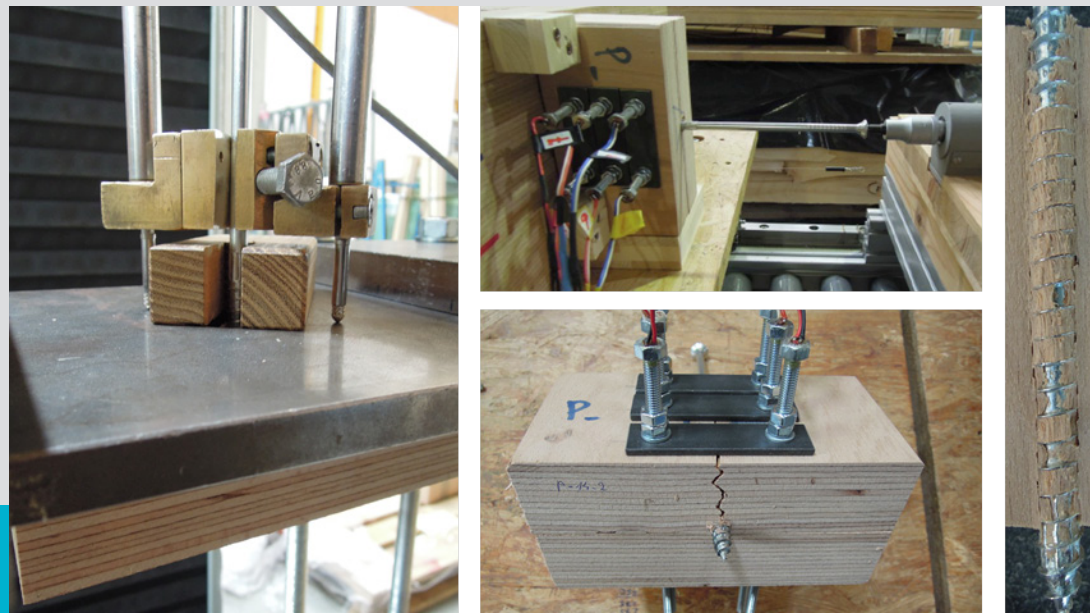


# Entwicklung einer Hartlaubholzschraube: Optimierung der Gewindegeometrie für die Beanspruchung auf Herausziehen

M-4-02/2017



**Matthias PÖLL**  
Institut für Holzbau und Holztechnologie  
Technische Universität Graz



Matthias Pöll, BSc

# **Entwicklung einer Hartlaubholzschraube: Optimierung der Gewindegeometrie für die Beanspruchung auf Herausziehen**

## **MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur  
Masterstudium Bauingenieurwissenschaften – Konstruktiver Ingenieurbau

Eingereicht an der  
**Technischen Universität Graz**

Betreuer  
Ass.Prof. Dipl.-Ing. (FH) Dr.techn. Reinhard Brandner  
Institut für Holzbau und Holztechnologie  
DI Andreas Ringhofer  
Institut für Holzbau und Holztechnologie

Graz, Jänner 2017



# EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

## AFFIDAVIT

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature



# Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei meinen Betreuern Reinhard Brandner und Andreas Ringhofer für die Ermöglichung der Bearbeitung dieses spannenden Themas, sowie die professionelle und stets termingerechte Betreuung bedanken. Ein großer Dank gilt auch Univ. Prof. Gerhard Schickhofer, der mir durch seine interessanten Vorträge in den verschiedensten Lehrveranstaltungen viel Wissen über den Baustoff Holz und seine verschiedensten Anwendungsmöglichkeiten mit auf den Weg gegeben hat. Bedanken möchte ich mich auch bei Bernd Heissenberger, der stets zur Stelle war und bei holzspezifischen Fragen immer eine gute Antwort parat hatte, sowie bei Severin Zimmer und Raimund Sieder, die mich beim Herstellen der Messschrauben sowie bei der Durchführung und Auswertung der Versuche unterstützen. Auch meinen Kollegen im „Diplomantenkammerl“ möchte ich für das tolle Klima und der außerordentlichen Hilfsbereitschaft danken.

Des Weiteren möchte ich den am Forschungsprojekt FFG BRIDGE 1 Projekt „hardwood screws“ teilnehmenden Partnerfirmen, allen voran der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH für die Bereitstellung der Schrauben, sowie der Pollmeier Massivholz GmbH & Co.KG für das zur Verfügung gestellte Holzmaterial in Form von BauBuche und Buche Vollholz Trägern danken. Ein großer Dank gilt auch der Landeskammer für Land- und Forstwirtschaft Steiermark, ohne deren finanzieller Beteiligung dieses Projekt nicht möglich gewesen wäre.

Ganz besonderer Dank gilt aber vor allem meinen Eltern Wolfgang und Elisabeth, die mir dieses Studium mit den besten Rahmenbedingungen ermöglichten, mich in jeder Phase unterstützten und keine Kosten und Mühen gescheut haben. Durch diese wunderbaren, lehrreichen aber auch manchmal stürmischen Zeiten begleiteten mich stets meine Geschwister Wolfgang, der mich als älterer Bruder durch seine Erfahrungen im selben Studium sehr unterstützte, und meine jüngere Schwester Katharina, die immer da ist wenn man sie braucht und mich auch in dieser Arbeit mit tollen Abbildungen unterstützt hat. Auch meine Freundin Lisa möchte ich erwähnen, die vor allem die letzten Wochen sehr viel Verständnis für meinen Abschluss zeigte und mir mit ihrer einzigartigen Lebensfreude viel zusätzliche Motivation gegeben hat. Zu guter Letzt möchte ich mich noch bei all meinen Freunden und Studienkollegen bedanken, mit denen ich eine unvergessliche Zeit in Graz hatte.



# Kurzfassung

Aufgrund der aus den vergleichsweise hohen mechanischen Kenngrößen des Grundwerkstoffes resultierenden Querschnittsverminderungen von Holzkonstruktionen mit Hartlaubhölzern, ist es notwendig, die zur Fügung solcher Bauteile verwendete Verbindungstechnik zu optimieren. Eine leistungsfähige Variante stellen dabei Anschlüsse mit vorwiegend axial beanspruchten, selbstbohrenden Holzschrauben dar. Die vorliegende Masterarbeit setzt es sich daher zum Ziel, eine für primär axiale Beanspruchung optimierte und leistungsfähige selbstbohrende Schraube für die Anwendung in Hartlaubhölzern zu entwickeln. Dahingehend erfolgt als Grundlage auf Basis einer Literaturrecherche das Erfassen und Analysieren nützlicher Daten und Ansätze in Bezug auf das Ausziehverhalten von Holzschrauben in Nadel- und Laubhölzern. In einem weiteren Schritt folgen, aufbauend auf die Recherche, die Darstellung von einfachen mechanischen Modellen, numerischen Berechnungen und Vorversuchen um die Geometrieparameter der Prototypen, auch im Hinblick auf industriell durchführbare Fertigungsprozesse, zu definieren. Nach Fertigung der Prototypen erfolgt die versuchstechnische Ermittlung des Eindrehmoments und der Ausziehtragfähigkeit – jeweils in und quer zur Faserrichtung – sowie die Ermittlung der Spaltkräfte beim Applizieren bzw. axialen Belasten der Schraube in Buchen Vollholz sowie im Hartlaubholzprodukt Pollmeier BauBuche. Abschließend wird eine vergleichende Betrachtung der Prototypenergebnisse gegenüber jenen einer gegenwärtigen Standard-Holzbauschraube durchgeführt, bei der sich eine signifikante Verbesserung der Leistungsfähigkeit der Prototypen, insbesondere in Hinsicht auf die Zug- und Torsionstragfähigkeit, ergibt.

## Abstract

Reduced cross-sections of hardwood constructions caused by comparatively high mechanical properties of the base material necessitate an optimisation of connection technology applied for joining related components. Connections with predominately axially loaded self-tapping screws are one efficient possibility fulfilling this purpose. Concentrating on this kind of fastener, the present master's thesis aims to develop a self-tapping screw optimised for axial loading and suitable for use in hardwoods. Based on a comprehensive literature study, useful information and approaches regarding the withdrawal behaviour of screws situated in soft- and hardwood are determined, analysed and discussed. Within a further step, simple mechanical models, numerical analysis and preliminary tests based on the gathered information are carried out in order to define the geometrical parameters of the prototypes. Of course, boundary conditions regarding the industrially realizable manufacturing process are thereby considered. After manufacturing the prototypes, both the insertion moment and withdrawal capacity are experimentally determined for parallel- and perpendicular-to-grain insertion. In addition, tensile forces perpendicular to grain resulting from application and axial loading the screw, are determined in solid timber made of beech and in the laminated hardwood product Pollmeier "BauBuche". Finally, results gained from prototype testing are compared with those determined for a currently applied standard screw indicating a significant improvement of the fastener's efficiency, especially in terms of tensile and torsional capacity.





# Inhaltsverzeichnis

<b>KAPITEL 1: EINLEITUNG</b> .....	<b>1</b>
1-1 MOTIVATION / LEISTUNGSFÄHIGKEIT .....	1
<b>KAPITEL 2: LITERATURRECHERCHE</b> .....	<b>4</b>
2-1 ALLGEMEINES ZU HOLZSCHRAUBEN .....	4
2-1.1 Begriffe & Definition .....	4
2-1.2 Geschichtliche Entwicklung .....	6
2-1.3 Gegenwärtige Ausführungen.....	8
2-2 AUSZIEHWIDERSTAND.....	18
2-2.1 Modelle für Nadelholz.....	19
2-2.2 Modelle für Laubholz.....	23
2-2.3 Zusammenfassung & Fazit.....	25
2-3 GEOMETRIESTUDIEN.....	29
2-3.1 Holzschrauben .....	30
2-3.2 Knochenschrauben .....	39
2-3.3 Kunststoffschrauben.....	53
2-3.3.1 Schrauben für thermoplastische Kunststoffe.....	53
2-3.3.2 Schrauben für Duroplaste.....	55
<b>KAPITEL 3: VORÜBERLEGUNGEN ZUR SCHRAUBENOPTIMIERUNG</b> .....	<b>57</b>
3-1 ZUSAMMENFASSUNG DER BISHERIGEN RECHERCHE.....	57
3-2 HOLZ .....	58
3-3 STAHL .....	94
<b>KAPITEL 4: VORVERSUCHE</b> .....	<b>108</b>
4-1 MATERIAL UND METHODEN .....	108
4-2 PRÜFERGEBNISSE.....	111
4-3 CONCLUSIO AUS DEN VORVERSUCHEN.....	120
<b>KAPITEL 5: HAUPTSERIE</b> .....	<b>123</b>
5-1 MATERIAL UND METHODEN .....	123
5-1.1 Schraubentypen und ihre Ausprägungen.....	123
5-1.2 Stahlversuche.....	124
5-1.3 Eindreh- und Ausziehversuche.....	125
5-1.4 Messschraubenversuche .....	127
5-2 PRÜFERGEBNISSE UND DISKUSSION.....	130
5-2.1 Stahlversuche.....	129
5-2.2 Eindreh- und Ausziehversuche.....	132
5-2.3 Messschraubenversuche .....	140

<b>KAPITEL 6: FE-ANALAYSE.....</b>	<b>150</b>
<b>KAPITEL 7: ZUSAMMENFASSUNG &amp; CONCLUSIO .....</b>	<b>154</b>
7-1           ZUSAMMENFASSUNG .....	154
7-2           CONCLUSIO & AUSBLICK.....	161
<b>KAPITEL 8: LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>I</b>

# KAPITEL 1: EINLEITUNG

Der Vorrat an Hartlaubhölzern steigt europaweit und damit die Notwendigkeit, diese Holzarten zukünftig auch im Baubereich verstärkt einzusetzen. Laubhölzer können sich gegenüber den ändernden klimatischen Bedingungen einfacher anpassen und dadurch ihren Vorrat stetig ausbauen (Franke 2013). Dadurch erscheint es bei Beibehaltung der merkbar und auch oft diskutierten klimatischen Veränderungen in naher Zukunft wahrscheinlich, dass die Nadelhölzer, laut (Holzforschung Austria 2014), auf höher gelegenes Gebiet wie die Alpen oder den nordeuropäischen Bereich zunehmend zurückgedrängt werden.

Beispielsweise beträgt die Gesamtwaldfläche der Österreichischen Bundesforste gemäß (Holzforschung Austria 2014) rund 511000 ha. Davon sind derzeit nur ca. 23% der Flächen mit Laubholz bedeckt, wobei der Großteil davon auf Buche (78 %), Esche (6 %) und Eiche (5 %) entfallen, (Holzforschung Austria 2014). Die zum Teil sehr hohen mechanischen Kenngrößen dieser Hölzer sind vielversprechend, sofern die Leistungsfähigkeit daraus hergestellter Bauprodukte auch im Anschlussbereich adäquat und zuverlässig umgesetzt werden kann. Gegenwärtige, für den Holzbau typische Anschlusstechnologien, weisen hier eine zu geringe Leistungsfähigkeit auf. Aufgrund der hohen Leistungsfähigkeit geschraubter Lösungen gilt die Weiterentwicklung dieser Technologie, neben geklebten Lösungen, als zielführend. Dadurch sollte es möglich sein, dem Bestreben von architektonischer aber auch konstruktiver Seite, Holz in immer größeren und weitgespannteren Bauwerken einzusetzen bzw. konstruktiv sicher zu verbinden, gerecht zu werden. Dies erfordert einerseits sehr leistungsfähige Produkte und andererseits Verbindungsmittel die den Ansprüchen gerecht werden. Diese Produkte können zurzeit aus industrieller Sicht noch nicht in der vom Nadelholz gewohnten Anwendungsbreite zur Verfügung gestellt werden. Dies hängt vor allem mit der Laubholzverarbeitung zusammen, bei der gemäß (Holzforschung Austria 2014) eine effizientere Säge-technologie aufgrund der spezifischen Stammformen erforderlich ist. Eine weitere Schwierigkeit stellt die Tatsache dar, die Industrie davon zu überzeugen, Laubholz als Baustoff in Betracht zu ziehen bzw. damit zu bauen. Diese Angst muss durch wissenschaftliche Studien und Darlegung von funktionierenden Bemessungsmodellen genommen werden. Die vorliegende Arbeit soll dazu einen wichtigen Beitrag leisten.

## 1-1 MOTIVATION / LEISTUNGSFÄHIGKEIT

---

Wie eingangs bereits angedeutet liegt die Motivation dieser Arbeit in der Bereitstellung grundlegender Erkenntnisse für zukünftige leistungsfähige Verbindungsmittel für den bautechnischen Einsatz in Hartlaubholzprodukten. Dabei liegt der Fokus dieser Arbeit in der Entwicklung bzw. Optimierung der Gewindegeometrie von leistungsfähigen Holzschrauben bei primärer axialer Beanspruchung auf Herausziehen. Derzeit sind die Zulassungen und dadurch die Einsatzmöglichkeiten der Schraube für die Anwendung in Holzwerkstoffen mit geringer bis mittlerer Rohdichte beschränkt, bzw. nur für diese und somit vorwiegend für Nadelholz konzipiert. Dies entspricht den wie einleitend erwähnt gegenwärtigen Markterfordernissen, da nahezu ausschließlich Nadelholz und hier insbesondere Fichte im konstruktiven Holzbau zum Einsatz kommen. Das notwendige Leistungspotential, wie es für Anschlüsse bei Hartlaubholz-Bauprodukten notwendig ist, kann mit dieser Art von Schrauben nicht bzw. nur bedingt realisiert werden.

Das Leistungspotential der Schraube wird aufgrund der definierten Beanspruchung auf Herausziehen der Verbindung Schraube-Holz auf die maximal übertragbare Kraft pro Schraube festgelegt. Aus der Sicht des Tragwerksplaners ist aufgrund der höheren Rohdichte gemäß (Hübner 2013) eine höhere Ausziehtragfähigkeit in Hartlaubhölzern als in Nadelhölzern zu erwarten. Dadurch kommt es bei den

gegenwärtigen Schraubenfabrikaten bereits bei geringen effektiven Einschraubängen zu einem frühzeitigen Stahlversagen.

Dem gegenüber steht die Notwendigkeit des zusätzlichen Vorbohrens bei derzeitigen Holzschrauben für die Anwendung in Hartlaubhölzern, da mit diesen Schrauben, das gemäß (CUAP 06.03/08) geforderte Verhältnis Torsionsfestigkeit/Eindrehwiderstand  $\geq 1,5$  oftmals nicht eingehalten werden kann. Dies verringert aus Sicht des Ausführenden die Attraktivität dieser Verbindung vor allem aufgrund des zusätzlichen Arbeitsschrittes und der damit verbundenen längeren Arbeitszeit bzw. der daraus folgenden Unwirtschaftlichkeit, deutlich.

Die geforderte Leistungsfähigkeit lässt sich gegenwärtig mit den Festigkeits- und Elastizitätskenngrößen des Furnierschichtholzes BauBuche der Firma Pollmeier Massivholz GmbH & Co.KG gemäß (Pollmeier 2017) nach Tabelle 1 gegenüber angestammten Holzbauprodukten aus Nadelholz abgrenzen. Die Gegenüberstellung der mechanischen Kenngrößen ermöglicht dabei einen interessanten Vergleich mit im Bauwesen konkurrierenden Baustoffen. Es zeigt sich, dass die BauBuche, im Vergleich zum Baustahl, eine ca. 10-mal kleinere Rohdichte, aber nur eine um ca. 3,5-mal kleinere Biegefestigkeit besitzt. Das bedeutet man kann ohne allzu großer Festigkeitsverluste des Materials einiges an Gewicht sparen.

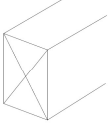
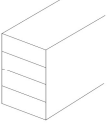
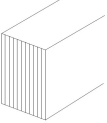
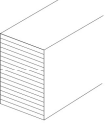




















**Tabelle 1: Vergleich BauBuche mit anderen Materialien (Pollmeier 2017)**

Baumaterial [-]	char. Biegefestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]	char. Rohdichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Elastizitätsmodul [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Furnierschichtholz BauBuche</b>	<b>70</b>	<b>730</b>	<b>16800</b>
Furnierschichtholz aus Fichte	50	480	13800
Brettschichtholz aus Fichte (GL24h)	24	385	11500
Aluminium	120	2700	70000
Baustahl (S235)	235	7850	210000

Einen weiteren Vergleich hinsichtlich der erforderlichen Querschnittsgrößen von Brettschichtholz (BSH) GL24h gemäß (ÖNORM EN 14080: 2013), Kerto Furnierschichtholz (FSH) aus Fichte nach (Z-9.1-847: 2014) und BauBuche GL70 nach (ETA-14/0354: 2015) in Bezug auf einen Referenzquerschnitt aus Vollholz C24 entsprechend (ÖNORM EN 338: 2016) zeigt Abbildung 1.

Die Berechnungsgrundlage dafür bildet (ÖNORM EN 1995-1-1: 2015), sowie die folgenden Annahmen:

- Nutzungsklasse 1
- Klasse der Lasteinwirkungsdauer: mittel
- gleichbleibende Querschnittshöhe von 300 mm

Werkstoffe	Vollholz C24	BSH GL24h	FSH Fichte	BauBuche GL70
maßgebende Eigenschaften				
Biegung $f_{m,k}$	 200/100%	 192/96%	 92/46%	 60/30%
Schub $f_{v,k}$	 200/100%	 220/110%	 126/63%	 108/54%
Druck $\parallel f_{c,0,k}$	 200/100%	 168/84%	 115/58%	 59/29%
Zug $\parallel f_{t,0,k}$	 200/100%	 145/73%	 80/40%	 47/24%
E-Modul $E_{mean}$	 200/100%	 191/96%	 159/80%	 132/66%
Erforderliche Breite in [mm] bei gleicher Beanspruchung Materialverbrauch in [%]				

**Abbildung 1: Erforderliche Querschnitte für verschiedene Festigkeitskennwerte (in Anlehnung an Pollmeier 2017)**

Um die von der BauBuche höheren Widerstände über den noch dazu kleiner werdenden Querschnitt auch im Anschlussbereich übertragen zu können, bedarf es an Innovationen in der Verbindungstechnik. Dazu gehört vor allem auch eine Optimierung der Holzschrauben auf Herausziehen hinsichtlich der zuvor erwähnten Leistungsfähigkeit bei geringeren Einschraubtlängen.

# KAPITEL 2: LITERATURRECHERCHE

## 2-1 ALLGEMEINES ZU HOLZSCHRAUBEN

Schrauben gehören generell zu den gängigsten Verbindungsmitteln, die in der Bauindustrie, bei der Konstruktion von Maschinen aber auch in der Medizin, sowie in vielen anderen Bereichen verwendet werden; sei dies für Verbindungen in Holz-, Beton- oder Stahltragwerken, in der Computertechnologie, oder aber auch für das Verbinden oder Befestigen von Knochen. Bei den Verbindungen in Holz werden zwei hochleistungsfähige Verbindungsmittel bei axialer Beanspruchung unterschieden in geklebte Verbindungen (eingeklebte Stahlstäbe, eingeklebte Bleche) und geschraubte Verbindungen. In weiterer Folge werden in dieser Arbeit die geschraubten Verbindungen behandelt.

Die Holzschrauben als leistungsfähige Verbindungsmittel, wie wir sie heute kennen, sind erst seit rund zwanzig Jahren im Einsatz. Dabei können die ersten Grundlagenarbeiten und Bewertungen mit 1990 abgegrenzt werden, siehe (Ringhofer lfd.). Durch die Weiterentwicklung der Schraube im konstruktiven Ingenieurholzbau steht dem Ingenieur einerseits durch seine schnelle und wirtschaftliche Montage ein sehr flexibles, sowie andererseits vor allem bei axialer Belastung ein sehr leistungsfähiges Verbindungsmittel zur Verfügung (Ringhofer et al. 2015a).

### 2-1.1 BEGRIFFE & DEFINITION

Das „System Schraube“, gemäß (Pirnbacher 2007) eine komplexe Zusammensetzung mehrerer Schraubenelemente, besteht im Wesentlichen aus den folgenden Bausteinen nach Tabelle 2:

**Tabelle 2: Zusammensetzung der Schraube aus den unterschiedlichen Bausteinen**

Baustein	Ausprägungen bzw. Parameter	Aufgabe
Antrieb	in der Regel TORX Antrieb	Kraftübertragung beim Eindrehen
Kopf	Zylinderkopf, Senkkopf, Scheibenkopf, etc.	Widerstand gegen Kopfdurchziehen
Schaft	kann entfallen (bei Vollgewindeschrauben)	-
Reibenschaft	kann entfallen	soll den Freilauf des Schaftbereiches zur Minderung des Eindrehwiderstandes sicherstellen
Gewinde	definiert über Verhältnis Außen-/Kerndurchmesser, Ganghöhe, Flankenneigung, Flankenform	Kraftübertragung Schraube/Holz
Verdichter	kann entfallen	zur Verdichtung des Bohrmaterials und somit zur Reduzierung des Eindrehwiderstandes
Spitze	Vollspitze, Halbspitze, Bohrspitze, Cut-Spitze, etc.	zur Erleichterung des Applizierens, Reduktion der Spaltkräfte beim Eindrehen, Zerkeinerung des Bohrmaterials, Reduktion des Eindrehwiderstandes
Passivierung bzw. Beschichtung	-	zur Reduktion des Eindrehwiderstandes durch Herabsetzung des Reibwiderstandes und zum Korrosionsschutz

Abbildung 2 zeigt eine Übersicht verschiedener Schraubentypen, dargestellt mit den einzelnen Bausteinen, aus der sich die Schraube je nach Hersteller zusammensetzt.

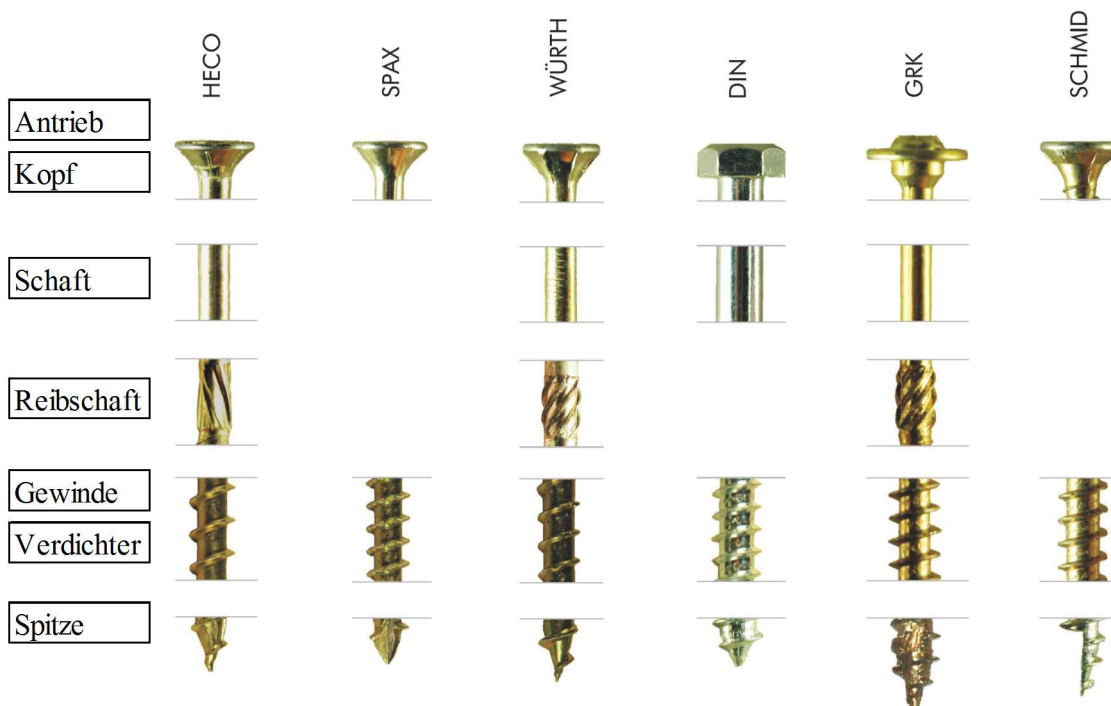


Abbildung 2: Schrauben im Vergleich (Pirnbacher 2007)

Des Weiteren werden bei Holzschrauben (vor allem bei Teilgewindeschrauben) verschiedene Längenbezeichnungen verwendet, die in Abbildung 3 in Anlehnung an (Ringhofer lfd.) definiert werden.

