



Verwendung von Forschungsergebnissen für die Gestaltung und Dimensionierung von Welle-Nabe-Verbindungen

(Use of research results for the design and dimensioning of Shaft-Hub-Connections)

Einsatz von Spannsätzen für Welle-Nabe-Verbindungen in der Praxis
(Use of locking assemblies for Shaft-Hub-Connections in practice)

Dipl.-Ing. **Franz Eisele** VDI, RINGSPANN GmbH, Bad Homburg v.d.H.;

Kurzfassung

Welle-Nabe-Verbindungen werden im Maschinenbau, insbesondere in der Antriebstechnik häufig angewendet. Somit ist grundsätzliches Wissen über das Verhalten der Verbindungen in der Anwendung, insbesondere wenn diese mit einem Spannsatz ausgeführt werden, notwendig. Erkenntnisse aus verschiedenen Forschungsarbeiten zu Durchrutschen, Passungsrost und Wellenbruch als Ausfallursachen der Verbindung werden dargestellt. Als Produktentwicklung mit Input aus aktuellen Forschungsarbeiten wird ein neuartiger Spannsatz mit Polygon vorgestellt. Dieser ermöglicht es die Verbindung bzgl. verschiedener Kriterien zu optimieren.

Abstract

Shaft-hub connections are frequently used in mechanical engineering, especially in power transmission. Therefore, fundamental knowledge about the behaviour of the connections in the application is necessary, especially if they are executed with a locking assembly. Findings from various research projects on slippage, fretting corrosion and shaft breakage as causes of connection failure are presented. A new type of locking assembly with polygon, which has been developed on the basis of current researches, is presented. This new solution allows the optimization of the connection.

1. Einleitung

Welle-Nabe-Verbindungen stellen die Verbindung zwischen Wellen und Achsen mit Naben, Rädern, Rollen, Kupplungen und ähnlichem her. Sie übertragen im wesentlichen Drehmomente aber auch Axialkräfte, Querkräfte und Biegemomente. Aufgrund ihrer besonderen Bedeutung gibt es zu Welle-Nabe-Verbindungen nach wie vor einige

Forschungsaktivitäten. Diese helfen, die in der Anwendung auftretenden Effekte zu verstehen und ermöglichen somit eine sichere Auslegung der Verbindung. Um die Erkenntnisse aus der Forschung für den Anwender zur Verfügung zu stellen, haben die Hersteller von zum Beispiel Spannsätzen eine besondere Bedeutung. Sie lassen die Forschungsergebnisse in ihre Produkte und Auslegungshinweise einfließen. Beispielhaft wird dies in diesem Beitrag für Verbindungen mit Schrumpfscheiben und Konus-Spannelementen aufgezeigt.

2. Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

In reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen erfolgt die Momenten- oder Kraftübertragung durch Reibkräfte. Die Reibkräfte entstehen durch senkrecht zur Wirkfläche stehende Druckvorspannkräfte. Es gibt eine Vielfalt von Bauformen der reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen. Neben dem Merkmal "Reibschluss" ist allen gemeinsam, dass die radialen Vorspannkräfte zwangsweise durch Verformungen hervorgerufen werden. Beim Längs- oder Querpressverband wird die Verbindung unmittelbar zwischen Welle und Nabe erzeugt. Demgegenüber stehen Verbindungen mit zusätzlichen Bauteilen. Für derartige mittelbare reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen stehen am Markt Elemente in vielen verschiedenen Variationen zur Verfügung. [1] Im Wesentlichen werden bei diesen Elementen Keileffekte angewendet. Die Wirkflächen in Welle und Nabe können dabei allerdings als Kreiszyylinder ausgeführt werden. Dies ermöglicht eine einfache und kostengünstige Herstellung der Wellen und Naben. Verbindungen mit Spannsätzen ermöglichen ebenfalls eine einfache Montage. Diese erfolgt im Regelfall durch Anziehen von Schrauben, über die die notwendige Vorspannkraft aufgebracht wird. Gegebenenfalls ist auch eine Demontage wieder einfach möglich, oftmals unter weiterer Verwendung des Spannsatzes. Im Folgenden werden zwei mögliche Ausführungen von Spannsätzen, die Schrumpfscheiben und die Konus-Spannelemente, detaillierter beschrieben.

