöglichen ohne den Nachteil der durch einen freischneidenden Prozess sich einstellenden Geometrie aufzuweisen.

Selbst angetriebenes Werkzeug

Wie schon zuvor kurz in Kapitel 2.2 angesprochen wäre ein ähnliches Verfahren wie das Abwälzfräsverfahren für eine bessere Oberflächengüte günstiger. Die Reproduzierbarkeit steigt auch gegenüber dem freischneidenden Werkzeug. Im Gegenzug ist die Herstellung sicher kostenintensiver. Einerseits braucht man eine Drehbank mit angetriebenem Werkzeug, zudem ein Rändelwerkzeug welches angetrieben werden muss.

Diese zwei Bedingungen verursachen Mehrkosten, die es erst ermöglichen, ab einer gewissen Stückzahl die Rändelverbindung kostengünstig zu produzieren.

Profil Räumen²⁵

Als Alternative zum universellen und einfach durchzuführenden Rändelfräsen ergibt sich für hohe Stückzahlen die Möglichkeit der Herstellung der Schneidrändelung mittels Schneidring, also einer dem Räumen ähnliche Außenbearbeitung in einem oder mehreren Schnitten. Durch die Gestaltung des Schneidwerkzeugs wären verschiedene Rändelkonturen, die z.B. belastungsgerecht gestaltet werden können, denkbar.

Nachteil hierbei ist, dass für jede Verzahnung mit unterschiedlichen Durchmesser bzw. Teilung jeweils ein eigenes formgebundenes Werkzeug (z.B. Schneidring) eigens gefertigt werden müsste.

²⁵ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

3 Fügen der Verbindung

Die selbstschneidende Rändel-Welle-Nabe-Verbindung besteht aus einem Schneideteil und einem zu schneidenden Gegenstück. Hier ist die Welle das Schneideteil und die Nabe das zu schneidende Teil. Dabei besteht die Nabe in der Fügezone aus einer zylindrischen Bohrung, deren Durchmesser in etwa dem Rändelfußkreisdurchmesser entspricht, dieser darf aber nicht kleiner sein.

Beim Fügevorgang wird die Verzahnungsgeometrie der Rändelung in der Nabe durch axiales Einpressen des Schneideteils spanend erzeugt.

Durch den Schneidevorgang ergibt sich eine formschlüssige Verbindung. Die theoretisch nötige Einpresskraft stellt sich abhängig von verschiedenen Parametern, wie der spezifischen Schnittkraft des zu schneidenden Werkstoffs, der Schneidengeometrie und der Reibung im bereits geschnittenen Verzahnungsbereich ein.

Durch das verschiedene und zusätzlich nicht zeitgleiche Wirken der Parameter ist eine Unterteilung des Einpresskraftverlaufs nötig um diesen besser zu beschreiben.

Die nötige Fügekraft ergibt sich somit:

$$\text{Einpresskraft} = \text{Startkraft} + \text{Schnittkraftgradient} \cdot \text{Einpresslänge} + \text{Spanverformungskraft} \quad \text{Gl. 1}$$

Der Einpresskraftverlauf wird in der Folge einerseits theoretisch beschrieben, zudem wurden Prüfstandsversuche durchgeführt und die Ergebnisse verglichen. Daraus abgeleitet wird ein analytisch/numerisches Modell erstellt. Dabei sind zwei unterschiedliche Bereiche erkennbar.

Der Schnittpunkt der beiden Strecken in Abbildung 36 definiert den Übergang von Startkraft und Reib- und Spanumformungskraft.

Die als Startkraft bezeichnenden Bereich definiert den Punkt, bei dem der Verzahnungsquerschnitt voll zerspannt wird. Der Anschnitt der Verzahnung wird nicht eigens betrachtet.

Die zur Berechnung der Fügekraft verwendete Einpresslänge ist der zurückgelegte Weg bis zur Startkraft plus der Verzahnungslänge.

3.1 Messequipment

Folgendes Messsystem wurde beim Einpressvorgang verwendet.

Kraftmessung:

Kraftmessdose HBM U2A

Seriennummer: F 95019

Messbereich: -100 kN bis 100 kN

Genauigkeitsklasse: 0,1

Wegmessung:

Induktiver Wegaufnehmer HBM WA 50

Seriennummer: 073210407

Messbereich: 0 bis 50 mm

Kennwerttoleranz: 1%

Messverstärker:

HBM Spider8

Seriennummer: F03589

Softwareversion P32

Genauigkeitsklasse: 0,1

Messsoftware:

AMS Beam Spider V3.12c21 Win64

3.2 Fügevorgang (Startkraft - Schnittkraftgradient)

Ein Ziel dieser Arbeit ist es die bereits durchgeführten Einpressversuche von Dr. Bader durch weitere Prüfkörper statistisch abzusichern. Zusätzlich wurde die Parametervariation erweitert um das Verhalten der Verbindung beim Einpressen zu erweitern.

Das Fügen der selbstschneidenden Rändelverbindung wird wie in Abbildung 35 mit einer hydraulischen Pressvorrichtung vorgenommen.

Die Einpresskraft wird mittels Kraftsensor und der Einpressweg durch einen Wegaufnehmer messtechnisch erfasst. Der Kraftsensor wird auf der Kolbenstange der hydraulischen Pressvorrichtung befestigt.

Für die Wegmessung wird auf der Nabe und der Welle jeweils eine Sensorhalterung zur Befestigung des Wegsensors geklemmt.

Die Zentrierung der Welle-Nabe-Verbindung erfolgt über den Führungszapfen der Welle.

Mit Hilfe der Kraft und Wegmessung wird ein Kraft-Weg-Diagramm erstellt.

Anhand der Diagramme werden die Auswirkungen unterschiedlichen Parameter dargestellt.

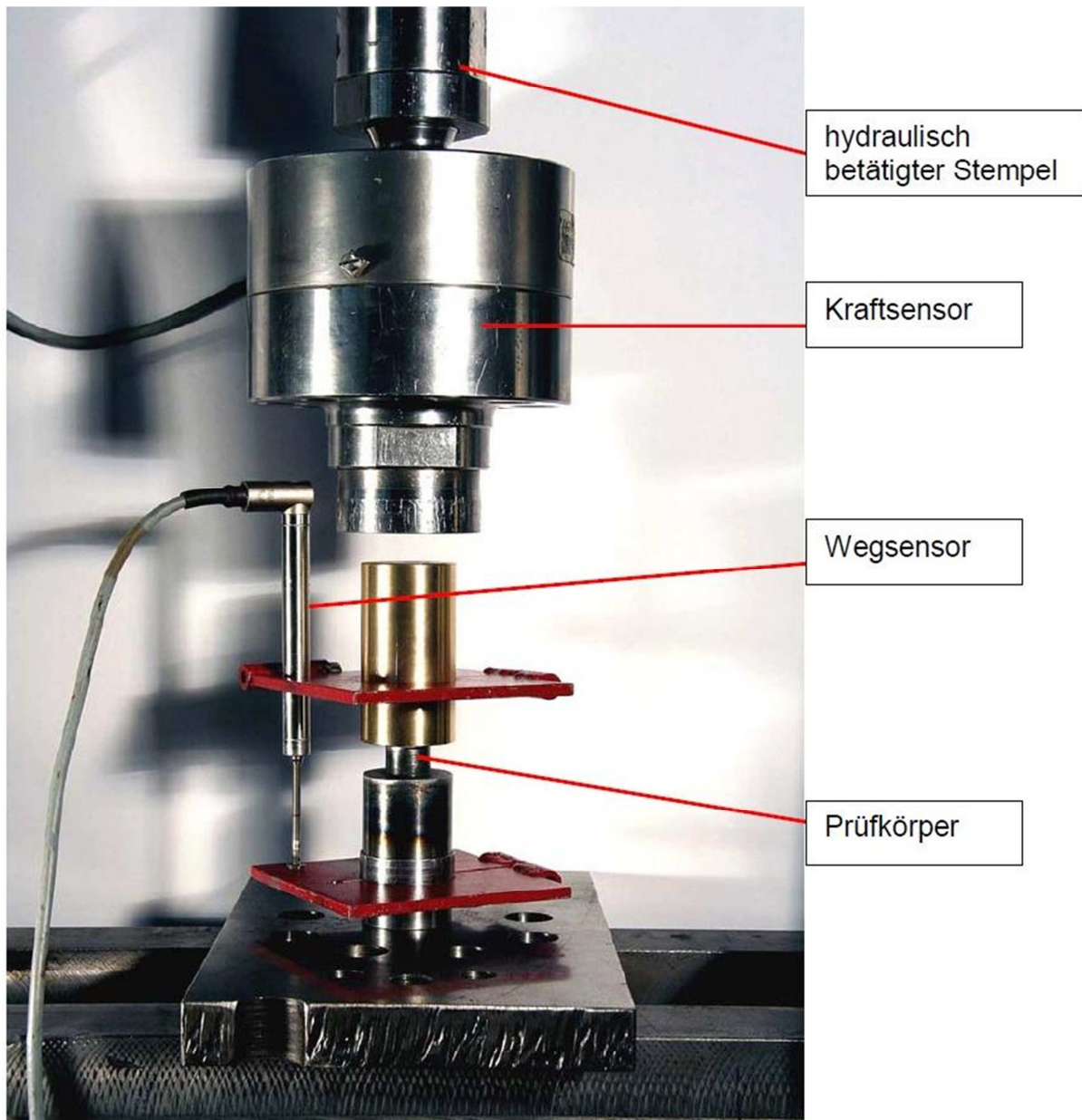


Abbildung 35: Fügevorrichtung²⁶

In Abbildung 35 ist die Vorrichtung zum Fügen einer Rändel-Welle-Nabe-Verbindung dargestellt.

Zur Vereinfachung wird die Kurve mit zwei Geraden approximiert. Dabei unterscheiden sich die beiden approximierten Strecken vom realen Fügeverlauf beim Übergang vom Anschnitt zum Vollschnitt am meisten, siehe Abbildung 36. Genau dort ist der Übergang zwischen den zwei Bereichen. Dabei ist zu vermerken, dass der reale Anschnittverlauf in Abbildung 36 bis zur Startkraft stark variieren kann. Deswegen wird zur theoretischen Berechnung nur die Startkraft herangezogen.

Ist die Stirnseite der Verzahnung voll im Eingriff, ist deutlich zu erkennen, dass der Kraftverlauf flacher wird.

²⁶ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

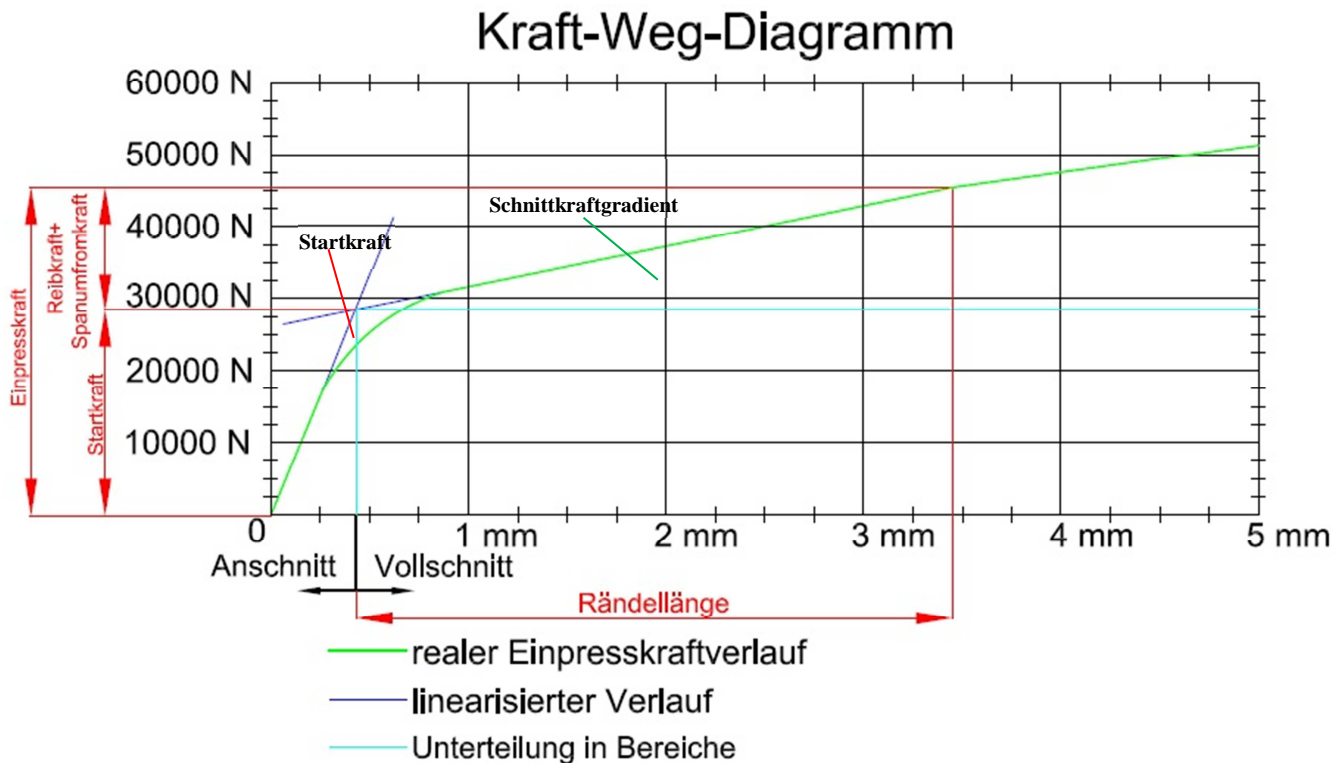


Abbildung 36: Einpresskraftverlauf beim Fügevorgang einer Rändelverbindung

3.2.1 Theoretische Betrachtung und Parameterabhängigkeiten

Die Einpressversuche dienen dem Abgleich des analytischen Modells für den Fügevorgang.

Bei den Versuchen wird das Verhalten unterschiedlicher Werkstoffpaarungen und der Einfluss diverser geometrischer Parameter ermittelt. Weiters werden Wiederholversuche zur statistischen Absicherung von Einzelversuchen durchgeführt.

Folgende Parameter werden variiert und deren erwarteter Einfluss auf die Startkraft und auf den Schnittkraftgradient diskutiert.

Standardprobe

Ausgehend von einer Standardprobe wurden Parameter variiert, um deren Auswirkungen erfassen zu können. Die Parameter der Standardprobe wurden wie folgt definiert:

- Rändellänge l : 3 mm
- Rändelteilung t : 1 mm
- Rändel Nenndurchmesser d_{Nenn} : 19 mm
- Nabdurchmesser Verhältnis Q : 0,48
- Nabenwerkstoff : S355J2

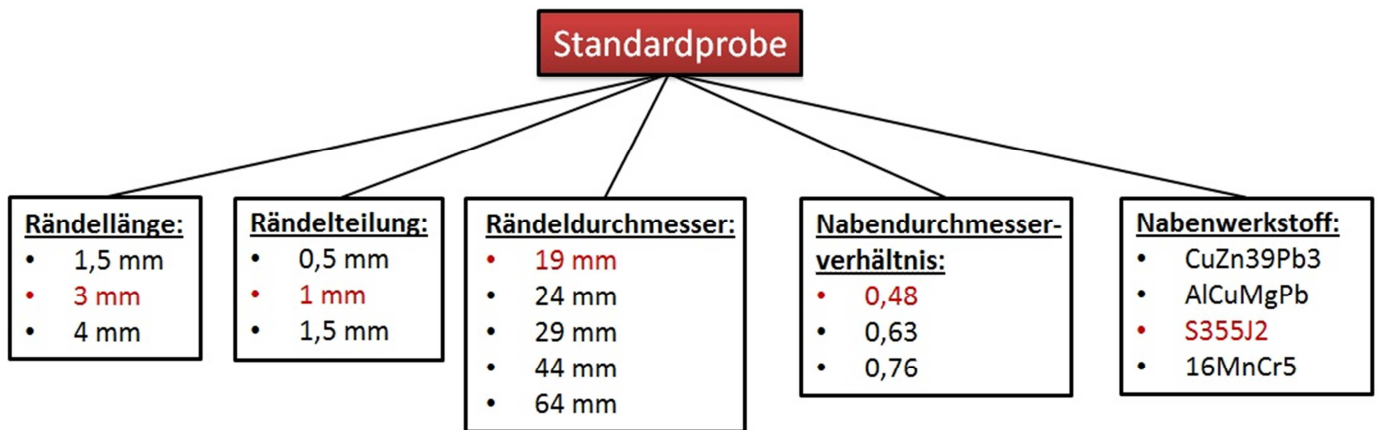


Abbildung 37: Übersicht der Parametervariation

3.3 Startkraft

3.3.1 Theoretische Betrachtung

Die Startkraft ist stark von der stirnseitigen Größe der Geometrie abhängig. Der Fügevorgang beim Ansnitt bis hin zur Startkraft ist spanhebend.

Ähnliche Prozesse wie der des Einpressschneidevorgangs bei einer selbstschneidenden Rändel sind:

- **Räumen**²⁷

Beim Räumen besteht das Werkzeug im Regelfall aus mehreren Zähnen, die Schneidzähne liegen hintereinander und sind jeweils um die Spandicke versetzt. Das Werkstück wird durch die Bohrung des Werkstücks gezogen, dabei wird das gewünschte Innenprofil erzeugt. Die Zähne der Räumnadel müssen wie Fräszähne gut gerundete Spankammern haben, einerseits für die Spanumlenkung, andererseits für die Aufnahme des Spanvolumens.

Beim Räumen hängt die Schnittkraft einerseits vom Spanungsquerschnitt, andererseits von der spezifischen Schnittkraft ab.

In Abbildung 38 sieht man die Spanungsdicke h (je Zahn), die Schnittbreite b der Räumungsnadel und die Anzahl der im Schnitt stehenden Zähne (Räumlänge l / Teilung t).

$$\text{Schnittkraft } F_c = A \cdot k_c = b \cdot h \cdot k_c \cdot \frac{l}{t} \quad \text{Gl. 2}$$

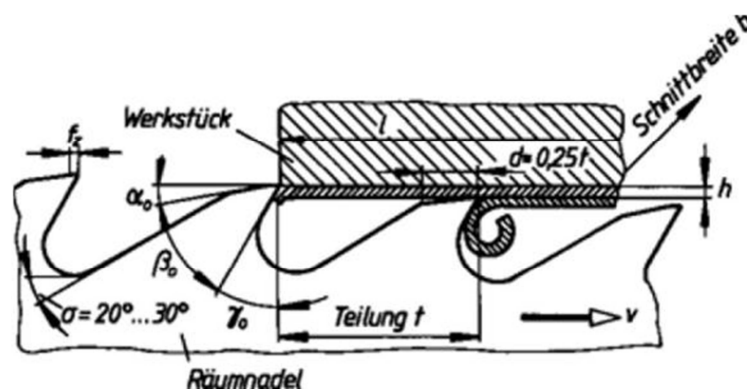


Abbildung 38: Zähne einer Räumnadel²⁸

- **Drehen**²⁹

Die Schnittkraft hängt auch hier in erster Linie vom zu zerspanenden Werkstoff und den wirkenden Spanungsquerschnitt ab.

Die Grundgleichung pro Schneide ist in Gleichung 3 beschrieben. Der Spanungsquerschnitt A ergibt sich aus der Spanbreite b und Spanhöhe h . Die

²⁷ BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

²⁸ BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

²⁹ <http://www.hoffmann-group.com/de/servicekompetenz/downloads/zerspanungshandbuch.html>, 17.10.2010

spezifische Schnittkraft ist einerseits maßgeblich von der Festigkeit und der Legierungsbestandteilen des zu bearbeitenden Werkstoffes abhängig. Andererseits ist die spezifische Schnittkraft auch von der Schneidengeometrie des Werkzeuges und dem Verhältnis b/h des Spans abhängig.

$$F_c = A \cdot k_c = b \cdot h \cdot k_c \quad \text{Gl. 3}$$

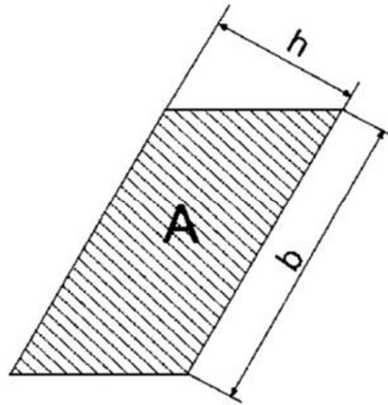


Abbildung 39: Spanquerschnitt beim Drehen

- **Hobeln/Stoßen**³⁰

Im Gegensatz zum Drehen bewegt sich das Werkzeug und nicht das Werkstück. Die mittlere Schnittgeschwindigkeit bei einem Arbeitshub ist nicht konstant. So ist in der Hubmitte die Geschwindigkeit größer als am Ende des Hubes dort ist sie 0. Die Spanabnahme ist beim Drehen, Hobeln und Stoßen gleichartig, es gilt daher dieselbe Formel (Gl. 3) wie beim Drehen.

Der dem Schneidvorgang beim Einpressen der selbstschneidenden Rändelverbindung ähnlichste Prozess ist das Stoßen bzw. Hobeln.

In beiden Fertigungsschritten bewegt sich das Schneidewerkzeug längs des Werkstücks, dabei wird ein Span erzeugt.

Der Unterschied zwischen der Schnittkraftberechnung von Drehen und Räumen ist jener, dass beim Räumen mehrere Schneiden zeitgleich im Einsatz sind. Würde man die Gleichung 2 auf nur einen Schneidvorgang reduzieren würden der Term l/t gleich 1 werden.

Somit ist die theoretische Formel mit welcher der Anschnitt beim Einpressen beschrieben wird die Gl. 3.

Rändel: Der Spanquerschnitt lässt sich ideal betrachtet durch die Gleichung 4 berechnen. Dabei ist die Zahnhöhe h_z gleich der halben Teilung t . (gilt bei Rändelwinkel 90°)

$$A_{ges} = z \cdot A = z \cdot t \cdot h_z = \frac{t^2}{4} \quad \text{Gl. 4}$$

In der Praxis ist durch den Rändelprozess bedingt der Rändelwinkel α_w größer als der Spitzenwinkel α des Rändelfräsrads.

Eine weitere Abweichung der idealen Verzahnungsgeometrie ist in Literatur 1 dargestellt.

³⁰ BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007

Die Krümmung der Oberfläche ergibt am Wellenteil einen Rändelwinkel α_W , der kleiner als der Rändelöffnungswinkel α_{oW} ist.³¹

Diese beiden Effekte tragen dazu bei, dass wie in Abbildung 28 die wirkliche Teilung t_w größer ist als die Teilung t des Rändelrades.

Nach der Fertigung der Rändelung wurde die Zähnezahl ermittelt, der Kopfkreisdurchmesser und Fußkreisdurchmesser gemessen. Anschließend ist man zu folgenden Ergebnissen gekommen. Der Nenn Durchmesser der Verzahnung war 19 mm, der Spitzenwinkel des Rändelrades $\alpha=90^\circ$.

Rändelteilung t [mm]	0,5	1	1,5
Rändelwinkel α_W [°]	92	95	100
Teilung t_w am Wellenzahnkopf [mm]	0,52	1,04	1,65
Rändelöffnungswinkel α_{oW} [°]	~95	~101	~105
Zahnhöhe h_{Zreal} [mm]	0,225	0,45	0,675

Tabelle 4: Teilungsabhängige Rändelgrößen am Wellenteil³¹

Der Rändelöffnungswinkel steigt mit dem Teilungs-/Durchmesser Verhältnis bzw. mit sinkender Zähnezahl bei gleichbleibenden Durchmesser. Die Abmessungen der Verzahnung sind in Abbildung 40 zu sehen.