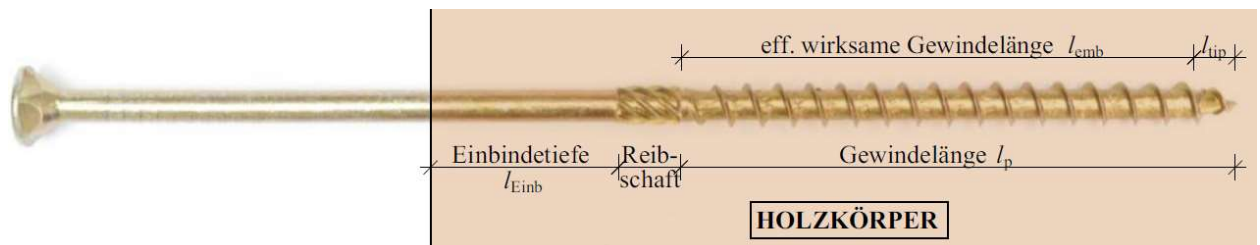


Abbildung 3: Längenbezeichnungen in Anlehnung an (Ringhofer lfd.)

- Einbindetiefe  $l_{emb}$   
Teil des gewindefreien Schaftes der sich im Holz befindet.
- Gewindelänge  $l_p$   
Eindringtiefe des Gewindes (= profilierter Schaftteil)
- Reib-schaft
- effektiv wirksame Gewindelänge  $l_{ef}$   
Gewindelänge im Holz abzüglich der nicht voll wirksamen Schraubenspitze.
- Länge der Schraubenspitze  $l_{tip}$

Im Detail wird in dieser Arbeit auf den Baustein „Gewinde“ mit Fokus auf dessen Geometrie eingegangen, welcher in Abbildung 4 anhand einer aktuellen Holzschraube genauer dargestellt ist. Die Bezeichnungen werden festgelegt und in weiterer Folge einheitlich in dieser Arbeit verwendet. Die Flankenneigung  $\varphi$  wird aufgrund der Möglichkeit einer unsymmetrischen Gewindeflankenausbildung unterteilt in den die lastzugewandte Flankenoberseite definierenden Winkel  $\varphi_o$ , sowie  $\varphi_u$ , welcher die unbelastete Gewindeflanke begrenzt. Es gilt:  $\varphi = \varphi_o + \varphi_u$ .



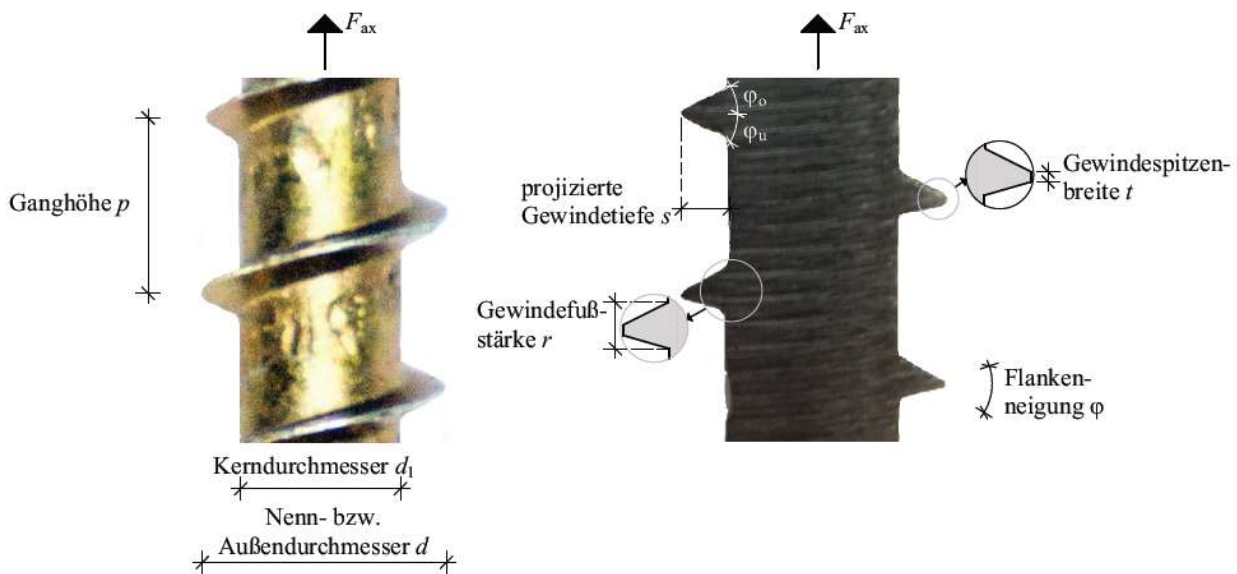


Abbildung 4: Geometrieparameter des Gewindes, am Beispiel einer typischen selbstbohrenden Holzschraube

## 2-1.2 GESCHICHTLICHE ENTWICKLUNG

Die folgenden inhaltlichen Darlegungen und Quellen zur geschichtlichen Entwicklung von Schrauben stammen vorwiegend aus der Arbeit von (Hübner 2013).

Bei der Geschichte der Schraube gehen die Meinungen auseinander. In vielen Literaturquellen wird angegeben, dass Archimedes (287 – 212 v. Chr.) das Prinzip der Schraube für das Fördern von Wasser entwickelt hat. Es gibt in der Schraubenforschung jedoch einige Anzeichen dafür, dass Archytas von Tarent (428 – 350 v. Chr.) um 400 v. Chr. die Mechanik der Schraube erfunden und in Pressen für die Gewinnung von Olivenöl und Traubensaft angewendet hat (Eames 2012; Bolt Science 2016).

Die Schrauben als Verbindungsmittel, wie sie heute bekannt sind, entstanden aber erst viel später um 1500 n. Chr. 1568 fand der händische Herstellungsprozess von Schraubengewinden mit der Erfindung der ersten verwendbaren Gewindeschneidmaschine von Jacques Besson ein Ende. (Kramer 2016).

Im Zeitraum von 1751 bis 1760 leisteten drei englische Brüder, John, Job und William Wyatt, in Birmingham verschiedene Beiträge zur Schraubenentwicklung. John Wyatt produzierte 1751 die weltweit erste Holzschraube mit Zylinderschaft und einem zylindrischen Gewinde aus Eisen, die sich als Durchbruch hinsichtlich der Haltefestigkeit von Holzschrauben erwies. Job und William meldeten schließlich 1760 das britische Patent mit der Nummer 751 für die Entwicklung des ersten automatischen Herstellungsverfahrens an, mit dem es möglich war zehn Schrauben pro Minute herzustellen (Hewertson 2005).

Der englische Werkzeugmacher Jesse Ramsden (1735 – 1800) baute 1770 die erste zufriedenstellende Drehmaschine (Gewindeschneidmaschine). Dadurch wurde die Möglichkeit, präzisere Schrauben herzustellen, geschaffen (Bolt Science 2016). Ramsden inspirierte damit den Engländer Henry Maudslay (1771 – 1831), der 1797 die erste kraftbetriebene Drehmaschine entwickelte, sowie den Amerikaner David Wilkinson, der dies 1798 in Amerika tat (Kramer 2016). Abbildung 5 zeigt einige Beispiele für die laufende Weiterentwicklung von Holzschrauben, bei der sich kurzzeitig, siehe Abbildung 5 Bild c), sogar die Drehrichtung änderte.



a) handgefeilte  
Holzschraube ca. 1780



b) gedrehte Holzschraube  
ca. 1810



c) Holzschraube ca. 1845

**Abbildung 5: Entwicklung von handgefeilten und gedrehten Holzschrauben (White 2005)**

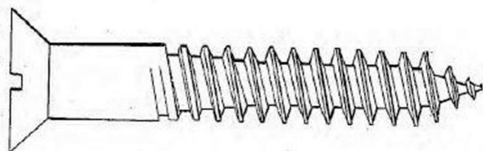
Die erste Schraubenfabrik „Abom and Jackson“ eröffnete 1810 in Nordamerika im Bundesstaat Rhode Island (Kramer 2016).

John Sutton Nettlefold (1792 – 1866) errichtete 1819 seine erste Schraubenproduktion in Sunbury. Er machte einerseits in der maschinellen Einrichtung seines Betriebes, andererseits im Schraubendesign beträchtliche Fortschritte. Ein wichtiger Fortschritt war zum Beispiel die Entwicklung des tief eingeschnittenen Sägezahnengewindes, siehe dazu Abbildung 6. Der grundsätzliche Ansatz darin bestand im Herstellen eines konischen Schraubenkerns, während gleichzeitig ein zylindrisches Gewinde aufrechterhalten werden sollte. Diese fortschrittliche Erfindung ermöglicht ein einfaches Einschrauben bei Weichholz sowie vorgebohrtem Hartholz (Hewertson 2005).



**Abbildung 6: Nettlefolds Schraube mit zylindrischem Gewinde und konischem Kern (Hewertson 2005)**

Im Gegensatz zu Nettlefolds Schraube, die sich zwar zum Schraubenende hin verjüngt, aber noch immer mit einem stumpfen Ende abschießt, gelang der erste erfolgreiche Prozess, maschinell erzeugte konische Spitzen zu fabrizieren, 1846 J.T. Sloan in New York. Das Besondere an dieser Schraube, welche in Abbildung 7 dargestellt ist, war, dass das Gewinde an der Spitze dieselbe Neigung wie der Rest der Schraube hatte. Viele vorhergehende Spitzen waren einfach konisch (ohne Gewinde) oder abgefeilt, was dementsprechend sehr teuer war (Hewertson 2005).



**Abbildung 7: Sloans Schraube 1846 (White 2005)**

In Österreich wurde die erste Schraubenfabrik Urban & Söhne 1848 durch Anton Urban in Wien gegründet. Der Betreiber dieser Anlage wuchs in den 1860er Jahren zu einem der weltweit größten Schraubenhersteller (Hübner 2013).

## 2-1.3 GEGENWÄRTIGE AUSFÜHRUNGEN

Dieses Kapitel soll einen kurzen Überblick über den Produktionsprozess von Holzschrauben und deren Herstellungsgrenzen in Bezug auf die Geometrie des Gewindes, sowie eine Zusammenfassung der aktuellen Geometrien und Kenngrößen von Holzschrauben verschiedener Hersteller geben. Dazu wird dieser Abschnitt in folgende Unterkapitel unterteilt:

- Produktionsprozess
- Recherche europäisch technischer Bewertungen (ETA)
- Geometrie und Kenngrößen TU Graz

In (Ringhofer lfd.) sind die wesentlichen Produktionsschritte für die Herstellung von selbstbohrenden Holzschrauben wie folgt angegeben:

- Vorbehandlung des Rohmaterials
- Formen der Schraubengeometrie
- Schraubenhärtungsprozess
- Aufbringen zusätzlicher Schutzbeschichtungen
- Nachbehandlung

Generell wird, für den gewöhnlichen Herstellungsprozess des Kaltumformens, Kohlenstoffstahl nach (ON EN 10263: 2002) mit einer bestimmten chemischen Zusammensetzung, sowie den erforderlichen mechanischen Eigenschaften und der Nachbehandlung nach (ON EN 10263: 2002) verwendet.

Zunächst werden Walzdrähte mit bestimmten Drahtdurchmessern  $d_{\text{draht}}$  gebeizt, um mögliche Oxide oder Rostschichten zu entfernen. In einem nächsten Schritt werden Stahldrähte mechanisch gezogen. Dadurch erhält man einen geeigneten Drahtdurchmesser für die Schraubenproduktion, sowie ein verdichtetes Gefüge. Zum Beispiel benötigt man für eine typische Holzschraube mit einem Durchmesser  $d = 8$  mm einen Drahtdurchmesser von  $d_{\text{draht}} = 5,80$  mm.

Der Kaltumformungsprozess kann in zwei Schritte unterteilt werden: Im ersten Schritt werden die abgelängten Stahlstifte an einem Ende eingespannt, um am anderen Ende den Schraubenkopf aufzupressen. Eine Übersicht der gängigsten Schraubkopfformen ist in der Arbeit von (Ringhofer lfd.) angeführt. In einem zweiten Schritt erfolgt die Herstellung des Gewindes sowie der Schraubenspitze. Dafür gibt es zwei Möglichkeiten: Der übliche Herstellungsprozess, der in der Massenanfertigung von Schrauben angewendet wird, ist das Walzen. Beim Walzprozess werden robuste Stahl-Walzbacken, die für jeden Schraubentyp eigens angefertigt werden müssen, verwendet. Dabei werden die abgelängten Stahlstifte zwischen zwei Walzbacken, bei der die eine fest und die andere lose ist, unter Druck gerollt und somit das Gewinde geformt. In Abbildung 8 ist der prinzipielle Vorgang des Walzens dargestellt.

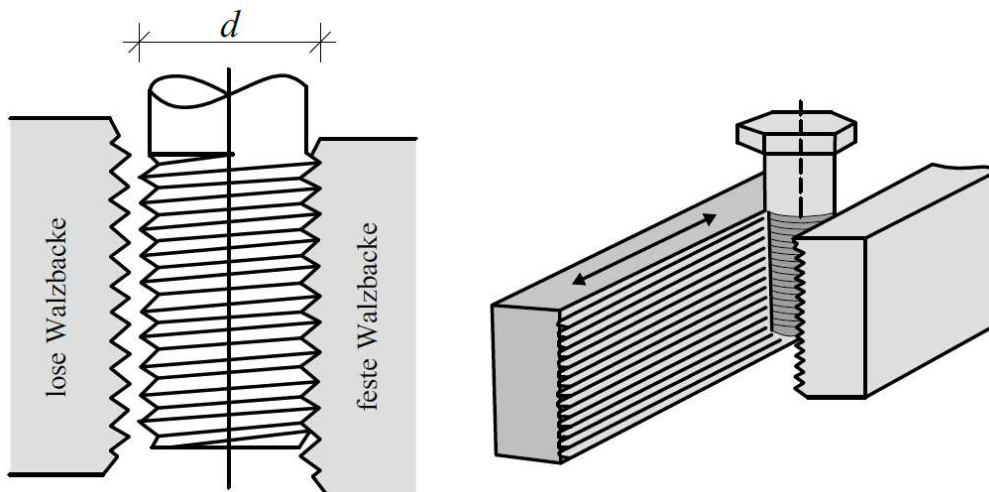
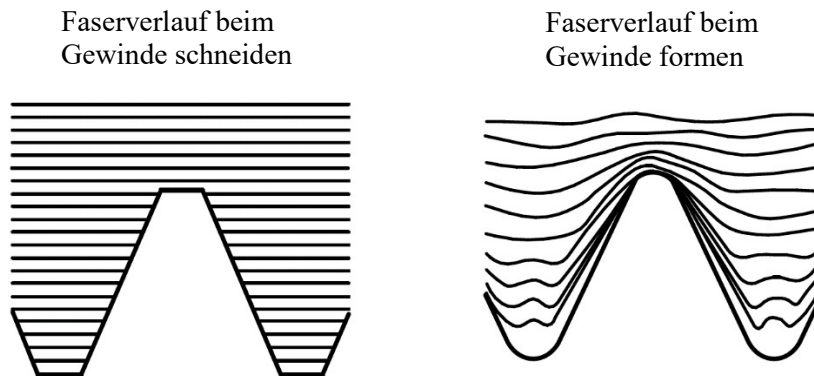


Abbildung 8: Schema Walzvorgang (Würth 2016)

Die zweite Möglichkeit ein Gewinde herzustellen, wäre das Gewinde zu schneiden. Bei diesem Verfahren wird das Gewinde mit einem Gewindebohrer oder einer Schneidkluppe hergestellt. Der Unterschied zwischen den beiden Verfahren liegt einerseits in der Herstellungszeit, die beim Walzen deutlich geringer und somit auch um einiges wirtschaftlicher ist, und andererseits im durch den Produktionsvorgang entstehenden Faserverlauf, dargestellt in Abbildung 9.



**Abbildung 9: unterschiedlicher Faserverlauf (Würth 2016)**

Beim Walzprozess wird der Faserverlauf des Gewindes im Gegensatz zum Gewindeschneiden nicht unterbrochen, wodurch gemäß (Würth 2016) eine höhere Festigkeit erreicht werden kann. Dieser Effekt tritt laut Herrn Reischer von der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH aber nur dann auf, wenn anschließend die Schraube nicht gehärtet wird.

Der Härtingsprozess erfolgt nach dem Kaltumformen, durch den die Zug- und Torsionsfestigkeit erheblich gesteigert werden kann. Der Erhärtungsprozess von Stahl besteht generell aus vier Phasen:

1. Erhitzen auf ca. 900 °C, um den kristallinen Zustand von Eisen in Austenit- ( $\gamma$ -Eisen) und Ferrit- ( $\alpha$ -Eisen) Kristalle oder gemischte Formen zu trennen.
2. Konstante Temperatur für eine bestimmte Zeit, bis vollständiges Austensieren auftritt.
3. Abkühlen unter 300 °C (Umwandlung von  $\gamma$ - zu  $\alpha$ -Eisen) durch Abschrecken in Wasser oder Öl. Dies führt zu inneren Spannungen und dadurch zu steigender Härte, Festigkeit und Sprödigkeit.
4. Erneutes Erhitzen auf ca. 300 °C (optional)

Zum Schutz vor Korrosion werden die Schrauben anschließend entweder metallurgisch modifiziert oder mit einer zusätzlichen Schutzbeschichtung behandelt. Der gegenwärtig am häufigsten eingesetzte Korrosionsschutz ist die galvanische Verzinkung, welche durch das Eintauchen der Schrauben in einem Zinkbad entsteht. Zusätzlich werden die Schrauben bei dieser Methode oftmals mit einem chromhaltigen Medium überzogen.

Als letzter Schritt werden die Schrauben mit einer Gleitbeschichtung versehen, um die Oberflächenreibung und dadurch das Eindrehmoment zu verringern.

Die Anforderungen an Holzbauschrauben für den Einsatz in Bauholz für tragende Zwecke sind nach (ÖNORM EN 14592: 2012) geregelt, wobei das  $d_1/d$  Verhältnis mit 0,60 bis 0,90 begrenzt wird. Herstellungstechnisch möglich bzw. wirtschaftlich sinnvoll ist laut Herrn Reischer von der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH beim Gewindewalzen ein  $d_1/d$  Verhältnis von 0,52 bis 0,75. Des Weiteren ist die obere bzw. untere Flankenneigung mit 5 bis 30° begrenzt. Diese Geometrieverhältnisse gilt es nun genauer zu untersuchen.

Dazu werden nun in diesem Abschnitt europäisch technische Bewertungen (European Technical Assessments; ETAs) verschiedener Schraubenhersteller untersucht. Im Wesentlichen werden die Geometrieparameter Gewindeaußen- bzw. Nenndurchmesser ( $d$ ), Kerndurchmesser ( $d_1$ ), Ganghöhe ( $p$ ), Flankenneigung ( $\varphi$ ), sowie das Verhältnis von projizierter Gewindetiefe zur Ganghöhe ( $s/p$ ) der einzelnen Bewertungen miteinander verglichen. Schrauben mit HiLo-Gewinde (high-low) werden dabei nicht

berücksichtigt. Während bei gewöhnlichen Schrauben die Parameter  $p$ ,  $d$  und  $\varphi$  konstant sind, variieren bei Schrauben mit HiLo-Gewinde jeweils zwei definierte Parameter für  $p$ ,  $d$  und  $\varphi$  abwechselnd. Durch diese abwechselnden Geometrieparameter ist es nicht möglich, die Ausziehfestigkeit eindeutig auf eine Geometrieform rückzuschließen.

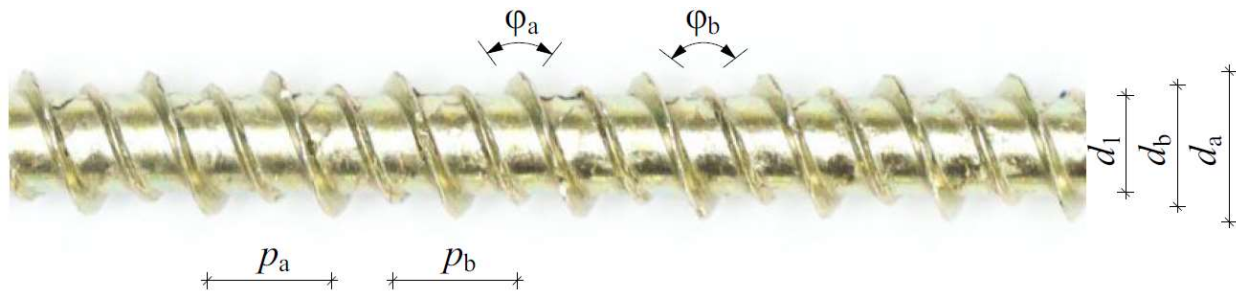


Abbildung 10: Darstellung und Bezeichnung eines HiLo Gewindes

Die Recherche hat zum Ziel Extremwerte für die oben genannten Geometrieparameter zu finden und anhand der zugeordneten Schraubentypen deren mögliche Auswirkungen auf die Ausziehfestigkeit der Schrauben zu untersuchen.

Für jeden Geometrieparameter werden die maximalen und minimalen Werte für Schrauben mit den Durchmessern  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm ausgewertet und in den folgenden Tabellen zusammengefasst. Des Weiteren werden die dazugehörigen Berechnungsformeln für die axiale Ausziehfestigkeit lt. der jeweiligen Bewertung und der bezogenen charakteristischen Rohdichte vermerkt.

Folgende Schraubenhersteller sind nach Tabelle 3 in der Recherche miteinbezogen:

Tabelle 3: ausgewählte Schraubenhersteller für die Recherche der Schrauben Bewertungen

Hersteller	ETA	Gültigkeitszeitraum	Hersteller	ETA	Gültigkeitszeitraum
Behrens	12/0354	26.06.2013 – 26.06.2018	JD	13/0674	18.06.2013 – 18.06.2018
Berner	12/0280	18.06.2013 – 18.06.2018	NOVA	13/0090	28.05.2013 – 28.05.2018
BFU Fixing	11/0389	12.03.2012 – 12.03.2017	Reisser	11/0106	15.08.2012 – 28.02.2016
Bierbach	12/0087	16.04.2013 – 04.06.2017	Rotho Blaas	11/0030	08.11.2012 – 05.04.2016
Bi-Mirth	12/0471	13.06.2013 – 08.01.2018	Schäfer und Peters	11/0283	08.05.2013 – 08.05.2018
BTI	12/0521	18.06.2013 – 18.06.2018	Schmid	12/0373	05.11.2012 – 04.11.2017
CELO	12/0198	24.05.2012 – 24.05.2017	Schmidt	12/0191	26.06.2013 – 26.06.2018
DOMAX	13/0393	20.06.2013 – 19.06.2018	SFS	11/0331	26.06.2013 – 26.06.2018
E.u.r.o. Tec	11/0024	26.06.2013 – 26.06.2018	Sihga	11/0425	28.09.2011 – 22.03.2016
Fischer	11/0027	26.06.2013 – 26.06.2018	Sihga	13/0842	28.06.2013 – 04.11.2017
Fu Shang	13/0091	28.05.2013 – 28.05.2018	Simpsons Strong Tie	13/0796	28.06.2013 – 04.11.2017
GH Baubeschläge	12/0501	21.12.2012 – 05.04.2016	Spax	12/0114	26.06.2013 – 17.07.2017
GH Baubeschläge	13/0899	26.06.2013 – 17.07.2017	SWG	12/0196	29.01.2013 – 16.07.2017
Heco	11/0284	05.09.2011 – 05.09.2016	SWG	12/0197	26.06.2013 – 17.07.2017
Heco	11/0452	06.12.2011 – 06.12.2016	TOB	13/0816	18.06.2013 – 18.06.2018
Heco	12/0132	21.05.2012 – 21.05.2017	WBS	12/0276	06.09.2012 – 06.09.2017
Hilti	12/0483	25.10.2012 – 28.02.2016	Würth	11/0190	27.06.2013 – 27.06.2018

Im Folgenden eine Zusammenfassung der Extremwerte für die vorher beschriebenen Geometrieparameter der in Tabelle 3 genannten Schraubenhersteller.

Die Auswertung der Bewertungen zeigt eine Bandbreite des  $d_1/d$  Verhältnisses von 0,57 bis 0,75. Aufgrund der geringen Unterschiede zwischen den charakteristischen axialen Ausziehfestigkeiten der Bewertungen lässt sich nur die Tendenz einer steigenden Ausziehfestigkeit bei größer werdendem  $d_1/d$  erkennen.