2.1 Schrumpfscheiben

Schrumpfscheiben sind Außenspannverbindungen zur spielfreien Befestigung von Hohlwellen oder Naben auf Wellen. Bei ihnen erzeugen Kegelflächen, die mittels Spannschrauben aufeinander gezogen werden, Radial-Kräfte; diese pressen die Hohlwelle auf die Welle. Damit können Drehmomente oder Axialkräfte direkt von der Hohlwelle reibschlüssig auf die Welle übertragen werden. Die Schrumpfscheibe selbst ist nicht an der Übertragung der Drehmomente oder Axialkräfte beteiligt. Die über den Umfang der Hohlwelle wirkenden radialen Spannkkräfte bewirken eine bestmögliche Zentrierung zur Welle. Schrumpfscheiben werden zum Beispiel für die Befestigung von Maschinenwellen in Hohlwellen-

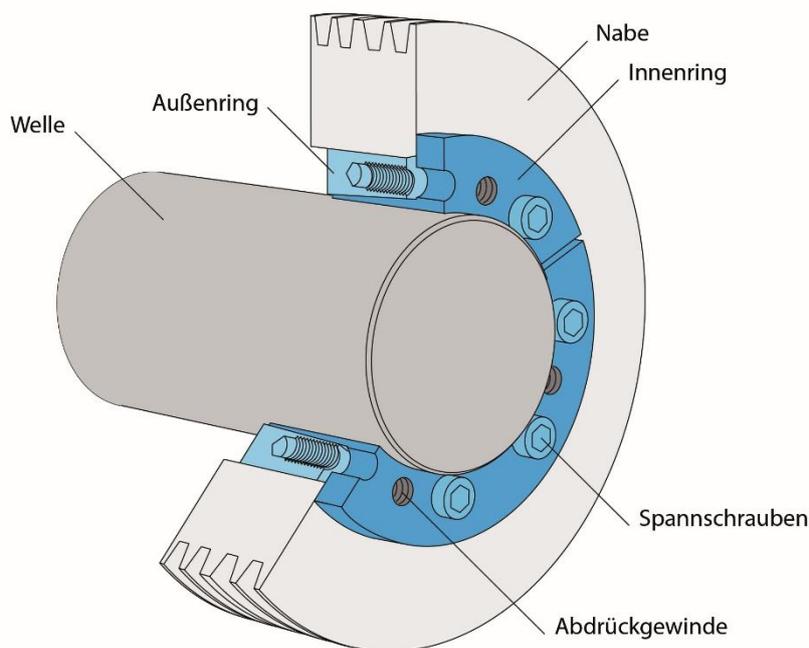


Bild 2: Konus-Spannelement

3. Ausfallursachen von Welle-Nabe-Verbindungen

Zum sicheren Anwenden von Welle-Nabe-Verbindungen ist es unverzichtbar die möglichen Ausfallursachen einschätzen zu können. Im Folgenden werden drei relevante Ausfallursachen näher erläutert. Neben der naheliegenden Ausfallursache „Versagen des Reibschlusses“ und damit Durchrutschen der Verbindung werden noch Passungsrost und Wellenbruch näher beschrieben.

3.1 Durchrutschen

Bei einer reibschlüssigen Verbindung ist offensichtlich, dass ein Versagen der Verbindung durch Durchrutschen erfolgen kann. Somit wird dieser Thematik im Regelfall immer Beachtung geschenkt. Speziell bei den vorgestellten Spannsätzen findet man für das übertragbare Drehmoment entsprechende Angaben in Katalogen oder Datenblättern. Diesen Werten liegen immer Annahmen zur Reibung zugrunde. Ein $\mu=0,12$ für eine leicht geölte (Spannsätze) und $\mu=0,15$ für eine trockene Verbindung (Schrumpfscheibe), sind für Welle-Nabe-Verbindungen aus üblichen Stahlwerkstoffen eine verbreitete Annahme. Im Detail muss allerdings beachtet werden, dass dieser Wert nicht in allen Fällen vorliegt und die Reibungswerte starken Streuungen unterliegen. Höhere Werte sind oftmals anzutreffen. So wird in [4] für die dort getesteten Verbindungen mit Teilen aus 42CrMo4 ein $\mu=0,17$ als zuverlässig erreichbar ermittelt. Weiterhin ist bekannt und in diversen Arbeiten (zum Beispiel auch [9]) belegt, dass

ein Hochtrainieren erfolgen kann. Wird die Verbindung dynamisch unterhalb des Durchrutschens mehrfach belastet, so lässt sich das übertragbare Drehmoment steigern. Diese Effekte führen im praktischen Betrieb zu zusätzlicher Sicherheit und zuverlässigen reibschlüssigen Verbindungen.