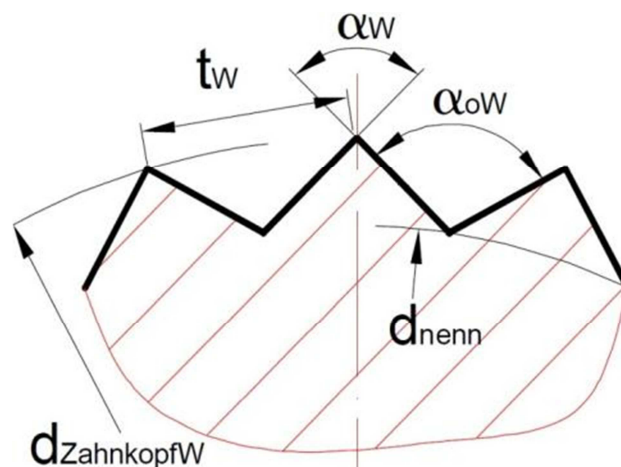


Abbildung 40: Geometrische Abmessung der Verzahnung

Den Rändelöffnungswinkel lässt sich mit der Gl.5 wie folgt berechnen:

$$\alpha_{oW} = \alpha_W + 360 \cdot \frac{t_w}{d_{ZahnkopfW} \cdot \pi} \quad \text{Gl. 5}$$

Wenn man nun den realen Spanungsquerschnitt A_{real} pro Zahn mit Hilfe der Gl. 6 berechnet, kommt man auf folgende Ergebnisse, Tabelle 5. Der gesamte Spanungsquerschnitt A_{Ges} der Verzahnung ergibt sich aus der Anzahl der Zähne multipliziert mit dem realen Spanungsquerschnitt pro Zahn.

³¹ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

$$A_{real} = \frac{t_W \cdot h_{Zreal}}{2} \quad \text{Gl. 6}$$

Alle in den Versuchen verwendeten Kombinationen von Teilung und Rändeldurchmesser sind in folgender Tabelle vermerkt.

Rändel- durchmesser [mm]	Teilung [mm]	Zähnezahl	A_{real} [mm ²]	A_{Ges} [mm ²]
19	0,5	119	0,058	6,9
19	1	59	0,117	6,9
19	1,5	39	0,219	8,54
24	1	75	0,117	8,75
29	1	91	0,117	10,64
44	1	138	0,117	16,14
64	1	201	0,117	23,51

Tabelle 5: Spanungsquerschnitt verschiedener Prüfkörper

Die spezifischen Schnittkräfte für den jeweiligen Nabenwerkstoff wurden aus Tabelle 6 entnommen. Dabei ist die Spandicke h gleich der halben realen Zahnhöhe h_z , die Werte wurden jeweils für den Werkstoff aus einer Zerspanungstabelle³⁰ für die gegebene Schnitttiefe interpoliert. Die Schnittwerte wurden nur übernommen und wurden ohne Toleranz angegeben.

Werkstoff	Schnitttiefe [mm]	spezifische Schnittkraft [N/mm ²]
S355J2	0,45	2454
16MnCr5	0,45	2590
CuZn39Pb3	0,45	902
AlMgCuPb	0,45	999

Tabelle 6: Spezifische Schnittkraft³²

Somit lautet die verwendete Formel für die Startkraft:

$$F_{Start} = A_{real} \cdot k_c = \frac{t_W \cdot h_{Zreal}}{2} \cdot k_c \cdot z \quad \text{Gl. 7}$$

³² <http://www.hoffmann-group.com/de/servicekompetenz/downloads/zerspanungshandbuch.html>, 17.10.2010

3.3.2 Parameterabhängigkeit der Startkraft

3.3.2.1 Rändellänge l

Die Rändellänge wurde in den Bereichen zwischen 1,5 und 4 mm variiert. Kürzere Rändellängen als 1,5 mm hätten zur Folge eine elastische Verformung der Zähne und eventuellen Zahnbruch. Dabei würde der Spanwinkel der Verzahnung sich verkleinern, die Konsequenz dafür wäre eine größere Einpresskraft. Bereits in der Literatur 1 untersucht, führen Rändellängen größer als das Verhältnis von Rändellänge zu Rändeldurchmesser von 0,25 zu einer Überdimensionierung der Verzahnung gegenüber den Wellendurchmessers

Hypothese:

Die Fügekraft entsteht im Wesentlichen beim Anschnitt durch einen spanhebenden Prozess.

Dabei spielt die stirnseitige Schneidgeometrie eine tragende Rolle. Die Rändellänge ist geometrisch unabhängig von der Schneidgeometrie und sollte somit auch keinen Einfluss auf die Startkraft haben.

Messergebnisse:

Die Rändellänge spielt beim Anschnitt der Rändelverzahnung keine Rolle und somit auch nicht auf die Startkraft.

Wie schon in diesem Kapitel vorher erwähnt, ändert sich die stirnseitige Verzahnungsgeometrie bei Änderung der Rändellänge nicht und somit ist die Startkraft rändellängenunabhängig.

3.3.2.2 Rändeldurchmesser d_{nenn}

Es wurden Prüflinge mit 19, 24, 29, 44 und 64 mm Durchmesser (d_{nenn}) verwendet.

Hypothese:

Mit dem Anstieg des Rändeldurchmessers steigt die Zähnezah linear an, somit steigt die Zerspanungsfläche. Ein Anstieg der Zerspanungskraft ist zu erwarten.

Messergebnisse:

In Abbildung 41 sind die Messergebnisse und theoretischen Rechenwerte dargestellt. Dabei sind die beiden Gradienten bis auf einen unterschiedlichen Konstantenteil fast gleich. Wie in Literatur 1 steigt mit dem Rändeldurchmesser auch die Startkraft. In Abbildung 41 ist die Steigung der Messwerte etwas geringer als die der Rechenwerte. Es hat den Anschein, dass bei größer werdendem Radius sich eine günstigere Rändelgeometrie einstellt. Im Unterschied zu Literatur 1, ist die Steigung des Rechenwertes etwas flacher als der des Messwertes.

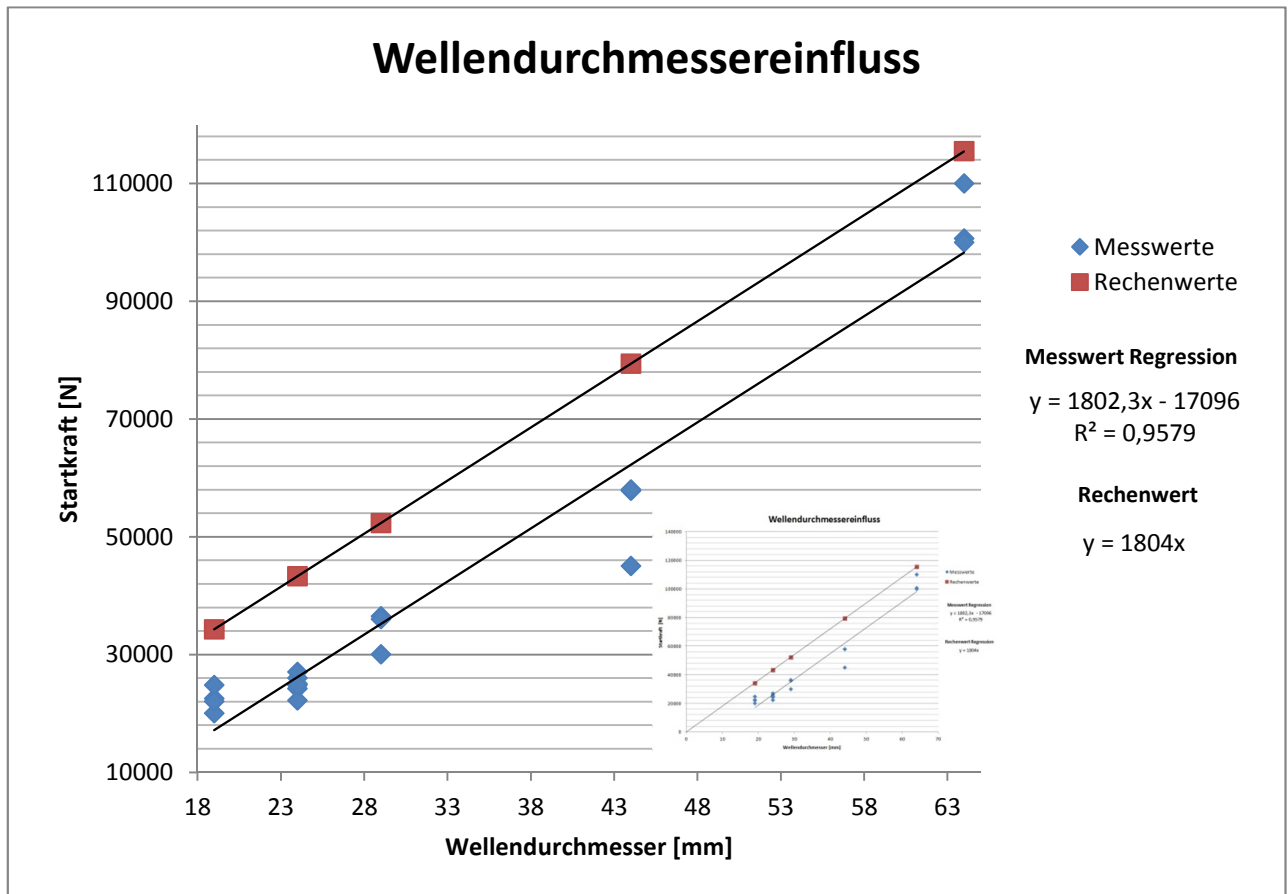


Abbildung 41: Rändeldurchmesserabhängigkeit der Startkraft

Stellt man die Messergebnisse den errechneten Werten gegenüber, zeigt sich eine teilweise gute Übereinstimmung. Um die Abweichungen des rechnerischen zum realen Übertragungsverhalten berücksichtigen zu können, werden entsprechende Korrekturfaktoren ermittelt und eingeführt. Anhand des in Abbildung 41 dargestellten Vergleichs von Rechen- und Messwerten, wird die Ermittlung der Korrekturfaktoren erläutert. Sowohl die Regression der Messergebnisse, als auch der rechnerisch Schnittkraftgradient wird durch eine Geradengleichung beschrieben. Das Verhältnis der realen Werte und der Rechenwerte stellt den Korrekturfaktor dar. Folgend werden die Korrekturwerte für die verschiedenen untersuchten Parameter ermittelt und tabellarisch erfasst. Somit lässt sich ausgehend von rechnerische Startkraft und Schnittgradienten mit Hilfe der Korrekturfaktoren die tatsächliche Startkraft und der Schnittgradient ermitteln. Dies gilt nur im durch den Versuch abgedeckten Parameterbereich. Interpolation der Korrekturfaktoren dürfte aber zu brauchbaren Ergebnissen führen. Eine Extrapolation der Korrekturfaktoren führt nicht zwangsläufig zu richtigen Ergebnissen. Eine Verifizierung durch Versuch erscheint in diesem Fall zweckmäßig.

In der Tabelle 7 werden durchmesserabhängige Korrekturfaktoren aufgelistet.

Startkraft Berechnung				
Wellendurchmesser	Rechenwert	Regression		Korrekturfaktor
[mm]	Durchmesser-abhängiger Anteil	durchmesser-unabhängiger Anteil	durchmesser-abhängiger Anteil	K_{ϕ_1}
19	34276	17096	1802,3	0,67
24	43296	17096	1802,3	0,604
29	52316	17096	1802,3	0,672
44	79377	17096	1802,3	0,784
64	115457	17096	1802,3	0,851

Tabelle 7: Durchmesserabhängiger Korrekturfaktor K_{ϕ_1}

3.3.2.3 Rändelteilung t

Als Teilung wurden, wie schon in Kapitel 2.1.1 beschrieben, 0,5; 1; 1,5 mm verwendet.

Hypothese:

Wie in Abbildung 42 gut ersichtlich ist der Spannungsquerschnitt A bei doppelter Teilung doppelt so groß. Dies deutet auf einen Anstieg der Startkraft hin, da der Querschnitt größer wird.

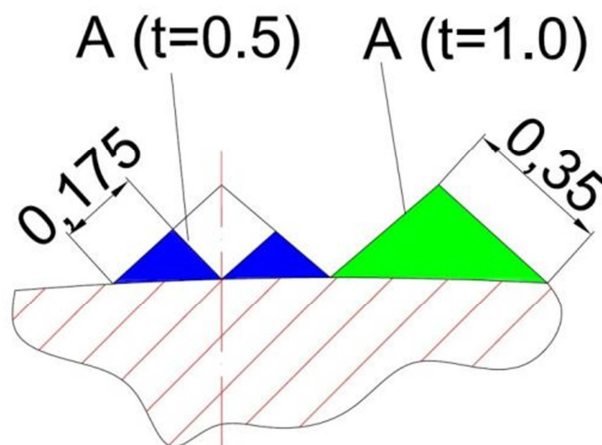


Abbildung 42: Spannungsquerschnitt bei verschiedener Teilung

Messergebnisse:

Wie aus Abbildung 43 gut ersichtlich, sieht man den Einfluss der Teilung. Wie schon in Abbildung 42 erklärt, steigt der Spannungsquerschnitt mit größer werdender Teilung. Der Querschnitt bzw. die Teilung geht proportional in die Startkraft ein:

$$F_{Start} = A_{real} \cdot k_c = \frac{t_W \cdot h_{zreal}}{2} \cdot k_c \quad \text{Gl. 8}$$

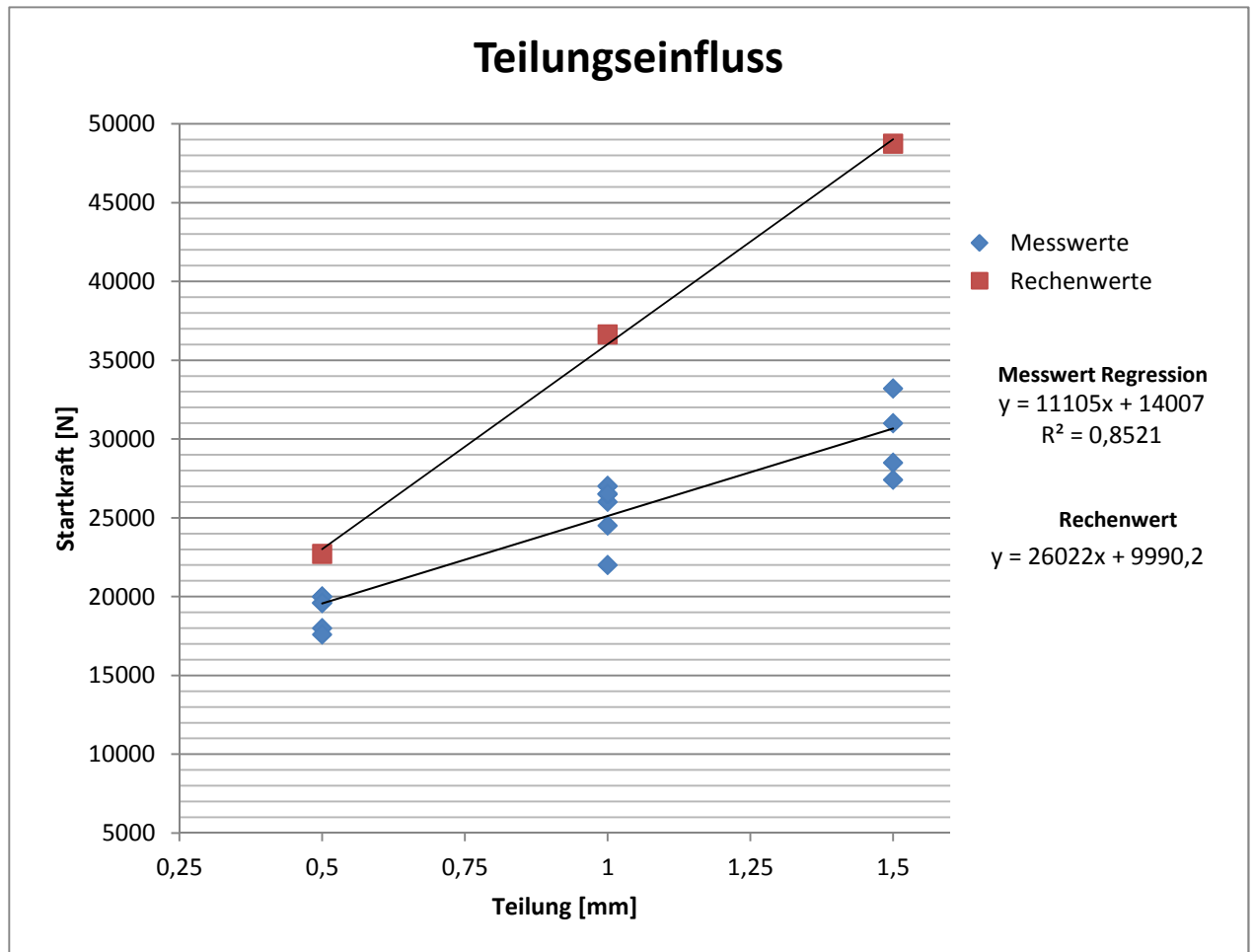


Abbildung 43: Teilungsabhängigkeit der Startkraft

Der Rechenwert besteht aus einem konstanten Term und einen von der Teilung linear abhängigen Term. Die Geradengleichung vom Rechenwert verläuft nicht durch den Nullpunkt, da es einen nicht rein linearen Zusammenhang gibt, siehe Abbildung 44. In der Tabelle 8 sieht man den nicht linearen Zusammenhang zwischen der spezifischen Schnittkraft und der Spandicke. Nachdem es einen linearen Zusammenhang zwischen der Teilung und der Spandicke gibt, bekommt man aus Gleichung 8 den nicht rein linearen Zusammenhang von der Startkraft zur Teilung.

Sowohl in Abbildung 43 als auch in Literatur 1 ist ein Anstieg der Startkraft bei größer werdender Teilung zu entnehmen. Das Bestimmtheitsmaß ist in dieser Arbeit größer, was eine deutlichere Abhängigkeit der Startkraft von der Teilung bedeutet. Die unterschiedlichen Bestimmtheitsmaße der Versuche könnten durch die Fertigungsstreuung beeinflusst worden sein.

Werkstoff	Teilung [mm]	Spandicke [mm]	spez. Schnittkraft [N]
S355J2	0,2	0,1	3621
S355J2	0,5	0,25	3042
S355J2	1	0,5	2454
S355J2	1,5	0,75	2332
S355J2	2	1	1990

Tabelle 8: Spezifische Schnittkraft in Abhängigkeit von der Spandicke

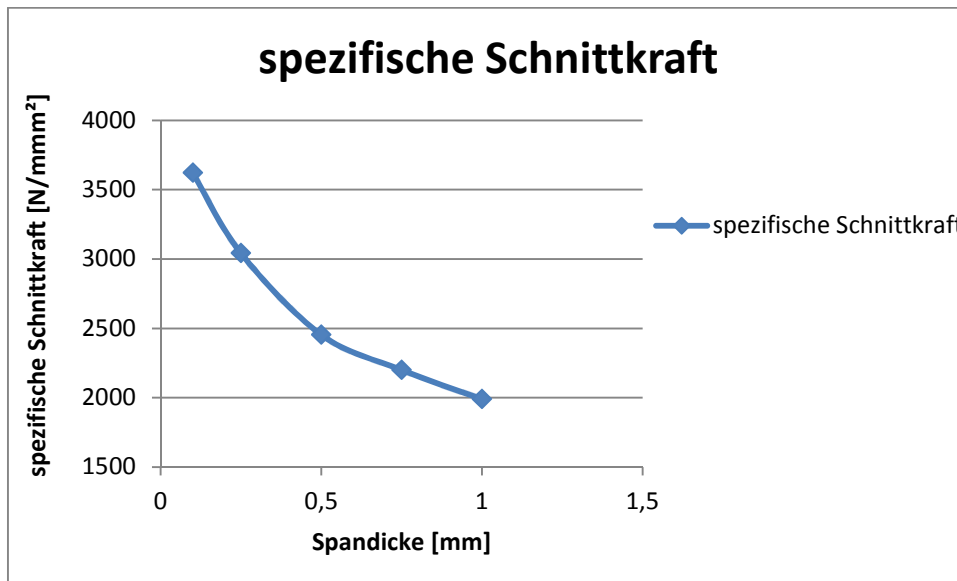


Abbildung 44: nichtlineare Zusammenhang zwischen spezifische Schnittkraft und Spandicke

Schnittkraftberechnung					
Teilung	Rechenwert			Regression	Korrekturfaktoren
[mm]	teilungs-unabhängiger Wert	teilungsabhängiger Wert	Teilungs-unabhängiger Wert	teilungsabhängiger Wert	K_T
0,5	9990	26022	14007	11105	0,921
1	9990	26022	14007	11105	1*
1,5	9990	26022	14007	11105	0,593

*) Bezugsgröße, daher 1, Abweichung Messung/ Rechnung für 1 mm Teilung bereits in den Korrekturfaktoren K_{\emptyset} berücksichtigt

Tabelle 9: Teilungsabhängiger Korrekturfaktor K_T

3.3.2.4 Nabendurchmesser Verhältnis Q

Die Nabendurchmesser Verhältnisse variieren zwischen 0,48, 0,63, 0,76.

Hypothese:

Das Nabendurchmesser Verhältnis ist definiert als $Q = D_{innen}/D_{außen}$.

Sehr dünnwandige Naben weiten sich aufgrund der Passivkraft beim Schneidvorgang stärker auf. Dadurch dürfte der Schnitt nicht über die gesamte Rändelhöhe erfolgen. Dadurch dürfte der Spanungsquerschnitt und die verbundene Anschnittkraft sinken.

Messergebnisse:

Das Nabendurchmesser Verhältnis ist in Gleichung 9 beschrieben.

$$Q = \frac{D_{innen}}{D_{außen}} \quad \text{Gl. 9}$$

Untersucht wurden die Parametervarianten 0,48 / 0,63 / 0,76.

Je kleiner das Nabendurchmesser Verhältnis desto, größer ist die Wandstärke der Nabe. Mit steigendem Durchmesser Verhältnis ist aus Abbildung 45 ein leichtes Absinken der Startkraft ersichtlich.

In Gleichung 8 findet das Nabendurchmesser Verhältnis keine Berücksichtigung, weswegen diese Rechenwertegerade in Abbildung 45 nicht eingetragen wird. Sowie in Abbildung 45 als auch in Literatur 1 untersucht wurde, ist kein erkennbare Abhängigkeit zu erkennen. Aus diesem Grund wird kein Korrekturfaktor ermittelt.