**Tabelle 4: Bandbreite des  $d_1/d$  – Verhältnisses für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$\eta_{\min}$	Nr.	Bewertung	$\rho_k$	$f_{ax,k}$	$\eta_{\text{mean}}$	$\eta_{\max}$	Nr.	Bewertung	$\rho_k$	$f_{ax,k}$
	[-]	[-]	[-]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]		[-]	[-]	[-]	[-]	[kg/m <sup>3</sup> ]
5	0,58	39	ETA-12/0280	350	12,0	0,64	0,75	25	ETA-11/0024	350	12,1
8	0,60	245	ETA-12/0114	≤ 590	12,0	0,66	0,68	183	ETA-11/0283	350	13,7
10	0,59	246	ETA-12/0114	≤ 590	11,5	0,62	0,66	141	ETA-12/0132	350	10,5
12	0,57	112	ETA-12/0501	350	-	0,60	0,63	89	ETA-11/0027	350	10,0

Da die mittleren  $d_1/d$  Verhältnisse, wie in Tabelle 4, nur eine geringe Bandbreite aufweisen, sind in Tabelle 5 und Tabelle 6 auch die Fertigungstoleranzen (Untergrenze/Obergrenze) je Durchmesser für den Kerndurchmesser  $d_1$  und den Nenndurchmesser  $d$  angegeben. Das bedeutet, dass jeweils für  $d_1$  und  $d$  der kleinste Wert, der Mittelwert und der größte Wert über alle Schraubenhersteller für die Obergrenze ( $d_{1,\max}/d_{\max}$ ) sowie die Untergrenze ( $d_{1,\min}/d_{\min}$ ) herausgefiltert wurden. Dadurch lässt sich eine Bandbreite des  $d_1/d$  Verhältnisses von 0,49 bis 0,87 darstellen.

**Tabelle 5: Bandbreite der Fertigungstoleranzen des Kerndurchmessers für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$d_{1,\min}$			$d_{1,\max}$		
	min	mean	max	min	mean	max
5	2,70	2,99	3,60	3,00	3,34	3,90
8	4,70	5,01	5,40	5,00	5,46	5,75
10	5,70	5,97	6,30	6,00	6,49	7,10
12	6,46	6,90	7,40	6,97	7,43	8,05

**Tabelle 6: Bandbreite der Fertigungstoleranzen des Außendurchmessers für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$d_{\min}$			$d_{\max}$		
	min	mean	max	min	mean	max
5	4,50	4,76	5,20	4,95	5,18	5,50
8	7,30	7,66	8,30	8,00	8,30	8,70
10	9,50	9,64	10,00	10,00	10,35	10,50
12	11,30	11,58	11,80	12,00	12,36	12,60

Bezüglich der Ganghöhe ist interessant, dass die kleinste Ganghöhe bei der Schraube mit dem kleinsten Durchmesser (siehe Tabelle 7) die größte Ganghöhe aber nicht bei der Schraube mit dem größten Durchmesser auftritt (siehe Tabelle 8).

Auch hier ist nur eine Tendenz mit steigender Ausziehfestigkeit bei kleiner werdender Ganghöhe, was aber vor allem auf den kleiner werdenden Durchmesser zurückzuführen ist, erkennbar. Dabei bezieht sich die angegebene Referenzschiebfestigkeit in den dargelegten Tabellen jeweils auf einen Last-Faserwinkel von 90°.

**Tabelle 7: Bandbreite der min. Ganghöhe  $p$  [mm] für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$p_{\min}$ [mm]	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$p_{\text{mean}}$ [mm]	$p_{\max}$ [mm]	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
		[-]	[-]					[-]	[-]		
5	1,98	22	ETA-11/0024	350	12,1	2,49	4,95	167	ETA-11/0106	350	12,5
8	3,24	117	ETA-13/0899	≤ 590	11,0	4,62	5,90	87	ETA-11/0027	350	10,0
10	3,96	118	ETA-13/0899	≤ 590	10,0	5,44	7,40	88	ETA-11/0027	350	10,0
12	5,40	61	ETA-12/0471	350	10,0	5,95	7,40	89	ETA-11/0027	350	10,0

**Tabelle 8: Bandbreite der max. Ganghöhe  $p$  [mm] für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$p_{\min}$ [mm]	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$p_{\text{mean}}$ [mm]	$p_{\max}$ [mm]	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
		[-]	[-]					[-]	[-]		
5	2,20	107	ETA-13/0091	350	13,0	3,00	6,05	167	ETA-11/0106	350	12,5
8	3,96	117	ETA-13/0899	≤ 590	11,0	5,53	7,15	17	ETA-11/0024	350	11,1
10	4,50	58	ETA-12/0087	350	10,0	6,47	8,25	132	ETA-11/0284	350	11,8
12	6,60	61	ETA-12/0471	350	10,0	6,99	7,50	89	ETA-11/0027	350	10,0

Die Flankenneigung variiert, mit Ausnahme der Schrauben bei der zwei verschiedene Flankenneigungen auftreten, nur sehr gering zwischen 35° und 40°, weshalb hier auf Basis der Daten aus den Bewertungen keinerlei Aussage auf die Beeinflussung der Flankenneigung auf die Ausziehfestigkeit möglich ist.

Das kleinste als auch das größte Verhältnis der projizierten Gewindetiefe ( $s$ ) zur Ganghöhe ( $p$ ) tritt jeweils bei Schrauben mit einem Durchmesser von 5 mm auf. Anhand der Angaben in den Bewertungen, siehe dazu Tabelle 9, kann aber für dieses Parameterverhältnis keine Aussage betreffend eines möglichen Einflusses auf die Ausziehfestigkeit getroffen werden.

**Tabelle 9: Bandbreite des  $s/p$  Verhältnisses für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

$d$	$s/p_{\min}$	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$s/p_{\text{mean}}$	$s/p_{\max}$	Nr.	Bewertung	$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$f_{ax,k}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
	[-]	[-]	[-]				[-]	[-]	[-]		
5	0,17	167	ETA-11/0106	350	12,5	0,35	0,48	39	ETA-12/0280	350	12,0
8	0,20	17	ETA-11/0024	350	12,1	0,28	0,42	117	ETA-12/0114	≤ 590	12,0
10	0,23	141	ETA-11/0027	350	10,0	0,33	0,45	118	ETA-12/0087	350	10,0
12	0,29	89	ETA-11/0027	350	10,0	0,37	0,42	189	ETA-12/0373	350	11,2

Die folgende Tabelle 10 zeigt zusammenfassend für alle Schrauben mit den Durchmessern  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm die wesentlichen Ergebnisse der Recherche der Holzschrauben Bewertungen.

**Tabelle 10: Zusammenfassung der Recherche der Bewertungen für  $d = 5, 8, 10$  und  $12$  mm**

Parameter	min	max
$d_1/d$	0,57	0,75
$p$	1,98	8,25
$s/p$	0,17	0,48

Die Recherche zeigt weiterhin, dass es gegenwärtig nur wenige Bewertungen gibt, die auch für Laubholz anwendbar sind. Diese Bewertungen sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Gemäß diesen Bewertungen

erweiterte sich zwar der Anwendungsbereich, insbesondere der Rohdichte, Unterschiede in der Berechnung der Ausziehfestigkeit zu den Bewertungen, welche nur für den Nadelholzbereich bestimmt sind, sind nicht gegeben.

**Tabelle 11: ETA-Bewertungen für Laubholz**

Hersteller [-]	Bewertung [-]	Laubhölzer [-]	$\rho_{k,max}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
GH-Baubeschläge	ETA-13/0899	Buche, Eiche	590
SPAX International GmbH	ETA-12/0114	Laubholz (VH u. BSH)	590
SWG Schraubenwerk Gaisbach GmbH	ETA-12/0197	Buche, Eiche	590
Adolf Würth GmbH & Co. KG	ETA-11/0190	Buche, Eiche (VH u. BSH)	-

Da man davon ausgehen muss, dass die Ausziehfestigkeiten, wie sie den Bewertungen entnommen werden können, nicht direkt Ergebnisse aus Prüfungen widerspiegeln, ist es bei den gegebenen geringen Bandbreiten der Parameter nicht eindeutig möglich die Ausziehfestigkeitswerte lt. Bewertung auf Ausprägungen der Geometrieparameter zurückzuführen. Des Weiteren lässt die bisherige Recherche die Vermutung zu, dass es sich bei der derzeitigen Ausbildung der Holzschraube um eine weitgehend allgemein anerkannte Ausführung handelt, die sich im Laufe der letzten Jahre, vor allem bedingt durch die Herstellprozesse, hinsichtlich der Geometrie und sonstiger Merkmale, am Markt etabliert hat. Betrachtet man als Beispiel das Verhältnis Kern- zu Außen- bzw. Nenndurchmesser,  $d_1 / d$ , einer Schraube mit Nenndurchmesser  $d = 8$  mm, so weisen gegenwärtig in Europa zugelassene Schrauben eine Bandbreite von 0,60 bis 0,68 auf. Da zudem die Recherche der Bewertungen für die untersuchten Schraubendurchmesser keine wesentlichen Fakten über den Einfluss der Geometrieparameter von Holzschrauben liefern konnte, werden als nächster Schritt die vorhandenen Ausziehversuche vergangener Prüfungen, durchgeführt am Institut für Holzbau und Holztechnologie der TU Graz, ausgewertet und ähnlich der Recherche der Bewertungen für die unterschiedlichen Geometrieparameter zusammengefasst. Trotz der geringeren Bandbreite einzelner Geometrieparameter liegt der Vorteil dieser Recherche in der Tatsache, dass gegenüber den Daten aus den Bewertungen nun direkt Prüfdaten von Ausziehfestigkeiten und zugehöriger Schraubengeometriedaten hinsichtlich einer möglichen Beziehung zueinander analysiert werden können.

Anhand einer großen Anzahl an Ausziehversuchen an der TU Graz werden nun die Geometriedaten der Schrauben aus den Versuchen aufgenommen und die mittleren axialen Ausziehfestigkeiten bei einem Achs-Faserwinkel von  $\alpha = 0^\circ$  bzw.  $90^\circ$  aus den Versuchen für die Extremwerte der einzelnen Parameter ( $d_1/d$ ,  $p$ ,  $s/p$ ) ausgewertet. Zur besseren Vergleichbarkeit werden die mittleren Ausziehfestigkeiten  $f_{ax,mean}$  gemäß Gl. (2.1) nach (Ringhofer et al. 2015a) auf eine Referenzrohichte von  $\rho_{ref} = 430$  kg/m<sup>3</sup> bezogen.

$$f_{ax,12,korr} = f_{ax,12} \cdot \left( \frac{\rho_{12}}{\rho_{ref}} \right)^{k_p}, \quad (2.1)$$

$$\text{mit } k_p = \begin{cases} 1,10 & \text{für } 0^\circ < \alpha \leq 90^\circ \\ 1,25 - 0,05 \cdot d & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.2)$$

Zur Analyse werden jene Daten von Schrauben ausgewählt, welche hinsichtlich ihrer Geometrieausprägungen deutlich vom Durchschnitt abweichen. Diese Auswahl wird getrennt nach den Nenndurchmessern  $d = 4, 6, 8, 10$  und  $12$  mm getroffen und mögliche Trends und Beziehungen mittels Regressionsanalysen untersucht. Dabei konzentriert man sich aufgrund seiner statistischen Stabilität auf den jeweiligen Mittelwert der Daten. Konfidenzintervalle für die Mittelwerte von  $f_{ax}$  je Schraubenummer, siehe Nr. in der jeweiligen Tabelle, bestimmt mittels Gl. (2.3) gemäß Studentschem T - Test, sind zudem in den jeweiligen Diagrammen eingetragen, siehe Abbildung 11 bis Abbildung 13. Somit können die jeweiligen Parameter für  $0^\circ$  und  $90^\circ$  gut miteinander verglichen werden.



$$\bar{x} \pm t_{\left(1-\frac{\alpha}{2}; n-1\right)} \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (2.3)$$

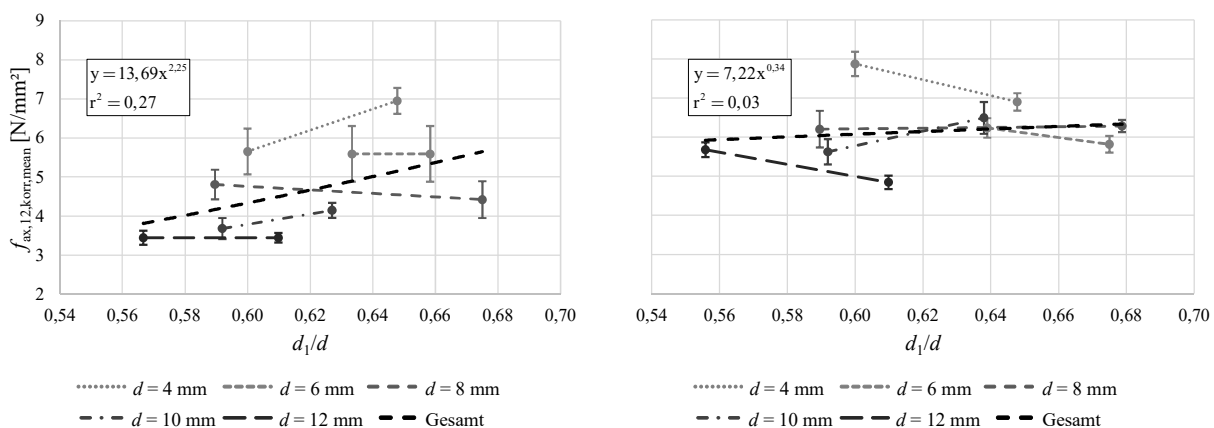
Betrachtet man in Tabelle 12, Tabelle 13 und Abbildung 11 aus den Ergebnissen die unterschiedlichen  $d_1/d$  Verhältnisse mit den dazugehörigen gemittelten Ausziehfestigkeiten  $f_{ax,12,mean,korr}$ , so kann hier aufgrund der geringen Bandbreite der  $d_1/d$  Verhältnisse kein Zusammenhang zu  $f_{ax}$  dargestellt werden.

**Tabelle 12: Überblick über die Ergebnisse für  $d_1/d$  ( $\alpha = 0^\circ$ )**

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$\eta_{mean}$						$\eta_{mean}$					
	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	0,60	12	37	5,12	391	5,65	0,65	36	37	6,42	399	6,95
6	0,63	16	53	5,08	389	5,59	0,66	16	53	5,08	389	5,59
8	0,59	51	83	4,94	444	4,81	0,68	5	71	4,38	425	4,42
10	0,59	54	68	3,65	425	3,68	0,63	6	68	3,67	365	4,14
12	0,57	25	178	3,19	382	3,44	0,61	39	130	3,34	410	3,44

**Tabelle 13: Überblick über die Ergebnisse für  $d_1/d$  ( $\alpha = 90^\circ$ )**

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$\eta_{mean}$						$\eta_{mean}$					
	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	0,60	13	37	6,81	377	7,87	0,65	40	37	6,58	412	6,90
6	0,64	41	65	5,86	406	6,23	0,68	8	65	5,68	421	5,82
8	0,59	50	83	6,48	448	6,20	0,68	9	71	5,89	406	6,28
10	0,59	55	128	5,68	434	5,62	0,64	10	68	5,83	390	6,49
12	0,56	11	66	5,47	416	5,68	0,61	43	130	4,50	402	4,84



**Abbildung 11: Ausziehfestigkeit bezogen auf das Verhältnis  $d_1/d$ : (links)  $\alpha = 0^\circ$ ; (rechts)  $\alpha = 90^\circ$**

Für  $\alpha = 0^\circ$  steigt, mit Ausnahme von  $d = 8$  mm, die Ausziehfestigkeit mit größer werdendem  $d_1/d$  an, oder bleibt im Fall von  $d = 6$  mm und  $d = 12$  mm konstant. Global gesehen resultiert für  $\alpha = 0^\circ$  ein eindeutig positiver Trend mit zunehmendem  $d_1/d$ . Die Ergebnisse bei  $\alpha = 90^\circ$  zeigen, mit Ausnahme von  $d = 8$  mm und  $d = 10$  mm, einen negativen Trend mit steigendem  $d_1/d$ . Der gering positiv dargestellte globale Trend in Abbildung 11 kann hier für  $\alpha = 90^\circ$  somit nicht als aussagekräftig angesehen werden. Auffallend ist in Abbildung 11, dass mit Ausnahme der Schraube mit einem Durchmesser von  $d = 10$  mm, bei der sowohl für  $\alpha = 0^\circ$  als auch für  $\alpha = 90^\circ$  die Ausziehfestigkeit mit größer werdendem  $d_1/d$  Verhältnis ansteigt, für die

anderen Schraubentypen die Trendlinien jeweils für  $\alpha = 0^\circ$  und  $\alpha = 90^\circ$  konträr sind. Das größer werdende  $d_1/d$  Verhältnis resultiert durchgehend aus einem größeren Kerndurchmesser.

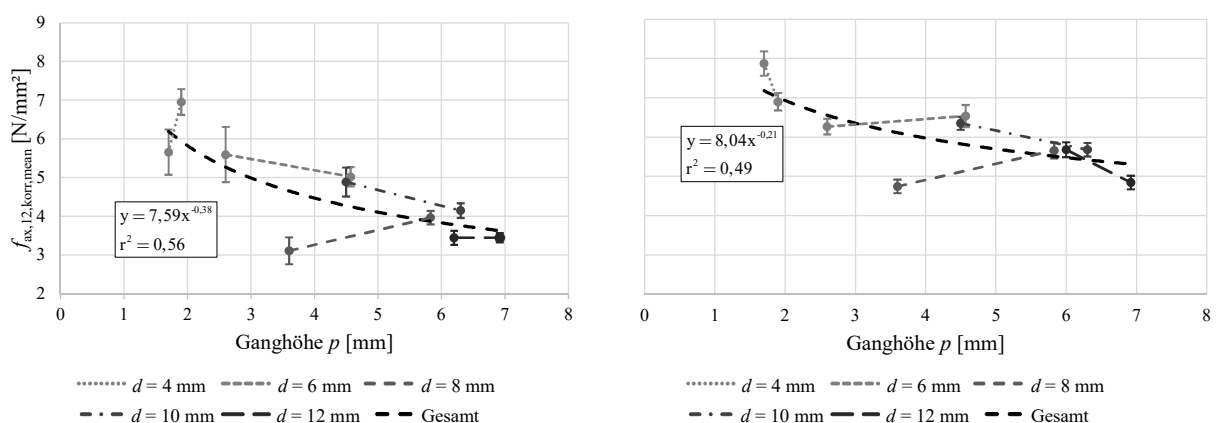
Die Ergebnisse für Ausziehfestigkeit vs. Ganghöhe sind je Durchmesser, wie in Tabelle 14, Tabelle 15 und Abbildung 12 dargestellt, sehr indifferent. Der globale Trend ist zudem überdeckt durch den Durchmesser einfluss. Das bedeutet, dass bei größerem Nenndurchmesser  $d$ , und damit entsprechend kleinerem  $d_1/d$  Verhältnis und kleinerer Ganghöhe, die Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  sinkt.

**Tabelle 14: Überblick über die Ergebnisse für  $p$  ( $\alpha = 0^\circ$ )**

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$p_{mean}$						$p_{mean}$					
	[mm]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	1,70	12	37	5,12	391	5,65	1,90	36	37	6,42	399	6,95
6	2,60	16	53	5,08	389	5,59	4,57	4	63	5,04	432	5,02
8	3,60	32	91	2,87	392	3,11	5,83	38	90	3,74	402	3,96
10	4,50	23	88	4,43	377	4,88	6,31	6	68	3,67	365	4,14
12	6,20	25	178	3,19	382	3,44	6,92	39	130	3,34	410	3,44

**Tabelle 15: Überblick über die Ergebnisse für  $p$  ( $\alpha = 90^\circ$ )**

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$p_{mean}$						$p_{mean}$					
	[mm]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	1,70	13	37	6,81	377	7,87	1,90	40	37	6,58	412	6,90
6	2,60	18	65	5,60	388	6,27	4,57	1	63	5,67	378	6,54
8	3,60	33	91	4,25	389	4,74	5,83	42	90	5,22	400	5,66
10	4,50	24	88	5,55	380	6,35	6,31	3	68	5,31	405	5,68
12	6,00	11	66	5,47	416	5,68	6,92	43	130	4,50	402	4,84



**Abbildung 12: Ausziehfestigkeit bezogen auf die Ganghöhe  $p$ : (links)  $\alpha = 0^\circ$ ; (rechts)  $\alpha = 90^\circ$**

Wie beim Vergleich des  $d_1/d$  Verhältnisses in Abbildung 11, bei dem ein tendentieller Anstieg der Ausziehfestigkeit in beiden Einschraubrichtungen mit steigendem  $d_1/d$  erkennbar ist, sticht auch beim Vergleich der Ausziehfestigkeit mit verschiedenen Ganghöhen in Abbildung 12 die Schraube mit  $d = 10$  mm heraus. Dabei steigt sowohl für  $\alpha = 0^\circ$  als auch für  $\alpha = 90^\circ$  die Ausziehfestigkeit mit kleinerer Ganghöhe an. Ebenfalls für beide Einschraubrichtungen gleich verhält sich die Schraube mit  $d = 8$  mm, bei der die Ausziehfestigkeit mit kleinerer Ganghöhe abnimmt. Die anderen Schrauben verhalten sich für die

beiden Einschraubrichtungen konträr. Allgemeine Aussagen zu einem möglichen Einfluss der Ganghöhe auf die Ausziehfestigkeit lassen sich anhand dieser Daten somit nicht ableiten.

Bezüglich dem  $s/p$  Verhältnis zeigen die Ergebnisse in Tabelle 16 und Tabelle 17 für  $\alpha = 90^\circ$  zur Faserrichtung eine leichte Tendenz bei allen Durchmessern. Abbildung 13 zeigt, dass die axiale Ausziehfestigkeit hier mit größer werdendem  $s/p$  Verhältnis durchgehend leicht ansteigt. Das  $s/p$  Verhältnis kann entweder durch eine größere Gewindetiefe ( $< d_1/d$ ) oder durch eine geringere Ganghöhe ( $< p$ ) erhöht werden. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass durch die größere Gewindetiefe  $s$  mehr Kraft von der Gewindeflanke auf das umgebende Holz übertragen werden kann. Vergrößert sich die Gewindetiefe  $s$ , so nimmt der Kerndurchmesser  $d_1$  ab und dadurch wird auch das  $d_1/d$  Verhältnis kleiner. Durch die geringere Ganghöhe sind bei gleicher Gewindelänge mehr Gewindeflanken zur Übertragung der Kräfte vorhanden. Dadurch könnte es ebenfalls möglich sein einen größeren Auszieh Widerstand zu erhalten, da die zu übertragenden Kräfte je Übertragungsflächeneinheit geringer sind.

Tabelle 16: Überblick über die Ergebnisse für  $s/p$  ( $\alpha = 0^\circ$ )

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$s/p_{mean}$						$s/p_{mean}$					
	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	0,36	36	37	6,42	399	6,95	0,47	12	37	5,12	391	5,65
6	0,23	4	63	5,04	432	5,02	0,42	16	53	5,08	389	5,59
8	0,24	79	71	4,20	435	4,16	0,40	51	83	4,93	402	5,23
10	0,30	6	68	3,67	365	4,14	0,43	23	88	4,43	377	4,88
12	0,33	39	130	3,34	410	3,44	0,42	25	178	3,19	382	3,44

Tabelle 17: Überblick über die Ergebnisse für  $s/p$  ( $\alpha = 90^\circ$ )

$d$	min	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$	max	Nr.	$l_{ef}$	$f_{ax,12,mean}$	$\rho_{12,mean}$	$f_{ax,12,mean,korr}$
	$s/p_{mean}$						$s/p_{mean}$					
	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[-]	[-]	[mm]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
4	0,36	40	37	6,58	412	6,90	0,47	13	37	6,81	377	7,87
6	0,22	8	65	5,68	421	5,82	0,42	18	65	5,60	388	6,27
8	0,24	83	71	5,61	413	5,87	0,40	50	83	6,48	448	6,20
10	0,30	3	68	5,31	405	5,68	0,43	24	88	5,55	380	6,35
12	0,33	43	130	4,50	402	4,84	0,44	11	66	5,47	416	5,68

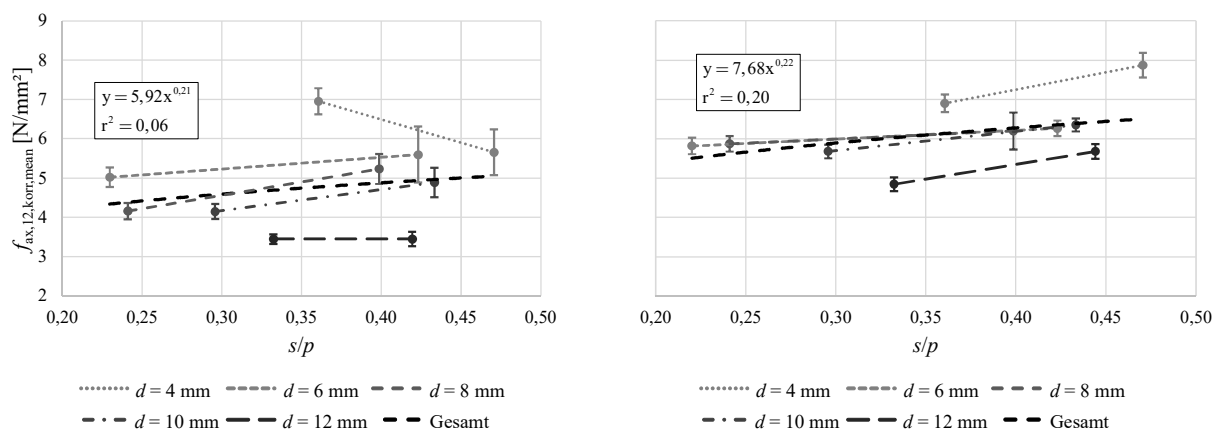


Abbildung 13: Ausziehfestigkeit bezogen auf  $s/p$ : (links)  $\alpha = 0^\circ$ ; (rechts)  $\alpha = 90^\circ$

Fasst man aus den Ergebnissen der Tabelle 16 und Tabelle 17 die Geometrieparameter  $s$  und  $p$  in einer eigenen Tabelle für  $\alpha = 0^\circ$  und  $\alpha = 90^\circ$  zusammen, und berücksichtigt auch zusätzlich das jeweilige  $d_1/d$  Verhältnis, so zeigt sich durchgehend, dass das größer werdende  $s/p$  Verhältnis aus jeweils einer größer werdenden Gewindetiefe  $s$  und einer kleiner werdenden Ganghöhe  $p$  resultiert. Durch die größer werdende Gewindetiefe  $s$  nimmt auch durchgehend bei jedem hier untersuchten Schraubentyp das  $d_1/d$  Verhältnis ab. Mit Ausnahme der Schraube mit einem Nenndurchmesser von  $d = 4$  mm, steigt sowohl bei  $\alpha = 0^\circ$  als auch bei  $\alpha = 90^\circ$  die Ausziehfestigkeit mit größer werdendem  $s/p$  Verhältnis an. Diese Erkenntnisse sind in Tabelle 18 und Tabelle 19 dargestellt. Die sich durch das  $s/p$  Verhältnis verändernde Übertragungsfläche, sowie die Spannungsanteile werden im Kapitel 3-2 wieder aufgegriffen und erläutert.