Wie in Bild 3 gezeigt ist bei reibschlüssigen Verbindungen das Durchrutschen meist charakterisiert durch ein plötzliches Einbrechen des übertragbaren Drehmomentes. Da dies in einer Anwendung schwerwiegende Folgen haben kann, werden bei reibschlüssigen Verbindungen relative hohe Sicherheitsfaktoren $>1,5$ gegen Durchrutschen bei der Auslegung angewandt. Die tatsächliche Kurve kann je nach Verbindung auch von der in Bild 3 gezeigten Charakteristik abweichen. Hierbei scheint insbesondere die Belastungsgeschwindigkeit einen Einfluss zu haben. In [2] wird dabei zwischen dem Haftbeiwert und einem entsprechenden Beiwert für den Rutschbereich unterschieden.

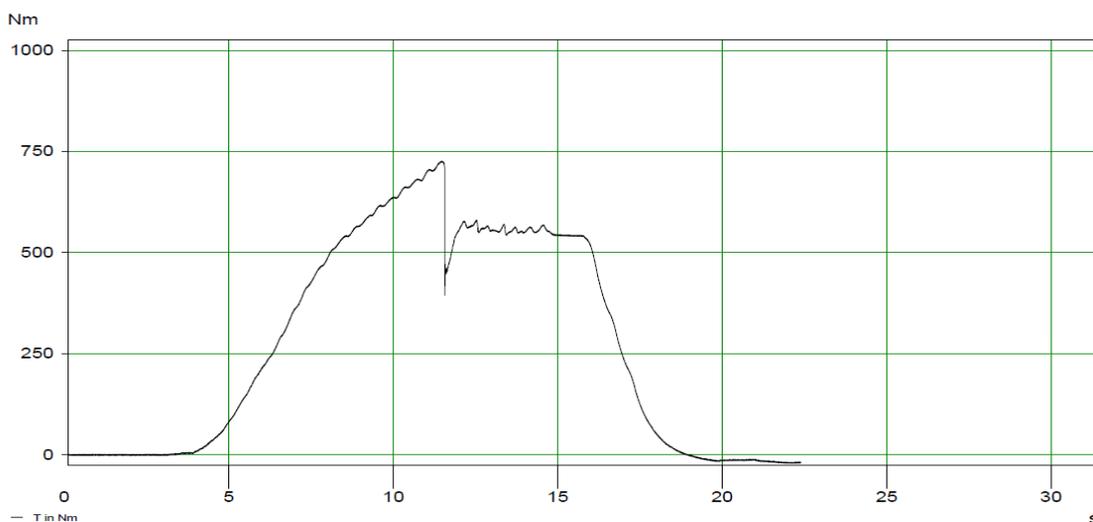


Bild 3: Durchrutschen einer reibschlüssigen Verbindung

Nach einem Durchrutschen wird empfohlen, die Verbindung komplett neu zu montieren. Eine Wiederverwendung ist meist möglich, jedoch führt ein Durchrutschen manchmal zu einem Fressen zwischen Welle und Nabe. Dadurch ist die Verbindung zerstört und kann nicht mehr sinnvoll weiterverwendet werden.

3.2 Passungsrost

Passungsrost ist ein bekanntes Phänomen im Maschinenbau. Es ist immer dann mit Passungsrost zu rechnen, wenn Mikrobewegungen unter Belastung mit Flächenpressung stattfinden. Da bei reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen unter Belastung, insbesondere an den Verbindungskanten, Mikrobewegungen nicht ausgeschlossen werden können, sind diese durch Passungsrost gefährdet. Seit einigen Jahren beschäftigen sich Untersuchungen immer wieder mit dem Phänomen Passungsrost. Die Arbeiten in der FVA [3] zeigen auch charakteristische Erscheinungsformen von Passungsrost bei Spannsatzverbindungen auf. Diese sind auch in der Praxis so anzutreffen. Bild 4 verdeutlicht dies durch den Vergleich der Darstellung aus [3] mit einer Schadensanalyse. Die erkennbaren Halbkreise unter den Bohrungen der Schrauben haben ihre Ursache in den dort reduzierten Pressungen. Somit sind diese Bereiche stärker von Passungsrost betroffen. Der Einfluss der konstruktiven Detailgestaltung auf den Pressungsverlauf unter den Bohrungen, und somit auf die Empfindlichkeit für Passungsrost, ist auch anschaulich in [4] aufgezeigt.