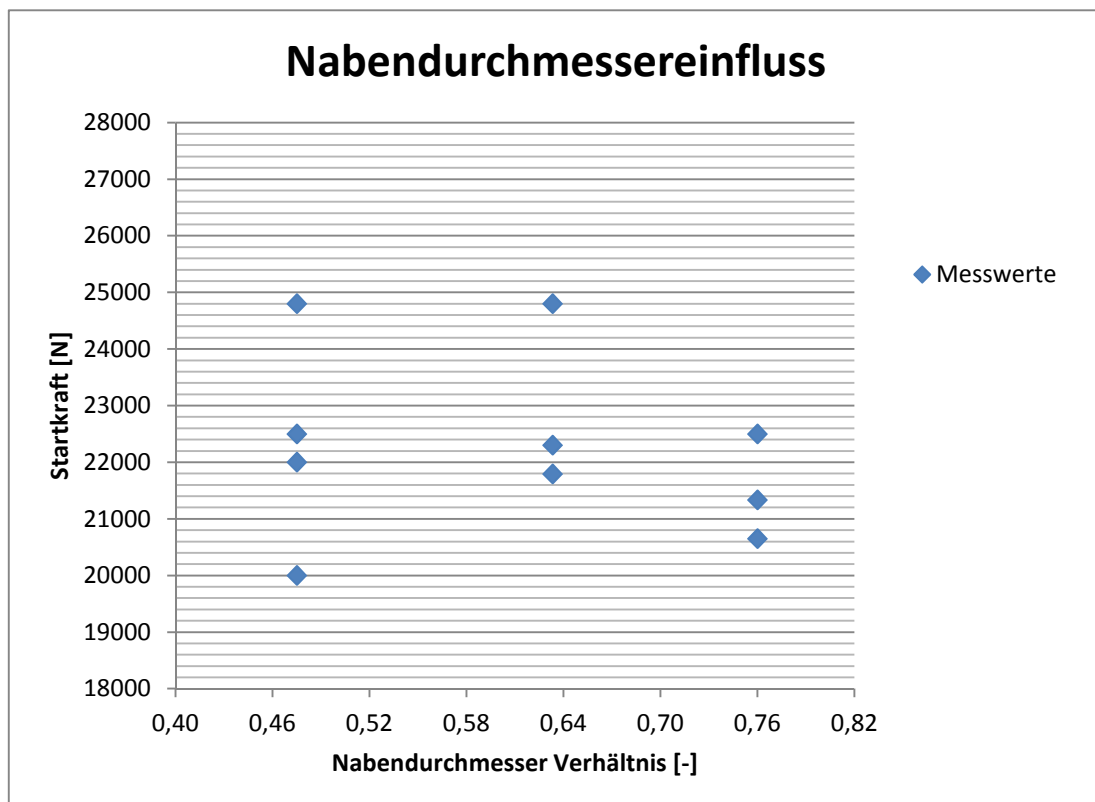


Abbildung 45: Nabendurchmesser Verhältnisabhängigkeit der Startkraft

3.3.2.5 Nabenwerkstoff

Die verwendeten Werkstoffe in der Versuchsreihe sind S355J2, 16MnCr5, AlCuMgPb (2007), CuZn39Pb3 (CW614N).

Hypothese:

Eine wesentliche Rolle beim Anschnitt spielt die spezifische Schnittkraft der Nabe, welche hauptsächlich eine Werkstoffkonstante ist.

Es ist zu erwarten, dass Werkstoffe mit höherer Festigkeit eine größere Anschnittkraft benötigen.

Im folgenden Kapitel wird dargestellt, dass die Beschreibung des Werkstoffparameters mittels der Zugfestigkeit nicht ausreichend genau ist. Somit wurde noch ein zweiter Parameter eingeführt um die Abhängigkeit genauer zu beschreiben.

Messergebnisse:

Der Vergleich der Einpresskräfte beim Anschnitt zeigt einen deutlichen Werkstoffeinfluss, siehe Abbildung 46. Dabei hat jedoch nicht nur die werkstoffabhängige spezifische Schnittkraft, sondern auch die Werkstofffestigkeit Einfluss auf die Größe der Schnittkraft.

Der Nabenwerkstoff wird einerseits durch die Zugfestigkeit und andererseits durch den Elastizitätsmodul beschrieben. Bei der einfachen Regression, siehe Abbildung 46 wurde, die Startkraft nur über Zugfestigkeit aufgetragen. Die Zugfestigkeit ist für den plastischen Anschnitt als Vergleichsgröße herangezogen worden. Hingegen sind die unterschiedlichen Elastizitätsmoduln, siehe Abbildung 62, für unterschiedliche Reibkräfte verantwortlich. Die prozentuelle Abweichung der multiplen Regression ist geringer als die der einfachen Regression. Beim Anschnitt der Verzahnung spielt die Spanbildung und Reib- und Spanumformungskraft nicht einen so großen Einfluss wie beim Schnittkraftgradientverlauf.

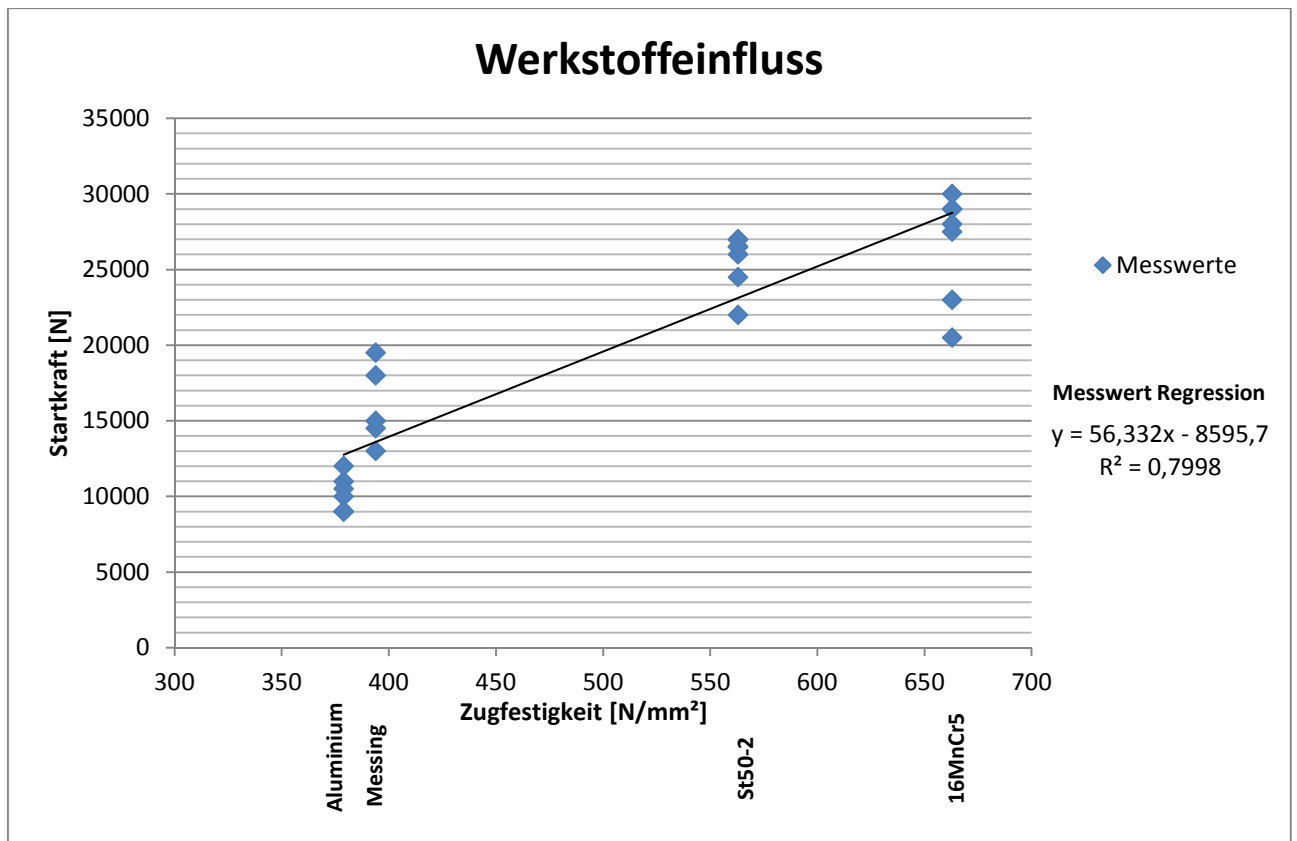


Abbildung 46: Werkstoffabhängigkeit der Startkraft

Die Festigkeitswerte der einzelnen Werkstoffe wurden von Literatur 1 übernommen. Eine Multiple Regression ist in einem 2-dimensionalen Diagramm nicht darstellbar. Daher ist die Regression in diesem Fall als Gleichung angeschrieben.

$$F = 3111 + 1,957 \cdot R_m + 0,10485 \cdot E \tag{Gl. 10}$$

Das dabei ist das erreichte Bestimmtheitsmaß R^2 gleich 0,889. Literatur 1 bestätigt die Versuche.

Startkraft Berechnung					
Werkstoff	Rechenwert	Regression			Korrekturfaktor
		Elastizitätsmodul -abhängiger Anteil	Zugfestigkeit -abhängiger Anteil	Unabhängiger Anteil	
CuZn39Pb3	12453	0,10485	1,957	3111	1,128
AlMgCuPb	13792	0,10485	1,957	3111	0,812
St50	33880	0,10485	1,957	3111	1*
16MnCr5	35758	0,10485	1,957	3111	0,74

Tabelle 10: Elastizitäts- und Zugfestigkeitsabhängigkeit der Startkraft

3.3.2.6 Konizität der Rändelung

Wie schon in Literatur 1 beschrieben, sind konische Rändelungen besser für den dynamischen Anwendungsbereich. Dies lässt sich erklären durch eine Erhöhung der Flächenpressung an den Kontaktflächen. Diese verhindert ein Winkelspiel und glättet Oberflächenrauigkeiten. Hier wurde keine Variation des Winkels vorgenommen. Deswegen wird auch kein Korrekturfaktor errechnet.

Hypothese:

Im Bereich des Anschnitts wird kein Anstieg der Kraft erwartet, nachdem die stirnseitige Geometrie unverändert bleibt.

Messergebnisse:

Über die Konizität wurde keine Parameterstudie gemacht, da die Rändelform für den Einpressvorgang zylindrisch gewählt wurde.

Die für den Anschnitt verantwortliche Schnittkante unterscheidet sich zwischen den verschiedenen Rändelausführungen nahezu nicht. In Abbildung 47 ist keine Abhängigkeit erkennbar, Abweichungen in Bereich der Streuung.

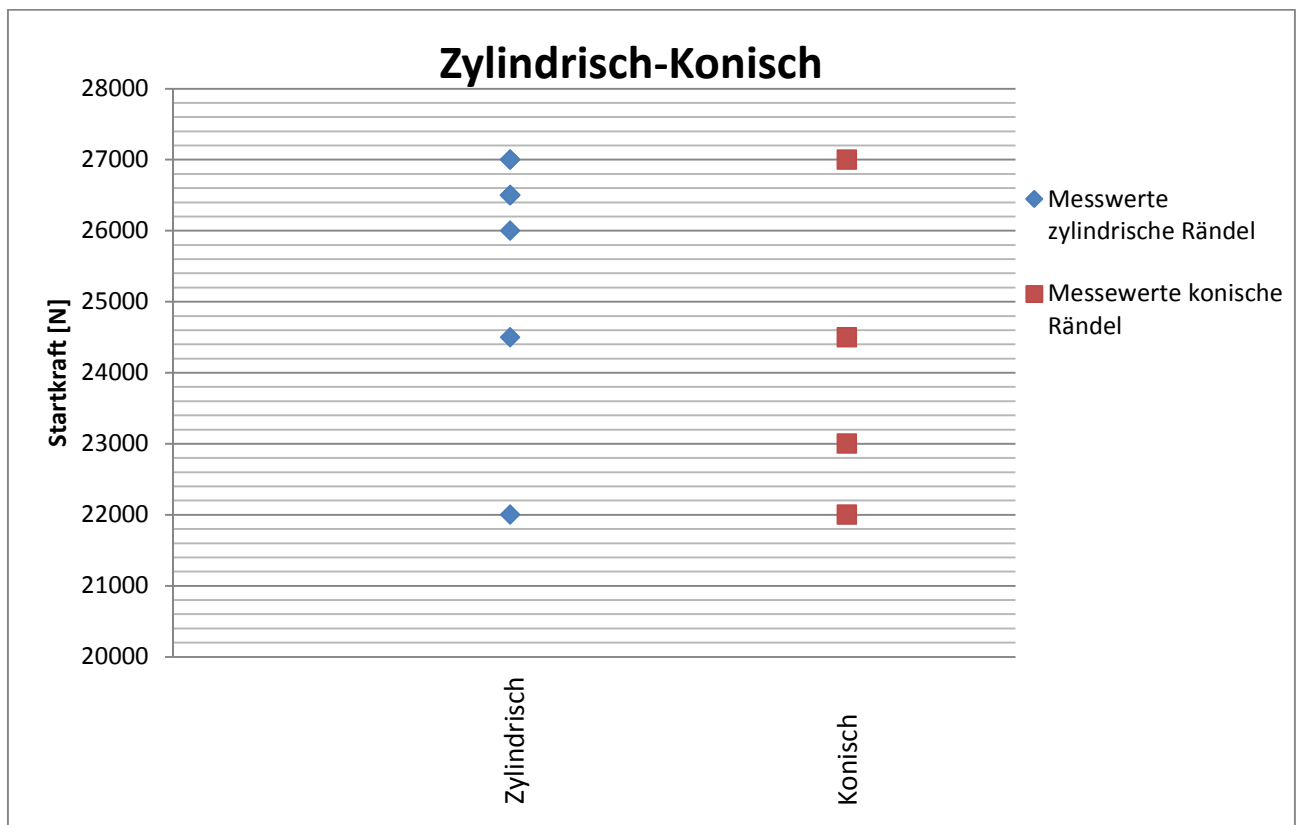


Abbildung 47: Konizitätsunabhängigkeit der Startkraft

3.3.2.7 Spankammer- und Führungzapfeneinfluss

Auch hier wird kein Korrekturfaktor bestimmt, da nur Stichversuche durchgeführt wurden.

Hypothese:

Damit die Zentrierung der Welle gewährleistet ist, kommt es zu Kontakt zwischen den Bauteilen. Durch die Reibung des Führungzapfen ist die Startkraft mit Führung größer als jene ohne Führung. Hingegen sollte die Spankammer keinen Einfluss auf die Startkraft haben.

Messergebnisse:

Der Spankammereinfluss wurde eigens überprüft da im Kapitel 3.4.3 ein nichtlinearer Einfluss der Rändelteilung ersichtlich ist.

Erste Vermutungen lassen darauf schließen, dass sich ein ungünstiges Verhältnis von Spanform zu Spanraum einstellt. In Abbildung 48 ist dieser Einfluss nicht zu erkennen, da erst der Anschnitt der Schneidverzahnung stattfindet. Hingegen sieht man, dass ohne Führung Zapfen die Startkraft geringer ist als jene mit Führung, konnte aber nicht eindeutig nachgewiesen werden woher sie resultieren. Aus der unten angeführten Abbildung sieht man, dass die vergrößerte Spankammer keinen Einfluss auf die Startkraft hat. Um 25% größer ist die mittlere Startkraft bei den Prüfkörpern mit Führung als bei denen ohne Führung.

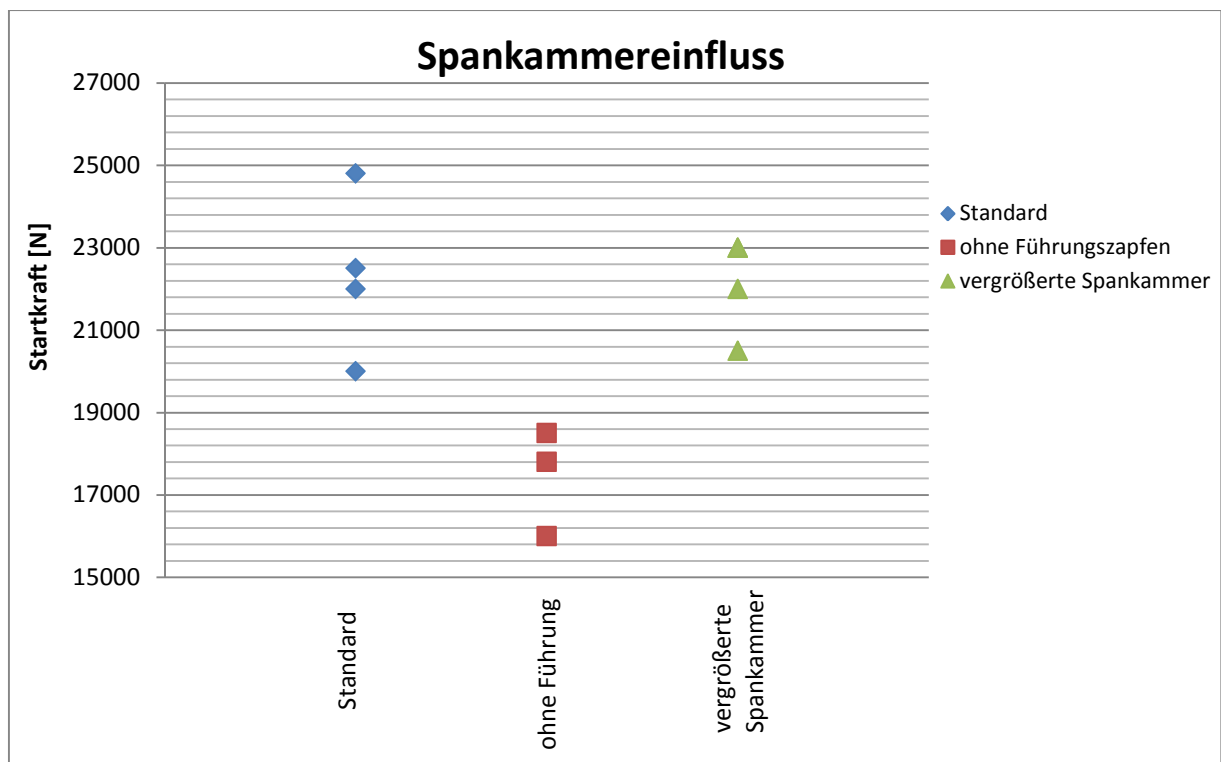


Abbildung 48: Einfluss des Führungzapfens auf die Startkraft

3.4 Schnittkraftgradient

3.4.1 Theoretische Betrachtung

Die Fügekraft setzt sich aus Startkraft und der Reib- und Spanumformungskraft zusammen. Die Reib- und Spanumformungskraft wiederum setzt sich aus dem Produkt von Schnittkraftgradient und Einpresslänge zusammen.

Somit ist der Fügeprozess der Rändelverbindung nach dem Anschnitt nicht nur mehr spanhebend sondern zusätzlich noch spanlos.

Die Haupteinflüsse des Schnittkraftgradienten sind einerseits die Flächenpressung auf die bereits geschnittenen Verzahnungsoberfläche, andererseits der sich einstellende Reibwert zwischen Nabe und Welle.

Die Reibung kommt dadurch zustande, dass die Rändel-Schneidverzahnung keinen Freiwinkel besitzt und die Schnittbewegung keine Freistellung zwischen Schneidverzahnung und geschnittenen Bereich bewirkt. Diese beiden Bereiche gleiten aufeinander ab. Es tritt entsprechend der Flächenpressung eine der Schnittkraft entgegen gerichtete Reibkraft auf. Die Höhe der Flächenpressung hängt von der Kräftesituation beim Fügevorgang ab. Je höher die radialen Kräfte beim Fügevorgang sind desto höher stellt sich die Flächenpressung und somit die Reibung zwischen der bereits geschnittenen Nabenverzahnung und der Schneidverzahnung ein. Die radiale Kraft wird durch den Einfluss der Nabensteifigkeit bestimmt. Je kleiner das Nabendurchmesser Verhältnis desto größer die radiale Kraft.

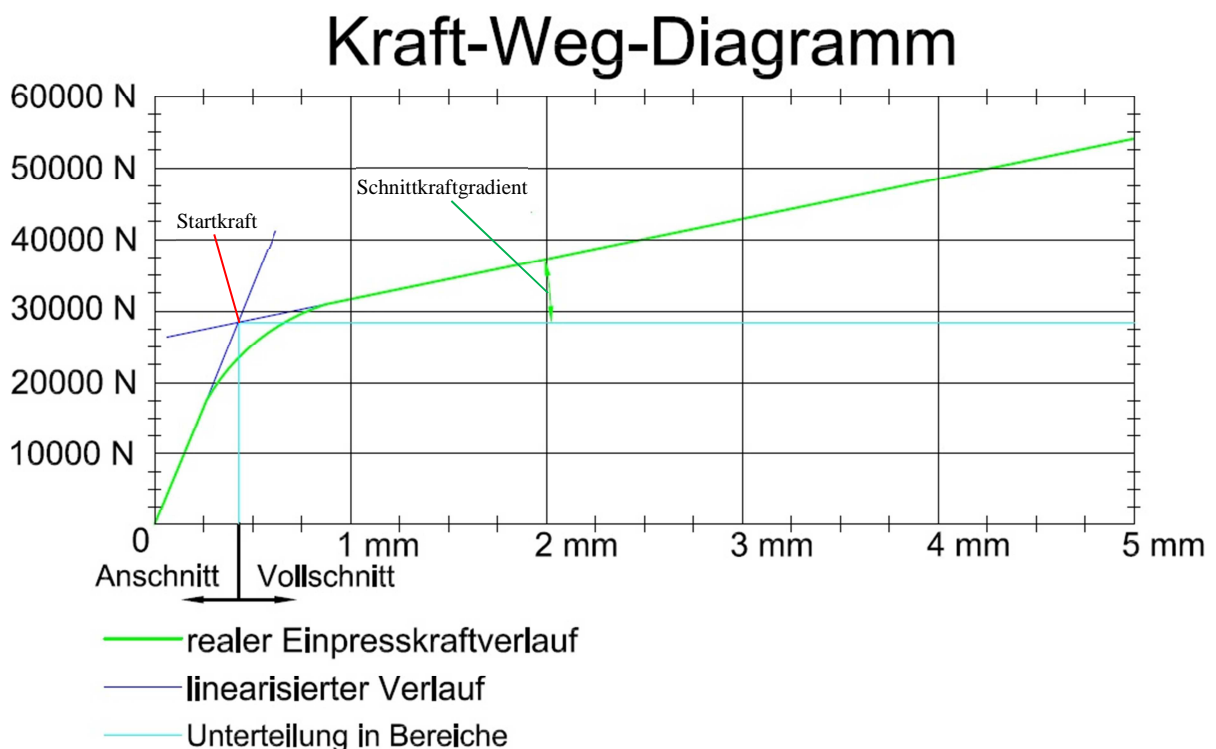


Abbildung 49: Unterteilung des Fügevorgangs in Startkraft und Schnittkraftgradienten

Die Flächenpressung welche normal auf die Verzahnung wirkt, wird vereinfacht auf einer zylindrischen Oberfläche mit dem Durchmesser der Verzahnungsmitte angenommen.

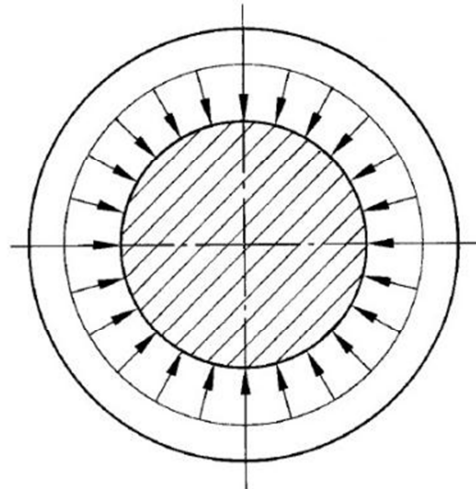


Abbildung 50: Konstante Flächenpressung über den Umfang³³

Die Formel, welche die Reibkraft beschreibt lautet:

$$F_{Reibung} = p \cdot A_{Proj} \cdot \mu \quad \text{Gl. 11}$$

Die Flächenpressung wurde mittels gemessener Einpresskraft und Gleichung 11 ermittelt und hat die Größe von $p = 108 \text{ N/mm}^2$.