**Tabelle 18: Geometrieparameter für  $\alpha = 0^\circ$**

$d$ [mm]	Nr. [-]	$p$ [mm]	$s$ [mm]	$s/p$ [-]	$d_1/d$ [-]	Nr. [-]	$p$ [mm]	$s$ [mm]	$s/p$ [-]	$d_1/d$ [-]	Erkenntnisse
4	36	1,90	0,69	0,36	0,65	12	1,70	0,80	0,47	0,60	< $p$ , > $s$ $\rightarrow$ < $d_1/d$
6	4	4,57	1,05	0,23	0,65	16	2,60	1,10	0,42	0,63	
8	79	5,60	1,35	0,24	0,66	51	4,34	1,73	0,40	0,59	
10	6	6,31	1,87	0,30	0,63	23	4,50	1,95	0,43	0,61	
12	39	6,92	2,30	0,33	0,61	25	6,20	2,60	0,42	0,57	

**Tabelle 19: Geometrieparameter für  $\alpha = 90^\circ$**

$d$ [mm]	Nr. [-]	$p$ [mm]	$s$ [mm]	$s/p$ [-]	$d_1/d$ [-]	Nr. [-]	$p$ [mm]	$s$ [mm]	$s/p$ [-]	$d_1/d$ [-]	Erkenntnisse
4	40	1,90	0,69	0,36	0,65	13	1,70	0,80	0,47	0,60	< $p$ , > $s$ $\rightarrow$ < $d_1/d$
6	8	4,43	0,98	0,22	0,68	18	2,60	1,10	0,42	0,66	
8	83	5,60	1,35	0,24	0,66	50	4,34	1,73	0,40	0,59	
10	3	6,31	1,87	0,30	0,63	24	4,50	1,95	0,43	0,62	
12	43	6,92	2,30	0,33	0,61	11	6,00	2,67	0,44	0,56	

Es konnten nun in diesem Unterkapitel 2-1.3 die gegenwärtigen Ausführungen von Holzschrauben dargelegt werden. Die Recherche der Bewertungen zeigt, dass die Bandbreite der unterschiedlichen Gewindegeometrien je Durchmesser, trotz der großen Vielzahl an Herstellern, sehr gering ist. Die in weiterer Folge aufgearbeiteten Schraubenprüfungen auf Herausziehen, welche in den vergangenen Jahren an der TU Graz durchgeführt wurden, ergaben keine eindeutigen Ergebnisse hinsichtlich des Einflusses spezifischer Gewindegeometrieparameter auf die Ausziehfestigkeit der Schrauben. Um hier etwas mehr auf das Versagen bzw. deren Ursachen und Zusammenhänge von Schrauben einzugehen, wird nun im nächsten Abschnitt 2-2 der Auszieh Widerstand näher betrachtet.

## 2-2 AUSZIEHWIDERSTAND

Der Rechenansatz zur Ermittlung bzw. Abschätzung des Auszieh Widerstandes von Holzschrauben, als einer von mehreren möglichen Versagensarten von axial beanspruchten Holzschrauben, ist einerseits in der (ÖNORM EN 1995-1-1: 2015) definiert, andererseits gibt es dazu mehrere internationale Publikationen die ebenfalls in diesem Kapitel auszugsweise behandelt werden. Zur Abgrenzung des Auszieh Widerstandes von anderen möglichen Versagensarten wird zunächst auf mögliche Versagensmechanismen der Einzelschraube sowie der Schraubengruppe und anschließend auf die Literatur, die sich mit diesem Thema in den vergangenen Jahren beschäftigt hat, eingegangen.

Prinzipiell sind die Versagensarten, siehe Tabelle 20, bei der Montage und Belastung von axial beanspruchten Holzschrauben zu unterteilen in (i) Versagensmechanismen Einzelschraube und (ii) Versagensmechanismen Schraubengruppe. In weiterer Folge wird nun nur auf die Einzelschraube kurz eingegangen.

**Tabelle 20: Versagensarten von axial beanspruchten Schraubverbindungen (Montage und Belastung)**

Versagensmechanismen	Material	Einzelschraube	Schraubengruppe
Herausziehen des Gewindes	Holz	x	x
Kopfdurchziehen	Holz	x	x
Schraubenversagen (Zug und Torsion)	Stahl	x	x
Aufspalten bei Montage	Holz	x	x
Blockscheren	Holz		x
Linienscheren	Holz		x

Um möglichst große Zugkräfte über die im Holz verankerte Einzelschraube zu übertragen, ist es einerseits erforderlich das Versagen des Gewindes auf Herausziehen sowie das Stahlversagen der Schraube auf Zug zu optimieren. Dies muss in Kombination erfolgen. Es wäre zwar möglich rein den Kerndurchmesser der Schraube zu erhöhen, um damit die Zugtragfähigkeit der Schraube selbst zu steigern. Dies würde für das Gewinde der Schraube aber bedeuten, dass dadurch weniger projizierte Gewindetiefe für die Übertragung der Kräfte auf das umgebende Holz der eingeschraubten Schraube zur Verfügung stehen würde, wodurch mit einer Abnahme der Ausziehfestigkeit zu rechnen ist.

Die Gleichungen zur Ermittlung des charakteristischen Auszieh Widerstand  $F_{ax,\alpha,Rk}$  nach (ÖNORM EN 1995-1-1: 2015) gelten unter Einhaltung folgender Bedingungen:

- $\alpha \geq 30^\circ$ ,
- $l_{ef} \geq 6d$ ,
- $6 \text{ mm} \leq d \leq 12 \text{ mm}$  und
- $0,6 \leq d_1/d \leq 0,75$ .

Für die Einzelschraube ergibt sich die axiale Tragfähigkeit zu:

$$F_{ax,\alpha,Rk} = \frac{f_{ax,k} \cdot d \cdot l_{ef} \cdot k_d}{1,2 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \quad (2.4)$$

$$\text{mit } f_{ax,k} = 0,52 \cdot d^{-0,5} \cdot l_{ef}^{-0,1} \cdot \rho_k^{0,8} \text{ und } k_d = \left\{ \frac{d}{8}; 1 \right\} \quad (2.5)$$

- $f_{ax,k}$  charakt. Wert der Ausziehfestigkeit rechtwinklig zur Faserrichtung ( $\alpha = 90^\circ$ ) [N/mm<sup>2</sup>]  
 $l_{ef}$  Eindringtiefe des Gewindeteils, inklusive der Schraubenspitze [mm]  
 $\rho_k$  charakteristischer Wert der Rohdichte [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\alpha$  Winkel zwischen der Schraubenachse und der Faserrichtung des Holzes [°]

Sind die Anforderungen in Bezug auf  $d$  und  $d_1$  nicht gegeben, soll der charakteristische Auszieh widerstand  $F_{ax,\alpha,Rk}$  angenommen werden zu:

$$F_{ax,\alpha,Rk} = \frac{n_{ef} \cdot f_{ax,k} \cdot d \cdot l_{ef}}{1,2 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \cdot \left( \frac{\rho_k}{\rho_a} \right)^{0,8} \quad (2.6)$$

- $f_{ax,k}$  der nach (ÖNORM EN 14592: 2012) bestimmte charakteristische Ausziehparameter rechtwinklig zur Faserrichtung für die zugehörige Rohdichte  $\rho_a$ .  
 $\rho_a$  die zugehörige Rohdichte für  $f_{ax,k}$  [kg/m<sup>3</sup>]

Zunächst wird in den folgenden Unterkapiteln 2-2.1, 2-2.2 und 2-2.3 auf den Auszieh widerstand von Holzschrauben eingegangen. Auf die weiteren Versagensmechanismen wird im Kapitel 3 näher eingegangen. Es folgen nun Publikationen zur empirischen Ermittlung der Ausziehfestigkeit von Holzschrauben, welche den derzeitigen Stand der Technik darstellen. Die Forschungsarbeiten beziehen sich auf Prüfungen von modernen Holzschrauben, die laut (Ringhofer lfd.) mit Publikationen ab dem Jahr 2000 eingegrenzt werden können. Die Recherche soll dazu dienen, den Status quo der Leistungsfähigkeit aktueller selbstbohrender Holzschrauben darzustellen. Die folgenden Ansätze für die Berechnung des Auszieh widerstandes werden unterteilt in Modelle für Nadel- und Laubhölzer.

## 2-2.1 MODELLE FÜR NADELHOLZ

(Bejtka 2005) führte 413 Versuche zur Bestimmung der axialen Tragfähigkeit auf Herausziehen bzw. Hineindrücken beanspruchter selbstbohrender Holzschrauben in Fichtenholz ( $\rho_{mean} = 396 \text{ kg/m}^3$ ,  $COV = 7,9 \%$ ) durch. Dabei sind Holzschrauben mit einem Durchmesser von  $d = 6, 7,5, 8, 10$  und  $12 \text{ mm}$  in einem Winkel von  $90^\circ$  zur Faserrichtung eingeschraubt und axial auf Hineindrücken geprüft worden. Die Schrauben wurden so in die Prüfkörper eingebracht, dass sich die Spitze außerhalb befand und diese somit keinen Einfluss auf die Auszieh- bzw. Durchdrückfestigkeit hatte. In Tabelle 21 sind die verwendeten Schrauben dargestellt. Im Gegensatz zu den anderen Schraubentypen ist die Würth AMO III Schraube für den nichttragenden Einsatz bestimmt.

**Tabelle 21: Schraubentypen, verwendet in (Bejtka 2005)**

Schraubentyp	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$\varphi$ [°]	Bewertung
Schmid Star Drive 6x130 mm	6	3,7	0,62	2,6	40	Z-9.1-435 (11.7.2002)
Würth AMO III 7,5x182 mm	7,5	5,3	0,71	k.A.	40	keine Bewertung vorhanden
Würth Assy 8x340 mm	8	4,9	0,61	4,0	k.A.	Z-9.1-361 (17.11.2003)
Schmid Star Drive 10x200 mm	10	6,3	0,63	4,5	40	Z-9.1-435 (11.7.2002)
ABC Spax-S 12x420 mm	12	7,5	0,63	6,0	40	Z-9.1-449 (14.10.2003)

Auf Basis der Ergebnisse wurde Gl. (2.7) zur Berechnung der Traglasten für  $\alpha = 90^\circ$  zur Faser eingedrehte und in Schraubenachse auf Herausziehen beanspruchte selbstbohrende Holzschrauben abgeleitet.

$$R_{ax} = d \cdot l_{ef} \cdot f_{ax} \quad (2.7)$$

$$f_{ax} = 0,61 \cdot \left( \frac{\rho^{0,79}}{d^{0,47} \cdot l_{ef}^{0,09}} \right) \quad (2.8)$$

Zudem wurden insgesamt 799 Versuche mit variierendem Last-Faserwinkel  $\alpha = 0^\circ, 15^\circ, \dots, 90^\circ$  durchgeführt, mit dem Ziel den Einfluss des Einschraubwinkels auf die Ausziehfestigkeit darzustellen. Es wurden für jeden Schraubentyp und jede Einschraubrichtung mindestens 20 Versuche mit einer Einschraubtiefe von  $l_{ef} = 4d$  in Fichtenholz ( $\rho_{mean} = 452 \text{ kg/m}^3$ ,  $COV = 11,1 \%$ ) durchgeführt.

Mithilfe einer Regressionsanalyse konnte Gl. (2.8) wie folgt erweitert werden:

$$f_{ax,\alpha} = 0,61 \cdot \left( \frac{\rho^{0,79}}{d^{0,47} \cdot l_{ef}^{0,09}} \cdot k_{f,\alpha} \right) \quad (2.9)$$

$$k_{f,\alpha} = \left( \frac{1}{1,19 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \right) \quad (2.10)$$

In (Blaß et al. 2006) hat man die zuvor erwähnten Gleichungen vereinfacht zu:

$$R_{ax} = 0,6 \cdot \sqrt{d} \cdot l_{ef}^{0,9} \cdot \rho^{0,8} \quad (2.11)$$

Um den Einfluss des Einschraubwinkels zu erforschen, wurden die Ausziehwerkstände mit der jeweiligen Rohdichte des Prüfkörpers nach Gl. (2.11) berechnet, und anschließend die Verhältnisse zwischen den im Einschraubwinkel  $\alpha$  variierten Versuchsergebnissen, und den berechneten Werten in Abhängigkeit vom Einschraubwinkel, mit ihrem Höchst-, Kleinst-, und Mittelwert dargestellt.

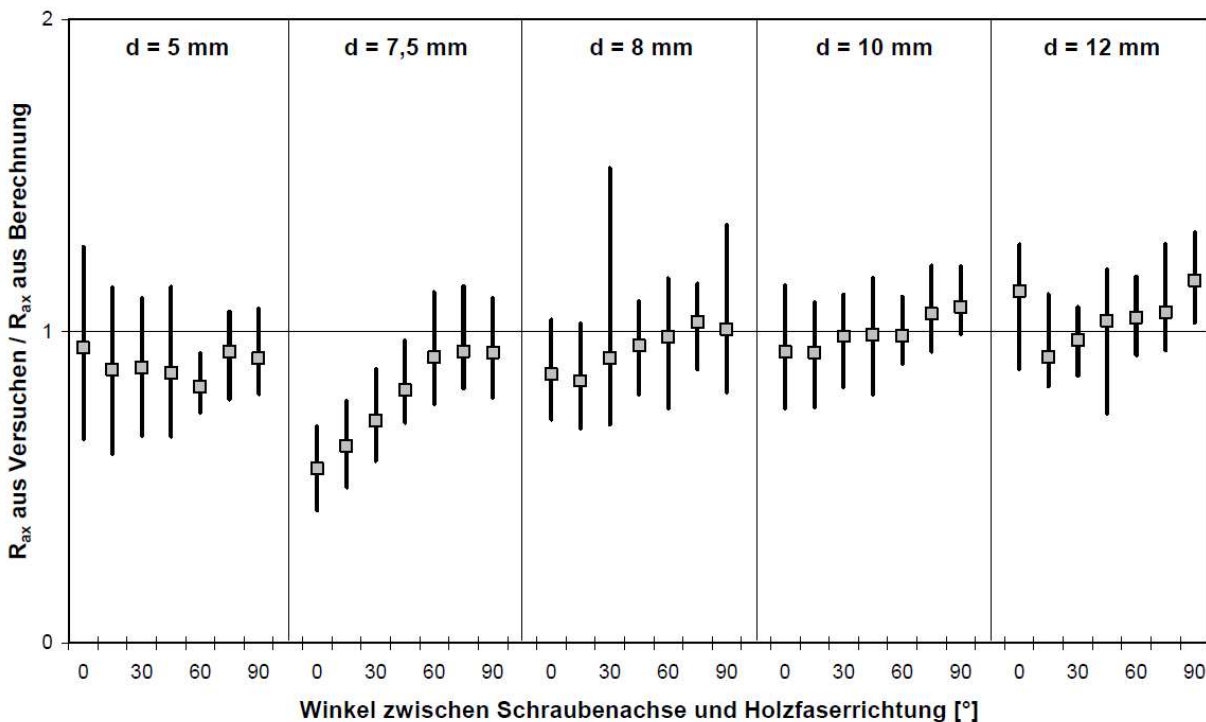


Abbildung 14: Verhältnis des geprüften Ausziehwerkstandes zum berechneten Ausziehwerkstand (Blaß et al. 2006)

Wie in (Blaß et al. 2006) bereits angemerkt, ist, mit Ausnahme der Schraube mit  $d = 7,5$  mm, kein eindeutiger Einfluss des Winkels zwischen Schraubenachse und Holzfaserrichtung zu erkennen. Bei der Schraube mit  $d = 7,5$  mm ist das Verhältnis  $d_1/d$  am größten, sowie die Gewindesteigung, bezogen auf den Gewindeaußendurchmesser, am geringsten. Obwohl kein eindeutiger Einfluss des Last-Faserwinkels in Abbildung 14 erkennbar ist, wurde Gl. (2.12) mit Hilfe statistischer Methoden; mit Berücksichtigung des Last-Faserwinkels; entwickelt.

$$R_{ax} = \frac{0,6 \cdot \sqrt{d} \cdot l_{ef}^{0,9} \cdot \rho^{0,8}}{1,2 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \quad (2.12)$$

Um den charakteristischen Ausziehwerkstand zu erhalten, wurde die charakteristische Rohdichte eingesetzt und der Vorfaktor auf 0,52 abgemindert.

$$R_{ax,k} = \frac{0,52 \cdot \sqrt{d} \cdot l_{ef}^{0,9} \cdot \rho_k^{0,8}}{1,2 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \quad (2.13)$$

Diese Gleichung wurde als Grundlage für die Regelung des Auszieh widerstandes im (ÖNORM EN 1995-1-1: 2015) herangezogen.

(Frese et al. 2009) werteten aus einer Datenbasis von 2400 Datensätzen 1847 Ausziehversuche mit unterschiedlichen Schrauben und einem Einschraubwinkel  $\alpha \geq 45^\circ$  mittels Regressionsanalysen aus, und ermittelten zur Berechnung des mittleren Auszieh widerstandes Gl. (2.14) und für den charakteristischen Auszieh widerstand Gl. (2.15).

$$f_{ax} = 0,0857 \cdot \rho \cdot d^{-0,3423} + e \quad \text{mit : } n = 1830 \quad r^2 = 0,484 \quad e : N(0; 2,388) \quad (2.14)$$

$$f_{ax} = 0,087 \cdot \rho_k \cdot d^{-0,4119} \quad (2.15)$$

Des Weiteren hat sich bei einer multiplen Regression im Vorfeld lt. den Autoren gezeigt, dass die Ganghöhe  $p$  keinen nennenswerten Einfluss auf den Auszieh widerstand hat. Bei den untersuchten Schrauben liegt  $p$  zwischen 2 und 8 mm, im Mittel bei 4,4 mm. Des Weiteren stellte sich ein durchschnittliches  $d_1/d$  Verhältnis von 0,65 heraus. Hintergrundinformationen zu dieser Aussage sind leider nicht vorhanden. Diese Bandbreite passt sehr gut zu jener der Ergebnisse der Recherche der Bewertungen, siehe Tabelle 10, bei der sich ein  $d_1/d$  Verhältnis von 0,57 bis 0,75 ergab. Die weiteren Bandbreiten der von (Frese et al. 2009) für die Modellbildung berücksichtigenden Einflussparameter sind in Tabelle 22 ausgewiesen.

**Tabelle 22: statistischen Bandbreiten für die Modellbildung nach (Frese et al. 2009)**

Variable	Einheit	n	Mittelwert	COV	min	max
$\alpha$	[°]		–	–	45	90
$d$	[mm]		–	–	4,0	14,0
$d_1$	[mm]		–	–	2,56	9,7
$l_{ef}$	[mm]	1847	61	–	18,8	140
$\rho_k$	[kg/m³]		431	9,2	325	602
$d_1/d$	[-]		0,65	–	0,56	0,70
$R_{ax}$	[N]		9150	55,7	1533	32100
$f_{ax}$	[N/mm²]		19	18,1	8,84	33,6

In (Pirnbacher et al. 2009) wurden die Basisparameter von selbstbohrenden Holzschrauben untersucht. Zudem wurden verschiedene Berechnungsgleichungen zur Ermittlung der Ausziehfestigkeit für Holzschrauben gemäß den verschiedenen Regelwerken unter Ansatz einer allgemeinen Gleichung, siehe Gl. (2.16), gegenübergestellt. Tabelle 23 zeigt die verschiedenen Ansätze dazu.

$$f_{ax} = A \cdot d^B \cdot l_{ef}^C \cdot \rho_k^D \quad (2.16)$$

**Tabelle 23: Parameter für die Berechnung von  $f_{ax}$  (Pirnbacher et al. 2009)**

Quelle	A	B	C	D
(ÖNORM EN 1995-1-1: 2004:A1)	0,52	-0,5	-0,1	0,8
(DIN 1052: 2008)	$(60 - 80) \cdot 10^{-6}$	0,0	0,0	2,0
(SIA 265: 2003)	$30 \cdot 10^{-3} \cdot \pi^{0,2}$	-0,2	-0,2	1,0



Die Studie hatte zum Ziel, den Einfluss folgender Parameter auf den Auszieh Widerstand zu erforschen:

- Feuchtigkeitsgehalt der Holzkörper
- Temperatur beim Einschrauben bzw. beim Herausziehen
- Schraubendurchmesser
- Schlankheit der Schraube  $\lambda = l_{ef}/d$
- Einbindetiefe des Gewindes
- Einschraubwinkel
- Vorbohren

Als Material wurde für die Prüferie für Vollholz C24 gemäß (ÖNORM EN 338: 2016) und für Brettschichtholz GL28h gemäß (ÖNORM EN 14081-1: 2016) ausgewählt ( $\rho_{mean} = 450 \text{ kg/m}^3$ ). Folgende Schraubentypen wurden verwendet:

- Würth Assy II: 8x400/100 mm
- SPAX-S:  $d = 8, 10, 12 \text{ mm}$

Die in (Pirnbacher et al. 2009) angegebene Gleichung zur Korrektur der Ausziehfestigkeit in Bezug auf die Holzfeuchte wurde nach einer erneuten Bewertung und erweiterten Untersuchungen in der Arbeit von (Ringhofer et al. 2014) wie folgt korrigiert. Dabei wird unter  $f_{ax,u}$  die auf eine Referenzholzfeuchte von 12 % korrigierte Ausziehfestigkeit, und unter  $f_{ax,12}$  die Ausziehfestigkeit, die sich aus der maximalen Ausziehtragfähigkeit und der dabei vorhandenen Holzfeuchtigkeit  $u$  errechnet, verstanden.

$$\eta_u = \frac{f_{ax,u}}{f_{ax,12}} = \begin{cases} 1,0 \\ 1,0 - k_{mc} \cdot (u - 12) \end{cases} \text{ für } \begin{cases} 8\% \leq u \leq 12\% \\ 12\% \leq u \leq 20\% \end{cases}, \text{ mit } k_{mc} = 0,034 \quad (2.17)$$

Des Weiteren hat sich gezeigt dass die Temperatur im Bereich von  $-20^\circ\text{C}$  und  $+50^\circ\text{C}$  keinen Einfluss auf die Ausziehfestigkeit hat.

Für die Ermittlung des Durchmesser einflusses wurden Schrauben mit einem Durchmesser von  $d = 8, 10$  und  $12 \text{ mm}$  mit einer konstanten Schlankheit  $l/d = 12$  ausgewählt. Ist die Spitze beim Prüfen auf Herausziehen der Schraube im Holz eingebettet, so ist die effektive Länge durch Abzug der Länge der Schraubenspitze, oder pauschal gemäß (Pirnbacher et al. 2009) durch  $1,17 d$  abzumindern. Die Hankinson Beziehung konnte modifiziert werden zu Gl. (2.18). Die in der Verbindungstechnik zur Berücksichtigung der Orthotropie des Holzes oftmals verwendete Beziehung nach (Hankinson 1921) wurde auch hier für die Beschreibung des Einflusses variierender Achs-Faser-Winkel wie folgt abgeleitet.

$$\frac{1}{1,30 \cdot \cos(\alpha)^{2,2} + \sin(\alpha)^{2,2}} \quad (2.18)$$

Des Weiteren hat sich gezeigt, dass statistisch kein Unterschied in den Ausziehfestigkeiten zwischen selbstbohrenden Holzschrauben verankert in vorgebohrten und nicht vorgebohrten Proben ersichtlich ist, sofern der Vorbohrdurchmesser maximal dem Kerndurchmesser entspricht.

Die Analyse der Einbindetiefe zeigt deutlich geringere Ausziehfestigkeiten bei einer Einbindetiefe geringer als  $2d$ . Generell zeigt sich ein monotoner Anstieg mit steigender Einbindetiefe. Dies wurde durch den die Ausziehfestigkeit erhöhenden Multiplikationsfaktor  $1,15$  für  $l_{ef} \geq 2d$  berücksichtigt.