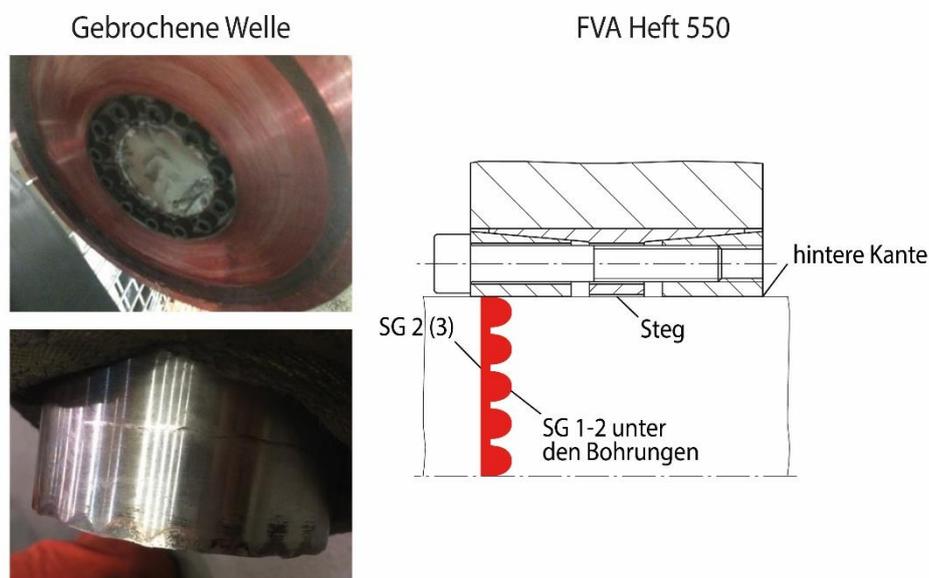


Bild 4: Gebrochene Welle mit Passungsrost – rechts entsprechende Darstellung in [3]

Verschiedene Ansätze zur Berechnung, ob Passungsrost auftritt und die Verbindung gefährdet ist, existieren. Leider sind die meisten dieser Berechnungsmethoden nur schwer in der Praxis anzuwenden. Passungsrost ist zunächst eine optische Beeinträchtigung. Trotz dem Auftreten

von Passungsrost kann die Verbindung weiter betrieben werden. Es ist allgemein schwer einzuschätzen, ob die Passungsrostbildung letztendlich zu einem Schaden führt oder nicht. Diverse Untersuchungen [z. B. 6, 7 und 9] zeigen klar auf, dass in Bereichen von Passungsrost die Anrisse für Wellenbruch entstehen. Trotzdem ist es oftmals schwer zu beurteilen, ob Passungsrost oder das Erreichen der Dauerfestigkeit die Ursache eines Wellenbruches ist. Betrachtet man die Untersuchungen in [7] und [9], kann man zu dem Schluss kommen, dass eine adäquate Auslegung der Verbindung bzgl. Wellenbruchs ausreichend ist, für eine sichere Auslegung auch gegen Passungsrost. In [7] findet sich in der Zusammenfassung hierzu der Hinweis: „**Die Pressverbindung weist eine starke Analogie zur konventionellen scharfen Kerbe auf. Der Einfluss der Reibkorrosion auf die Ermüdungsfestigkeit ist sehr gering.**“

3.3 Wellenbruch

3.3.1 durch Torsion

Für die Auslegung von Wellen bietet die DIN 743 [8] eine gute Grundlage. Diese zeigt in Teil 2 klar auf, mit welchen Kerbwirkungszahlen bei Pressverbindungen zu rechnen ist. Trotzdem trifft man gelegentlich noch auf die Meinung, dass wegen der fehlenden geometrischen Kerbe eine Kerbwirkungszahl nicht berücksichtigt werden muss. Diese Meinung ist jedoch klar falsch. In der DIN 743 [8] findet man für eine Pressverbindung tatsächlich annähernd die gleichen Kerbwirkungszahlen wie für Passfederverbindungen. Ein weiterer beachtenswerter Effekt ist die steigende Kerbwirkungszahl mit zunehmender Werkstofffestigkeit. Ein vermeintlich höher fester Werkstoff bringt deshalb manchmal keine reale Verbesserung.