Die projizierte Fläche wird wie folgt in Gl. 12 berechnet. Der Reibwert μ Stahl / Stahl wurde mit $\mu=0,15$ aus der Literatur übernommen.³⁴

$$A_{Proj} = \pi \cdot (d + h_{Zreal}) \cdot l \quad \text{Gl. 12}$$

Dabei errechnet sich der Durchmesser aus dem Rändeldurchmesser plus der realen Zahnhöhe.

In Folge dessen ergibt sich die theoretische Formel zur Berechnung des Schnittkraftgradienten wie folgt:

$$F_{Gradient} = p \cdot A_{Proj} \cdot \mu = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot (d + 2 \cdot h_{Zreal}) \quad \text{Gl. 13}$$

Die errechnete Reib- und Spannumformungskraft ergibt sich aus dem Schnittkraftgradienten multipliziert mit der Einpresslänge.

$$F_{Reib+Span} = F_{Gradient} \cdot l = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot (d + 2 \cdot h_{Zreal}) \cdot l \quad \text{Gl. 14}$$

³³ NIEMANN Gustav; WINTER Hans; HÖHN Bernd-Robert: Maschinenelemente Band 1: Berlin: Springer Verlag, 2005

³⁴ Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 7190 Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Beuth Verlag, Berlin 2001

3.4.2 Parameterabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

Die Größenordnung der Parametervariation ist gleich wie in vorherigem Kapitel 3.3.

3.4.2.1 Rändellänge I

Hypothese:

Zusätzlich zur Zerspankraft wird die Fügekraft nach dem Anschnitt durch die Reibung der bereits geschnittenen Verzahnungsbereiche erhöht. Da die Rändelverbindung keinen Freiwinkel besitzt, kann es zu einem Gleitprozess der Verzahnungen kommen. Mit gleich bleibender Flächenpressung und steigender Rändellänge steigt die Berührungsfläche und somit sollte die Reibkraft auch steigen.

Messergebnisse:

In Abbildung 51 sieht man den geringen Einfluss der Rändellänge auf den Schnittkraftgradienten. Das Bestimmtheitsmaß der Messergebnisse beträgt nur 0,4087. Unter der Annahme, dass die Flächenpressung konstant bleibt, steigt die Reibkraft mit der Rändellänge. Die radiale Kraft steigt proportional mit der steigenden Verzahnungsfläche. Der Reibwert μ wird als konstant angenommen. Somit steigt die Reibkraft mit der Einpresslänge an. Der Anstieg des Schnittkraftgradienten bei größerer Rändellänge könnte auf eine leichte Schrägstellung der Verzahnung hinweisen.

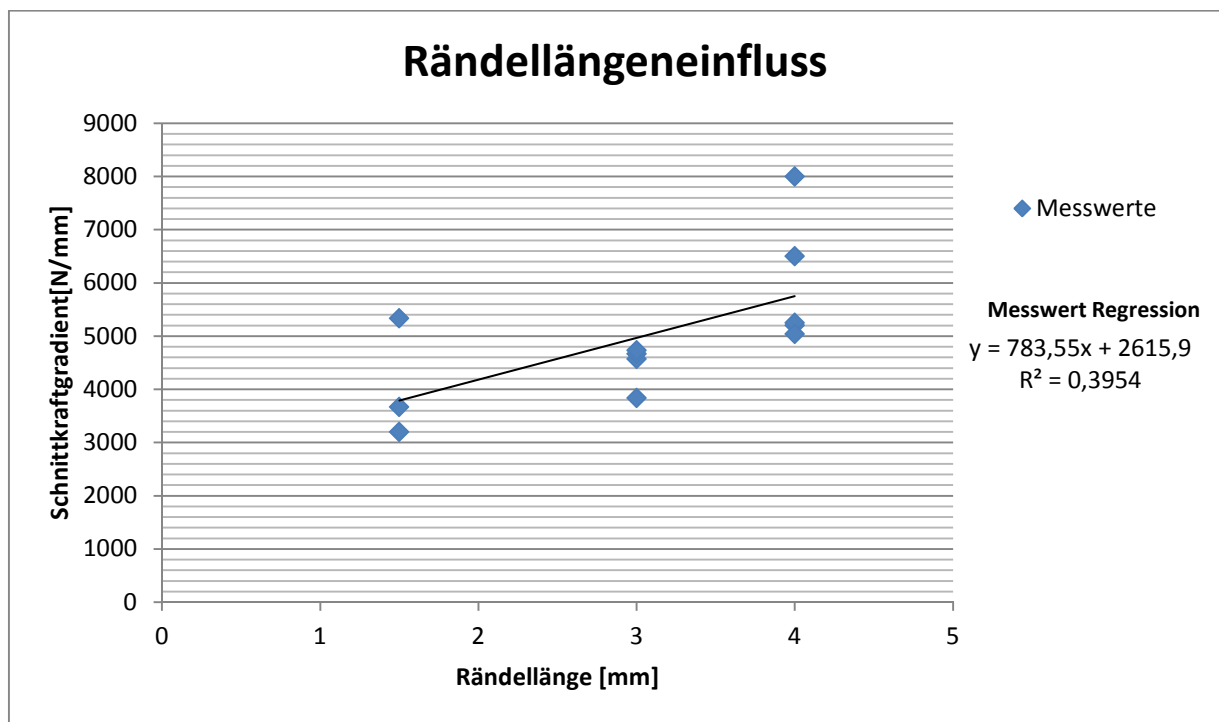


Abbildung 51: Rändellängeneinfluss auf den Schnittkraftgradienten

Die größere Streuung der Prüfkörper mit der Rändellänge 4 mm in Abbildung 51 folgt nach genauerer Untersuchung der Einpressverläufe keinen Trend. In Abbildung 51 ist eine Einpresskurve von einem Prüfkörper mit Rändellänge 4 mm dargestellt. Dabei sieht man

deutlich, dass je nachdem wie man im Übergangsbereich den Verlauf mit einer Geraden angleicht zu unterschiedlichen Schnittgradienten gelangt. Wählt man die Stützstellen breit wie bei der Geraden (2), so bekommt man einen flacheren Gradienten. Versucht man mit gleichem Startpunkt den Verlauf tangential mit einer Geraden (1) anzugleichen, ist der Gradient wesentlich größer. Steigung wie in Abbildung 52 ist oft nicht eindeutig. Wenn zusätzlich noch die Einpressverläufe von verschiedenen Prüfkörpern streuen, ist es nicht immer möglich, einen Trend zu bestimmen. Um eine klare Aussage zu bekommen sind mehr Versuche nötig.

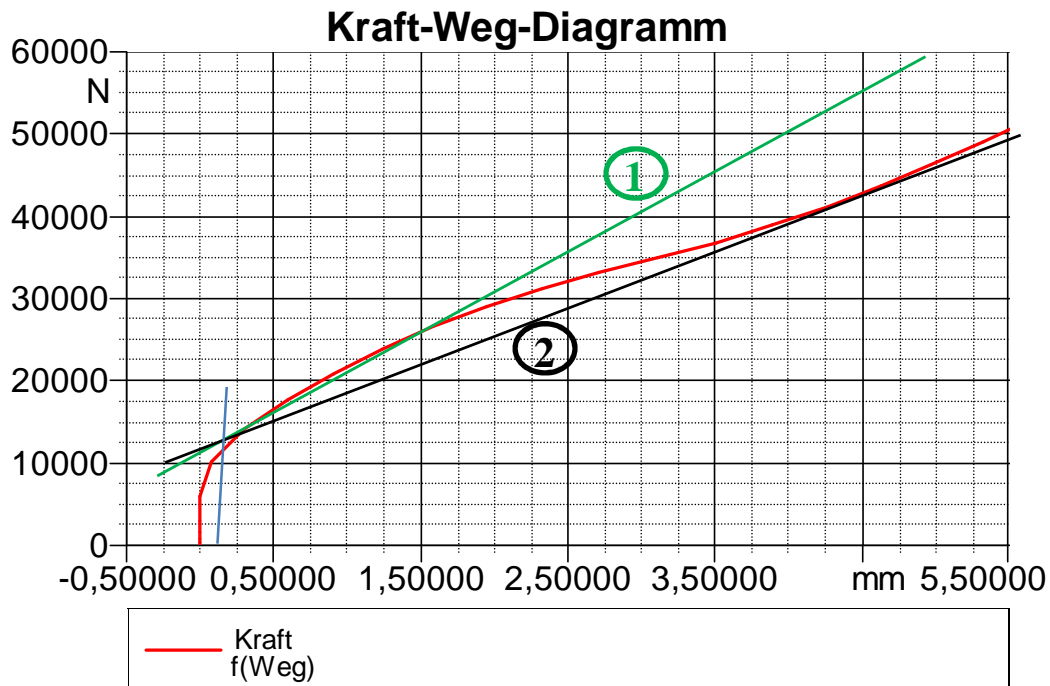


Abbildung 52: Kraft-Weg-Verlauf beim Einpressvorgang

Schnittkraftgradient Berechnung				
Rändellänge	Rechenwert	Regression		Korrekturfaktor
[mm]	längenabhängiger Anteil	längenabhängiger Anteil	längenunabhängiger Anteil	K_L
1,5	1519	783,5	2616	2,9
3	3038	783,5	2616	1,72
4	4051	783,5	2616	1,68

Tabelle 11: Längenabhängiger Korrekturfaktor K_L

Dabei ist der längenabhängige Korrekturfaktor mit Vorsicht zu genießen, da die Abhängigkeit des Schnittkraftgradienten von der Rändellänge in Abbildung 51 nicht deutlich ersichtlich ist.

Ein geringes Bestimmtheitsmaß lässt darauf zurückschließen, dass noch andere Einflussgrößen wie z.B. Fertigungsgenauigkeiten eine Rolle spielen.

3.4.2.2 Rändeldurchmesser d_{nenn}

Hypothese:

Mit steigender Zähnezahzahl steigt auch die Größe der Berührungsfläche zwischen Verzahnung und Nabe. Bei gleichbleibender Flächenpressung durch die Aufweitung der Nabe und steigender Fläche nimmt die Radialkraft und daraus folgend die axiale Fügekraft zu. Demzufolge dürfte bei größerem Rändeldurchmesser der Schnittkraftgradient steiler ausfallen.

Messergebnisse:

Das Nabendurchmesserverhältnis ist bei allen Durchmessern gleich. Somit wird angenommen, dass die Flächenpressung konstant bleibt. Mit steigenden Durchmesser steigt die Kontaktfläche und somit die radiale Anpresskraft. Dies hätte zur Folge, dass der Rändeldurchmesser einen Einfluss auf den Schnittkraftgradient hat. Aus den Rechenwerten würden man eine Nullpunktgerade erhalten, siehe Abbildung 53 unten rechts.

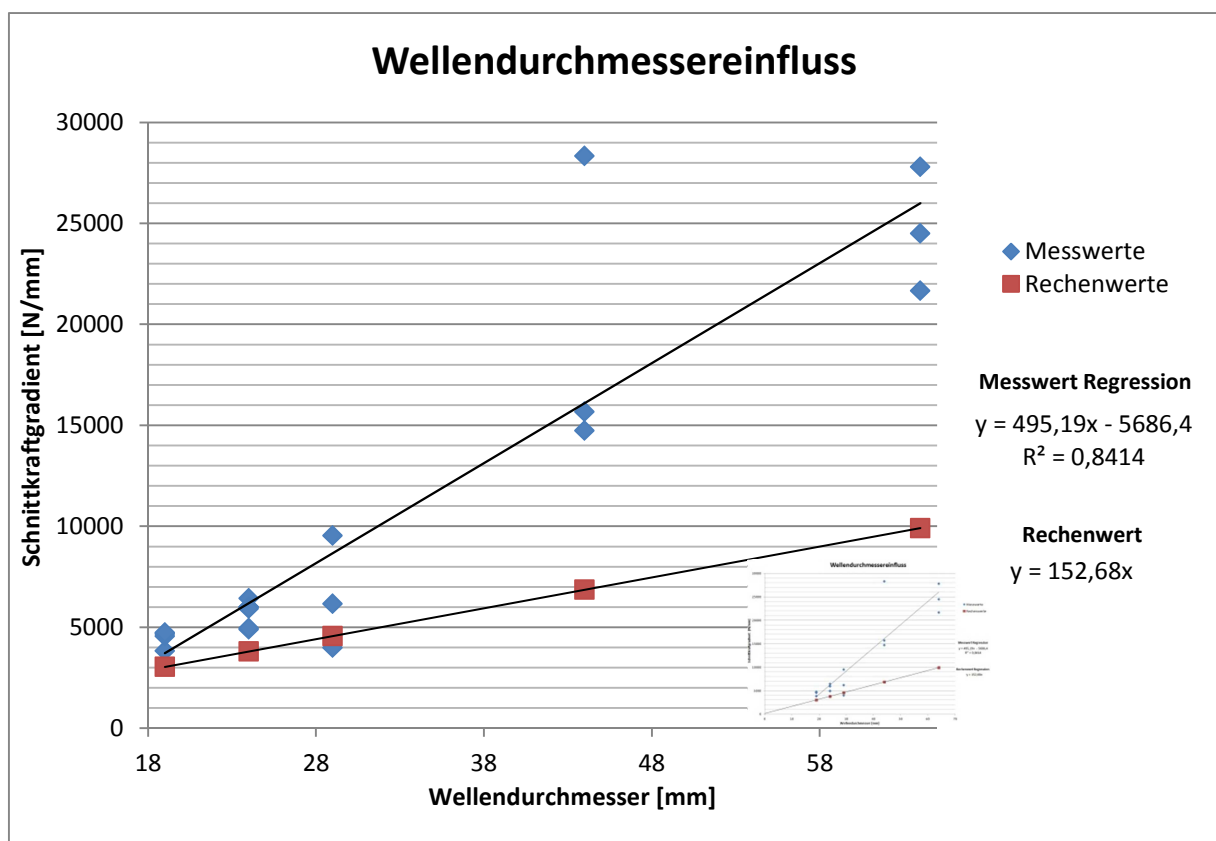


Abbildung 53: Rändeldurchmesserunabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

Um hier eine bessere Aussage treffen zu können wurde die Ursprüngliche Parametervariation erweitert. Es wurden noch zusätzlich Versuche mit Durchmesser 44 mm und 64 mm durchgeführt. In der nachfolgenden Tabelle sind die errechneten Korrekturfaktoren aufgelistet. Der starke Anstieg des Schnittgradienten bei größeren Durchmessern kann nur darauf hindeuten, dass entweder die Reibkraft bzw. Spannumformkraft stärker zunimmt.

Schnittkraftgradient Berechnung				
Wellendurchmesser	Rechenwert	Regression		Korrekturfaktor
[mm]	Durchmesser-abhängiger Anteil	durchmesser-unabhängiger Anteil	durchmesser-abhängiger Anteil	$K_{\varnothing II}$
19	3038	-5686,4	495,19	1*
24	3802	-5686,4	495,19	1,63
29	4565	-5686,4	495,19	1,9
44	6855	-5686,4	495,19	2,349
64	9909	-5686,4	495,19	2,624

*) Bezugsgröße, daher 1, Abweichung Messung/ Rechnung für 1 mm Teilung bereits in den Korrekturfaktoren K_L berücksichtigt

Tabelle 12: Durchmesserabhängiger Korrekturfaktor $K_{\varnothing II}$

3.4.2.3 Rändelteilung t

Hypothese:

Die Schneidekanten bei doppelter Teilung insgesamt, bis auf Fertigungsungenauigkeiten, ähnlich, siehe Abbildung 54. Folglich bleibt die Fläche der Verzahnung gleich groß, aus diesem Grund wird ein gleichbleibender Gradient erwartet. Somit dürfte die Rändelteilung keinen Einfluss auf den Schnittkraftgradienten haben.

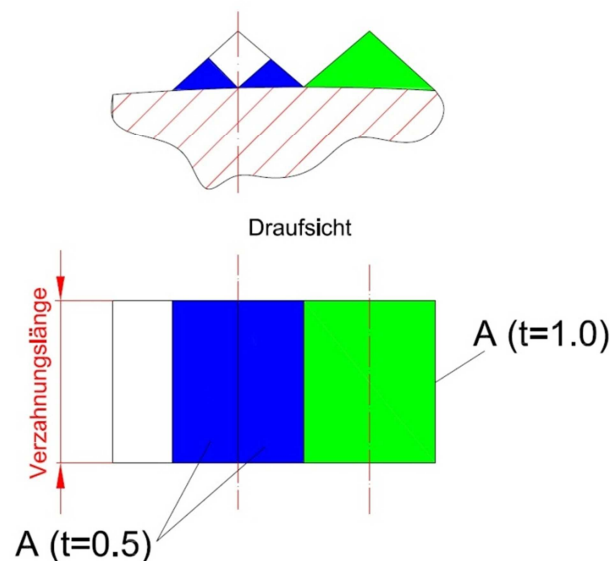


Abbildung 54: Reibflächen der Verzahnung

Messergebnisse:

Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, bestätigt sich die aufgestellte Hypothese, dass die Teilungsvariation keinen Einfluss auf den Schnittkraftgradienten hat. Bei doppelter Teilung bleibt die Kontaktfläche zwischen Nabe und Rändelverzahnung unverändert. Dass bei Teilung 1 der Schnittkraftgradient größer ist, wird in Kapitel 3.4.7 untersucht. In Literatur 1 ist ersichtlich, dass bei steigender Teilung auch der Schnittkraftgradient leicht steigt. Es wird angenommen, dass der Verformungswiderstand des Spans bei größer werdendem Querschnitt steigt.

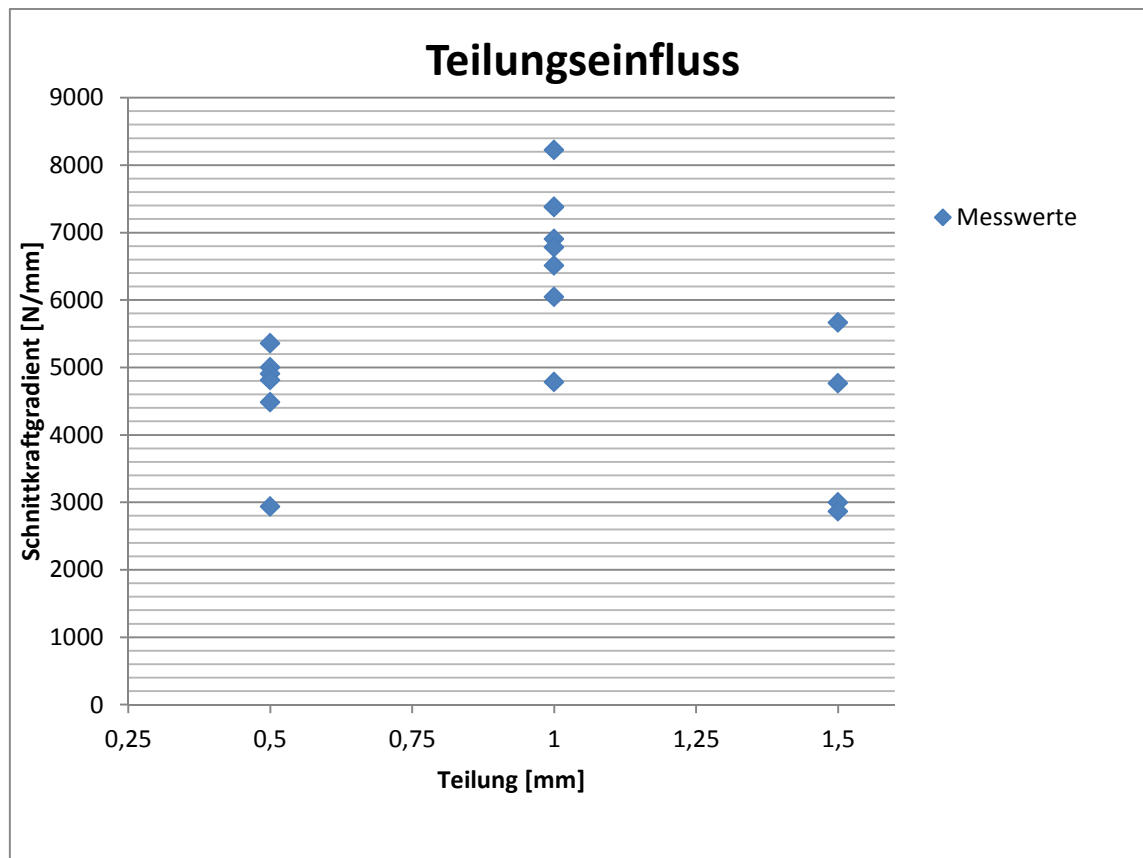


Abbildung 55: Teilungsunabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

3.4.2.4 Nabendurchmesser Verhältnis Q

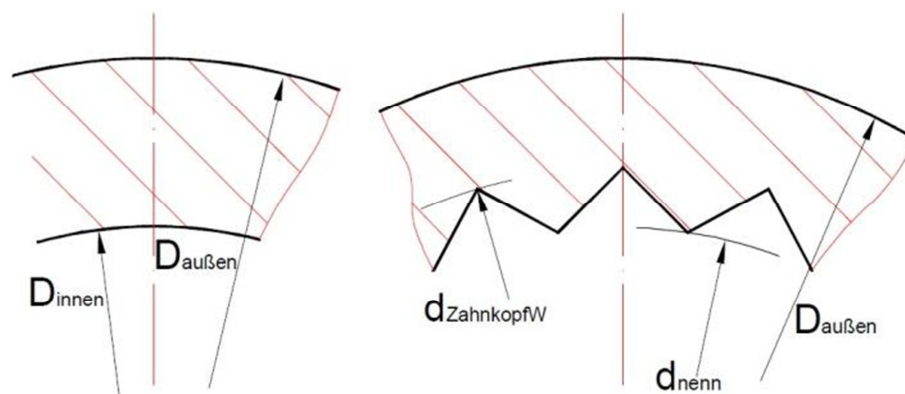


Abbildung 56: Nabendurchmesser vor und nach dem Fügevorgang³⁵

Der Fußkreisdurchmesser der Rändelung muss kleiner als der Nabeninnendurchmesser D_{innen} sein, um einen sauberen Schnitt zu gewährleisten. Andernfalls kommt es zu einem starken Anstieg des Gradienten der Fügekraft, die den die soeben geschnittenen Nabenspitzen wieder stumpf gedrückt werden. Dieser Vorgang hat einen Gradientenanstieg als Folge. Der Durchmesser d_{nenn} in Abbildung 56 ist, bei korrekter

³⁵ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

Fertigung der Verzahnung und Bohrungsdurchmesser der Nabe, kleiner als der Nabeninnendurchmesser D_{innen} .

Hypothese:

Ähnlich wie beim Anschnitt verursacht die dünnwandige Nabe eine geringere Flächenpressung auf die Verzahnungsfläche. Es wird erwartet, dass der Schnittkraftgradient bei dünnwandigen Naben kleiner wird.