Es konnte ein Modell gewählt werden, bei der die Ausziehfestigkeit als lineare Funktion der Rohdichte beschrieben wird.

$$f_{ax} = A \cdot \rho + B \cdot (2,44 \cdot d^{0,572}) + C \quad (2.19)$$

Eine getrennte Analyse ergab für die Regressionsmodelle die Koeffizienten für  $0^\circ$  mit  $\{A, B, C\} = \{0,00538, -0,45875, 5,92460\}$  und für  $90^\circ$  mit  $\{A, B, C\} = \{0,01353, -0,28147, 2,18888\}$ .

In (Ringhofer et al. 2015a) wurde auf Basis zahlreicher Untersuchungen an der TU Graz ein neues Modell zur Bestimmung der Ausziehfestigkeit axial beanspruchter Holzschrauben für geschichtete Holzwerkstoffe mittels  $k$ -Faktoren formuliert. Für das Niveau des Mittelwertes ergeben sich demnach folgende Zusammenhänge:

$$f_{ax} = k_{ax} \cdot k_{sys}(N) \cdot f_{ax,ref} \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^{k_p} \quad (2.20)$$

$$k_{ax} = \begin{cases} 1,00 & \text{für } 45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ \\ c \cdot k_{gap} + \left( \frac{1-c \cdot k_{gap}}{45} \right) \cdot \alpha & \text{sonst} \end{cases} \quad \text{mit: } c = k_{90}^{-1} = \frac{f_{ax,norm,0}}{f_{ax,norm,90}} \quad (2.21)$$

$$k_{gap} = \begin{cases} 0,85 & \text{BSP-Schmalfläche} \\ 1,00 & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.22)$$

$$k_p = \begin{cases} 1,10 & \text{für } 0^\circ < \alpha \leq 90^\circ \\ 1,25 - 0,05d & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.23)$$

$$k_{sys} = \begin{cases} 1,00 & \text{Vollholz} \\ 1,07 & \text{Brettsperrholz} \\ 1,10 & \text{Brettschichtholz} \end{cases} \quad \begin{matrix} N > 3 \\ N > 3 \\ N > 3 \end{matrix} \quad (2.24)$$

$$f_{ax,ref} = 0,014 \cdot \rho_{ref,k}^{1,11} \cdot d^{-0,33} \quad (2.25)$$

## 2-2.2 MODELLE FÜR LAUBHOLZ

(Ali Taj et al. 2009) haben das Tragverhalten u.a. auf Herausziehen von Holzschrauben ( $l_p = 25$  mm,  $l_{ef} = 17$  mm,  $d_1 = 3,8$  mm,  $d = 4,8$  mm) rechtwinklig zur Faserrichtung für die drei Laubholzarten Buche ( $\rho_{mean} = 640$  kg/m<sup>3</sup>), Hainbuche ( $\rho_{mean} = 640$  kg/m<sup>3</sup>) und Pappel ( $\rho_{mean} = 420$  kg/m<sup>3</sup>) bei einer Holzfeuchte von  $u = 7 \pm 1$  % untersucht. Der ermittelte Auszieh widerstand wurde mit jenen auf Basis von Gl. (2.26) basierend auf (NDS: 2005) und Gl. (2.27) verglichen. Des Weiteren wurde die Scherfestigkeit des Holzes in Faserrichtung (ASTM D143) als Eingangsparameter für die Gleichung nach (C. A. Eckelmann 1975) bestimmt.

**Tabelle 24: Scherfestigkeit basierend auf Prüfungen: (Ali Taj et al. 2009)**

Holzart	$f_v$ [N/mm <sup>2</sup> ]	COV [%]
Buche	13,3	7,0
Hainbuche	10,7	15,4
Pappel	7,1	9,8

Die Prüfkörper wurden entsprechend Abbildung 15 zugeschnitten und anschließend mit kontinuierlicher Laststeigerung bei einer Geschwindigkeit von 0,6 mm/min belastet, bis es zu einem Abscheren des belasteten Holzquaders kam. Die maximale Kraft wurde dann auf die belastete Fläche bezogen als Scherfestigkeit angegeben, siehe Tabelle 24.

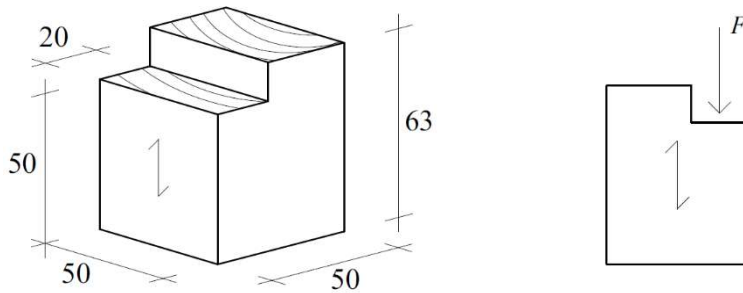


Abbildung 15: Prüfkongfiguration zur Bestimmung der Scherfestigkeit (ASTM D143); Maße in [mm]

$$W = 9,81 \cdot 10^{-5} \cdot \rho^2 \cdot d \cdot l_{ef} \quad (2.26)$$

$$R_{ax,90,mean} = 3,2 \cdot \frac{d}{25,4} \cdot \left( \frac{l_{ef} - d}{25,4} \right)^{\frac{3}{4}} \cdot (f_v \cdot 145,038) \cdot 4,448 \quad (2.27)$$

9,81	Umrechnungsfaktor von [g] in [N]
145,038	Umrechnungsfaktor von [psi] auf [N/mm <sup>2</sup> ]
4,448	Umrechnungsfaktor von [pound] auf [N]
$\rho$	spezifisches Gewicht [kg/m <sup>3</sup> ]
$f_v$	Scherfestigkeit [N/mm <sup>2</sup> ]
$d$	Nenn Durchmesser [mm]
$l_{ef}$	effektive Gewindelänge [mm]

Tabelle 25: Vergleich der Prüfergebnisse mit Berechnungen (Ali Taj et al. 2009)

Holzart	$F_{ax,mean}$	COV	NDS (2.26)	Eckelmann (2.27)
	[N]	[%]	[N]	[N]
Buche	2690	10,6	3410	3070
Hainbuche	3000	9,9	3410	2470
Pappel	1750	10,7	1400	1640

Trotz der gleichen Rohdichte ist in Tabelle 25 ein deutlicher Unterschied der gemessenen Ausziehfestigkeit von Buche und Hainbuche ersichtlich. Wobei in (Ali Taj et al. 2009) nicht hervorgeht auf welches Niveau sich die berechneten Vergleichswerte aus den Gleichungen Gl. (2.26) und Gl. (2.27) beziehen. Die Hainbuche weist hier trotz der um rund 30% geringeren Scherfestigkeit höhere Auszieh Widerstände gegenüber der Buche auf. Dies kann lt. den Verfassern nur durch die unterschiedliche anatomische Struktur der beiden Holzarten erklärt werden. Im Endeffekt korreliert nach den Versuchen die berechnete Ausziehfestigkeit nach der Gl. (2.27) von (C. A. Eckelmann 1975), welche in Bezug auf die Scherfestigkeit berechnet wird, besser mit der geprüften Ausziehfestigkeit als die Gleichung nach (NDS: 2005), die von der Rohdichte abhängig ist.

(Hübner 2013) untersuchte die axiale Ausziehfestigkeit von selbstbohrenden Holzschrauben mit den Durchmessern  $d = 6, 8, 10$  und  $12$  mm in Brettschichtholz aus Esche und Robinie. Detailliert betrachtete er den Einschraubwinkel  $\alpha$  zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$ , den Einfluss der Schraubenspitze, sowie die Einschraublänge. Selbstbohrende Schrauben der Durchmesser  $8, 10$  und  $12$  mm wurden ebenso in europäischem Buchenholz parallel und rechtwinkelig zur Faserrichtung geprüft.

Bei seiner Versuchsserie (siehe Abbildung 16) hat (Hübner 2013) auch für Esche bestätigt, dass die axiale Ausziehfestigkeit mit steigendem Durchmesser abnimmt. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Ergebnissen der Auswertungen aus den Versuchsergebnissen der TU Graz, siehe Abbildung 11.

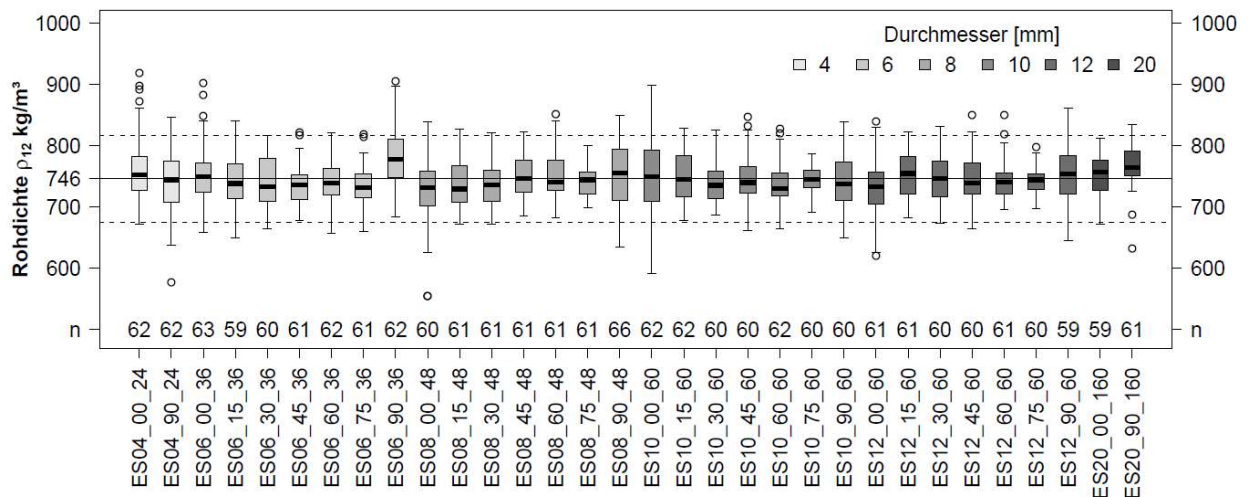


Abbildung 16: Ausziehfestigkeit für verschiedene Durchmesser und Last-Faserwinkel in Eschenholz (Hübner 2013)

(Hübner 2013) kam bei seiner Forschungsarbeit auf folgenden Ansatz zur Berechnung der charakteristischen Ausziehfestigkeit in Hartlaubhölzern:

$$R_{ax,k} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot l_{ef} \cdot \rho_k^{1,6} \cdot d^{0,66} \begin{cases} 1 - 0,01 \cdot (30^\circ - \alpha) & 0^\circ \leq \alpha < 15^\circ \text{ und } l_{emb} \geq 2d \\ 1 - 0,01 \cdot (30^\circ - \alpha) & \text{für } 15^\circ \leq \alpha < 30^\circ \\ 1 & 30^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ \end{cases} \quad (2.28)$$

$$l_{ef} = l_p - 1,1d \quad (2.29)$$

Die nicht vorhandene Ausziehfestigkeit der Schraubenspitze sollte mit  $l_{ef} = l_p - 1,1d$  berücksichtigt werden, siehe dazu Abbildung 3.

Das Regressionsmodell auf Basis der Mittelwerte mit Hankinson-Term (Hankinson 1921) berechnet sich nach Gl. (2.30).

$$R_{ax,mean} = \frac{2,59 \cdot 10^{-3} \cdot l_{ef}^{0,965} \cdot \rho_{12}^{1,61} \cdot d^{0,675}}{1,20 \cdot \cos(\alpha)^2 + \sin(\alpha)^2} \quad (2.30)$$

## 2-2.3 ZUSAMMENFASSUNG & FAZIT

Zum Vergleich wurden die zuvor beschriebenen unterschiedlichen Modelle für die Berechnung der Ausziehfestigkeit auf Basis der Mittelwerte von Holzschrauben in einer Tabelle zusammengefasst. In Anlehnung an (Pirnbacher 2007) wird eine parametrisierte Gleichung zur Berechnung der axialen Ausziehfestigkeit mit den Parametern  $A$  bis  $E$  für den Vergleich der einzelnen Einflussgrößen herangezogen. Die unterschiedlichen Parameterwerte sind in Tabelle 26 aufgelistet.

$$f_{ax} = A \cdot d^B \cdot l_{ef}^C \cdot \rho^D \quad (2.31)$$

Für das Modell von (Pirnbacher et al. 2009) muss Gl. (2.31) adaptiert werden zu:

$$f_{ax} = A \cdot \rho + B_1 \cdot d \cdot (2,44 \cdot d^B) + E \quad (2.32)$$

Für das Modell von (Ringhofer et al. 2015a) muss Gl. (2.31) ebenfalls angepasst werden zu:

$$f_{ax} = \underbrace{A \cdot d^B \cdot \rho^D}_{f_{ax,ref}} \cdot k_{sys,k} \cdot k_{ax,k} \cdot \left( \frac{\rho_k}{\rho_{ref,k}} \right)^{k_p} \quad (2.33)$$

**Tabelle 26: Modellparameter zur Berechnung von  $f_{ax}$** 

Material	Quelle	Parameter					
		A	B	B <sub>1</sub>	C	D	E
Nadelholz	(Bejtka 2005)	0,6100	-0,4700	-	-0,090	0,79	-
	(Blaß et al. 2006)	0,6000	-0,5000	-	-0,100	0,80	-
	(Frese et al. 2009)	0,0857	-0,3423	-	-	1,00	-
	(Pirnbacher et al. 2009)	0,0054	-0,4280	-0,45875	-	1,00	5,92460
		0,0135	-0,4280	-0,28147	-	1,00	2,18888
	(Ringhofer et al. 2015a)	0,0140	-0,3300	-	-	1,11	-
Laubholz	(Hübner 2013)	0,0026	-0,3250	-	-0,035	1,61	-

**Tabelle 27: Modellgrenzen zur Berechnung von  $f_{ax}$** 

Material	Quelle	Modellgrenzen			
		$\rho$ ( $u=12\%$ )	$d$	$l_{ef}$	$\alpha$
		[kg/m <sup>3</sup> ]	[mm]	[mm]	[°]
Nadelholz	(Bejtka 2005)	320 – 560	6 – 12	4d	0 – 90
	(Blaß et al. 2006)	320 – 560	6 – 12	4d	0 – 90
	(Frese et al. 2009)	325 – 602	4 – 14	18,8 - 140	≥ 45
	(Pirnbacher et al. 2009)	340 – 600	8 – 12	4d – 15d	0
					90
	(Ringhofer et al. 2015a)	310 – 621	4 – 12	10 – 200	0 – 90
Laubholz	(Hübner 2013)	575 – 905	4 – 20	4d – 7d	0 – 90

Eindeutig zu erkennen ist hier in Tabelle 26 der deutlich höhere Rohdichteinfluss (Parameter D) beim Modell für Laubhölzer nach (Hübner 2013) im Vergleich zu den Modellen für Nadelhölzer. Bei den Nadelhölzern ist der sehr variable Parameter für den Rohdichteinfluss von 0,79 bis 1,11 auffallend, was gemäß (Ringhofer et al. 2015a) auf die Abhängigkeit der Beziehung Ausziehfestigkeit/Rohdichte von Eindrehwinkel und Nenndurchmesser zurückzuführen ist, welche durch einen konstanten Faktor D nicht abgebildet werden kann. Beim Durchmesser einfluss (Parameter B) ist interessant, dass der Faktor hier beim Modell nach (Frese et al. 2009) und dem Modell nach (Ringhofer et al. 2015a) ähnlich dem Modell für Laubhölzer nach (Hübner 2013) ist. Die weiteren Modelle sind sich mit rund -0,50 ebenfalls sehr ähnlich.

In einem weiteren Schritt wurde die Ausziehfestigkeit nach den verschiedenen Modellen mit Rücksicht auf die jeweiligen Modellgrenzen berechnet. Dabei wurde ein Rohdichtebereich von 320 – 900 kg/m<sup>3</sup> betrachtet, die effektive Einschraublänge ist durchgehend mit  $l_{ef} = 4d$  festgelegt worden, da diese bei den Modellen nach (Bejtka 2005) und (Blaß et al. 2006) einen geringen Einfluss auf die Ausziehfestigkeit hat. Nachfolgend dargestellt sind nun die aus den Modellen resultierenden Grafiken, siehe Abbildung 17 bis 19, für die Nenndurchmesser  $d = 6, 8$  und  $12$  mm für einen Einschraubwinkel von jeweils  $\alpha = 0^\circ$  und  $90^\circ$ . Zusätzlich, um die verschiedenen Modelle für Nadelhölzer genauer zu vergleichen, werden die Ausschnitte dazu mit der Rohdichte begrenzt von 300 kg/m<sup>3</sup> bis 600 kg/m<sup>3</sup> vergrößert dargestellt.

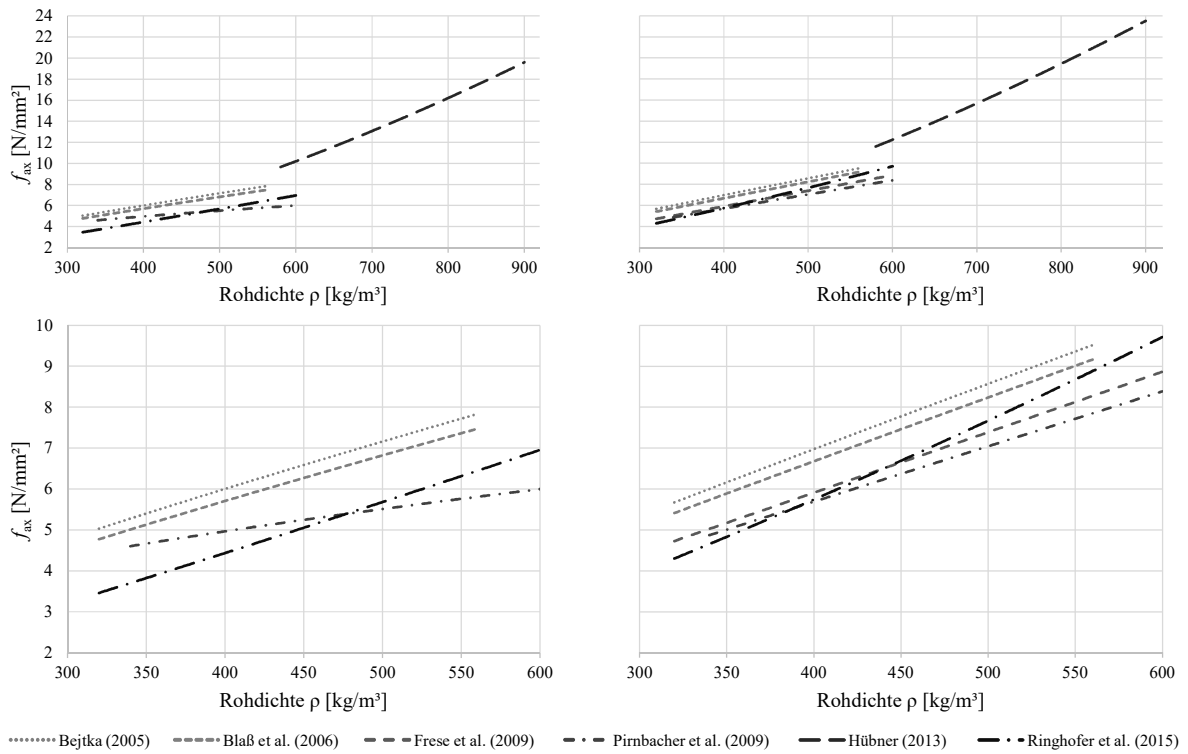


Abbildung 17:  $f_{ax}$  für  $\alpha = 0^\circ$  (links) und  $\alpha = 90^\circ$  (rechts): ( $d = 6 \text{ mm}$ )

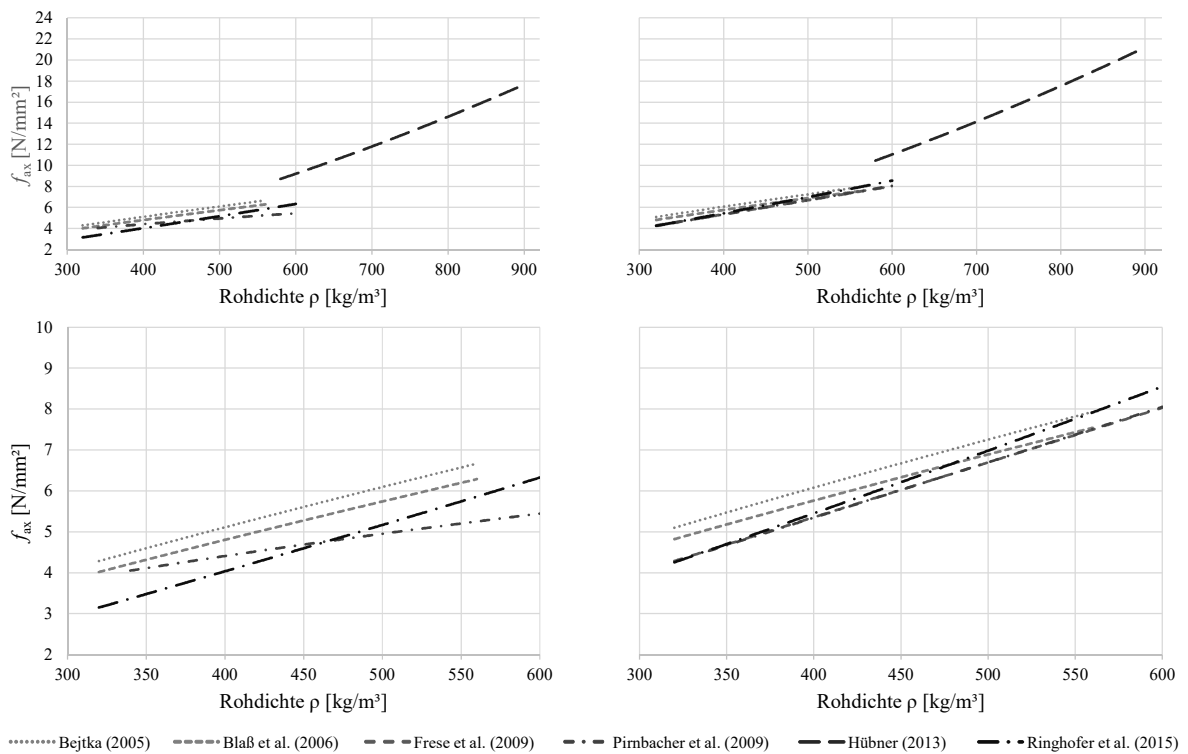


Abbildung 18:  $f_{ax}$  für  $\alpha = 0^\circ$  (links) und  $\alpha = 90^\circ$  (rechts): ( $d = 8 \text{ mm}$ )

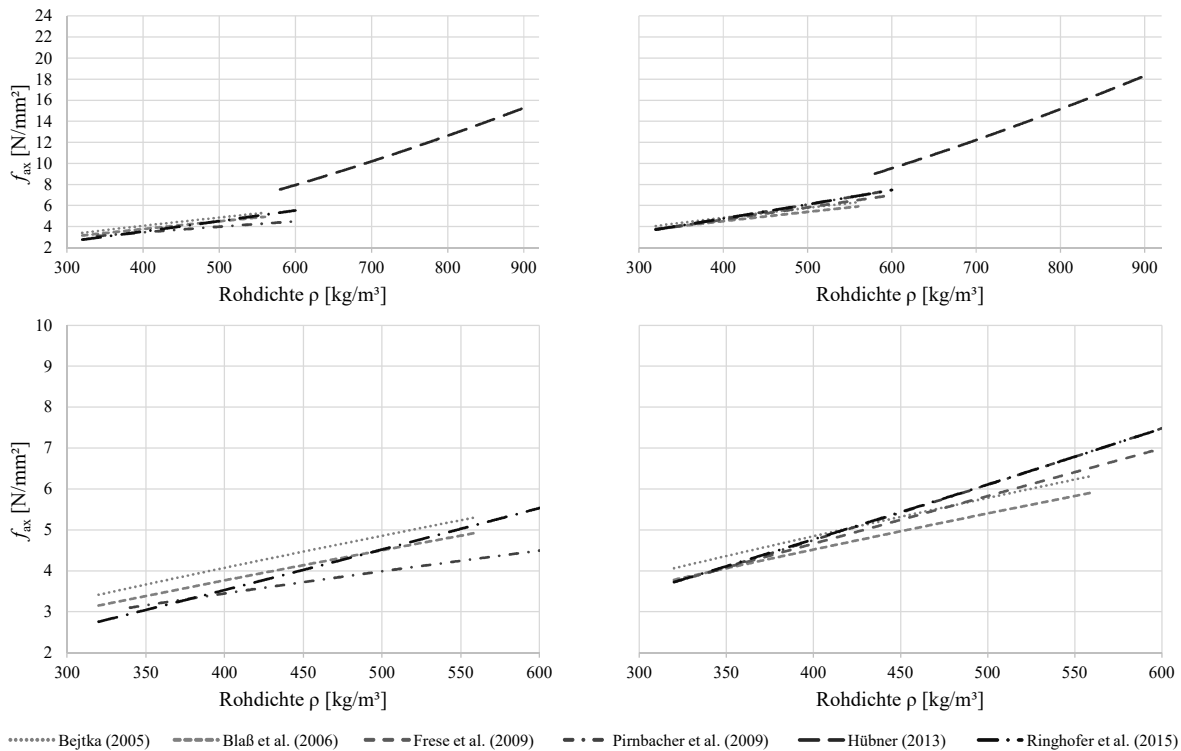


Abbildung 19:  $f_{ax}$  für  $\alpha = 0^\circ$  (links) und  $\alpha = 90^\circ$  (rechts): ( $d = 12 \text{ mm}$ )

Bei den Ergebnissen für  $\alpha = 0^\circ$  kann festgestellt werden, dass Gl. (2.33) zur Berechnung der Ausziehfestigkeit nach (Ringhofer et al. 2015a) für Rohdichten bis  $400 \text{ kg/m}^3$  durchgehend die geringsten Werte für  $f_{ax}$  liefert. Dies ist bedingt durch den vergleichsweise höheren Wert für  $k_{ax}$ , welcher die Ausziehfestigkeit für  $\alpha = 0^\circ$  höher als im Vergleich zu den anderen Modellen abmindert. Der Fugeneinfluss  $k_{gap}$  zur Berechnung von  $k_{ax}$  in Gl. (2.21) ist für Vollholz nicht zu berücksichtigen und dementsprechend mit 1,0 anzunehmen. Der Einfluss des Last-Faserwinkel  $\alpha$  auf die unterschiedlichen Berechnungsansätze für die Ermittlung der Ausziehfestigkeit wird im nächsten Abschnitt genauer diskutiert. Für Rohdichten größer als  $400 \text{ kg/m}^3$  liefert die Gleichung nach (Pirmbacher et al. 2009) die geringsten Ausziehfestigkeiten. Dies kann durch den höheren Rohdichteinfluss der Gleichung nach (Ringhofer et al. 2015a) erklärt werden. Der Abstand zu den weiteren Gleichungen verringert sich mit steigendem Durchmesser. Dies ist auf den höheren Durchmesserereinfluss des Modells nach (Ringhofer et al. 2015a), siehe Tabelle 26, zurückzuführen. Mit Ausnahme der Ergebnisse für  $d = 6 \text{ mm}$ , bei der die Modelle nach (Bejtka 2005) und (Blaß et al. 2006) die höchsten Ausziehfestigkeiten erreichen, sind sich die weiteren Modelle für einen Einschraubwinkel von  $\alpha = 90^\circ$  sehr ähnlich.