Tabelle 1 — Kerbwirkungszahlen $\beta_{\sigma, \tau}(d_{BK})$ für Welle-Nabenverbindungen

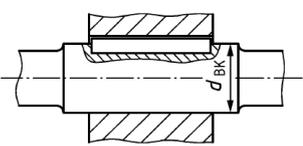
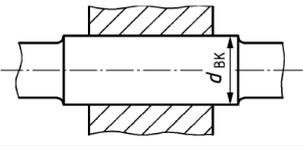
Wellen- und Nabenform		$\sigma_B(d)$ in N/mm ²								
		400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
	$\beta_{\sigma}(d_{BK})$	2,1 ^a	2,3 ^a	2,5 ^a	2,6 ^a	2,8 ^a	2,9 ^a	3,0 ^a	3,1 ^a	3,2 ^a
		$\beta_{\sigma}(d_{BK}) \approx 3,0 \cdot (\sigma_B(d) / 1000 \text{ N/mm}^2)^{0,38}$								
	$\beta_{\tau}(d_{BK})$	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0
		$\beta_{\tau}(d_{BK}) \approx 0,56 \cdot \beta_{\sigma}(d_{BK}) + 0,1$								
Bei zwei Passfedern ist die Kerbwirkungszahl $\beta_{\sigma, \tau}$ mit dem Faktor 1,15 zu erhöhen (Minderung des Querschnittes) $\beta_{\sigma(2\text{Passfedern})} = 1,15 \cdot \beta_{\sigma}$										
	$\beta_{\sigma}(d_{BK})$	1,8	2,0	2,2	2,3	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
		$\beta_{\sigma}(d_{BK}) \approx 2,7 \cdot (\sigma_B(d) / 1000 \text{ N/mm}^2)^{0,43}$								
	$\beta_{\tau}(d_{BK})$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9
	$\beta_{\tau}(d_{BK}) \approx 0,65 \cdot \beta_{\sigma}(d_{BK})$									

Bild 5: Kerbwirkungszahlen Passfederverbindungen und Pressverbände nach DIN 743 [8]

Wie beim Thema Passungsrost schon beschrieben, findet man bei gebrochenen Wellen meist auch Passungsrostgebiete. Ein Beispiel für gebrochene Wellen zeigt Bild 6, das aus [7] entnommen ist.

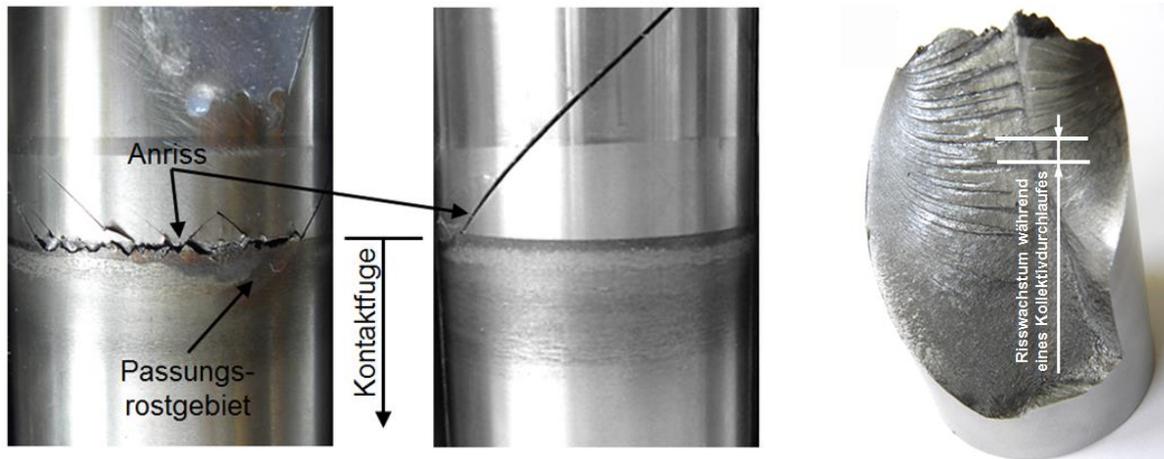


Bild 6: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Torsion gebrochenen Welle - Bild 44 und 45 aus [7]

3.3.2 durch Biegung

Insbesondere bei Spannsatzverbindungen hat man in vielen Anwendungsfällen neben einer Torsionsbelastung auch eine Biegebelastung. Bei manchen klassischen Anwendungen zum Beispiel in nicht angetriebenen Förderbandtrommeln tritt sogar ausschließlich eine Biegebelastung auf. Während die Torsion ähnlich wie das Durchrutschen jedem sofort einleuchtend ist, wird die Biegung oftmals unterschätzt oder sogar eine Sicherheit gegen Biegung nicht berechnet. Die entsprechenden Kerbwirkungszahlen sind ebenfalls in der DIN 743 zu finden. Genauere Angaben zu den Angaben in der DIN können auch in [6], [7] und [9] gefunden werden.