Messergebnisse:

Der Schnittkraftgradient sinkt mit der Abnahme der Wanddicke des Nabenkörpers. Durch die geringere radiale Steifigkeit nimmt auch die radiale Anpresskraft ab. Bei gleichbleibendem Reibwert sinkt auch die in Achsrichtung wirkende Reibkraft. Hier gilt, dass das Durchmesser Verhältnis nicht in Gleichung 13 zur Berechnung des theoretischen Schnittkraftgradienten das Nabendurchmesser Verhältnis einfließt. In der Realität sieht man in Abbildung 57 sehr wohl einen Einfluss. Deshalb wird in Tabelle 13 ein Korrekturfaktor errechnet. In Literatur 1 ist das Absinken des Schnittkraftgradienten flacher als in Abbildung 57, deswegen ist das Bestimmtheitsmaß in dieser Arbeit auch größer als in Literatur 1.

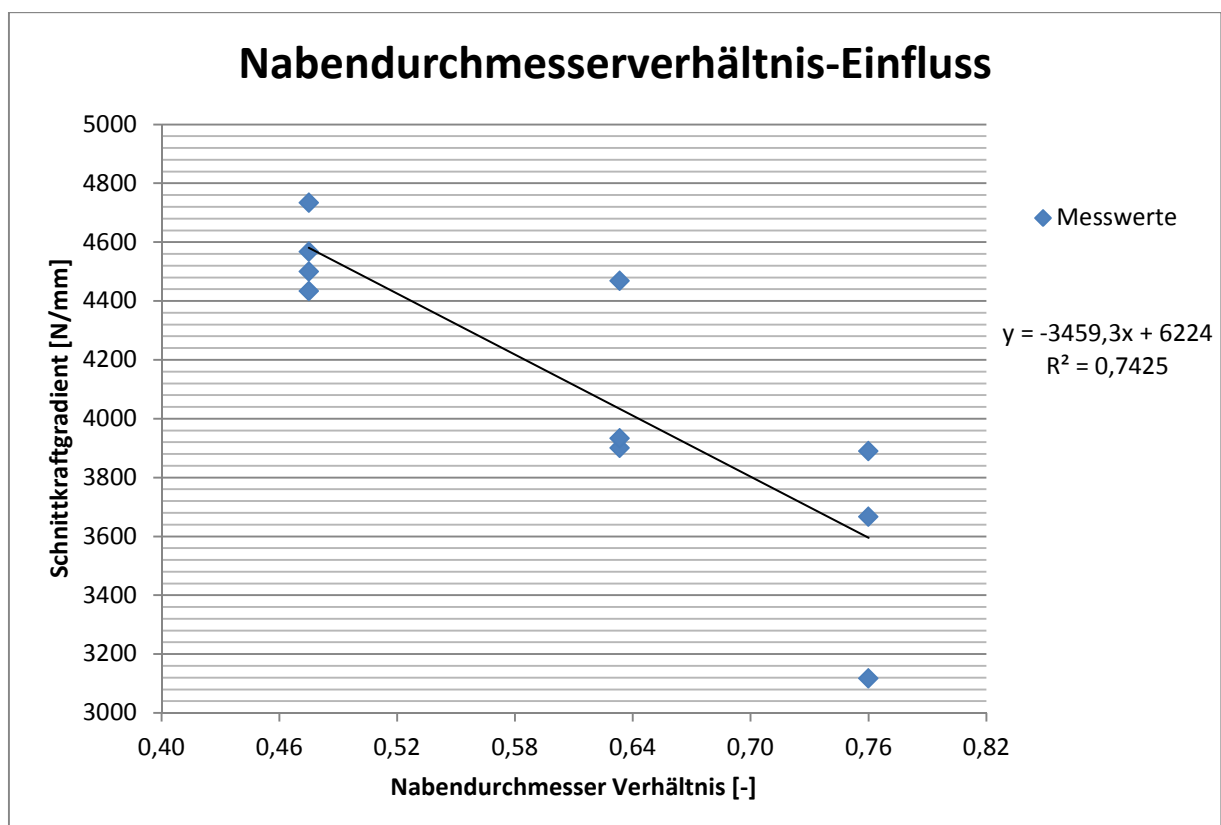


Abbildung 57: Nabendurchmesser Verhältnisabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

Schnittkraftgradient Berechnung				
Nabendurchmesser- verhältnis	Rechenwert	Regression		Korrekturfaktor
		Nabendurchmesser- verhältnisabhängiger Anteil	Nabendurchmesser- verhältnisunabhängiger Anteil	K_Q
0,48	3038	-3459,3	6224	1*
0,63	3038	-3459,3	6224	1,33
0,76	3038	-3459,3	6224	1,18

Tabelle 13: Nabendurchmesser Verhältnis Korrekturfaktor K_Q

3.4.2.5 Nabenwerkstoff

Hypothese:

Auch beim Schnittkraftgradient erwartet man einen Einfluss des E-Moduls auf die Messergebnisse. Geht man von einer gleichmäßigen radialen elastischen Aufweitung der Nabe aus, ergeben sich bei verschiedenen E-Moduln der Werkstoffe verschieden große Flächenpressungen.

Messergebnisse:

Speziell der Schnittkraftgradient hängt stark von der Spannbildung des Nabenwerkstoffes ab.

Fließspan bildende Werkstoffe zeigen dabei einen positiven Schnittkraftgradient. Gegenteilig verhalten sich die Prüfkörper mit Bruchspan bildenden Messingnaben. Der dabei typische Fügevorgang zeigt einen nach erfolgtem Anschnitt bei geringer Reibung tendenziell fallenden Schnittkraftverlauf, was gleichbedeutend mit einem negativen Schnittkraftgradient ist, siehe Abbildung 58. Die kurze Spannbildung wird in Abbildung 59 gezeigt.

Schon in Literatur 1 wird beschrieben:

Auffällig ist dabei die schwankende Schnittkraft, deren Extremwerte mit zunehmender Einpresstiefe sinken. Dies wird durch den unterbrochenen Schneidprozess verursacht. Dabei beginnt bei einer gewissen Kraftschwelle der Schneidvorgang, dieser läuft rasch ab und eilt dem hydraulischen Einpresstempel vor. Dadurch stoppt der Schnitt kurzfristig und beginnt dann erneut. Entsprechend entsteht ein Kurzspan. Dieser einem „Slip-stick-Effekt“ ähnliche Schwingungsvorgang ist auch akustisch bemerkbar – ein der Kraftschwingung entsprechendes Knackgeräusch ist deutlich hörbar.³⁶

³⁶ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

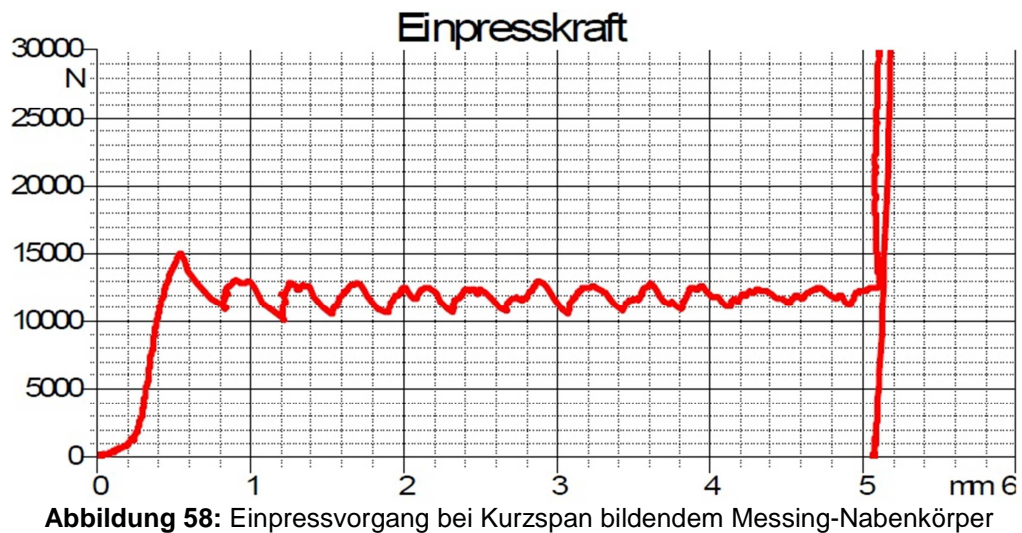


Abbildung 59: Kurzspanbildung von Messing³⁷

Abbildung 60 stellt ähnlich wie in Abbildung 46 werkstoffspezifische Größen der Nabenwerkstoffe gegenüber. Dabei scheinen bei den Aluminiumnaben sowohl die Festigkeit, als auch der E-Modul – dieser bestimmt die radiale Steifigkeit des Nabekörpers und somit die Verzahnungsreibung in Längsrichtung – Einflussgrößen auf den Schnittkraftgradienten zu sein. Bei den 16MnCr5 – Nabekörpern sind im Gegensatz zum Schnittkraftgradient sowohl E-Modul, als auch Festigkeit größer als bei St50-2 aber bei 16MnCr5 ist eher ein Scherspan zu erkennen.

³⁷ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

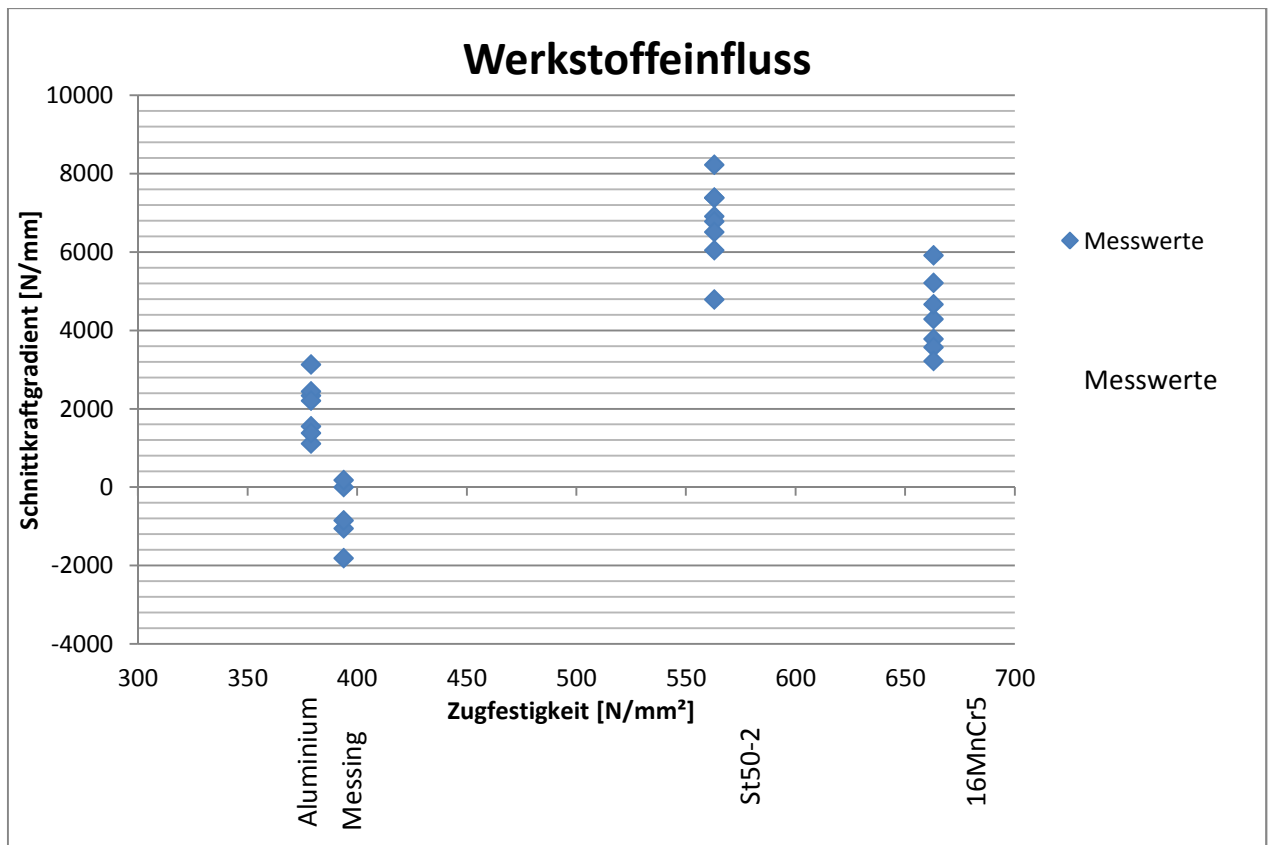


Abbildung 60: Werkstoffabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

Eine mögliche Erklärung des geringeren Schnittkraftgradienten ist die tendenziell sprödere Spanbildung, die eine geringere Spanverformungskraft bewirken würde, siehe Abbildung 60.

Duktile Werkstoffe bilden hingegen zusammenhängende Späne. Diese bilden einen von der Schneidzone radial nach innen laufendem Spanring – siehe Abbildung 61. Dabei wird der Span stark plastifiziert und bewirkt so einen Anstieg im Kraft-Weg-Diagramm.



Abbildung 61: Fließspanbildung, ein zusammenhängender Span.

Obwohl der 16MnCr5 eine höhere Festigkeit und gleichen E-Modul besitzt als St50-2, ist der Schnittkraftgradient kleiner. Eine Erklärung dafür kann sein, dass der 16MnCr5 spröder als der St50-2 ist und somit eine Mischung aus Fließspan und Bruchspan beim Einpressen bildet.

Dabei ist die Spanumformungskraft geringer, und somit auch der Schnittkraftgradient. Ein noch deutlicherer Unterschied der Schnittkraftgradienten ist zwischen Aluminium und Messing zu sehen, obwohl beide Materialien ähnliche Festigkeiten als auch E-Moduln haben. Durch die Bruchspanbildung beim Fügevorgang ist der Schnittkraftgradient ungefähr 0, siehe Abbildung 62.

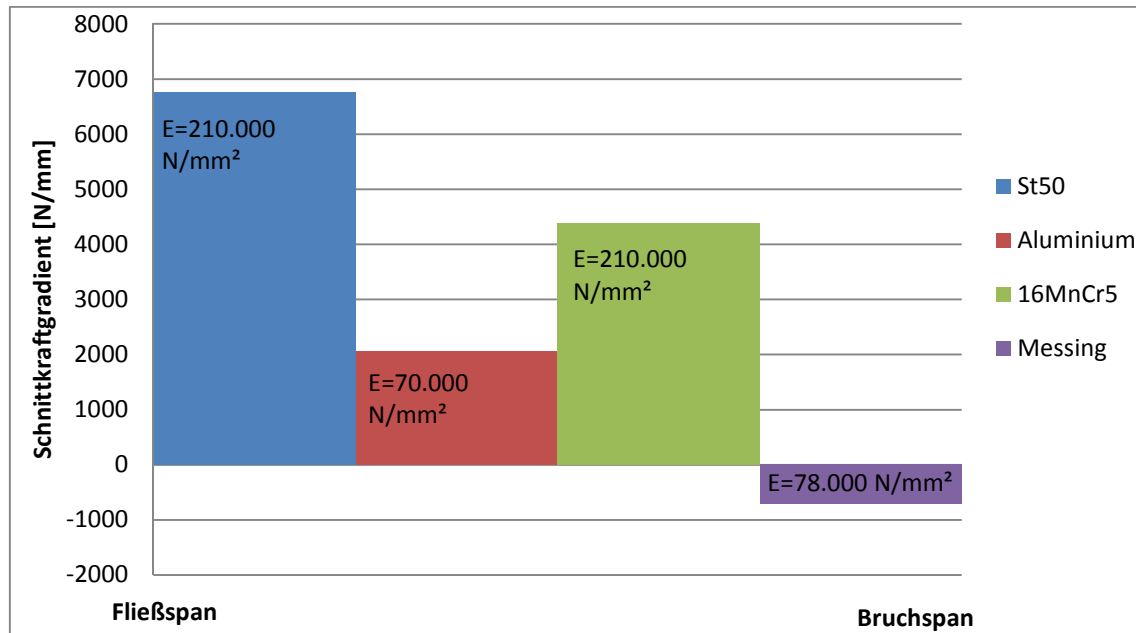


Abbildung 62: Einfluss der Spanbildung und E-Modul auf Schnittkraftgradienten

Die Einflussgrößen für den Schnittkraftgradienten sind einerseits wie bei der Startkraft die Zugfestigkeit und der E-Modul, andererseits die Spanbildung bzw. die Zerspanbarkeit berücksichtigt.

Dabei wurde die Spanform von mir selbst klassifiziert, da es in der Literatur in dieser Verwendung keine Bewertung dafür gibt. Spanform 1 ist gleich bedeutend dem, Spanform Bruchspan 5 ist gleich bedeutend dem Fließspan.

Material	Spanform Z_F
St50-2	5
Aluminium	4
16MnCr5	3
Messing	1

Tabelle 14: Beurteilung der Spanform

Für die Erstellung der Multiplen Regression wurden alle 3 Parameter berücksichtigt. Die Gleichung lautet somit:

$$F = -4116 - 0,833 \cdot R_m + 0,0267 \cdot E + 1146 \cdot Z_F \quad \text{Gl. 15}$$

Dabei stellt sich ein Bestimmtheitsmaß von 0,912 ein.

Werkstoff	Rechenwert	Regression				Korrekturfaktor K_{WII}
		Elastizitätsmodul -abhängiger Anteil	Zugfestigkeit -abhängiger Anteil	Spanform - abhängiger Anteil	Unabhängiger Anteil	
Messing	3038	0,0267	-0,833	1146	-4116	-0,233
Aluminium	3038	0,0267	-0,833	1146	-4116	0,665
St50	3038	0,0267	-0,833	1146	-4116	1*
16MnCr5	3038	0,0267	-0,833	1146	-4116	1,44

Tabelle 15: Parameterabhängigkeiten des Schnittkraftgradienten und erstellter Korrekturfaktor K_{WII}

Tragt man den Schnittkraftgradienten über die Zugfestigkeit der jeweiligen Werkstoffe auf ist ein gleicher Verlauf wie in Abbildung 60 zu sehen. In beiden Untersuchungen ist zu sehen, obwohl der 16MnCr5 eine höhere Zugfestigkeit besitzt, dass der Schnittkraftgradient kleiner ist als jener des S355J2.

3.4.2.6 Konizität der Rändelung

Hypothese:

Bei einer konusförmigen Rändelgestaltung ergibt sich mit dem Einpressweg entsprechend des halben Konuswinkels eine Aufweitung der Nabe. Ein Anstieg des Schnittkraftgradienten ist zu erwarten.

Messergebnisse:

Der Konuswinkel der Rändel beträgt ca. 1° . Durch die konische Form wird die radiale Anpresskraft bzw. die Flächenpressung auf die Verzahnung größer. Der Nachteil beim Einpressen ist, dass durch die radiale Anpresskraft auch die axiale Einpresskraft steigt. Unter der Annahme, dass der Reibwert durch die Oberflächenglättung nicht stark sinkt, da die Rauigkeitsspitzen nur elastisch und lokal plastisch verformt werden. Durch diese Abweichung der Kontur kommt es zu einem gleichmäßigen Tragen.

Aus Abbildung 63 ist ein größerer Schnittkraftgradient der konischen gegenüber der zylindrischen Rändelform ersichtlich. Erstellt man jeweils ein arithmetisches Mittelwert für beide Rändelausführungen, so ergibt sich ein Anstieg des Schnittkraftgradienten um 20% der konischen gegenüber der zylindrischen Ausführung. Dies deckt sich mit Literatur [1].

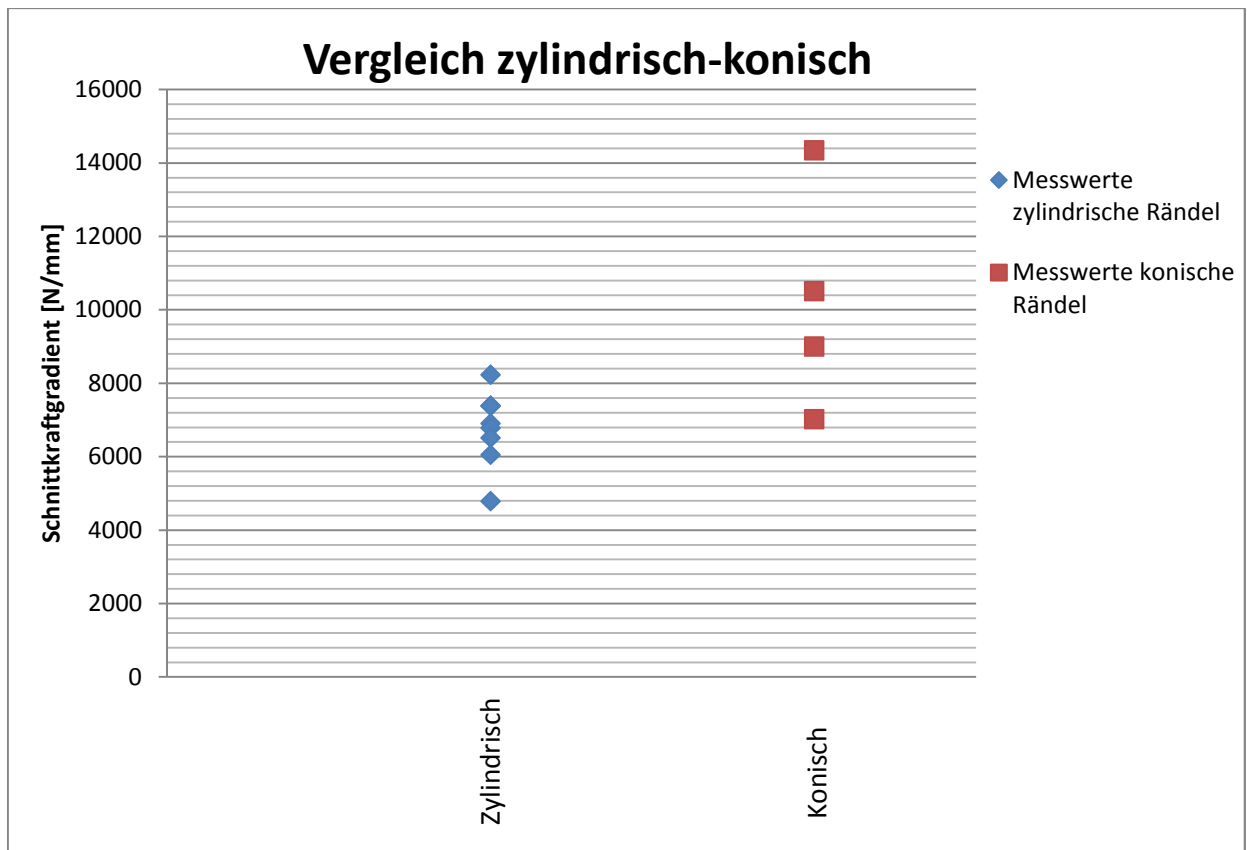


Abbildung 63: Konizitätsabhängigkeit des Schnittkraftgradienten

3.4.2.7 Spankammer- und Führungzapfeneinfluss

Hypothese:

Vergleicht man die Standardprüfkörper mit dem Prüfkörper ohne Führungzapfen so sollte der Schnittgradient des Prüfkörpers ohne Führung flacher sein. Einerseits sollte die Spanumformungskraft kleiner sein, zusätzlich ist die Reibung zwischen Führungzapfen und Bohrung nicht vorhanden.

Durch die Vergrößerung der Spankammer sollte die Spanumformungskraft geringer werden und somit der Schnittkraftgradient flacher.