Um den Einfluss der unterschiedlichen Modelle bezüglich des Einschraubwinkels  $\alpha$  darzustellen, wird  $f_{ax,\alpha}$  parametrisiert. Dazu wird die Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  für  $\alpha = 90^\circ$  mit 1,0 angenommen und das Verhältnis  $f_{ax}/f_{ax,\alpha}$  für einen Einschraubwinkel von  $\alpha = 0^\circ$  bis  $90^\circ$  berechnet.

$$f_{ax,\alpha} = A \cdot \cos(\alpha)^B + \sin(\alpha)^B \quad (2.34)$$

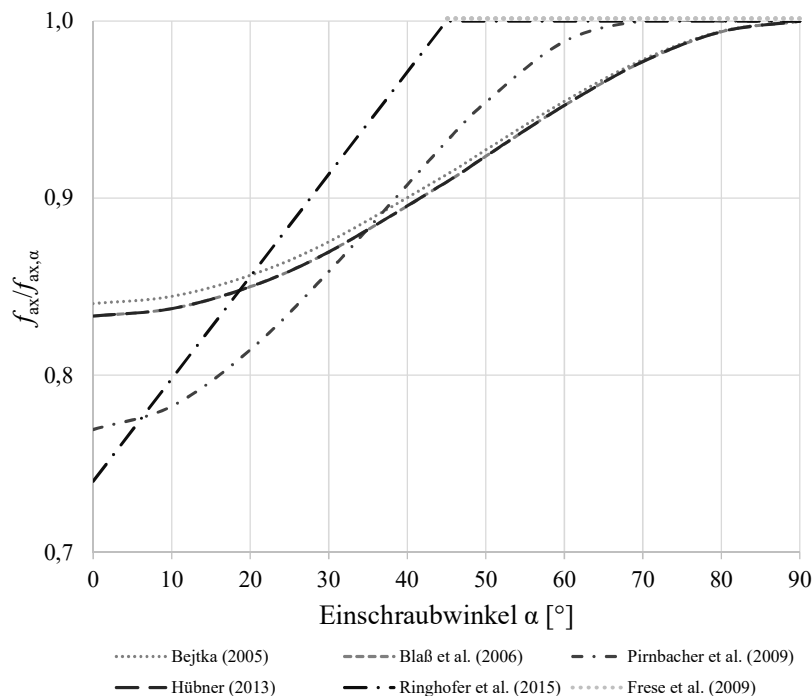
Für das Modell nach (Ringhofer et al. 2015a) gilt Gl. (2.35).

$$f_{ax,\alpha} = \begin{cases} 1,00 & \text{für } 45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ \\ 0,74 + \left(\frac{1-0,74}{45}\right) \cdot \alpha & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.35)$$

**Tabelle 28: Modelle zur Berechnung von  $f_{ax,\alpha}$**

Material	Quelle	Parameter	
		A	B
Nadelholz	(Bejtka 2005)	1,19	2,0
	(Blaß et al. 2006)	1,20	2,0
	(Blaß et al. 2006)	1,30	2,2
	(Ringhofer et al. 2015a)	-	-
Laubholz	(Hübner 2013)	1,20	2,0

Die Modelle nach (Ringhofer et al. 2015a) und (Pirnbacher et al. 2009) grenzen sich deutlich von den drei anderen Modellen, siehe dazu Abbildung 20, durch die weitaus höhere Steigung im Bereich von 10° bis 60° ab. Die dadurch höhere Ausziehfestigkeit im Vergleich zu den anderen Modellen kommt aber erst ab einem Einschraubwinkel von  $\alpha \geq 20^\circ$  bzw.  $\alpha \geq 35^\circ$  zum Tragen.



**Abbildung 20: Einfluss des Einschraubwinkels  $\alpha$**

## 2-3 GEOMETRIESTUDIEN

Bisher konnten noch keine eindeutigen Zusammenhänge zwischen der Geometrie und der Ausziehfestigkeit der Schraube festgestellt werden. Dies ist vordergründig durch die geringe Bandbreite an Geometrievariation in den gegenwärtig vorliegenden Typen von Holzschrauben begründet. Im Rahmen dieses Kapitels wird nun versucht mögliche Auswirkungen der Geometrieänderung auf die Ausziehfestigkeit vertiefend zu diskutieren. Aufgrund der geringen Anzahl an verfügbaren Forschungsergebnissen zu diesem Thema für Holzschrauben, werden auch Erkenntnisse aus Untersuchungen zu Knochenschrauben und Kunststoffschrauben miteinbezogen und versucht über Analogiebetrachtungen daraus Erkenntnisse für die Holzschraube abzuleiten.



## 2-3.1 HOLZSCHRAUBEN

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse aus Untersuchungen die sich mit dem Einfluss der Gewindegeometrie auf die Ausziehfestigkeit von Schrauben in Holz befassen dargelegt. Zu beachten ist, dass die Recherche bisher nur Untersuchungen in Nadelholz ergab.

Die Studie von (Gaunt 1997) hatte zum Ziel eine optimale Schraube für vorgebohrte Nadelholz Konstruktionen mit Einschraubwinkeln von  $0^\circ$  und  $90^\circ$  zur Faserrichtung durch Veränderung der Gewindegeometrie zu entwickeln. Vorversuche zeigten, dass der wesentliche Versagensmechanismus der Schraube auf Herausziehen, einem Scherversagen des Holzzylinders, definiert als umschreibende Mantelfläche des Gewindes ( $A = d \cdot \pi \cdot l_{ef}$ ), entspricht.

Deshalb wurden folgende Überlegungen aufgelistet, die nach (Gaunt 1997) diesen Scherzylinder beeinflussen:

- Die gesamte Einbindetiefe  $l_{ef}$
- Der Kerndurchmesser  $d_1$
- Die projizierte Gewindetiefe  $s$
- Die Gewindespitzenbreite  $t$ , welche dazu tendiert Material vom Scherzylinder zu entnehmen und daraus versucht eine schraubenförmige Scherfläche zu formen. Um eine größtmögliche Scherfläche zu erreichen, muss  $t$  minimal gehalten werden, während die Integrität des Gewindes beibehalten werden soll.
- Das Holz an der Druckseite des Gewindes wird während dem Herausziehen der Schraube i.Allg. weit über seine Bruchspannung hinaus zusammengepresst, was dazu führt dass die Fläche des Scherzylinders verkleinert wird, ähnlich dem Einfluss der Gewindespitzenbreite.
- Die Ganghöhe  $p$ : je kleiner  $p$ , desto größer die Druckbeanspruchung des Holzes zwischen dem Gewinde.
- Das Verhältnis  $p/t$ : Geht dieses Verhältnis entsprechend Abbildung 21 gegen unendlich, indem die Ganghöhe  $p$  gegen unendlich geht, werden die Druckkräfte im Holz annähernd null, und die vorhandene Scherzylinderfläche erreicht ein Maximum. Ebenso kann das Verhältnis  $p/t$  entsprechend einer gegen Null abnehmenden Gewindespitzenbreite  $t$  gegen unendlich gehen. Geht das  $p/t$  Verhältnis gegen eins, durch ein Zunehmen der Gewindespitzenbreite  $t$ , so nehmen die Druckkräfte im Holz zu, und die vorhandene Scherfläche nimmt ab.

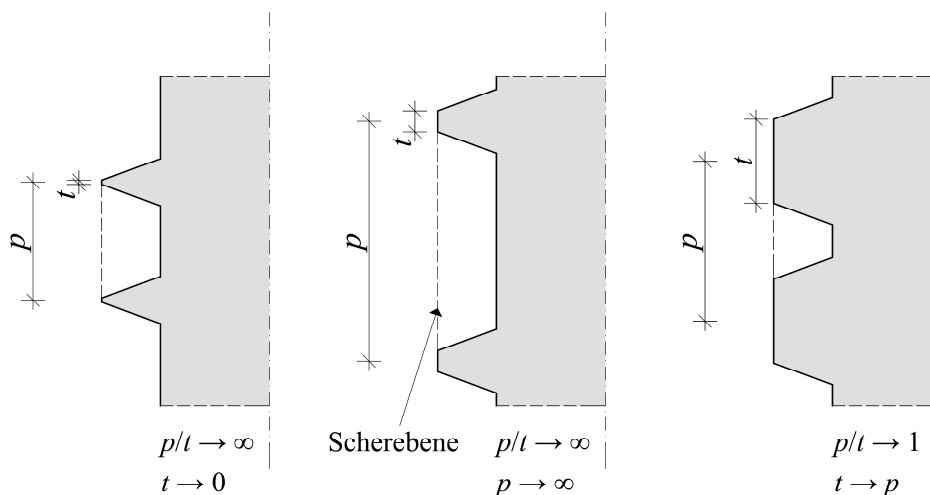


Abbildung 21: Betrachtung des  $p/t$  Verhältnis

- Das Eindrehen der Schraube verursacht keine Entnahme des Holzes. Deshalb wird vermutet, dass das dem Gewinde angrenzende Holz zwischen den eines Gewindenganges begrenzten Gewindespitzen mit einer Seitenverschiebung komprimiert wird.

Des Weiteren hat (Gaunt 1997) für die Studie angenommen, dass die Schraube mit einer konstanten Streckenlast belastet wird, die jener Druckkraft entspricht, welche durch das Herausziehen der Schraube an den Auflagerflächen des Gewindes entsteht. Diese Kräfte müssen lt. (Gaunt 1997) in der Schraube selbst primär über den Biege widerstand des Gewindeüberstandes und sekundär von der Scherfestigkeit des Gewindes aufgenommen werden. Das bedeutet, dass (Gaunt 1997) zunächst rein den Fokus auf die Leistungsfähigkeit des Gewindes in Bezug auf den Stahl setzt. Dabei errechnet (Gaunt 1997) vereinfacht das einwirkende Biegemoment  $M$  an der Gewindeflanke mit der resultierenden Kraft aus der Druckspannung des Holzes mal dem Abstand, siehe Gl. (2.36) und Abbildung 22.

$$M = f_c \cdot \frac{s^2}{2} \quad (2.36)$$

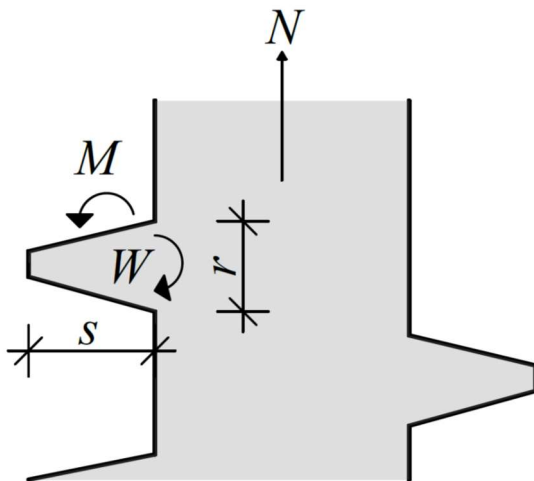


Abbildung 22: Vereinfachter Gleichgewichtszustand am Gewinde

$$W = f_y \cdot \frac{r^2}{6} \quad (2.37)$$

Dieses Biegemoment setzt (Gaunt 1997) mit dem Biege widerstand pro mm Länge des Gewindeüberstandes gleich, welcher nach Gl. (2.37) errechnet wird. Durch Gleichsetzen der beiden Formeln kann Gl. (2.38) wie folgt formuliert werden.

$$\frac{f_y}{f_c} = 3 \cdot \frac{s^2}{r^2} \quad (2.38)$$

$f_y$                       Stahlfestigkeit  
 $f_c$                       Druckfestigkeit Holz

Durch Gl. (2.38) ist es theoretisch möglich eine geeignete Gewindegeometrie auf Grundlage der Kenntnis der Stahl- und Holzdruckfestigkeit zu bestimmen.

Diese Methode der Biegetheorie setzt für die nach (Gaunt 1997) optimale Gewindegeometrie folgende Annahmen voraus:

1. Die Biegung der Gewindespitzen wird ignoriert
2. Die Schubspannungen am Gewindefuß ( $r$ ) werden als relativ klein im Gegensatz zu den Biegespannungen angenommen
3. Die linear-elastische Analyse wird als ausreichend betrachtet

Das Resultat dieses Ansatzes ist ein Schraubengewinde bestehend aus einem großen Gewindeüberstand ( $s$ ) und einem schmalen Gewindefuß ( $r$ ). Dies mit dem Ziel die Scherfläche und die Fläche zur Lastübertragung möglichst groß, und Vorschädigungen in den Holzbereichen zwischen den Gewindeflanken infolge Komprimierung möglichst klein zu halten.

Neben der Schraube selbst ist aber auch das die Schraube umgebende Holz ein wichtiger Faktor. Durch das Belasten der Schraube auf Herausziehen, wird der Holzkörper an der oberen Gewindeflanke massiv auf Druck beansprucht und generiert dadurch eine den Scherwiderstand beeinflussende Zone. Wird in dieser Zone zu wenig angrenzendes Holz aktiviert, so verringert sich die Scherkapazität des Holzes und somit die Ausziehfestigkeit. Auf dieses Thema wird in Kapitel 3-2 näher eingegangen.

Die Gewindelänge eines Gewindeganges berechnet (Gaunt 1997) mit der bekannten Formel für eine abgewinkelte Schraubenlinie, siehe Abbildung 23 und Gl. (2.39).

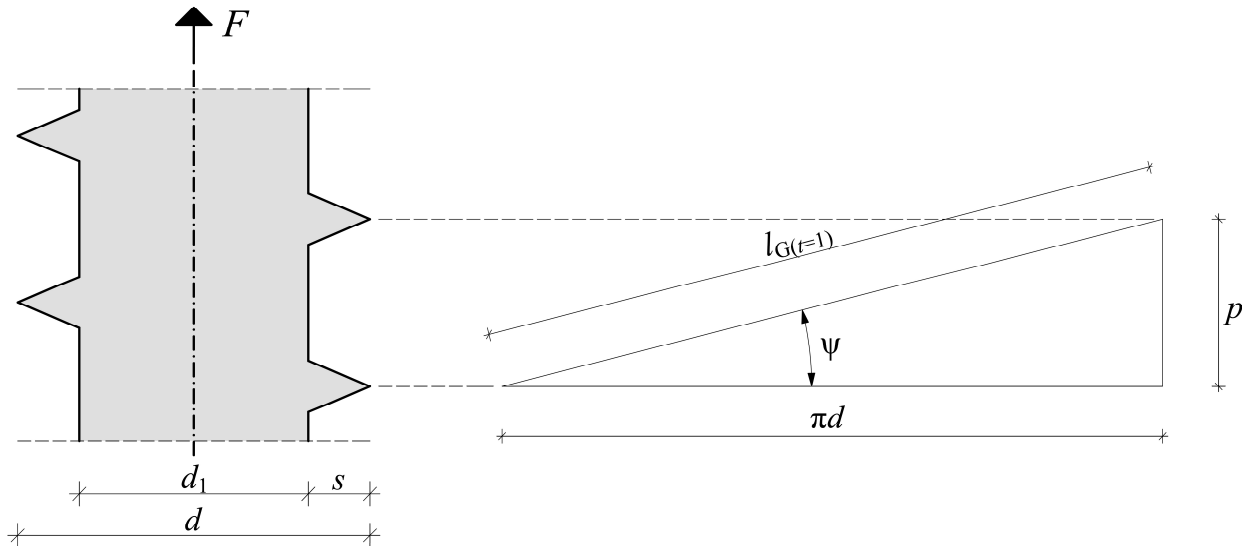


Abbildung 23: Schraubenlinie

Die Fläche des Schraubenzylinders zwischen den Gewindespitzen, welche auf Abscheren beansprucht wird, berechnet (Gaunt 1997) indem er den Umfang der Schraube mit der Gewindesteigung multipliziert und davon den Flächenanteil der Gewindespitze abzieht. Diese Fläche summiert (Gaunt 1997) dann über die Anzahl der Gewindegänge auf und erhält die in Gl. (2.40) angegebene Scherfläche der Schraube.

$$l_G = \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + p^2} \quad (2.39)$$

$$A = [(\pi \cdot d \cdot p) - (l \cdot t)] \cdot \frac{l_{ef}}{p} \quad (2.40)$$

Multipliziert mit der Scherfestigkeit erhält (Gaunt 1997) somit den theoretischen Auszieh widerstand der Schraube.

(Gaunt 1997) führte 20 Auszieh festigkeitsversuche in Faserrichtung für verschiedene Einschraubtiefen von  $l_{ef} = 150, 200, 250$  und  $300$  mm durch. Er verwendete dabei Brettschichtholz aus Radiata Kiefer, bestehend jeweils aus acht miteinander verklebten,  $42$  mm starken Lamellen. Die Rohdichte variierte dabei zwischen  $458$  und  $516$   $\text{kg/m}^3$ . Es wurde mit einem Durchmesser von  $16$  mm, entsprechend dem Nenndurchmesser, vorgebohrt. Die Geschwindigkeit der Ausziehversuche wurde so gewählt, dass das Versagen innerhalb von  $3$  bis  $5$  Minuten eintrat.

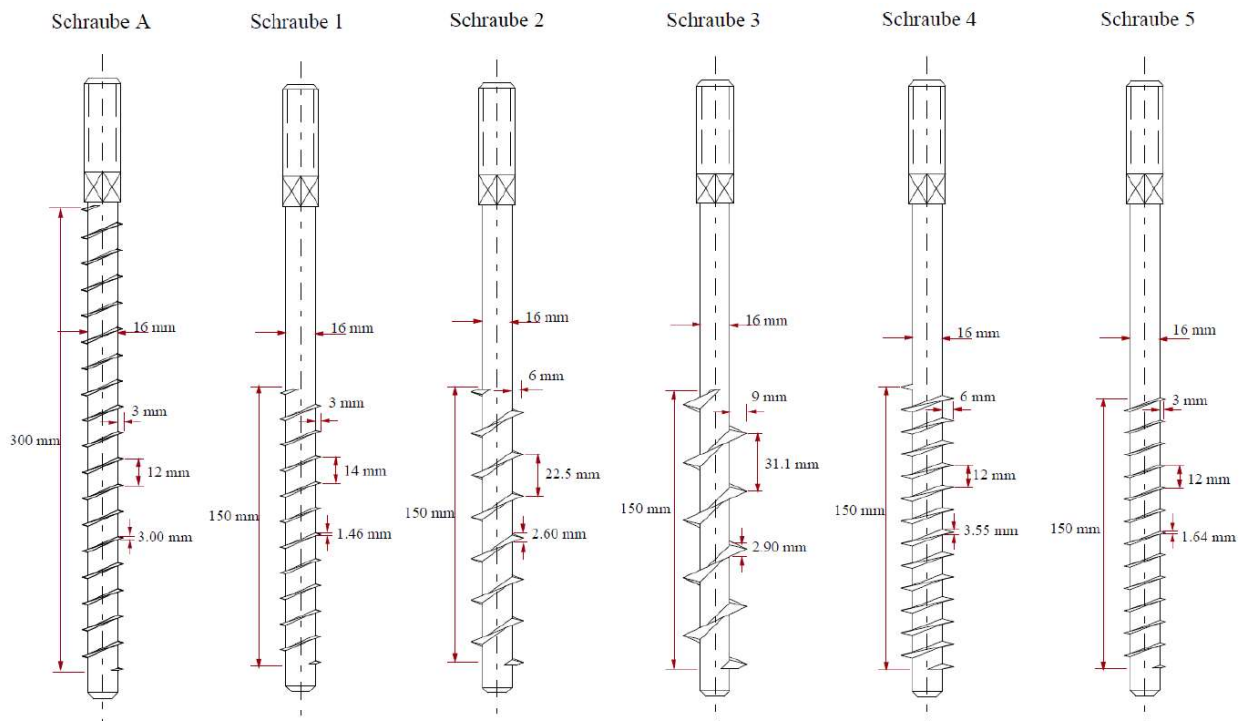
Die Ergebnisse zeigen Bruchlasten welche direkt proportional mit der Einbindetiefe ansteigen. Das erforderliche Eindrehmoment variierte zwischen  $70$  und  $85$  Nm und wird nach (Gaunt 1997) als unabhängig von der Einbindetiefe und der Dichte gesehen. Bei einigen Ausziehversuchen beobachtete (Gaunt 1997) ein Aufspalten des Holzes in Faserrichtung entlang der zentralen Achse der Schraube vor Erreichen der Versagenslast. Dieses Aufspalten ist ein Hinweis, dass die Querzugfestigkeit des Holzes überschritten wurde, was lt. (Gaunt 1997) voraussichtlich ein Grenzfaktor für höhere Ausziehkräfte sein könnte.

In einer weiteren Studie (Gaunt o. A.), wurden verschiedene Gewindeprofile geprüft, um herauszufinden welche Geometrieparameter die Ausziehfestigkeit positiv beeinflussen. Dazu entwickelte (Gaunt o. A.) fünf verschiedene Schrauben mit dem Ziel eine Beziehung zwischen dem Gewindegang, dem Gewindeüberstand und der Gewindetiefe zur Ausziehfestigkeit herzustellen. Alle Schrauben hatten für die theoretischen Vorberechnungen dieselben Annahmen als Randbedingungen: Kerndurchmesser  $d_1 = 16$  mm, Einbindetiefe  $l_{ef} = 150$  mm, Stahlfließgrenze  $f_y = 275$  N/mm<sup>2</sup> und Holzdruckfestigkeit  $f_c = 22$  N/mm<sup>2</sup>. Daraus ergab sich gemäß GL. (2.38) ein  $s/r$  Verhältnis von 2,05. Dieses Verhältnis wird für Schraube Typ 1 festgelegt. Bei den weiteren Schraubentypen verändert (Gaunt o. A.) das  $s/r$  Verhältnis durch Variation der Parameter  $s$  und  $r$  wodurch sich in Folge gleich bleibendem Kerndurchmesser die Flankenneigung ändert.

In Tabelle 29 und Abbildung 24 sind die verschiedenen Schraubenprofile definiert, wobei die Schraube des Typs A die Ausgangsschraube aus (Gaunt 1997) darstellt. Für die weiteren Schraubentypen wurden, wie bei der Referenzschraube, jeweils 20 Ausziehversuche durchgeführt.

**Tabelle 29: Übersicht Schraubenprofile (Gaunt o. A.)**

Schraubenprofil	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$s$ [mm]	$r$ [mm]	$s/p$ [-]	$s/r$ [-]	$\phi$ [°]
A	22,0	16,0	0,73	12,0	3,0	3,00	0,25	1,00	53,13
1	22,0	16,0	0,73	14,0	3,0	1,46	0,21	2,05	27,35
2	28,0	16,0	0,57	22,5	6,0	2,60	0,27	2,31	24,45
3	34,0	16,0	0,47	31,0	9,0	2,90	0,29	3,10	18,30
4	28,0	16,0	0,57	12,0	6,0	3,55	0,50	1,69	32,96
5	22,0	16,0	0,73	12,0	3,0	1,64	0,25	1,83	30,57



**Abbildung 24: Skizzen der verwendeten Schrauben (Gaunt o. A.)**

Für Schraubentyp 3 gibt es keine Ergebnisse, da bereits bei der ersten Prüfung ein Versagen des Gewindes auftrat, was höchstwahrscheinlich auf das hohe  $s/r$  Verhältnis und demzufolge schlankem Gewinde zurückzuführen ist. Es ergaben sich bei gleichen Prüfbedingungen für die Schrauben der Typen 1 bis 5 ca.