Eine kombinierte Belastung aus Torsion und Biegung erschwert die Auslegung weiter. Auch zu dieser Problematik gibt es diverse Untersuchungen und Forschungsarbeiten, die Hilfestellung bei der Auslegung geben können. Unter Umständen machen für solche Fragestellungen die Zusammenarbeit mit den Forschungsinstituten und spezifische Versuche zum konkreten Anwendungsfall Sinn.

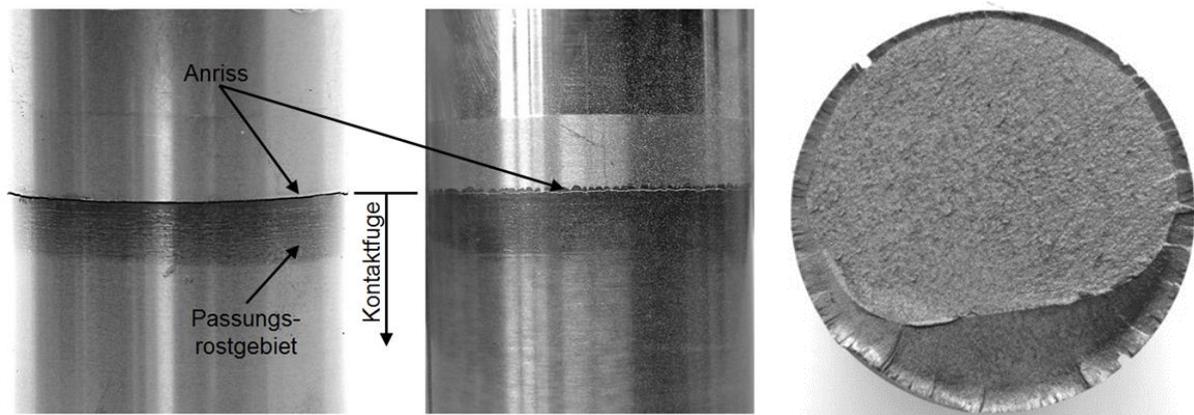


Bild 7: Ausgewähltes Erscheinungsbild der unter Biegung gebrochenen Welle - Bild 42 und 43 aus [7]

4. Verifizierung durch spezifische Versuche

4.1 Torsion

Die real ausgeführten Getriebeabtriebswellen weichen von den Empfehlungen im Produktkatalog [1] und den in verschiedenen Forschungsvorhaben gewählten Wellengeometrien ab. So befindet sich bei der in Bild 8 gezeigten Getriebewelle zusätzlich zur Kerbe aus der Schrumpfscheibe, in unmittelbarer Nähe, eine weitere Kerbe in Form eines Wellenabsatzes. Weiterhin gelten die Angaben in DIN 743 für Vollwellen. Somit ergaben sich für ein Aufsteckgetriebe mit Hohlwelle nach Bild 8 zwei Fragestellungen:

- Welche Kerbe ist entscheidend für die Auslegung?
- Wie beeinflusst die Hohlwelle die Auslegung?

Da eine abschließende Beurteilung anhand der bekannten Unterlagen nicht möglich war, wurde diese konkrete Verbindung am Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT) in Chemnitz untersucht [5]. Eine erste Nachrechnung nach Stand der DIN 743 und FKM ergab, dass die Verbindung für ein übertragbares Drehmoment von 3.100 Nm sicher ausgelegt ist. Anhand der FEM-Berechnung konnte außerdem aufgezeigt werden, dass das Fügenspiel wichtige Einflussgröße ist. Ein minimales Fügenspiel ergibt ein höheres übertragbares Drehmoment sowie eine günstigere Spannungsverteilung.

Die durchgeführten Versuche zeigten dann, dass ein ertragbares Drehmoment von 2.950 Nm erreicht wird. Die resultierenden offenen Fragestellungen bezüglich der adäquaten Berücksichtigung der beiden Kerben sowie Grundsätzliches zur Berechnung von Hohlwellen werden in weiteren Forschungsvorhaben untersucht. Aktuell bleibt aus dem Fazit von [5]:

„Als Empfehlung für die Praxis bleibt derzeit nur der Hinweis, dass die Sicherheit gegen Dauerbruch mindestens $S_D = 1,5$ betragen muss.“