Schnittkraftgradient:

In Abbildung 64 wird nicht bestätigt, dass es bei einer Rändelteilung von 1 zu einem ungünstigen Verhältnis von Spanbildung zu Spanraum kommt. Der Schnittkraftgradient der Rändelungen ohne Führungzapfen ist größer als der mit Führung. Dies weist eher auf ein Verkanten der Verzahnung hin. Einen Einfluss der vergrößerten Spankammer auf den Schnittkraftgradienten ist aus Abbildung 64 ersichtlich. Der Schnittkraftgradient der Prüfkörper mit vergrößerter Spankammer ist flacher als jener bei kleinerer Spankammer. Dies weist darauf hin, dass die Spanumformung einen beträchtlichen Anteil des Schnittkraftgradienten ausmacht, ungefähr 50%.

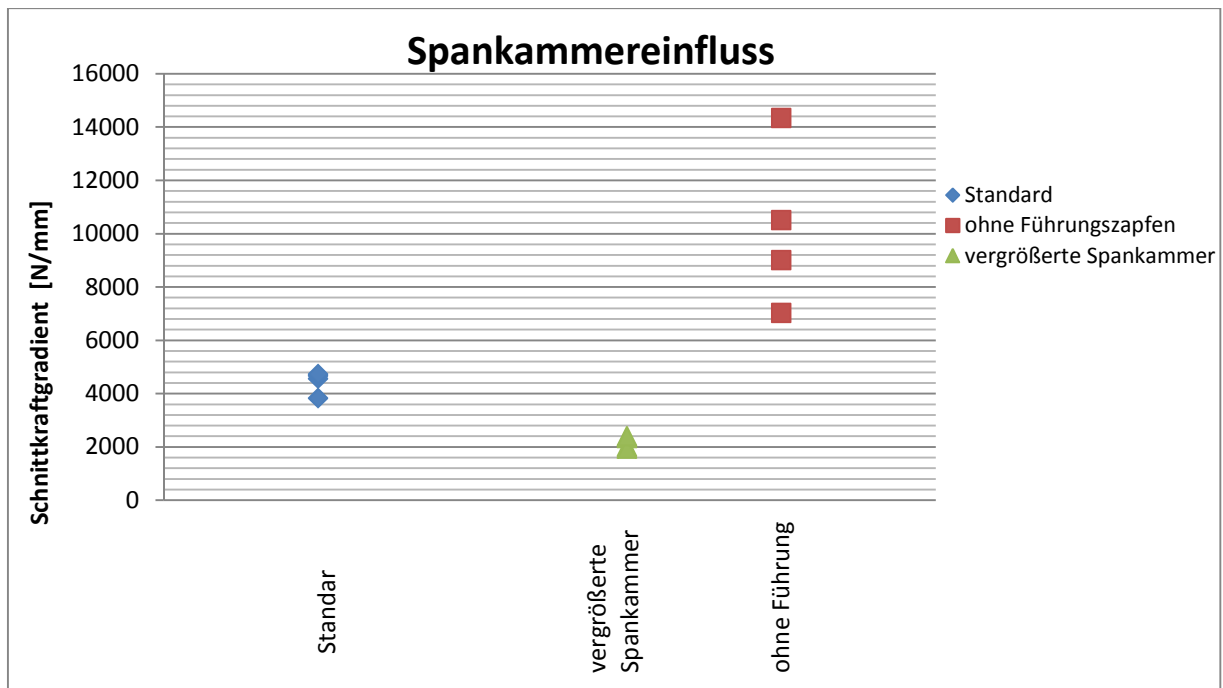


Abbildung 64: Spankammereinfluss auf Schnittkraftgradienten

Nach Literatur 1 ist wie folgt beschrieben:

Anders als bei üblichen Verfahren der spanenden Bearbeitung kann beim Fügen der Rändelverbindung der entstehende Span nicht frei abfließen. Zwar ist ein Spanraum mit entsprechender Geometrie zur Ableitung und Aufnahme des Spans vorgesehen, wird die Welle jedoch als Schneideteil ausgeführt – so wie die Prüfkörper, die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt wurden – erfolgt die Spanabfuhr radial nach innen. Dies kann zu einer Behinderung des Spanabflusses, bzw. im Falle einer Fließspanbildung zu einer gegenseitigen Abstützung der Späne führen. Daraus ergibt sich eine Erhöhung der Fügekraft.³⁸

Wie in Abbildung 65 deutlich zu sehen entsteht beim Einpressvorgang eine Spanumlenkung.

³⁸ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

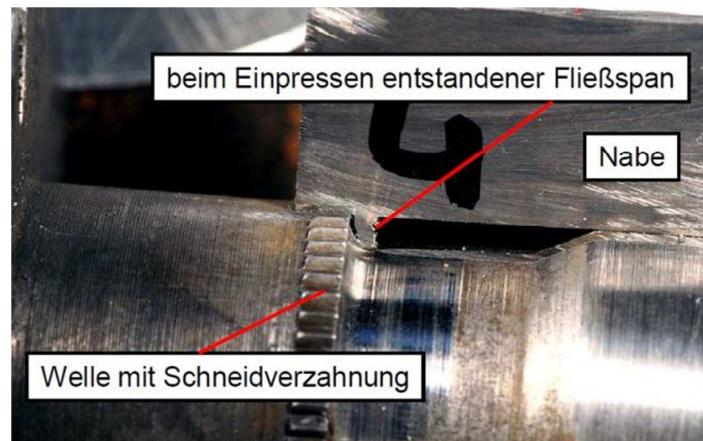


Abbildung 65: Spanumformung

3.4.3 Zusammenfassung der Messergebnisse

Die Ergebnisse der Parametervariation unterscheiden sich kaum zur Literatur 1. Somit werden die Anfangsstudien von der Literatur 1 bestätigt.

Einziger Unterschied ist, dass in dieser Arbeit der Schnittkraftgradient durchmesserabhängig ist. In Literatur 1 ist er unabhängig.

Weiters wurde die Einpresskraft deutlich reduziert durch die Fertigung der Rändel mittels der CNC-Drehmaschine. Wichtiges Ergebnis bei den Stichversuchen war der um 50% geringeren Schnittkraftgradienten bei Vergrößerung der Spankammer. Somit wurde gezeigt, dass die Spanumformkraft einen beträchtlichen Anteil des Schnittkraftgradienten ausmacht.

3.5 Analytisch-numerisches Modell zur Beschreibung der Einpresskräfte

Unter Berücksichtigung aller Korrekturfaktoren ergibt sich die Berechnung der Startkraft und des Schnittkraftgradienten:

$$F_{Start} = A_{real} \cdot k_c \cdot k_{\emptyset I} \cdot k_T \cdot k_{WI} \quad \text{Gl. 16}$$

Die Einflussgrößen beim Anschnitt sind Teilung, Rändeldurchmesser, Nabendurchmesserverhältnis und Werkstoff. Dabei ist der Index $_I$ bei Werkstoff und Nabendurchmesserverhältnis zusätzlich versehen, da auch der Schnittkraftgradient von denselben Parametern abhängig ist.

$$F_{Gradient} = p \cdot A_{Proj} \cdot \mu \cdot k_L \cdot k_Q \cdot k_{WII} \cdot k_{\emptyset II} \quad \text{Gl. 17}$$

Der Schnittkraftgradient ist von Rändellänge, Nabendurchmesserverhältnis und Werkstoff abhängig. Um die Reib- und Spanumformungskraft zu erhalten multipliziert man den Schnittkraftgradient mit der Einpresslänge:

$$F_{Reib+Span} = F_{Gradient} \cdot l = p \cdot A_{Proj} \cdot \mu \cdot k_L \cdot k_Q \cdot k_{WII} \cdot k_{\emptyset II} \cdot l \quad \text{Gl. 18}$$

Um nun die Einpresskraft zu errechnen, addiert man die Reib- und Spanumformungskraft mit der Startkraft und kommt zu Gleichung 19:

$$\begin{aligned}
 F_{Ein} &= F_{Start} + F_{Reib+Span} \\
 &= A_{real} \cdot k_c \cdot k_{\emptyset I} \cdot k_T \cdot k_{WI} + p \cdot A_{Proj} \cdot \mu \cdot k_L \cdot k_Q \cdot k_{WII} \cdot k_{\emptyset II} \cdot l
 \end{aligned}$$

Gl. 19

Ein Vergleich Rechnung – Messung zeigt die Güte der durch Regression der Messergebnisse ermittelten Gleichungen. Dabei wurden die Messergebnisse von 42 Prüfkörpern den Rechenergebnissen gegenübergestellt.

In Bezug auf die Startkraft ergibt die Rechnung eine durchschnittliche Abweichung von 11,4% gegenüber den Messergebnissen. Zwischen theoretischen Schnittkraftgradient und Messergebnissen ergibt sich eine höhere mittlere Abweichung von 21%.

Eine deutliche geringere mittlere Abweichung ergibt sich zwischen berechneter und gemessener Gesamtfügekraft, sie beträgt 10%.

Eine Erklärung dafür ist, dass es schwierig ist, einen Übergangspunkt von Anschnitt zu Vollschnitt zu definieren. Deswegen ergeben sich größere Teilabweichungen als Gesamtabweichungen beim Einpressvorgang.

3.6 Vergleich Einpresskräfte der Rändelverbindung und Längspressverbänden

In diesem Kapitel werden der Längspressverband und die Rändelverbindung beim Einpressvorgang verglichen. Dabei wird die nötige Rändellänge bei vorgegebenen Durchmessern wie in Literatur 1 bestimmt:

In Abbildung 66 wird für eine Rändelverbindung verschiedene Durchmessern die nötige Verbindungslänge und das übertragbare Torsionsmoment bei konstanter Sicherheit der Welle gegen Dauerbruch von 1,4 dargestellt. Das Verhältnis der Verbindungslänge zum Nenndurchmesser bewegt sich im Bereich von 0,2. Dies zeigt das hohe Übertragungspotential der Rändelverbindung. Weiters bietet dies eine Faustformel zur Abschätzung der maximal sinnvollen Rändellänge. Da die Übertragungsfähigkeit einer Welle etwa mit der dritten Potenz des Durchmessers steigt, jene der Rändelverbindung etwa mit dem Quadrat, muss die Rändellänge mit dem Durchmesser steigen, um eine dem Wellendurchmesser entsprechende Übertragungsfähigkeit zu gewährleisten. Dies entspricht also einem konstanten Rändellängen/Wellendurchmesser Verhältnis. Überschreitet bei der Wellen-Nabenwerkstoffkombination dieses Beispiels die Rändellänge das Längen-/Durchmesser Verhältnis von 0,25, wird das Versagen der Welle auf Dauerbruch der limitierende Belastungsfaktor sein. Bei geringeren Rändellängen wird die Rändelverzahnung der Welle versagen.³⁹

³⁹ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

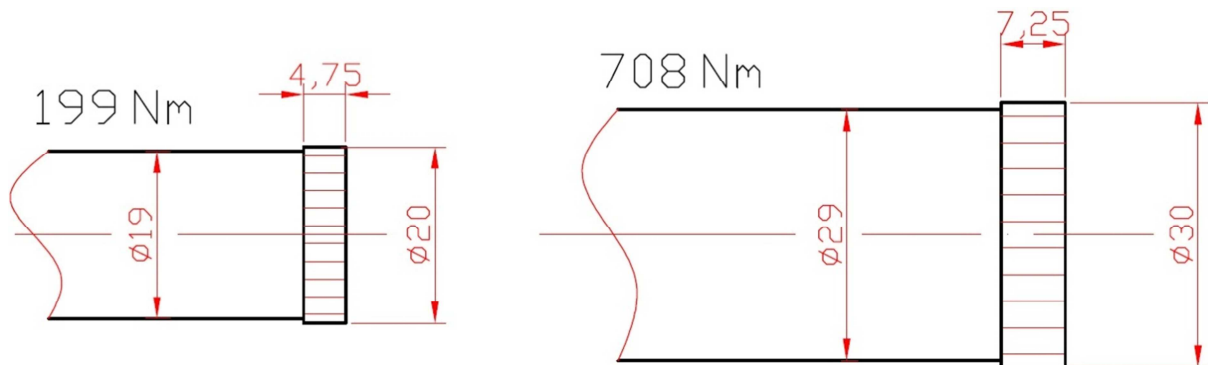


Abbildung 66: Größenvergleich – nötige Rändellängen und übertragbares Torsionsmoment bei verschiedenen Wellendurchmessern mit jeweils gleicher Sicherheit gegen Dauerbruch der Wellen. Etwa konstantes Längen/Durchmesserverhältnis ($l/d \sim 0,25$)³⁸

In der folgenden Abbildung 67 wird aus dem vorgegeben übertragbaren Drehmoment der Rändelverbindung die nötige Pressverbandbreite berechnet und abgebildet. Dabei wird bei gleichem Durchmesser mittels der Pressverbandberechnung nach DIN 7190 die Pressverbandbreite berechnet.

Deutlich zu erkennen ist die kürzere Verbindungslänge bei der Rändelverbindung. Der nichtlineare Anstieg der Pressverbandbreite bezogen auf den Durchmesser hängt mit den unterschiedlich auszuwählenden Toleranzen zusammen. Zusätzlich werden die Toleranzfelder bei zunehmendem Durchmesser größer. Die Rändellänge steigt hingegen linear mit dem Durchmesser.

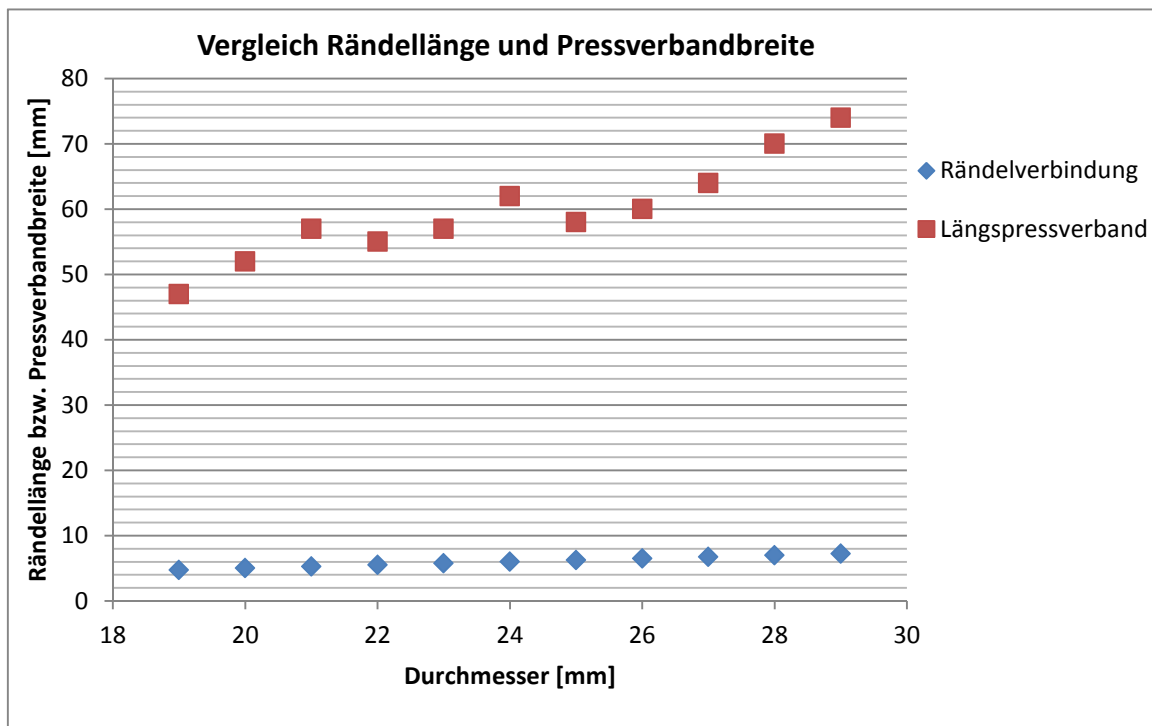


Abbildung 67: Vergleich der nötigen Einpresslänge zwischen Rändelverbindung und Längspressverband

Aus den errechneten, nötigen Einpresslängen kann man nun die erforderliche Einpresskraft berechnen. Auffallend ist der flachere Gradient bei der Rändelverbindung. Mit steigendem Durchmesser wird die benötigte Einpresskraftdifferenz zwischen Rändelverbindung und

Längspressverband größer. Ein Grund für die größere Einpresskraft beim Längspressverband ist die nötige längere Verbindungslänge.

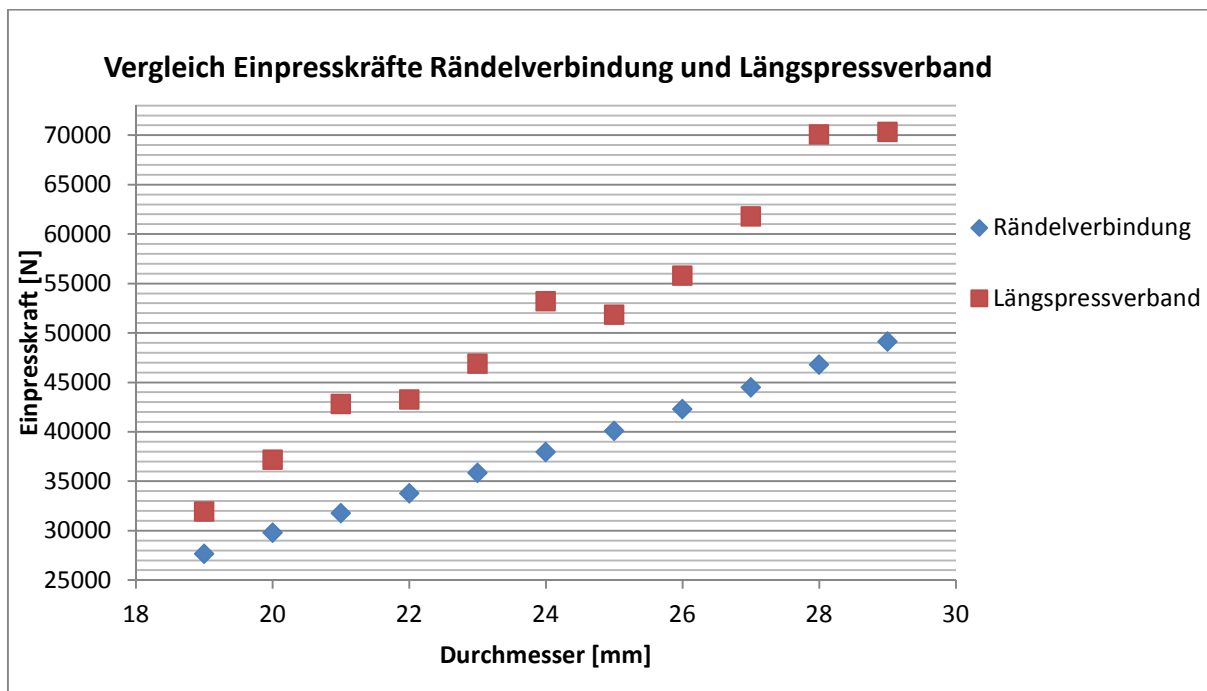


Abbildung 68: Vergleich Fügekraft zwischen Rändelverbindung und Längspressverband

Ein wesentlicher Nachteil der Rändelverbindung gegenüber dem Längspressverband ist die axiale Sicherung. Die benötigte Einpresskraft wird größtenteils zum Schneiden der Gegenverzahnung und der Spanumlenkung verwendet. Wie in Abbildung 69 ersichtlich, liegt die axiale Reibungskraft gegen das Auspressen bei 5000N. Die Differenz zwischen Einpress- und Auspressverlauf ist die nötige Kraft zum Schneiden der einzelnen Rändelzähne und Spanumlenkung. Beim Längspressverband ist die axiale Sicherheit abhängig wie viel von möglichem Drehmoment genutzt wird. Ein Beispiel dazu, wird 0% vom möglichen Drehmoment genutzt so ist die axiale Sicherheit am größten. Je mehr Drehmoment genutzt wird, desto kleiner wird die vorhandene axiale Sicherheit. Im extremen Fall bei einer relativen Bewegung zwischen Welle und Nabe ist die in der Theorie noch vorhandene axiale Sicherheit gleich 0.

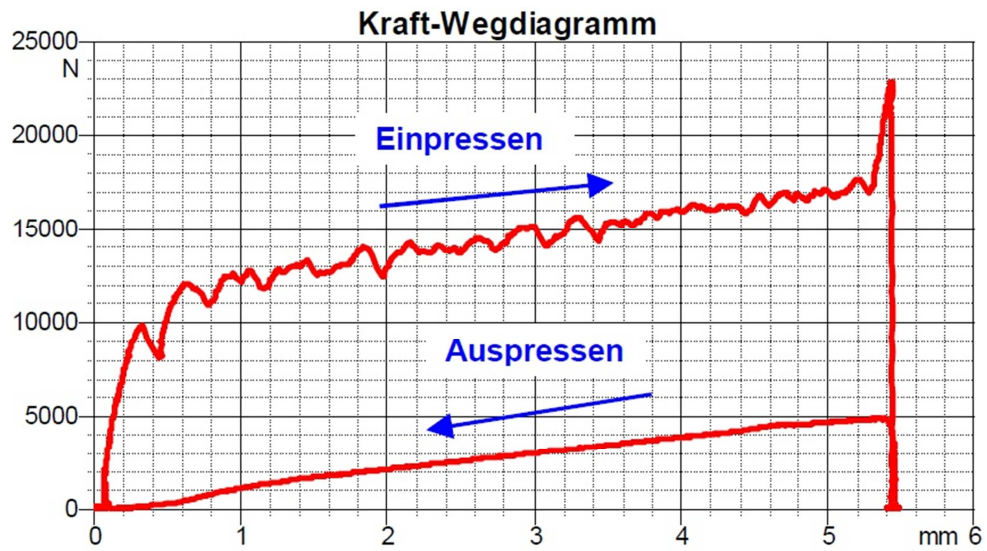


Abbildung 69: Ein-Auspressversuch (Prüfkörper 214, Nabe CuZn39Pb)

4 Torsion

In diesem Kapitel werden weiterführende dynamische Torsionsversuche untersucht um die Ergebnisse aus der Literatur 1 zu ergänzen.

Dabei wurde die gleiche Rändelverzahnung verwendet mit Rändelteilung 1 mm, Rändellänge 3 mm und Rändelkonus $1,5^\circ$. Durch die konische Kontur ergibt sich beim Fügen eine hohe Flächenpressung. Diese ebnet Rauigkeitsspitzen elastisch und lokal plastisch ein. Dadurch kommen auch Abweichungen der Kontur in Längsrichtung weniger stark zum Tragen. Beides führt zu einem gleichmäßigen Tragen und verbessert das Übertragungsverhalten der Welle-Nabe-Verbindung.

Die Prüfkörper wurden mit dem Prüfstand, wie in Abbildung 70 mit einem Wechseldrehmoment beaufschlagt. Dabei stellt sich eine sinusförmige Schwingung ein, deren Amplitude abhängig von Position und Drehzahl der Unwuchtmotoren ist.