25% höhere Ausziehtragfähigkeiten als bei der Referenzschraube, Typ A. Aufgrund der gleichzeitigen Variation mehrerer Parameter kann kein eindeutiger Schluss gezogen werden, welche Geometrieänderungen sich positiv auf die Ausziehfestigkeit auswirkten. (Gaunt o. A.) vermutet, dass das Verhältnis  $s/r$  eine wesentliche Rolle spielt, da die Schraubentypen 1 bis 5 alle ein höheres  $s/r$  Verhältnis als Schraubentyp A aufwiesen. Der Grund hinter seiner Annahme ist, dass diese schlankeren Gewinde ( $> s/r$ ) weniger Schädigung am angrenzenden Holz beim Einschrauben verursachen und dadurch der Holz-Scherzylinder besser intakt ist und mehr Kraft übertragen kann.

Da sich (Gaunt o. A.) am ehesten mit der Gewindefoptimierung bzw. der Aussagekraft der einzelnen Gewindefgeometrieparameter auf die Ausziehfestigkeit befasste, wurden seine Ergebnisse in Tabelle 30 noch einmal neu bewertet. Nach (Gaunt o. A.) trat ein Versagen des Holzkörpers beim Applizieren der Schrauben in den ersten beiden Gewindegängen auf, deshalb wurden die effektiven Längen für die Berechnung der Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  korrigiert ( $l_{ef,korr} = l_{ef} - 2p$ ). Somit werden nur die vollen Gewindegänge berücksichtigt und die ersten beiden Gewindegänge am Übergang des Schaftes zum Gewinde, die für das notwendige Applizieren der Schraube erforderlich sind, für die Berechnung ausgeschlossen. In Bezug auf die Feuchtigkeit muss  $f_{ax}$  nicht korrigiert werden, da für Holzfeuchten zwischen 8 und 12% nach Gl. (2.17) keine Korrektur erforderlich ist. Aufgrund des unüblich hohen Durchmessers ( $d = 22$  bis  $34$  mm), den (Gaunt o. A.) bei den Schraubenprüfungen verwendete können die bekannten Gleichungen zur Korrektur der Rohdichte nicht angesetzt werden.

**Tabelle 30: Ausziehfestigkeiten nach (Gaunt o. A.), korrigiert**

Schraube	$u$ [%]	$\rho_{nominal}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$l_{ef}$ [mm]	$l_{ef,korr}$ [mm]	$f_{ax,korr}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
A	12,5%	459	150	126	5,55
1	10,3%	475	150	122	7,34
2	9,9%	432	150	105	6,52
4	10,8%	424	150	126	5,09
5	10,2%	443	150	126	6,55

Mithilfe der korrigierten Ausziehfestigkeiten konnten nun die folgenden Diagramme nach Abbildung 25 in Abhängigkeit der Ausziehfestigkeit erstellt werden, wobei sich folgende Trends erkennen lassen:

- $> d \rightarrow < f_{ax}$   
Bestätigt den bekannten Durchmesserereffekt. Würde man die Ergebnisse nach (Gaunt o. A.) in Abbildung 25 mit einer Potenzfunktion beschreiben, so würde sich eine Potenz von  $-0,46$  ergeben, welche durchaus mit den bereits in Abschnitt 2-2.3 beschriebenen Modellen (siehe Tabelle 26) vergleichbar ist.
- $> d_1/d \rightarrow > f_{ax}$   
Dies ist in Übereinstimmung mit den Bewertungen und lässt sich ebenfalls auf den Durchmesserereffekt zurückführen. Hier steigt mit größer werdendem  $d_1/d$ , das in diesem Fall gleichzeitig auf einen kleiner werdenden Nenndurchmesser zurückzuführen ist, die axiale Ausziehfestigkeit an.
- $> r \rightarrow < f_{ax}$   
Je größer  $r$ , das heißt je stärker der Gewindefuß, desto mehr Material muss vom Gewinde verdrängt werden, und desto mehr wird der Holz-Scherzylinder durch übermäßige Kompression vorgeschädigt.

Bezüglich der Materialbeanspruchung (Holz) kann hier in zwei Zustände unterschieden werden, auf die in Kapitel 3 näher eingegangen wird:

- (1) Schraubenapplikation
- (2) Schraube unter axialer Beanspruchung → Herausziehen

- $> s/r \rightarrow > f_{ax}$   
Durch ein höheres  $s/r$  Verhältnis ( $> s$ ,  $< r$ ) entsteht ein schlankeres Gewinde, was eine geringere Materialverdrängung und den Versuchsergebnissen nach eine steigende Ausziehfestigkeit zur Folge hat.

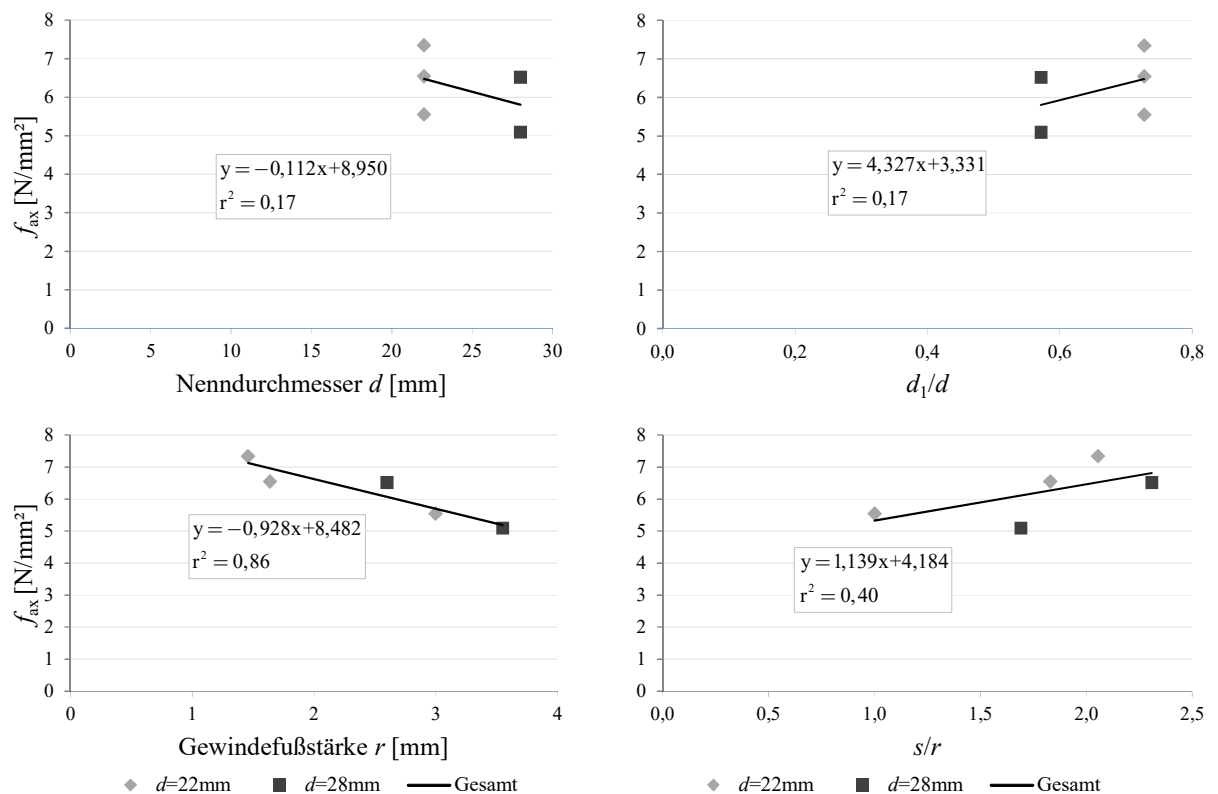


Abbildung 25: Ergebnisse nach (Gaunt o. A.) in korrigierter Darstellung

(Baek et al. 2012) verfolgten das Ziel eine neue Holzschraube, optimiert für den Einsatz in Nadelholz, zu entwickeln. Die experimentellen Untersuchungen wurden betrieben, um den Einfluss von Formfaktoren der Holzschrauben auf die Ausziehfestigkeit darzustellen.

Die Formfaktoren wurden in zwei Gruppen eingeteilt:

- a) Faktoren für gewindefreie Bereiche, wie der gewindefreie Schaft oder das Gewindeende der Schraube am Übergang zum blanken Schaft.
- b) Faktoren des Gewindes, wie Gewindesteigung, Gewindeaußen- und -kerndurchmesser.

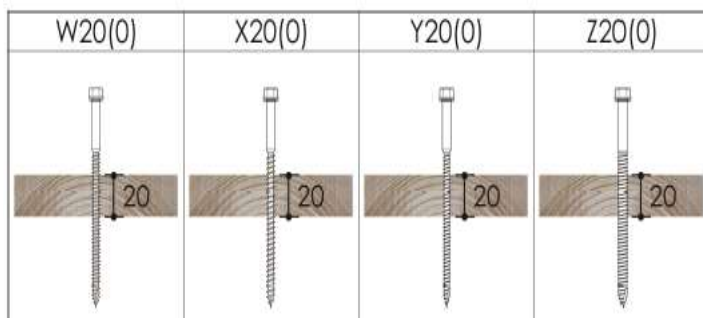
In weiter Folge wird nur auf die Ergebnisse von Punkt b) eingegangen. Als Material wurde japanische Sugi mit einer mittleren Rohdichte von  $398 \text{ kg/m}^3$  und einer Holzfeuchte von  $10,0 \%$  verwendet. Die Holzproben hatten eine Größe von  $125 \times 100 \times 20 \text{ mm}^3$  und die Schrauben wurden rechtwinkelig zur Faserrichtung eingeschraubt. Die Prüfgeschwindigkeit betrug  $2 \text{ mm/min}$  und es wurde geprüft, bis die Ausziehfestigkeit geringer als  $80\%$  der Höchstlast (nach Erreichen dieser) war. Pro Schraubentyp wurden  $35$  Ausziehversuche mit einer effektiven Einschraublänge von  $20 \text{ mm}$  durchgeführt.

Tabelle 31 definiert die in den Versuchen verwendeten Schraubentypen, wobei die Schraube Typ W als Referenz dient.

**Tabelle 31: Geometrie der Schraubentypen (Baek et al. 2012)**

Schraubentyp	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$l_{ef}$ [mm]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	$\varphi$ [°]
W (Referenz)	7,0	4,4	0,63	20	2,3	0,57	45
X	7,0	4,4	0,63	20	3,0	0,43	45
Y	5,7	4,4	0,77	20	2,3	0,28	45
Z	7,0	5,7	0,81	20	2,3	0,28	45

Schraube X dient zur Überprüfung der Ganghöhe  $p$ , Schraube Y soll den Einfluss eines höheren  $d_1/d$  Verhältnisses in Bezug auf einen kleineren Nenndurchmesser  $d$  zeigen, und Schraube Z soll ebenfalls den Einfluss eines höheren  $d_1/d$  Verhältnisses, nun aber in Bezug auf einen größeren Kerndurchmesser  $d_1$ , klären.



**Abbildung 26: Schematische Abbildung der Prüfvarianten (Baek et al. 2012)**

In Abbildung 26 sind die verschiedenen Schraubentypen mit der jeweiligen effektiven Einschraublänge angeführt.

**Tabelle 32: gemittelte Ausziehkräfte und Ausziehfestigkeit je Schraube (Baek et al. 2012)**

Schraubentyp	$F_{ax,mean}$ [kN]	COV [%]	$f_{ax,mean}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
W (Referenz)	2,51	13	5,71
X	2,44	16	5,55
Y	2,33	15	6,51
Z	2,69	14	6,12

Da nach den Versuchsergebnissen in Tabelle 32 kein signifikanter Unterschied zwischen Schraube X mit  $p = 3,0$  mm und Schraube W mit  $p = 2,3$  mm erkennbar ist, die Ausziehfestigkeit sogar leicht abnahm, kann der Einfluss der Gewindesteigung als vernachlässigbar angesehen werden. Grundsätzlich kann aber festgehalten werden, dass die Ergebnisse hier eine Tendenz der steigenden Ausziehfestigkeit mit geringerer Ganghöhe für  $\alpha = 90^\circ$  zeigen.

Einen deutlich positiven Einfluss ergab die Erhöhung des  $d_1/d$  Verhältnisses von 0,63 auf 0,77 bei Schraube Y bzw. auf 0,81 bei Schraube Z. Dabei wurde bei Schraube Y der Nenndurchmesser  $d$  bei Beibehalten des Kerndurchmessers  $d_1$  verkleinert. Bei Schraube Y wurde genau umgekehrt der Kerndurchmesser  $d_1$  bei Beibehalten des Nenndurchmessers  $d$  vergrößert. Somit steigt jeweils das  $d_1/d$  Verhältnis deutlich an. Die gegenüber Schraube Z höhere Ausziehfestigkeit für Schraube Y nach Tabelle 32 ist zurück zu führen auf den bekannten und zuvor schon erläuterten Durchmesser effekt.

Die folgende Tabelle 33 fasst die jeweiligen Geometrieänderungen der Schrauben X, Y und Z in Bezug auf die Referenzschraube W, sowie das aus den Ergebnissen resultierende Fazit zusammen.

**Tabelle 33: Fazit aus Ergebnissen von (Baek et al. 2012)**

Parameter	Referenzschraube [mm]	Prototyp [mm]	Auswirkungen auf $F_{ax,mean}$ [%]	Fazit
$p$	2,30	3,00	-3%	$> p \rightarrow < f_{ax}$
$d$	7,00	5,70	+14%	$> d_1/d \ \& \ < d \rightarrow > f_{ax}$
$d_1$	4,40	5,70	+7%	$> d_1/d \rightarrow > f_{ax}$

In (Ellingsbo und Malo 2012) wurden Ausziehversuche von selbstbohrenden Holzschrauben mit einem Kerndurchmesser  $d_1 = 5$  mm, einem Nenndurchmesser  $d = 8$  mm und einer Schraubenlänge von 300 mm durchgeführt. Dabei wurde einerseits der Vorbohrereffekt untersucht, bei der die Serie in blau-Raute (K48-8-150-Ø6) mit einem Durchmesser von 6 mm vorgebohrt wurde, und andererseits der Einfluss der Einschraublänge auf die Ausziehfestigkeit untersucht. Die effektive Einschraublänge betrug dabei 150 mm (Serie K48-8-150) und 200 mm (Serie K48-8-200). Für den verwendeten Stahl wurde eine Fließgrenze von 640 N/mm<sup>2</sup> und eine Bruchfestigkeit von 800 N/mm<sup>2</sup> angenommen, jedoch nicht überprüft.

Die Probekörper der Testserie, entsprechend der Festigkeitsklasse C24 gemäß (ÖNORM EN 338: 2016) haben eine Höhe von 350 mm und eine Breite von 48 mm. Der sich dadurch ergebende kleine Randabstand von 24 mm ist kleiner als der nach (ÖNORM EN 1995-1-1: 2015) erforderliche Abstand von 32 mm. Der kleine Randabstand wurde benötigt um Dehnungsmessungen von einem digitalen Bilderkorrelationssystem so nahe wie möglich an der Schraubenachse zu bekommen, die anschließend mit numerischen Simulationen verglichen wurden. Näheres dazu in Abschnitt 3-3, in dem die Spannungen entlang der Schraubenachse im Stahl sowie im Holz dargestellt werden.

Materialeigenschaften der Probekörper:

$$E_{0,mean} = 11000 \text{ N/mm}^2$$

$$E_{90,mean} = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$G_{mean} = 960 \text{ N/mm}^2$$

$$\rho_{mean} = 410 \text{ kg/m}^3$$

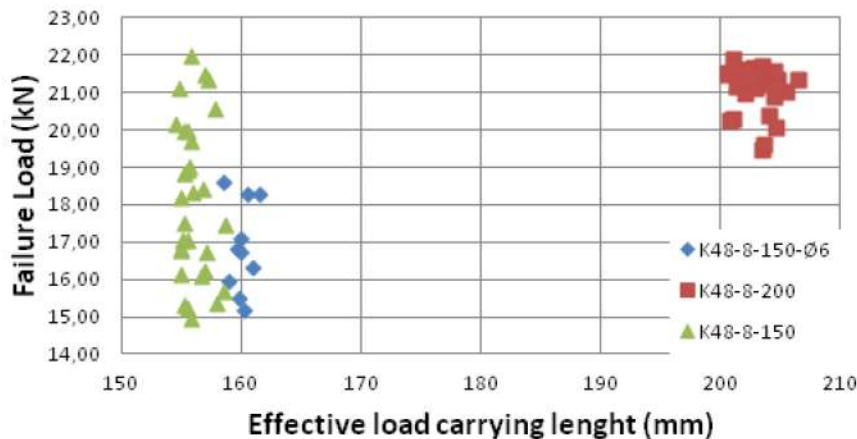
Prüfkonfiguration: „pull-pull“-Versuch

Prüfumfang: 3 Serien ( $l_{ef} = 150$  mm,  $l_{ef} = 200$  mm), á 30 Schrauben

Die Serie mit  $l_{ef} = 150$  mm wurde mit und ohne Vorbohren getestet.

Prüfgeschwindigkeit: 0,75 mm/min (ÖNORM EN 380: 1993)

Versagensmodus: Scherversagen im Holz rund um die Schraube; Abreißen des Schraubenkopfes



**Abbildung 27: Effekt der effektiven Länge auf die Bruchlast; aus (Ellingsbo und Malo 2012)**



Es zeigt sich, dass die Serie in grün-Dreieck dargestellt (ohne Vorbohren) höhere Versagenslasten hat als die blaue-Rauten Serie (mit Vorbohren). Bei der vorgebohrten Serie wurde nur Scherversagen, aber kein Kopfabreißen der Schraube beobachtet, wobei bei der nicht vorgebohrten Serie auch Kopfabreißen auftrat. Deshalb gehen die Verfasser davon aus, dass die Reibung zwischen Schraubenschaft und angrenzendem Holz in einigen nicht vorgebohrten Fällen die Ausziehfestigkeit erhöht, bis anschließend das Versagen durch Kopfabreißen auftritt. Bei der Serie mit einer Einschraublänge von 200 mm trat nur Kopfabreißen auf, das bedeutet, dass hier ein reines Stahlversagen auftrat, das auch durch das dichte beieinander liegen der Ergebnisse in Abbildung 27 bestätigt wird. Die Streuung der effektiven Einschraublänge bleibt dabei ungeklärt.

(Sydor et al. 2015) untersuchten den Einfluss der Ganghöhe auf die Ausziehfestigkeit von Schrauben in Kiefer bei Applizierung tangential und radial. Drei verschiedene Schraubentypen aus der Möbelindustrie mit einem Nenndurchmesser von  $d = 7,0$  mm und einem Kerndurchmesser von  $d_1 = 3,9$  mm, das einem  $d_1/d$  Verhältnis von 0,56 entspricht, wurden mit drei verschiedenen Ganghöhen  $p = 2,5, 3,0$  und  $3,5$  mm getestet. Es wurde mit einem Durchmesser von 4 mm vorgebohrt. Für jeden Schraubentyp bzw. für jede Einschraubrichtung wurden neun Versuche, bei einer effektiven Einschraublänge von 15 mm, durchgeführt. Bei der Ausführung der Prüfungen betrug die Vorkraft 5 N und die Prüfgeschwindigkeit 2 mm/min.

Folgende Erkenntnisse wurden gewonnen:

- Die Ausziehfestigkeit für radial eingebrachte Schrauben ist um ca. 15 % höher als für tangential eingebrachte Schrauben.
- Bei den Versuchen radial konnte keine eindeutige Abhängigkeit von der Ganghöhe festgestellt werden. Die maximale Ausziehfestigkeit tritt hier bei einer Ganghöhe von 3,0 mm auf.
- Bei den Versuchen tangential war eine Abhängigkeit von der Ganghöhe erkennbar. Die Ausziehfestigkeit steigt hier mit geringer werdender Ganghöhe.

In Tabelle 34 sind die maximalen Mittelwerte in Bezug auf die Ausziehfestigkeit je Einschraubrichtung für die jeweilige Ganghöhe, sowie die prozentuellen Abweichungen für die Ganghöhenvarianten angegeben.

**Tabelle 34: Analyse der Ergebnisse aus (Sydor et al. 2015)**

$p$ [mm]	tangential [-]	radial [-]
2,5	max	-11%
3,0	-12%	max
3,5	-29%	-33%

Zusammenfassend können die folgenden Einflüsse seitens der untersuchten Gewindegeometrieparameter auf die Ausziehfestigkeit von Holzschrauben bei Applizierung in Nadelholz herausgelesen und interpretiert werden:

Bezüglich dem Kern- und Nenndurchmesser können übereinstimmende Erkenntnisse aus den Versuchen von (Gaunt o. A.) für  $\alpha = 0^\circ$  und (Baek et al. 2012) für  $\alpha = 90^\circ$  gewonnen werden. Die Ausziehfestigkeit stieg mit kleinerem Nenndurchmesser sowie mit größerem  $d_1/d$  Verhältnis. Zusätzlich konnte in (Baek et al. 2012) festgestellt werden, dass die Ausziehfestigkeit mit größerem Kerndurchmesser im Vergleich zu einer Schraube mit sonst gleichen geometrischen Bedingungen um ca. 7 % ansteigt. Dabei bewirkt der größere Kerndurchmesser ein Ansteigen des  $d_1/d$  Verhältnisses um ca. 28 %.

Eine größere Ganghöhe führt nach (Baek et al. 2012) zu einer leichten Abnahme der Ausziehfestigkeit bei einer Einschraubrichtung  $90^\circ$  zur Faser. Diese Versuche werden von (Sydor et al. 2015) bestätigt, bei denen ebenfalls bei  $\alpha = 90^\circ$  tangential mit höherer Ganghöhe die Ausziehfestigkeit abnahm.

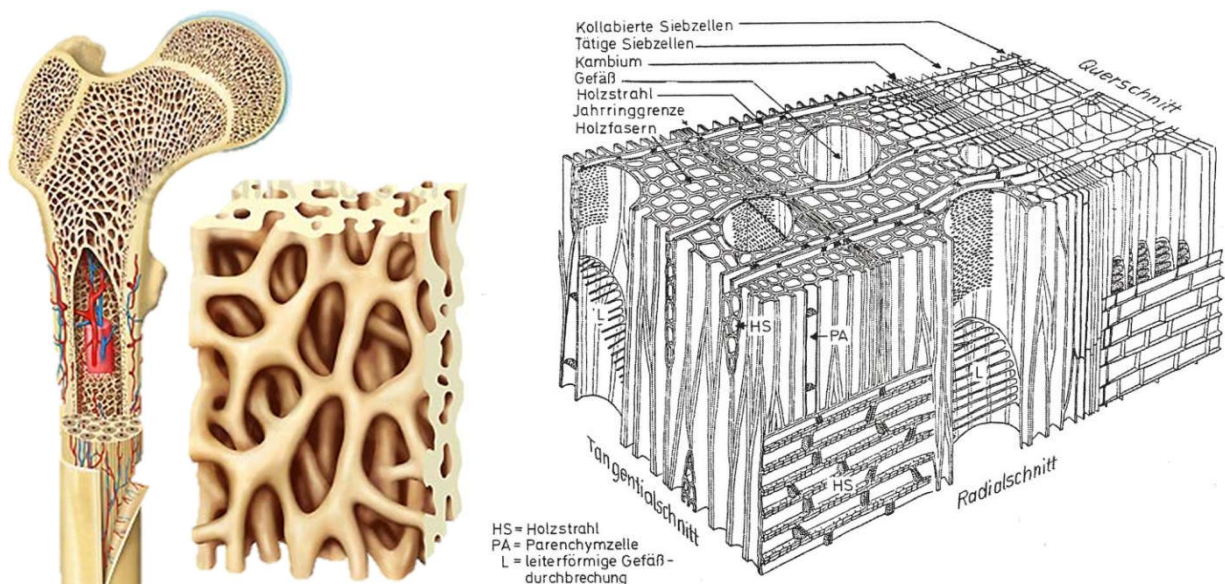
Beide  $s/p$ - und  $s/r$ -Verhältnisse sind abhängig von der Gewindetiefe  $s$ , die sich aus dem halben Nenndurchmesser abzüglich dem halben Kerndurchmesser berechnet. Das bedeutet, dass diese Verhältnisse im Wesentlichen vom zuvor beschriebene  $d_1/d$  Verhältnis und somit vom Durchmesser einfluss abhängig sind. Einzig (Gaunt o. A.) untersuchte bisher Schrauben mit verschiedenen  $s/r$  Verhältnissen. Nach seinen Ergebnissen nimmt die Ausziehfestigkeit mit steigendem  $s/r$  ( $> s$ ,  $< r$ ) zu, was zu einem schlankeren Gewinde und dadurch zu einer geringeren Materialverdrängung führt. Das variierende  $s/r$  Verhältnis hat bei gleich bleibendem Kerndurchmesser zur Folge, dass sich die Flankenneigung ändert. Dies ist auch bei (Gaunt o. A.) der Fall, bei dem sich  $\varphi$  zwischen  $24$  und  $33^\circ$  entsprechend dem  $s/r$  Verhältnis im Vergleich zur Ausgangsschraube mit  $\varphi = 53^\circ$  ändert. Da bei den restlichen Studien eine konstante Flankenneigung verwendet wurde, sind hier keine Vergleichsmöglichkeiten gegeben.