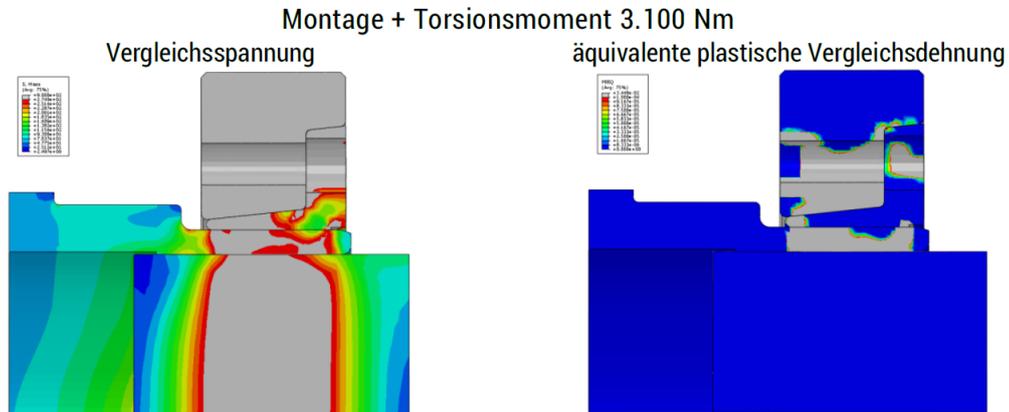


Bild 8: Spannungsanalyse an der „Doppelkerbe“ aus [5]

4.2 Biegung

Für Welle-Nabe-Verbindungen, die mit einem Spannsatz ausgeführt sind und eine Biegebelastung erfahren, wurden zwei weitere Fragestellungen untersucht:

- Kann der Spannsatz mit dem zulässigen Biegemoment für die Welle belastet werden?
- Können die Ergebnisse aus den Untersuchungen von Pressverbindungen auf Verbindungen mit Konus-Spann-Elementen übertragen werden?

Versuche auf Umlaufbiege-Prüfständen und anschließende Analyse am Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT) in Chemnitz [10] ergaben, „**Die Spannelemente zeigen aus Sicht des IKAT keine festigkeitsrelevanten Auffälligkeiten.**“



Bild 9: Spannsatz RLK402 nach Wellenbruch

Bezüglich der Übertragbarkeit der Ergebnisse zum Beispiel aus [7] ergab sich, dass die grundsätzlichen Annahmen auch für solche Verbindungen gelten. Der Anriss beginnt im Passungsrostgebiet im Bereich des Schlitzes des Innenrings. Eine Auslegung nach DIN 743 sollte für die Praxis ausreichend sein. Die Abweichung zur DIN waren nur 7% beim Standard-Element (RLK130) und 17% beim Element mit höchsten übertragbaren Momenten (RLK402).



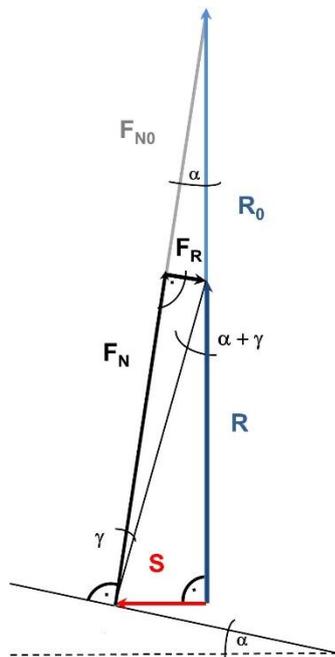
Bild 10: Gebrochene Welle nach Biegebelastung aus [10]

5. Entwicklung eines Spannsatzes mit Polygon

Bild 11 zeigt die Kräfteverhältnisse am Konus eines kegeligen Spannsatzes. Man erkennt daraus, dass die Reibung einen wesentlichen Einfluss auf die entstehende Radialkraft hat. Durch diese Radialkraft entsteht die für die Drehmomentübertragung notwendige Pressung. Das übertragbare Drehmoment an der Welle d_w errechnet sich aus:

$$M_t = \mu \cdot R \cdot d_w / 2$$

Grundsätzlich gilt dies auch für die Drehmomentübertragung in der kegeligen Fuge. Somit entsteht dort ein klassischer Zielkonflikt. Die im Konus vorhandene Reibung soll möglichst klein sein um mit möglichst kleiner Schraubenkraft eine hohe Radialkraft R zu erreichen. Andererseits ist für die Drehmomentübertragung in derselben Fuge eine hohe Reibung erwünscht. Eine Möglichkeit diesen Konflikt zu lösen, besteht darin, dass ein zusätzlicher Formschluss in radiale Richtung wirkt. Eine Idee hierzu sind Polygonverbindungen, die auch Gegenstand aktueller Forschungsvorhaben sind. Ob eine Polygonverbindung für diesen Fall überhaupt möglich ist, erscheint zunächst fraglich. Durch die Notwendigkeit, die beiden Teile relativ zueinander zu verschieben, ist hierfür ein echt konisches Polygon erforderlich. Dieses wurde zusammen mit der Firma iprotec in Bad Salzflun entwickelt.