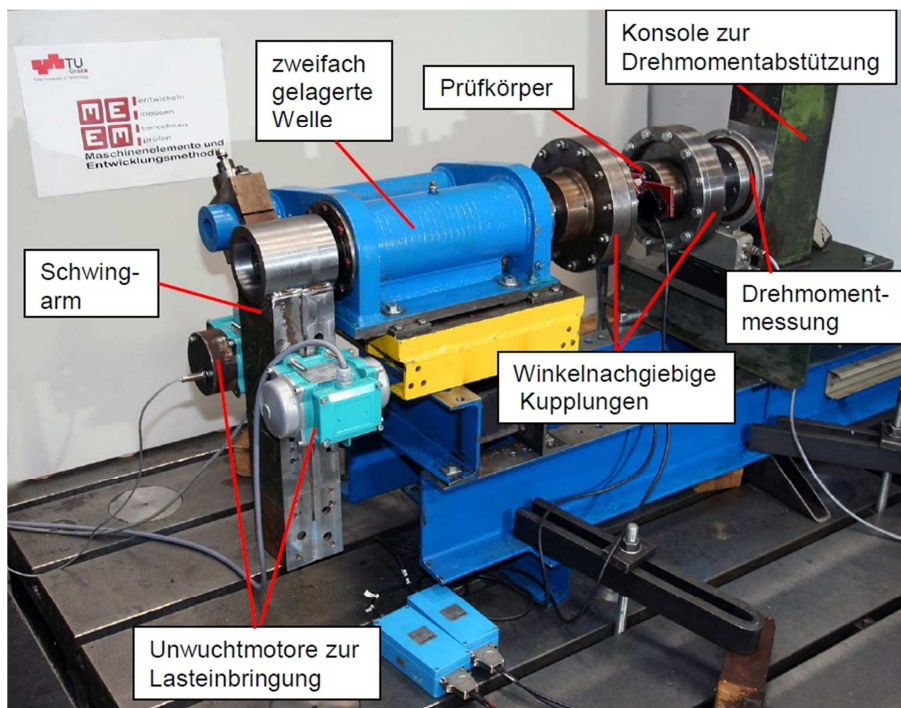


Abbildung 70: Torsionsprüfstand⁴⁰

Der Betrieb des Prüfstands erfolgt im aufsteigenden Bereich der Verstärkungsfunktion, je nach Belastung zwischen ca. 15 und 17 Hz. Die daraus resultierende Belastung entspricht einer Verstärkung, also das Verhältnis zwischen Erregermoment und dem dadurch hervorgerufenem Lastmoment, im Bereich von 2 bis 3,4.

Der Versuch wurde bei starkem Anstieg des Torsionsmoments abgebrochen. Dies könnte darauf hinweisen, dass sich die Torsionssteifigkeit der Welle-Nabe-Verbindung verringert, siehe Abbildung 72. Durch die Verringerung der Verdrehsteifigkeit verringert sich auch die Eigenfrequenz des Prüfkörpers. Nachdem die Erregerfrequenz von den beiden Unwuchtmotoren konstant bleibt, steigt das Drehmoment an, siehe Abbildung 41.

⁴⁰ BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009

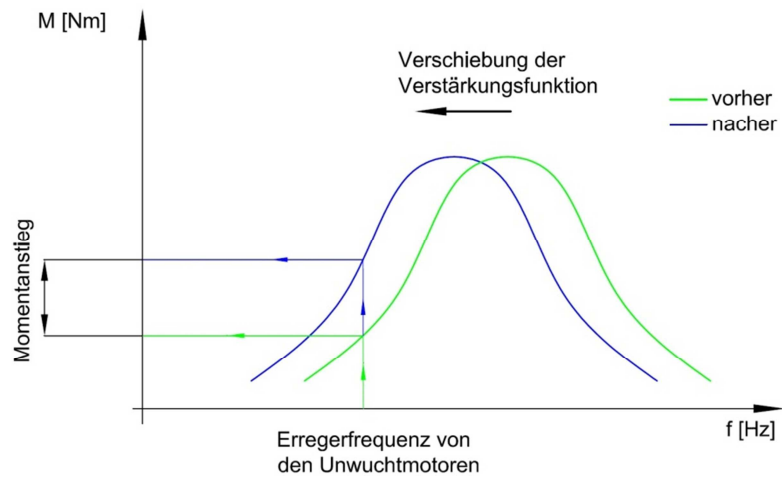


Abbildung 71: Verstärkungsfunktion

Trat keine Veränderung des Drehmoments auf, wurde der Versuch bei Überschreiten der gewünschten Lastspielzahl (über $2 \cdot 10^6$ Lastwechsel) abgebrochen, der Nachweis einer langzeitfest ertragbaren Belastung wird in diesem Fall angenommen.

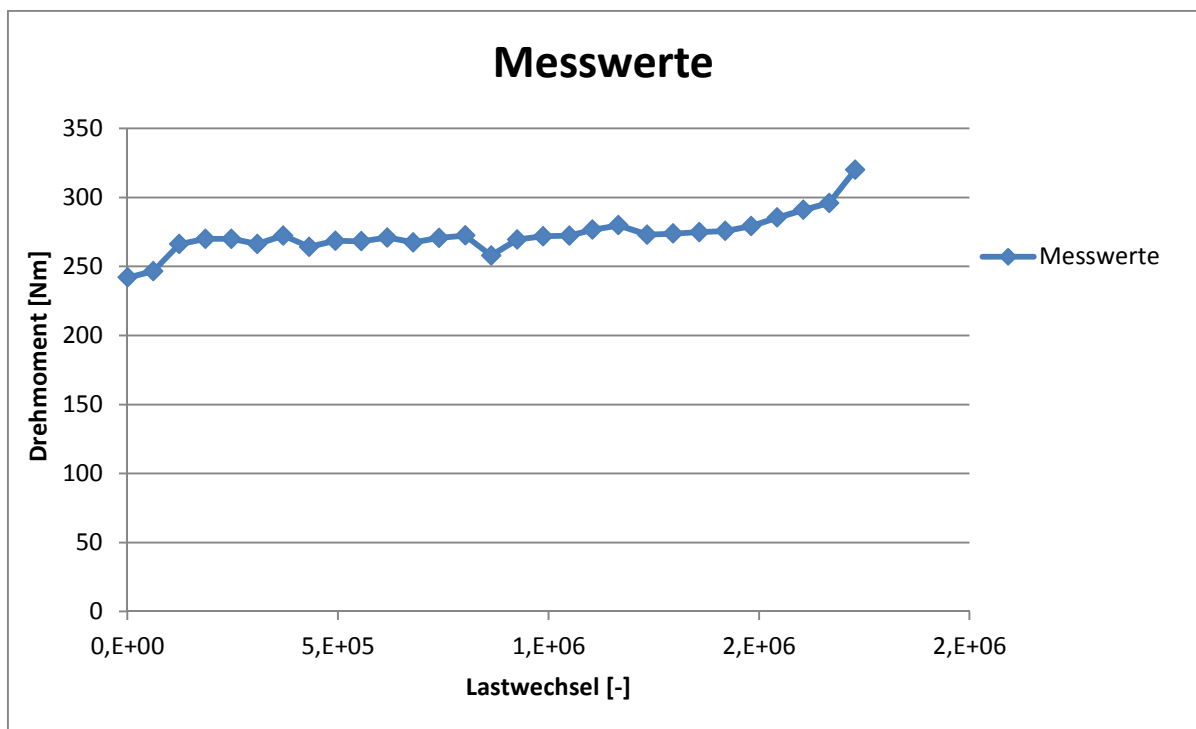


Abbildung 72: Drehmomentenverlauf über Lastwechsel des Prüfkörpers 144

4.1 Messequipment

Drehmomentmessung:

Drehmomentaufnehmer HBM T10F
Seriennummer: 01233033
Messbereich: -500 Nm bis 500 Nm
Genauigkeitsklasse: 0,1

Wegmessung (Verdrehung und Aufweitung):

Laser-Triangulationssensoren Waycon LAM-2
Seriennummern: 0104-115 (Master)
0104-116 (Slave)
Messbereich 2 mm (23...25 mm)
Auflösung 0,5 μm
Linearitätsfehler: +/- 6 μm
Strahlform: Punktlaser, Durchmesser 0,2 mm

Messverstärker:

HBM Spider8
Seriennummer F03589
Softwareversion P32
Genauigkeitsklasse: 0,1

Messsoftware:

AMS Beam Spider, V3.12c33 Win32

4.2 Dynamische Versuche , Wöhlerlinie und Streuung⁴¹

Wie schon in der Literatur [41] beschrieben ist die Erstellung einer Wöhlerlinie für ein Bauteil nicht trivial. Einen wesentlichen Einfluss hat die fertigungsbedingte Streuung der Bauteilgestalt. Zusätzlich kommen noch die Werkstoff- und Oberflächeneinflüsse hinzu.

So ist auch bei diesen Versuchen eine große Streubreite zu erwarten.

In Abbildung 73 ist die Lebensdauerstreuung eines Bauteiles dargestellt. Dabei ist $P_{\bar{u}}$ die Überlebenswahrscheinlichkeit, k der Neigungsexponent der Wöhlerlinie und T_N Streuspanne.

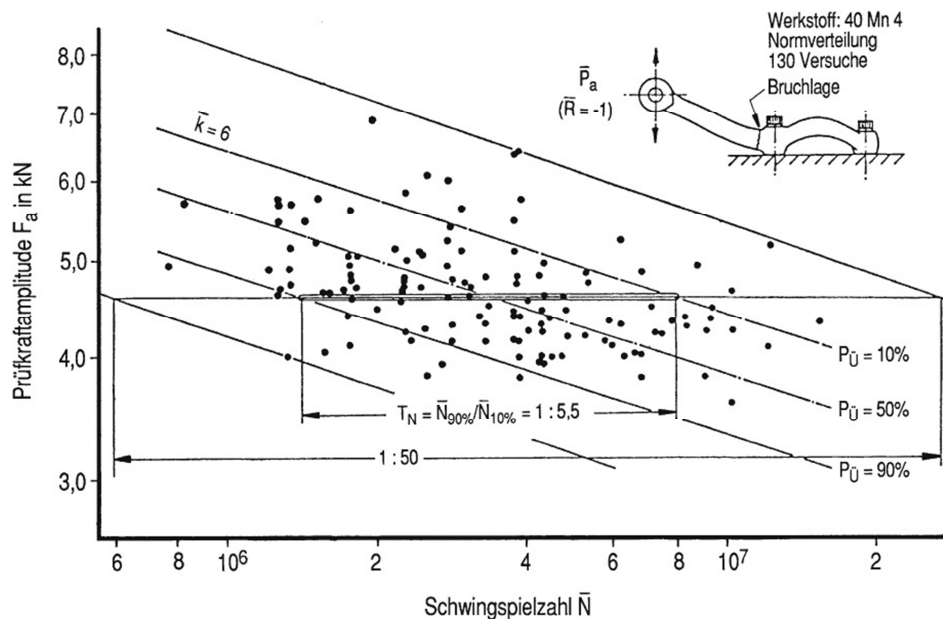


Abbildung 73: Lebensdauerstreuung eines Bauteils

Um eine Bauteilwöhlerlinie zu bekommen aus der Abbildung 74 sind noch mehr Versuche für den zeitfesten Bereich durchzuführen.

Um eine statistische Belegung der Zeitfestigkeitslinie zu bekommen hat sich laut Literatur 41 das Gauß'sche Wahrscheinlichkeitsnetz bewährt.

⁴¹ HAIBACH, Erwin : Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2006

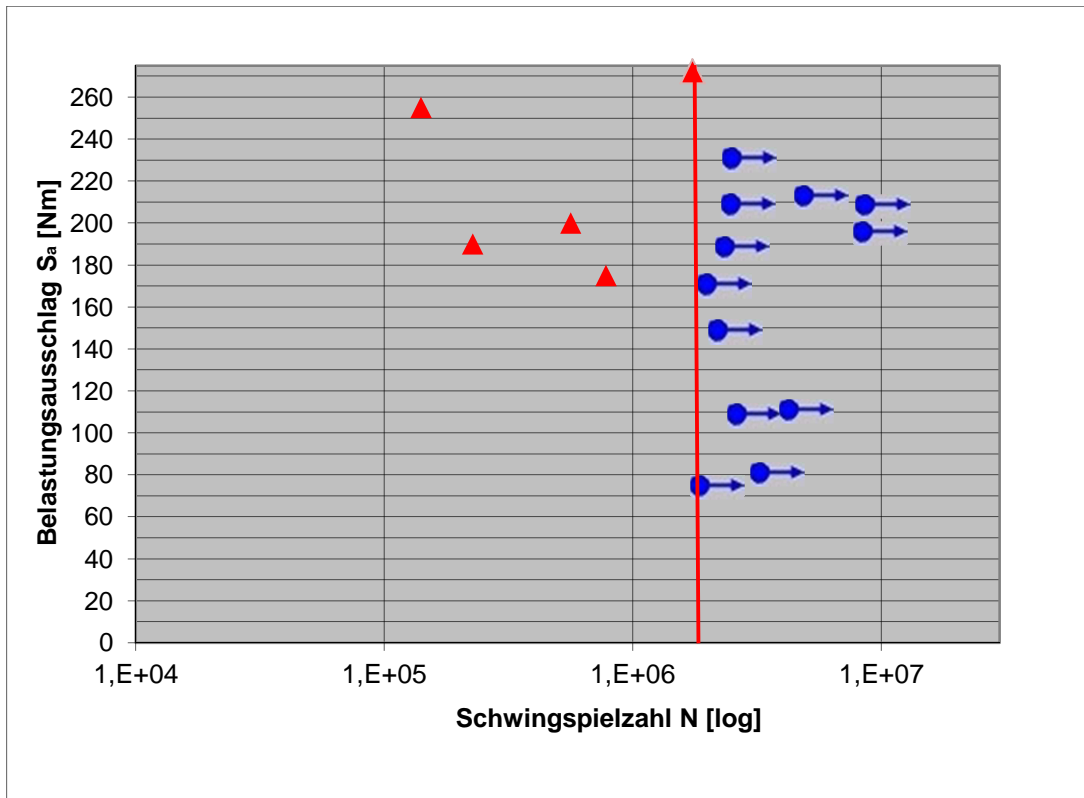


Abbildung 74: Bauteilstreuung der Rändelverbindung

5 Biegung

In dieser Arbeit werden keine Prüfstandsversuche mit Umlaufbiegung durchgeführt, da der zusätzliche zeitliche Aufwand beträchtlich wäre. Es wurde für diese Untersuchungen jedoch ein Prüfstand konstruiert und gefertigt, siehe Abbildung 75.

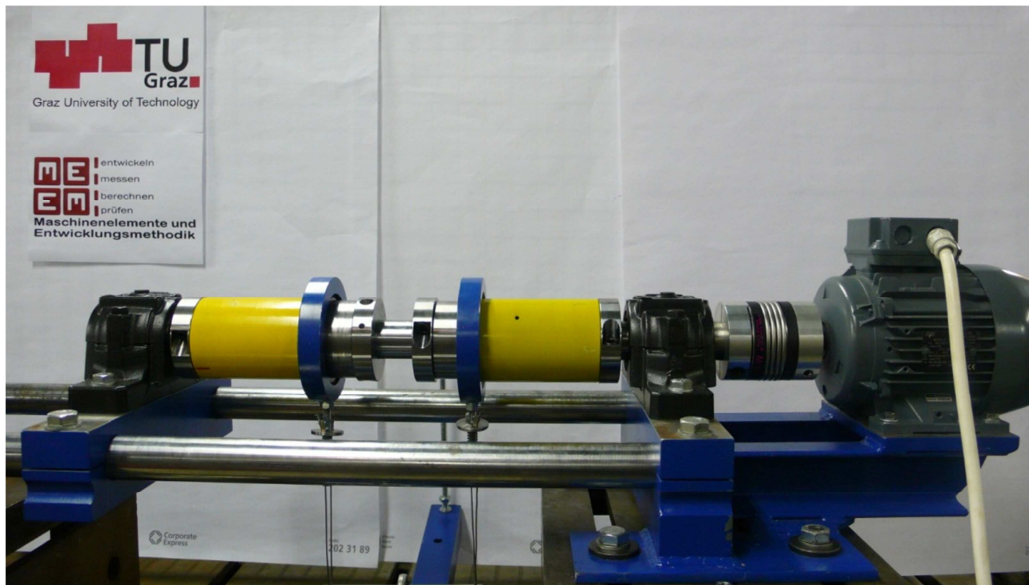


Abbildung 75: Umlaufbiegeprüfstand

In Kapitel 5.2 werden der Prüfaufbau und das Konzept beschrieben. In Kapitel 5.1 werden bestehende Konzepte untersucht und mögliche Ausführungen aufgeführt.

Das Verhalten der Rändelverbindung auf Umlaufbiegung ist ein interessanter Forschungsbereich der noch untersucht werden sollte. Dabei sollte eine Parametervariation wie in Literatur 1 und in dieser Arbeit vorgenommen werden. Um die Einflüsse zu untersuchen und ein analytisches Modell zu erstellen, wie das Einpressmodell in Kapitel 3 erstellt wurde. Im folgenden Kapitel 5.1 werden mögliche geometrische Rändelausführungen aufgelistet, welche voraussichtlich ein besseres Übertragungsverhalten der Rändelverbindung bei Umlaufbiegung haben.

5.1 Geometrische Ausführungen der Verbindung

Folgend eine kurze Beschreibung der wichtigsten Ausführungen von schon bestehenden Patenten, die eine Verbindung zweier Bauteile mittels Rändelung behandeln. Die skizzierten Verzahnungsausführungen sind dabei nicht wie in dieser Arbeit ausgeführt nachgebildet z.B. die Schneidkante. Bei allen Ausführungen ist zu bedenken, dass es durch Relativbewegung zu Passungsrost und Reibdauerbruch kommen kann.

- **Momentenabstützung mit längerer Zentrierungsführung**

Europäische Patentmeldung EP1281884A2

Titel: Baureihe von Wellen und Verfahren zur Fertigung

Erfinder: Uwe Häcker

Inhaber: SEW-EURODRIVE GmbH

Anmeldetag: 04.06.2002

Bei dieser Ausführung der Rändelverbindung wird durch die länger ausgeführte Führungszentrierung der Hebelarm des Kräftepaars größer. Somit liegen der Punkt A und B weiter auseinander und die Kräfte in A und B sind geringer. Die Punktberührung der Kräfte ist eine Vereinfachungen die vorgenommen wurde um die Kräftesituation zu vereinfachen. In der Realität wird es zu einer Linienberührung kommen, da die verwendeten Werkstoffe bei der Belastung leicht nachgeben.

Die Berührung in Punkt A auf die Verzahnung hat wahrscheinlich einen negativen Effekt für das Übertragungsverhalten der Rändelverbindung durch eine zusätzliche Belastung.

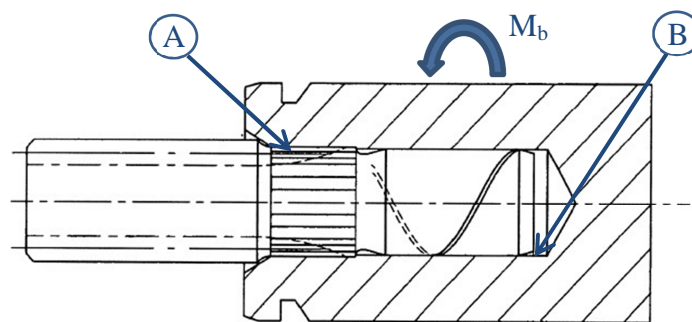


Abbildung 76: Momentenabstützung mit längerer Zentrierungsführung

- **Momentenabstützung durch stirnseitiges Anliegen**

Offenlegungsschrift DE4134552A1

Titel: Ritzel-Befestigung bei insbesondere Planetengetrieben

Erfinder: Bernhard Orłowski

Inhaber: Bernhard Orłowski

Anmeldetag: 20.10.1991

In Abbildung 77 stützt sich das Moment einerseits über die Zentrierung (B) ab andererseits über den stirnseitigen (A) Kontakt der Verbindung. Vorteil hier gegenüber der vorherigen Ausführung ist, dass die Kräfte sich nicht an der Rändelverzahnung abstützen. In Abbildung 77 ist die Kraft in Kontaktpunkt A nicht normal sondern parallel zur Drehachsrichtung, das führt bei zu großer Belastung zur axialen Auspressung der Verbindung.

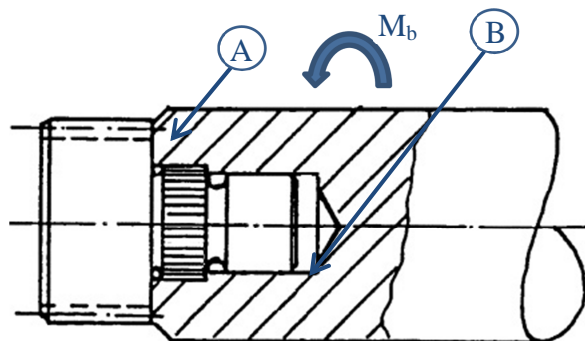


Abbildung 77: Momentenabstüzung mit Hilfe stirnseitigen Anliegen

• Rändelverzahnung mit zwei verschiedenen Durchmessern

Offenlegungsschrift DE3732223A1, C2

Titel: Presspassungsaufbau für eine Rotorwelle

Erfinder: Iio, Masahiro, Saitama

Inhaber: Diesel Kiki Co., Ltd., Tokio JP

Anmeldetag: 24.09.87

Der Vorteil der Rändelverbindung mit zwei verschiedenen Verzahnungsdurchmessern gegenüber der Rändelverbindung mit langer Zentrierungsausführung ist jener, dass die "Rändel 2" könnte überwiegend reine Torsionsbelastung haben und keine Querbelastung, wenn die Zentrierungsführung eine Kraft des Kräftepaars aufnehmen kann. Die in Abbildung 78 gezeigte Nabe stützt sich aber nur über die beiden Rändelungen ab. "Rändel 1" wird zusätzlich zu Torsion auch mit Querbelastung beaufschlagt. Ein weiterer Nachteil ist der Anstieg der Einpresskraft durch der verschiedenen Durchmesser der Rändel.

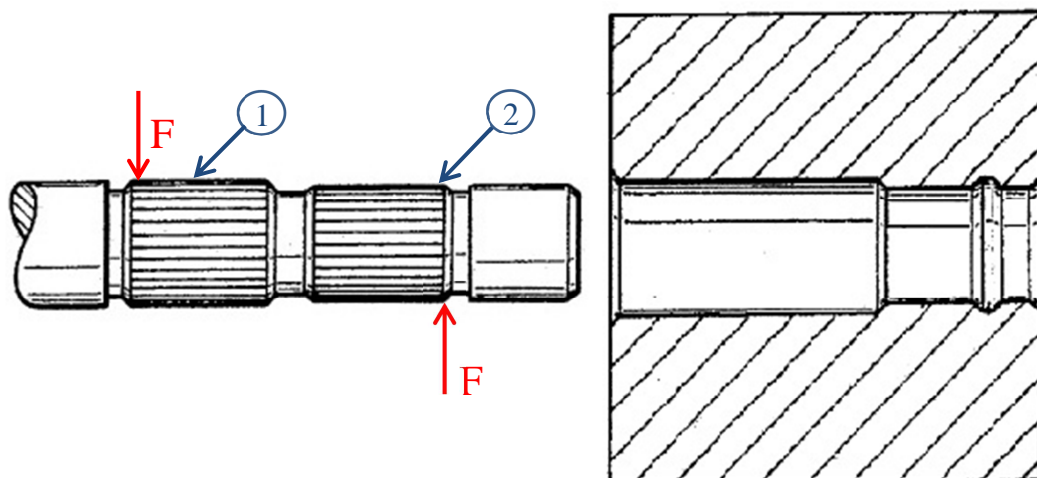


Abbildung 78: Rändelverbindung mit 2 unterschiedlich großen Rändeln

- **Momentenabstützung über zwei Zentrierführungen**

Europäische Patentmeldung 0661474A1

Titel: Wellenbefestigung

Erfinder: Manfred Wittenstein

Inhaber: Alpha Getreidebau GmbH

Anmeldetag: 24.09.94

In Abbildung 79 besteht die Rändelausführung aus zwei Zentrierstufen (A, C) und einer Rändelverzahnung (B). Dabei ist die Aufgabe der beiden Zentrierstufen die Übertragung der Umlaufbiegung. Die vorwiegende Aufgabe der Rändel ist die Übertragung des Drehmoments. Somit weist diese Ausführung gute Voraussetzung zur Übertragung von Drehmoment und Biegemoment. Ein Nachteil dieser Verbindung ist die entstehende Doppelpassung. Bei Fertigungsungenauigkeiten kann die Doppelpassung eine negative Auswirkung auf die Rändelverzahnung haben.