α = Konuswinkel

S = Schraubenkraft

F_{NO} = Normalkraft **Ohne** Reibung

R_0 = resultierende Radialkraft **OHNE** Reibung

γ = Reibungswinkel

F_N = Normalkraft **MIT** Reibung

F_R = Reibung

R = resultierende Radialkraft **MIT** Reibung

$$\tan(\alpha + \gamma) = \frac{S}{R}$$

$$\rightarrow R = \frac{S}{\tan(\alpha + \gamma)}$$

Bild 11: Kräfteverhältnisse am Konus

Bild 12 zeigt erfolgreich getestete Prototypenteile. Die gefundene Lösung erlaubt es, den Spannsatz in zwei Zielrichtungen zu optimieren. Entweder kann die Anzahl der Schrauben optimiert werden, um die Montagezeiten zu reduzieren oder man kann die Pressung an der Welle gezielt beeinflussen.



Bild 12: Spannsatz mit Polygon in der konischen Fuge

6. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird nur auf eine kleine Auswahl von Forschungsarbeiten insbesondere aus dem Bereich der FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.) Bezug genommen. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der praktische Bedeutung dieser Themen für Welle-Nabe-Verbindungen mit Schrumpfscheiben und Konus-Spann-Elementen. Diese Auswahl macht jedoch schon deutlich, dass den Herstellern von Maschinenelementen die in Bild 13 gezeigte wichtige Mittlerrolle zwischen den Anwendern insbesondere in KMU's und der Forschung zukommt. Durch Sichtung der Forschungsergebnisse und Mitarbeit in Forschungskreisen können auf der einen Seite die Produkte und auch die Anwendungsberatung ständig verbessert werden. Auf der anderen Seite werden auch wichtige Fragestellungen aus der praktischen Anwendung durch die Hersteller aufbereitet und gefiltert, um sie an die Forschung weiter zu geben. Die Fragestellungen an die Grundlagenforschung sind zum Beispiel so weit zu abstrahieren, dass allgemein gültige Zusammenhänge untersucht werden können. Darüber hinaus können sich durch die Beschäftigung mit aktuellen Forschungsthemen auch Produktideen wie der vorgestellte Spannsatz mit kegeligem Polygon zwischen Außen- und Innenring ergeben.



Bild 13: Zusammenspiel Forschung/Hersteller/Anwender

7. Literatur

- [1] Welle-Nabe-Verbindungen, Produktkatalog, RINGSPANN GmbH, Bad Homburg v. d. H., 2022
- [2] DIN 7190, Pressverbände – Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln, Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V, Beuth-Verlag, 2001
- [3] Casper, T., Untersuchung des Betriebsverhaltens von biege- und torsionsmomentbelasteten Spannelementverbindungen, Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt/Main: FVA Heft 550, 1998
- [4] Leidich, E. und Lätzer, M., Plastizierte Klemmverbindungen – Übertragungsfähigkeit von Klemmverbindungen unter besonderer Berücksichtigung plastischer Verformungen, Abschlussbericht, Forschungsvereinigung Antriebstechnik, Frankfurt/Main: FVA Heft 993, 2011
- [5] Hauschild, S., Untersuchung eines Mehrpressverbandes mit Schrumpfscheibe RLK 608-75, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT), Prof. Leidich, Abschlussbericht bilaterales Projekt, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2016
- [6] Bruzek, B. und Hofmann, S., Gestaltsfestigkeit von Pressverbindungen II, Abschlussbericht, Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Frankfurt/Main: FKM Heft 320, 2013
- [7] Hofmann, S., Untersuchungen zur Ermüdungsfestigkeit von Pressverbindungen, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2016
- [8] DIN 743, Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V, Beuth-Verlag, 2012
- [9] Heydt, J. F., Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von topologisch optimierten Pressverbänden bei Umlaufbiegung, Dissertation, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design Universität Stuttgart, Stuttgart 2012
- [10] Günther, C., Untersuchungsbericht Biege-Dauerfestigkeitsuntersuchungen von Konus-Spannelementen, Institut für Konstruktions- und Antriebstechnik (IKAT), Prof. Hasse, Bericht bilaterales Projekt-Nr.: 2018-020, Technische Universität Chemnitz, Chemnitz, 2019
- [11] Deutsches Gebrauchsmuster Nr. 20 2019 106 972, REIBSCHLÜSSIGE WELLE-NABEVERBINDUNG, Fa. RINGSPANN, 27.06.2019