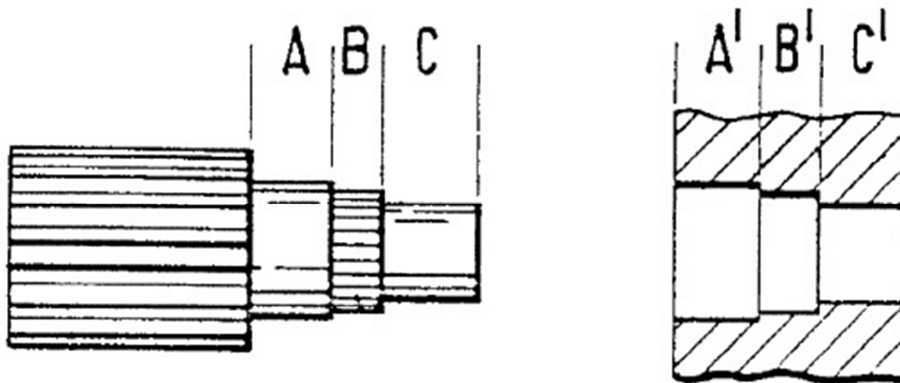


Abbildung 79: Momentenabstützung über zwei Zentrierführungen

- **Unterbrochene Rändelverzahnung**

Nach dem Fertigen einer langen Rändelung wird die Verzahnung noch nachbearbeitet. Wie in Abbildung 80 ersichtlich, wird die Verzahnung noch in der Mitte abgedreht, um beim Einpressen kleinere Kräfte zu erhalten. Ein Vorteil gegenüber der Verzahnung mit zwei verschiedenen Durchmessern ist, dass durch die in einem gefertigte Verzahnung die Gegenverzahnung für beide Rändel nur einmal geschnitten werden muss. Ein Nachteil auch hier ist, dass die "Rändel 1" zusätzlich zur Torsion auch Querkräfte aufnehmen muss. Damit das Übertragungsverhalten besser wird, ist es sinnvoll die Rändelung leicht konisch auszuführen damit die ganze Verzahnung das Tragbild ist.

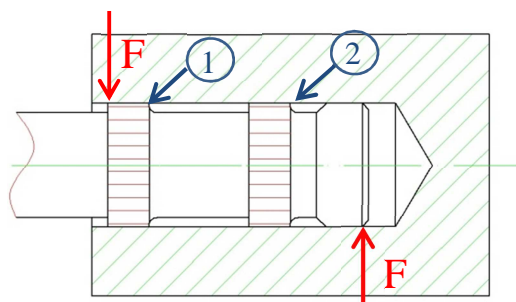


Abbildung 80: Unterbrochene Rändelverzahnung

5.2 Prüfstandaufbau

Damit der Prüfkörper eine konstante Umlaufbiegung erfährt, wird er von einem elektrischen Motor mit konstanter Drehzahl betrieben. Durch die radiale Belastung ergibt sich das Biegemoment, siehe Abbildung 81.

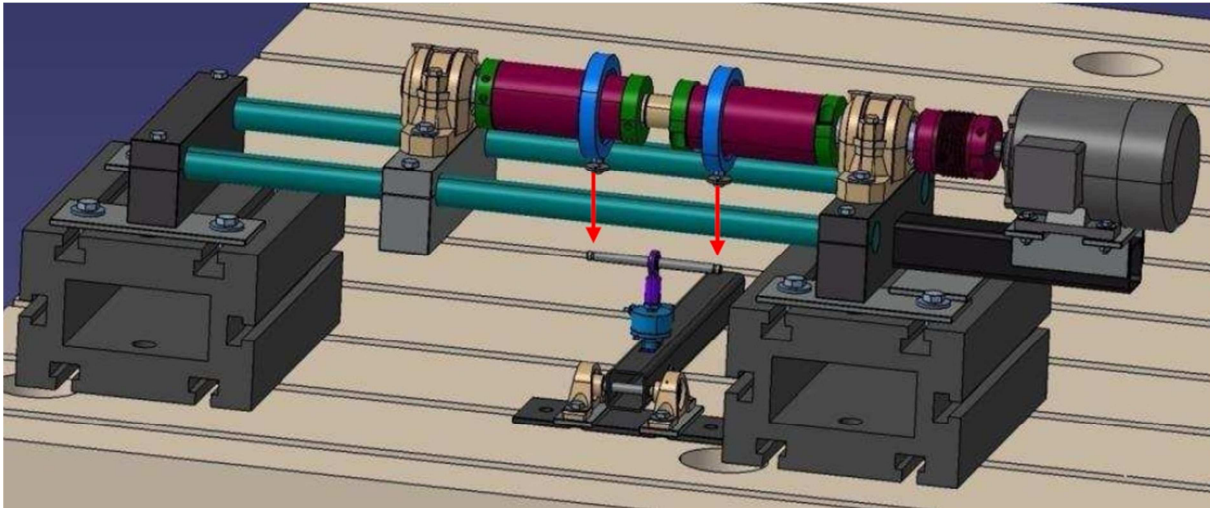


Abbildung 81: Prüfstand Rändelverbindung Umlaufbiegung

Es sollen prinzipielle Versuche durchgeführt werden um das Verhalten zu untersuchen. Sowie bei der Torsion ist es auch bei der Biegebelastung nicht trivial eine Bauteilwöhlerlinie zu bestimmen. Somit ist es wichtig, dass die Rüstzeiten nicht zu viel Zeit in Anspruch nehmen und nicht zu aufwändigen Prüfstands Ab- und Aufbau führen. Durch Zylinderführung und hydraulischen Spannelemente werden die Rüstzeiten minimiert.

Die gleichbleibende Umlaufbiegung während eines Versuchs wird durch symmetrische Anordnung und konstanten Kräfte erzeugt. In Abbildung 83 wird über einen Betätigungsmechanismus (6) unterhalb des Prüfkörpers eine konstante Kraft eingeleitet, welche über ein Stahlseil auf die Welle und somit die Prüfkörper (3) wirkt. Mittels Kraftmesssensor (7) wird die Kraft gemessen.

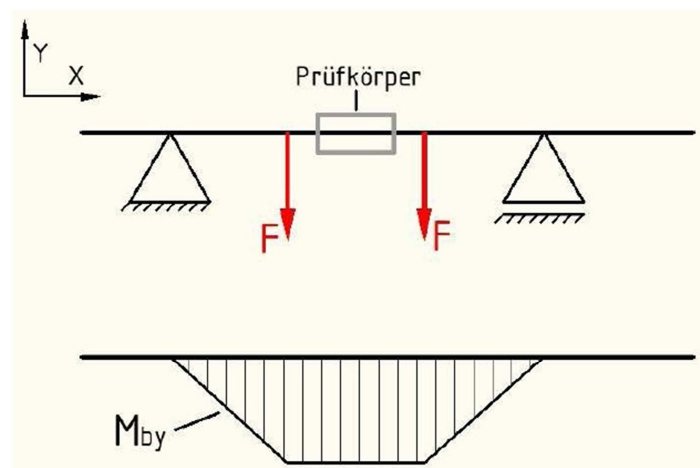


Abbildung 82: Biegemomentenverlauf

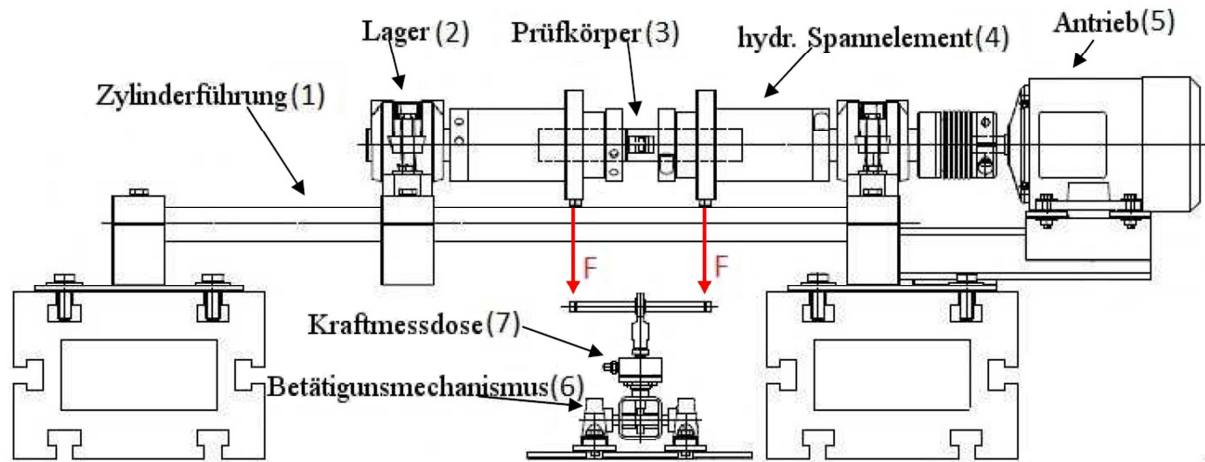


Abbildung 83: Prüfstands Aufbau für Umlaufbiegung

Durch die symmetrische Anordnung der Kräfte zwischen den Lagern entsteht ein konstanter Biegemomentenverlauf, welcher in Abbildung 82 ersichtlich ist.

6 Ausblick

Wie schon aus Literatur 1 untersucht, bildet die spitze Kontur der Rändelung eine günstige Torsionsübertragung über den Umfang. Durch den Herstellprozess der Gegenverzahnung beim Fügen ergibt sich ein homogener Paarungsbau.

In dieser Arbeit wurden unter anderem weiterführende Untersuchungen des Fügevorgangs vorgenommen. Abschließend zu diesen Versuchen wurde ein Vergleich der Einpresskräfte zwischen den Längspressverband und der selbstschneidenden Rändel erstellt. Dabei wurden Vorteile der Rändelverbindung gegenüber dem Längspressverband festgestellt. Die formschlüssige Verbindung weist bei gleichem übertragbaren Torsionsmoment sowohl eine kleinere Einbaulänge auf als auch kleinere Einpresskräfte.

Die Herstellung der Rändel stellte sich als schwieriger dar als erwartet. Es brauchte einige Zeit bis die Fertigungsparameter richtig eingestellt waren.

Ein noch zu untersuchender Aspekt ist das Verhalten der formschlüssigen Verbindung bei Biegemomentbelastung. Da in praktischen Anwendungen meist der Torsionsmomentübertragung noch ein Biegemomentüberlagert ist. Diesbezüglich wurden für diese Arbeit ein Prüfstand entwickelt und gefertigt. Weiters wurden mögliche konstruktive Ausführungen angeführt.

Bis jetzt wurde die Verbindung noch nicht in der Industrie als Serienfertigung eingesetzt und verifiziert. Diesbezüglich gibt es Interesse von Firmen und es gibt schon Gespräche.

Verzeichnisse

Literaturverzeichnis

- 1 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 2 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 3 VDI TAGUNG Oktober-November 2009
- 4 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 5 HUBER, Michael: Welle-Nabe Verbindung für Spindelhubgetriebe Einpressversuche, Graz, TU-Graz, Rechere, 2002
- 6 Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 82 Rändel, Beuth Verlag, Berlin 1973
- 7 KRAUS, Erich: Werkstattshelfer für den Metallarbeiter. Wien : A. Pichlers Witwe & Sohn, 1978
- 8 http://www.quick-tools.at/de/quick_werkzeuge-a1_a1-fl, 17.11.2010
- 9 http://www.zeus-tooling.com/support/anwendungen_detail.php?anwendungsid=3, 17.11.2010
- 10 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 11 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.10.2010
- 12 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.10.2010
- 13 <http://www.knuth.de/produkt,19370.html>, 17.11.2010
- 14 http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_wichtige-hinweise, 17.11.2010
- 15 http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_einstellung-der-fraeser, 17.11.2010
- 16 http://industrieprodukte.swarovskioptik.com/de/gb2_technik_schnittwerte, 17.11.2010
- 17 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.20210
- 18 http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_einstellung-der-fraeser, 17.11.2010
- 19 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.20210
- 20 http://www.quick-tools.at/de/gb2_technik_raendelbeginn-fl-kf, 17.11.2010
- 21 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 22 <http://www.at2-group.com/>, 17.11.2010
- 23 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.2010

- 24 http://www.quick-tools.at/de/gb2_infos-news-infomaterial, 17.11.2010
- 25 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 26 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 27 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 28 BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007
- 29 BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007
- 30 <http://www.hoffmann-group.com/de/servicekompetenz/downloads/zerspanungshandbuch.html>, 17.10.2010
- 31 BÖGE, Alfred: Vieweg Handbuch Maschinenbau. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007
- 32 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 33 <http://www.hoffmann-group.com/de/servicekompetenz/downloads/zerspanungshandbuch.html>, 17.10.2010
- 34 NIEMANN Gustav; WINTER Hans; HÖHN Bernd-Robert: Maschinenelemente Band 1: Berlin: Springer Verlag, 2005
- 35 Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 7190 Pressverbände - Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Beuth Verlag, Berlin 2001
- 36 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 37 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 38 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 39 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 40 BADER, Michael: Das Übertragungsverhalten von Pressverbänden und die daraus abgeleitete Optimierung einer formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindung, Graz, TU-Graz, Dissertation, 2009
- 41 HAIBACH, Erwin : Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2006

Liste der Symbole

A	Spanquerschnitt pro Fläche
A_{ges}	gesamter Spanquerschnitt
A_{Proj}	projizierende Fläche
A_{real}	realer Spanquerschnitt
b	Schnittbreit
d	Durchmesser
$D_{\text{außen}}$	Nabenaußendurchmesser
D_{innen}	Nabeninnendurchmesser
F_c	Schnittkraft
F_{Gradient}	Schnittkraftgradient
F_{Reibung}	Reibungskraft
F_{Start}	Startkraft
h	Spandicke
h_z	Rändelzahnhöhe
$h_{z\text{real}}$	reale Rändelzahnhöhe
k_c	spezifische Schnittkraft
$k_{\emptyset I}$	Korrekturfaktor der Rändeldurchmesserabhängigkeit der Startkraft
$k_{\emptyset II}$	Korrekturfaktor der Rändeldurchmesserabhängigkeit des Schnittgradienten
k_T	Korrekturfaktor der Rändelteilungsabhängigkeit der Startkraft
k_{WI}	Korrekturfaktor der Werkstoffabhängigkeit der Startkraft
k_{WII}	Korrekturfaktor der Werkstoffabhängigkeit des Schnittgradienten
k_L	Korrekturfaktor der Rändellängenabhängigkeit der Startkraft
k_Q	Korrekturfaktor des Nabendurchmesserhältnisse des Schnittgradienten
l	Rändellänge
p	Flächenpressung
Q	Durchmesser Verhältnis
t	Teilung
μ	Gleitreibwert
z	Anzahl der Zähne

Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung 1: Rändelschraube niedrige Form	4
Abbildung 2: Flachrändel hohe Form	4
Abbildung 3: Toleranzausgleich und Verdrehsicherung mittels Rändelung einer Radflanschschaube	5
Abbildung 4: Verdrehsicherung mittels Rändelung einer Nietmutter	5
Abbildung 5: Befestigung des Blechpaketes elektrischer Kleinmaschinen	7
Abbildung 6: Presspassung für Rotorwelle.....	8
Abbildung 7: Wellen-Befestigung	9
Abbildung 8: Welle-Nabe-Verbindung.....	10
Abbildung 9: Referenzprüfkörper bemaßt	12
Abbildung 10: Selbstschneidende Rändelverbindung	13
Abbildung 11: Funktionselemente des Schneideteils.....	13
Abbildung 12: Belastete Zonen der Verzahnung.....	14
Abbildung 13: Einteilung der Rändel nach Formen Teil 1	15
Abbildung 14: Einteilung der Rändel nach Formen Teil 2	16
Abbildung 15: Rändelwerkzeug.....	18
Abbildung 16: Einzelteile des Rändelapparats.....	20
Abbildung 17: Rändelschaft mit Verspannungssystem	21
Abbildung 18: Institutseigene CNC-Drehbank	22
Abbildung 19: Empfehlungen der Fräseinstellungen.....	24
Abbildung 20: Fertigungshinweis bei Rändelbeginn.....	24
Abbildung 21: Rändelverzahnung nicht achsparallel	26
Abbildung 22: Projizierende Fläche der Verzahnung.....	27
Abbildung 23: Selbst gebaute Lehre zur Kontrolle der Achsparallelität	27
Abbildung 24: Stumpfe Rändelung.....	28
Abbildung 25: Eindrückungen durch eingewalzte Späne in Verzahnungsoberfläche	28

Abbildung 26: Überschneiden der Rändel	29
Abbildung 27: Ausbrechen von Zähnen des Rändelfräasers	30
Abbildung 28: Montage der Einstelllehre	31
Abbildung 29: Referenzfläche für optische Vermessung ²⁰	31
Abbildung 30: Einstellen der Achsparallelität	32
Abbildung 31: Höheneinstellung des Rändelwerkzeuges	32
Abbildung 32: Einpresskraftunterschied bei Verwendung verschiedener Fertigungsmaschinen	33
Abbildung 33: Streuung der Einpresskraft	34
Abbildung 34: Wiedereinpressversuche	34
Abbildung 35: Fügevorrichtung	38
Abbildung 36: Einpresskraftverlauf beim Fügevorgang einer Rändelverbindung	39
Abbildung 37: Übersicht der Parametervariation.....	40
Abbildung 38: Zähne einer Räumnadel	41
Abbildung 39: Spanquerschnitt beim Drehen	42
Abbildung 40: Geometrische Abmessung der Verzahnung.....	43
Abbildung 41: Rändeldurchmesserabhängigkeit der Startkraft	46
Abbildung 42: Spanungsquerschnitt bei verschiedener Teilung.....	47
Abbildung 43: Teilungsabhängigkeit der Startkraft.....	48
Abbildung 44: nichtlineare Zusammenhang zwischen spezifische Schnittkraft und Spandicke	49
Abbildung 45: Nabendurchmesser Verhältnisabhängigkeit der Startkraft	50
Abbildung 46: Werkstoffabhängigkeit der Startkraft.....	52
Abbildung 47: Konizitätsunabhängigkeit der Startkraft	53
Abbildung 48: Einfluss des Führungszapfens auf die Startkraft.....	54
Abbildung 49: Unterteilung des Fügevorgangs in Startkraft und Schnittkraftgradienten .	55
Abbildung 50: Konstante Flächenpressung über den Umfang.....	56
Abbildung 51: Rändellängeneinfluss auf den Schnittkraftgradienten	57

Abbildung 52: Kraft-Weg-Verlauf beim Einpressvorgang	58
Abbildung 53: Rändeldurchmesserunabhängigkeit des Schnittkraftgradienten	59
Abbildung 54: Reibflächen der Verzahnung.....	60
Abbildung 55: Teilungsunabhängigkeit des Schnittkraftgradienten	61
Abbildung 56: Nabendurchmesser vor und nach dem Fügevorgang	61
Abbildung 57: Nabendurchmesser Verhältnisabhängigkeit des Schnittkraftgradienten	62
Abbildung 58: Einpressvorgang bei Kurzspan bildendem Messing-Nabenkörper	64
Abbildung 59: Kurzspanbildung von Messing	64
Abbildung 60: Werkstoffabhängigkeit des Schnittkraftgradienten.....	65
Abbildung 61: Fließspanbildung, ein zusammenhängender Span.	65
Abbildung 62: Einfluss der Spanbildung und E-Modul auf Schnittkraftgradienten.....	66
Abbildung 63: Konizitätsabhängigkeit des Schnittkraftgradienten	68
Abbildung 64: Spankammereinfluss auf Schnittkraftgradienten	69
Abbildung 65: Spanumformung	70
Abbildung 66: Größenvergleich – nötige Rändellängen und übertragbares Torsionsmoment bei verschiedenen Wellendurchmessern mit jeweils gleicher Sicherheit gegen Dauerbruch der Wellen. Etwa konstantes Längen/Durchmesser Verhältnis ($l/d \sim 0,25$) ³⁸	72
Abbildung 67: Vergleich der nötigen Einpresslänge zwischen Rändelverbindung und Längspressverband	72
Abbildung 68: Vergleich Fügekraft zwischen Rändelverbindung und Längspressverband	73
Abbildung 69: Ein-Auspressversuch (Prüfkörper 214, Nabe CuZn39Pb).....	74
Abbildung 70: Torsionsprüfstand	75
Abbildung 71: Verstärkungsfunktion.....	76
Abbildung 72: Drehmomentenverlauf über Lastwechsel des Prüfkörpers 144	76
Abbildung 73: Lebensdauerstreuung eines Bauteils	78
Abbildung 74: Bauteilstreuung der Rändelverbindung.....	79
Abbildung 75: Umlaufbiegeprüfstand.....	80

Abbildung 76: Momentenabstützung mit längerer Zentrierungsführung	81
Abbildung 77: Momentenabstützung mit Hilfe stirnseitigen Anliegen	82
Abbildung 78: Rändelverbindung mit 2 unterschiedlich großen Rändeln.....	82
Abbildung 79: Momentenabstützung über zwei Zentrierungsführungen	83
Abbildung 80: Unterbrochene Rändelverzahnung.....	83
Abbildung 81: Prüfstand Rändelverbindung Umlaufbiegung.....	84
Abbildung 82: Biegemomentenverlauf	84
Abbildung 83: Prüfstandsaufbau für Umlaufbiegung	85

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1: empfohlene Rändelteilung bei gegebenem Durchmesser.....	17
Tabelle 2: Eigenschaften der beiden Rändelherstellungsverfahren.....	19
Tabelle 3: Schnittgeschwindigkeit und Vorschub für Rändelfräser.....	23
Tabelle 4: Teilungsabhängige Rändelgrößen am Wellenteil ³¹	43
Tabelle 5: Spanungsquerschnitt verschiedener Prüfkörper.....	44
Tabelle 6: Spezifische Schnittkraft.....	44
Tabelle 7: Durchmesserabhängiger Korrekturfaktor $K_{\phi I}$	47
Tabelle 8: Spezifische Schnittkraft in Abhängigkeit von der Spandicke.....	49
Tabelle 9: Teilungsabhängiger Korrekturfaktor K_T	49
Tabelle 10: Elastizitäts- und Zugfestigkeitsabhängigkeit der Startkraft.....	52
Tabelle 11: Längenabhängiger Korrekturfaktor K_L	58
Tabelle 12: Durchmesserabhängiger Korrekturfaktor $K_{\phi II}$	60
Tabelle 13: Nabendurchmesserverhältnis Korrekturfaktor K_Q	63
Tabelle 14: Beurteilung der Spanform.....	66
Tabelle 15: Parameterabhängigkeiten des Schnittkraftgradienten und erstellter Korrekturfaktor K_{WII}	67