Nach den Versuchsergebnissen der TU Graz in Tabelle 16 und Tabelle 17 wurde festgestellt, dass die Ausziehfestigkeit mit steigendem  $s/p$ -Verhältnis, welches sich aus einer größer werdenden Gewindetiefe  $s$  und einer kleiner werdenden Ganghöhe  $p$  zusammensetzt, sowohl für die Versuche in als auch quer zur Faserrichtung leicht ansteigt. Zusätzlich verringert sich dabei der Kerndurchmesser und somit das  $d_1/d$ -Verhältnis.

In (Ellingsbo und Malo 2012) wurde für Schrauben gleicher Geometrie auch der Vohrbohrereffekt anhand von Versuchen diskutiert. Dabei zeigte sich, dass die Ausziehfestigkeit bei den nicht vorgebohrten Prüfkörpern höher war.

## 2-3.2 KNOCHENSCHRAUBEN

Die folgenden Berichte befassen sich mit der Optimierung des Gewindes von Schrauben für Knochen in Hinblick auf die Ausziehfestigkeit. Die Versuche wurden durchgehend in Spongiosa, siehe Abbildung 28 links, häufig auch in künstlichen Nachbildungen, durchgeführt. Als Spongiosa wird der innere Teil eines Knochens bezeichnet, welcher aus einem Gerüst aus feinen Knochenbälkchen besteht und ähnlich einem Schwamm aufgebaut ist. In den Zwischenräumen der Spongiosa befindet sich das Knochenmark. Die Festigkeit des Knochens wird durch die Mineralien geregelt. Je mehr Mineralien ein Knochen enthält, desto fester und dichter ist er. Das wichtigste Mineral für die Knochen ist das Kalzium. (IQWIG 2014)



**Abbildung 28:** (links) Schnitt durch einen Oberschenkelknochen mit Ausschnitt der Knochenbälkchen (IQWIG 2014); (rechts) räumliche Darstellung der makroskopischen anatomischen Struktur des Holzes eines Laubbaumes (Grosser 2003)

Wie der Knochen ist auch das Holz ein natürlicher Rohstoff, eine sich selbst optimierende, zelluläre Struktur. Die Ausrichtung bzw. Ausbildung der Zellstruktur folgt den Spannungstrajektorien welche aus

der inneren und äußeren Belastung resultieren. Das engmaschig vernetzte Gerüst bildet der Spongiosa-Knochen entlang den wichtigsten Belastungslinien, an denen der Knochen auf Druck ausgesetzt ist (Dr. Antwerpes 2007). Analoges kann bei Nadelbäumen beobachtet werden, welche Druckholz in stark druckbeanspruchten Bereichen, siehe Abbildung 29 links, ausbilden. Laubbäume, welche aufgrund der unterschiedlichen Größe und Verteilung der Gefäße in ring- bzw. zerstreuporige Laubbölzer eingeteilt werden, bilden im Gegensatz dazu Zugholz in stark zugbeanspruchten Bereichen, siehe Abbildung 29 rechts, aus (Mattheck et al. 2014). Die Materialeigenschaften von Spongiosa sind richtungsabhängig. Dies bedeutet, dass der Spongiosa-Knochen wie das Holz ein anisotropes Material ist.



Abbildung 29: (links) Druckholz; (rechts) Zugholz (Mattheck et al. 2014)

Auch die Rohdichte des Spongiosa-Knochens kann mit der von Holz verglichen werden. Laut (Brinckmann et al. 2000) liegt die Rohdichte von Spongiosa im Bereich von 100 bis 1000 kg/m<sup>3</sup> und deckt somit den gesamten Rohdichtebereich von Weich- bis Harthölzern ab. Die nachfolgenden Ergebnisse von unterschiedlichen Publikationen zum Thema können somit durchaus für etwaige Überlegungen betreffend die Geometrievariation von Holzschrauben in Betracht gezogen werden.

In (M. Evans et al. 1990) beschäftigte man sich mit Formfaktoren welche die Mechanik in der Schnittstelle Knochen – Schraube beeinflussen.

Es wurden drei Schraubentypen (OOEC 1, OOEC 2, OOEC 3), siehe auch Tabelle 35, mit einem Nenndurchmesser von  $d = 6$  mm mit folgenden drei Ansätzen entwickelt, um die Ausziehtragfähigkeit zu erhöhen:

- Erhöhen der Anzahl der Schneide- bzw. Schabenuten an der Spitze der Schraube um den Schaden am Knochen beim Eindrehen gering zu halten. In Abbildung 30 wäre die Anzahl der Schneide- bzw. Schabenuten  $n = 1$ . Dies könnte auch für Holz relevant sein.



Abbildung 30: Darstellung der Schneide- bzw. Schabenut am Beispiel einer Holzschraube

- Geringere Ganghöhe  $p$ , um die Kontaktfläche zur Lastübertragung zwischen Schraube und Knochen zu erhöhen.
- Höherer Kerndurchmesser  $d_1$  um die Steifigkeit des Systems zu erhöhen.

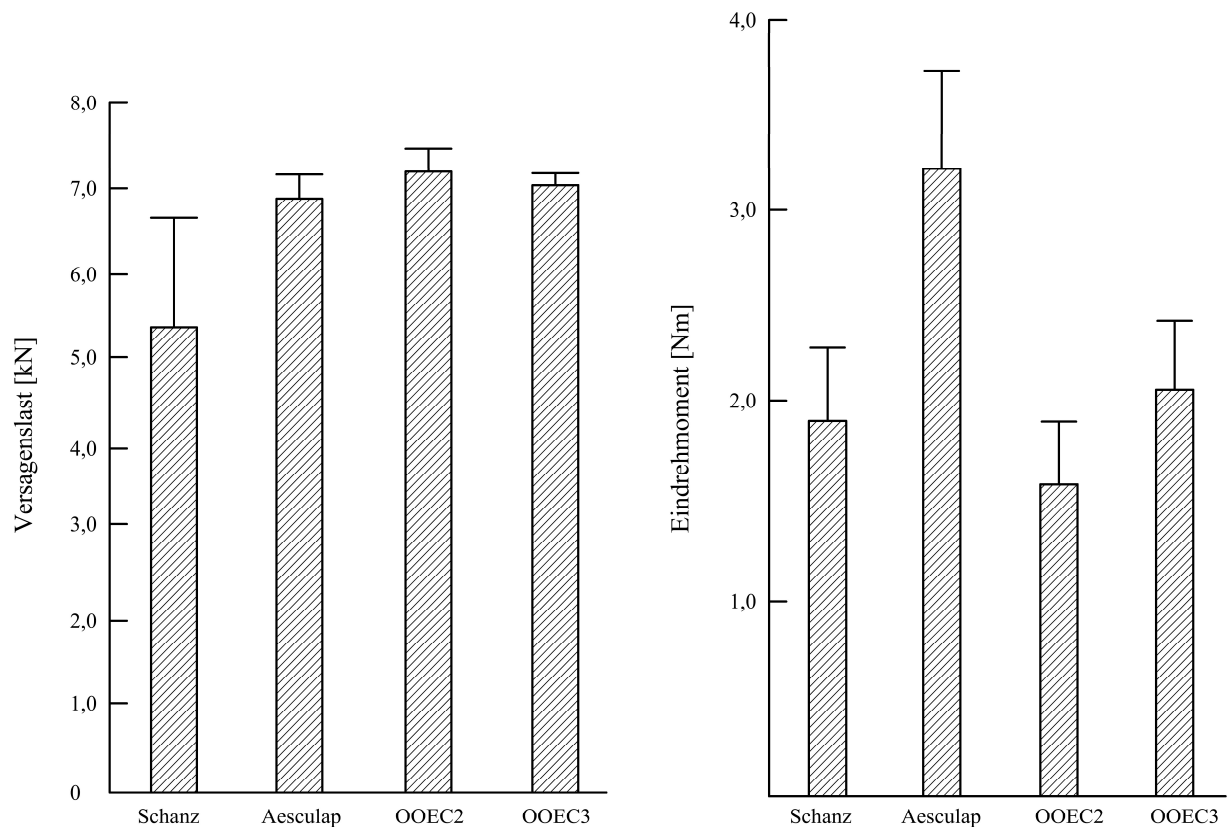
Zusätzlich erfolgte ein Abrunden der Gewindespitzen um den Schaden am Knochen beim Eindrehen zu minimieren. In weiterer Folge verglich man die Versuchsergebnisse der drei Prototypen mit den Versuchsergebnissen von zwei kommerziellen Schrauben Schanz & Aesculap. Es ergab sich bei Vorversuchen kein Unterschied zwischen den push-in und pull-out Prüfvarianten. In weiterer Folge wurden

zunächst zehn push-in Versuche pro Schraube in künstlichen Nachbildungen aus Kunststoff durchgeführt. Dabei ergaben die Ergebnisse für die Ausziehtragfähigkeit der OOEC1 Schraube nur gering verbesserte Werte im Vergleich zur Schanz Schraube, und sogar etwas schlechtere Ergebnisse im Vergleich zur Aesculap Schraube. Deshalb wurde die OOEC1 Schraube für die folgenden acht push-in Versuche pro Schraube in Menschenknochen ausgeschlossen.

**Tabelle 35: Geometrien der verwendeten Schrauben in (M. Evans et al. 1990)**

Schraube	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	Schneidenuten [-]
Schanz	6,0	4,1	0,68	3,0	0,32	2
Aesculap	6,0	4,1	0,68	2,0	0,48	2
OOEC1	6,0	4,1	0,68	3,0	0,32	3
OOEC2	6,0	4,1	0,68	2,0	0,48	3
OOEC3	6,0	4,5	0,75	2,0	0,38	3

Die Ergebnisse nach Abbildung 31 zeigen, dass sowohl eine geringere Ganghöhe (Vergleich Schanz mit Aesculap), als auch eine größere Anzahl an Schneidenuten (Vergleich Aesculap mit OOEC2) eine höhere Ausziehtragfähigkeit zur Folge haben. Das höchste Eindrehmoment erreichen die Aesculap (feines Gewinde) und, aber bereits deutlich darunter, die OOEC3 Schraube (größerer Kerndurchmesser). Interessant ist, dass die höhere Anzahl der Schneidenuten für eine sonst idente Gewindegeometrie das Eindrehmoment deutlich reduziert (Vergleich Aesculap mit OOEC2). Die OOEC2 Schraube wäre demzufolge, nach Abbildung 31, durch die höchste Ausziehkraft und das gleichzeitig geringste Eindrehmoment die beste Wahl.



**Abbildung 31: Resultate der Auszieh- und Eindrehversuche an Menschenknochen (M. Evans et al. 1990)**

Die Studie (Chapman et al. 1996) hatte das Ziel, herauszufinden wie die Schraubengeometrie und das Vorbohren in knochenartigem Material die Ausziehtragfähigkeit von Schrauben beeinflusst. Dazu wurden insgesamt zwölf verschiedene Schraubentypen, neun Lochschrauben und drei klassische Schrauben, in Probekörper aus Polyurethanschaum mit drei verschiedenen Dichten und entsprechenden mittleren Schubfestigkeiten ( $160 \text{ kg/m}^3$ ,  $f_{v,\text{mean}} = 1,41 \text{ N/mm}^2$ ,  $240 \text{ kg/m}^3$ ,  $f_{v,\text{mean}} = 2,78 \text{ N/mm}^2$  und  $320 \text{ kg/m}^3$ ,  $f_{v,\text{mean}} = 3,89 \text{ N/mm}^2$ ) auf Herausziehen geprüft. Die Geometrien der Schrauben sind in Tabelle 36 dargestellt. Als Lochschraube, dargestellt in Abbildung 32, bezeichnet man in der Medizin eine durchbohrte (kanülierte) Schraube, die das kontrollierte Setzen der Schraube über einen eingebrachten K-Draht, durch den die Fraktur temporär fixiert wird, ermöglicht. (Colton und Orson 2015)



Abbildung 32: Lochschraube (IndiaMart 2016)

Zur Vorhersage der Ausziehtragfähigkeit wird der Scherwiderstand des angrenzenden Materials unter Ansatz der Gewinde-umhüllenden Mantelfläche betrachtet. Diese Versagenslast wird zusätzlich mit einem Gewindeformfaktor (TSF = Thread Shape Factor) multipliziert, siehe Gl. (2.41).

$$F_s = S \cdot A_s = [f_v \cdot l_{\text{ef}} \cdot \pi \cdot d] \cdot \text{TSF}, \text{ mit } \text{TSF} = 0,5 + 0,57735 \cdot \frac{s}{p} \quad (2.41)$$

$F_s$	Tragfähigkeit auf Herausziehen [N]
$f_v$	Schubfestigkeit des Materials [ $\text{N/mm}^2$ ]
$A_s$	Mantelfläche des Gewindes über effektiv wirkender Länge [ $\text{mm}^2$ ]
$l_{\text{ef}}$	effektiv wirksame Einschraublänge des Gewindes [mm]
$d$	Gewindeaußendurchmesser [mm]
TSF	Gewindeformfaktor [-]
$s$	projizierte Gewindetiefe [mm]
$p$	Ganghöhe [mm]

Der Gewindeform Faktor in Gl. (2.41) stammt aus dem Maschinenbau. Er wird dort für die Berechnung von kritischen Spannungsbereichen bei Schrauben mit Gegengewinden angewendet. Dazu gibt (Machinery's Handbook 2008) die Gl. (2.42) und Gl. (2.43) für die Berechnung der Mantel- bzw. Scherfläche von Außen- und Innengewindewie, siehe dazu Abbildung 33, wie folgt an:

$$A_s = 3,1416 \cdot n \cdot l_{\text{ef}} \cdot K_{n,\text{max}} \cdot \left[ \frac{1}{2n} + 0,57735 \cdot (E_{s,\text{min}} - K_{n,\text{max}}) \right] \quad (2.42)$$

$$A_n = 3,1416 \cdot n \cdot l_{\text{ef}} \cdot D_{s,\text{min}} \cdot \left[ \frac{1}{2n} + 0,57735 \cdot (D_{s,\text{min}} - E_{n,\text{max}}) \right] \quad (2.43)$$

$n$	Anzahl der Gewindegänge pro Zoll Gewindelänge ( $n = 1/p$ )
$K_{n,\text{max}}$	maximaler Kerndurchmesser des Innengewindes
$E_{s,\text{min}}$	minimaler Flankendurchmesser des Außengewindes
$D_{s,\text{min}}$	minimaler Nenndurchmesser des Außengewindes; entspricht $d$
$E_{n,\text{max}}$	maximaler Flankendurchmesser des Innengewindes

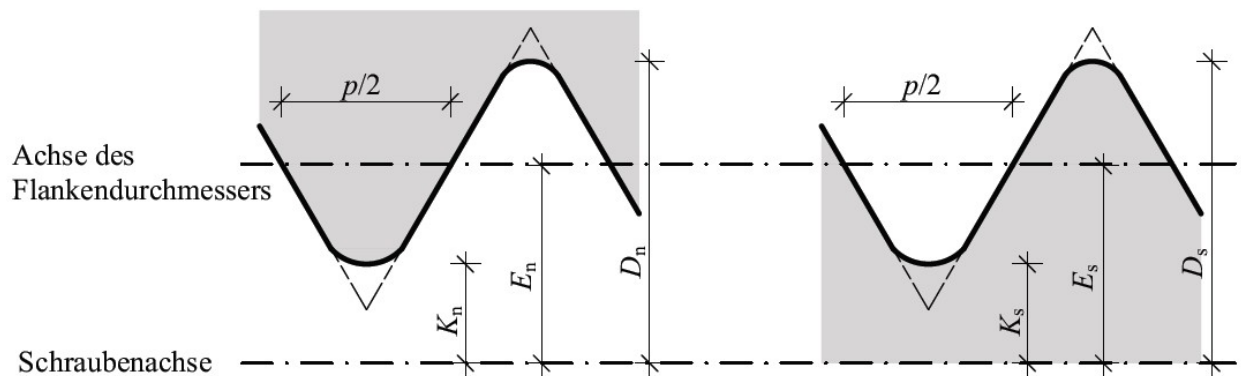


Abbildung 33: (links) Innengewinde; (rechts) Außengewinde (Machinery's Handbook 2008)

Setzt man in Gl. (2.43) die folgenden Ausdrücke ein, so ergibt sich Gl. (2.46), die der in (Chapman et al. 1996) verwendeten Gl. (2.41) entspricht.

$$D_{s,\min} = d \quad (2.44)$$

$$E_{n,\max} = d_1 + \frac{d - d_1}{2} \quad (2.45)$$

$$A_n = \pi \cdot l_{ef} \cdot d \cdot \left[ \frac{1}{2} + 0,57735 \cdot \left( \frac{s}{p} \right) \right] \quad (2.46)$$

Der TSF mindert generell die Versagenslast auf Schubbeanspruchung in Abhängigkeit vom Verhältnis der projizierten Gewindetiefe ( $s$ ) zur Ganghöhe ( $p$ ) ab. Das bedeutet, dass mit steigendem  $s/p$  Verhältnis der TSF größer wird und somit auch die Ausziehtragfähigkeit weniger abgemindert wird. Erst ab einem  $s/p \geq 0,87$  würde sich der TSF positiv auf die Ausziehtragfähigkeit auswirken. Laut der Recherche der Bewertungen ist dieses Verhältnis nach Tabelle 9 zurzeit mit 0,48 begrenzt. Ein weiterer das Gewinde beschreibender Faktor, der bereits in Tabelle 36 für die verschiedenen Schrauben berechnet wurde, wird als FOA bezeichnet und im nächsten Abschnitt erläutert bzw. in Gl. (2.47) angegeben.

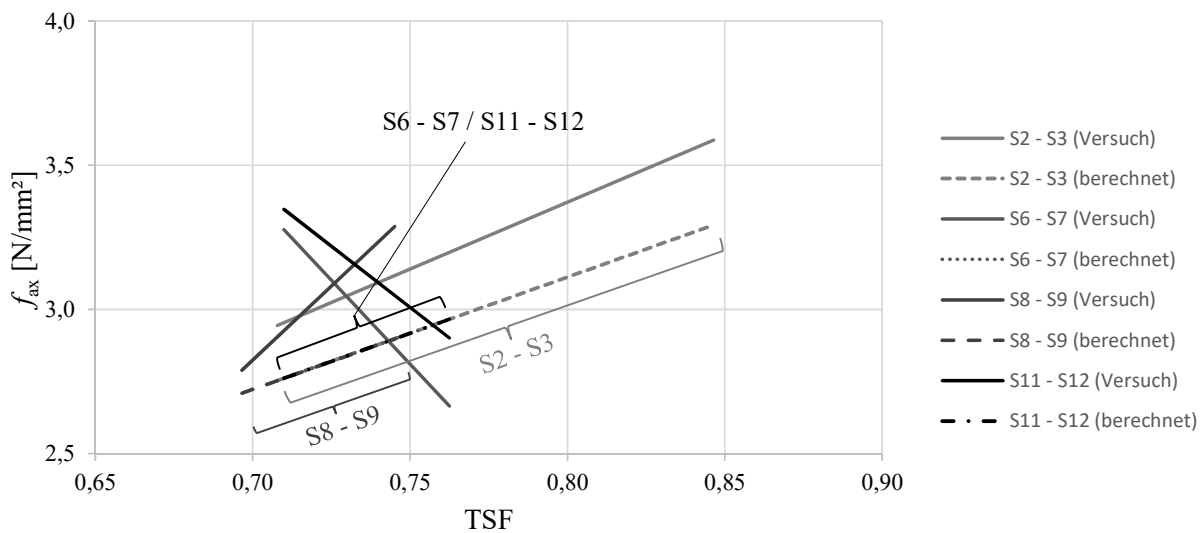
Tabelle 36: Schraubengewindegeometrien, untersucht in (Chapman et al. 1996)

Schraube	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$l_{ef}$ [mm]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	TSF [-]	FOA [mm <sup>2</sup> ]	Lochschraube ja/nein
1	3,5	2,50	0,71	13	1,25	0,40	0,73	49,01	j
2	4,0	2,75	0,69	14	1,75	0,36	0,71	53,01	j
3	4,0	1,90	0,48	14	1,75	0,60	0,85	77,85	n
4	5,0	3,75	0,75	20	1,80	0,35	0,70	95,45	j
5	6,5	3,00	0,46	16	2,75	0,64	0,87	151,94	n
6	7,0	4,50	0,64	16	2,75	0,45	0,76	131,38	j
7	7,0	5,00	0,71	16	2,75	0,36	0,71	109,67	j
8	6,5	5,25	0,81	20	1,85	0,34	0,70	124,71	j
9	6,5	4,70	0,72	20	2,12	0,42	0,75	149,37	j
10	6,5	3,00	0,46	32	2,75	0,64	0,87	303,88	n
11	7,0	4,50	0,64	32	2,75	0,45	0,76	262,75	j
12	7,0	5,00	0,71	32	2,75	0,36	0,71	219,34	j

Wie man in Tabelle 37 sieht, stimmt die geprüfte Ausziehtragfähigkeit  $F_{ax,mean}$  teilweise gut mit der vorhergesagten Versagenslast überein. Begrenzt man als Kriterium für eine gute Übereinstimmung den Bereich der Prüfergebnisse mit  $F_{ax,mean} \pm 2 \cdot s[F_{ax}]$ , mit  $s[F_{ax}]$  als Standardabweichung der Prüfergebnisse, so zeigt sich, dass dies für die geringe Dichte nur für rund ein Drittel, und für die beiden höheren Dichten für rund die Hälfte der Ergebnisse, in Tabelle 37 hervorgehoben dargestellt, zutrifft.

**Tabelle 37: Ausziehtragfähigkeiten aus (Chapman et al. 1996)**

Schraube	160 kg/m <sup>3</sup>			240 kg/m <sup>3</sup>			320 kg/m <sup>3</sup>		
	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]	Berechnung [N]	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]	Berechnung [N]	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]	Berechnung [N]
1	61	19,7	147	261	6,9	290	370	6,5	406
2	153	11,8	176	336	8,0	346	518	10,8	484
3	194	12,9	210	428	2,1	414	631	2,1	579
4	264	4,2	311	672	5,2	613	843	1,8	858
5	380	3,4	400	857	1,1	788	1129	3,3	1102
6	298	1,7	378	598	2,3	746	938	5,5	1044
7	273	8,1	352	675	7,0	694	1153	7,7	972
8	326	4,0	401	955	3,5	791	1139	22,3	1107
9	342	3,8	429	1027	2,3	846	1343	3,0	1184
10	716	2,5	799	1548	0,9	1576	2001	2,5	2205
11	545	3,1	757	1375	1,2	1492	2042	2,3	2087
12	467	16,5	704	1502	4,3	1389	2355	5,4	1943

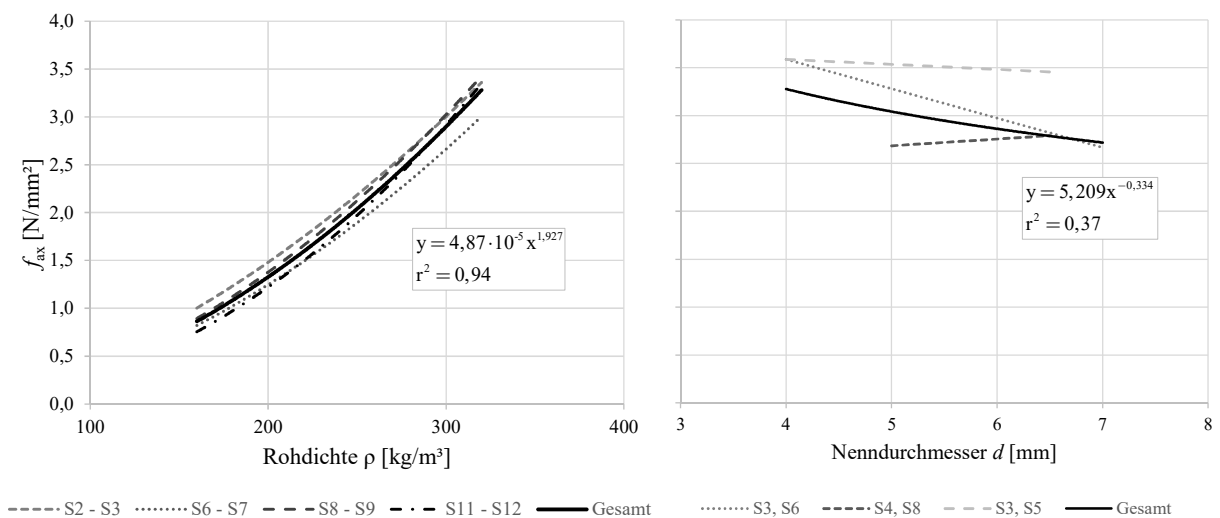


**Abbildung 34: Ausziehfestigkeiten vs. TSF aus den Ergebnissen von (Chapman et al. 1996)**

Erhöht man den TSF, in dem die Ganghöhe reduziert oder die projizierte Gewindetiefe erhöht wird, so steigt die Ausziehtragfähigkeit nach Gl. (2.41) in porösen Materialien an. Rechnet man jedoch die Ausziehtragfähigkeiten nach Tabelle 37 in Ausziehfestigkeiten um, so zeigt sich in Abbildung 34 für Schrauben mit gleichem Nenndurchmesser, gleicher Eindrehlänge und ähnlicher Ganghöhe, dass die geprüfte Ausziehfestigkeit nur teilweise mit der berechneten Ausziehfestigkeit übereinstimmt. Gl. (2.41), und somit der lineare Einfluss des Gewindeformfaktors (TSF), kann hier somit nicht bestätigt werden.

Vorbohren reduziert nach den Ergebnissen durchgehend in jeder Rohdichtekategorie die Ausziehfestigkeit um 8 %, ± 4 % Standardabweichung, gegenüber nicht vorgebohrten Versuchen. Die größten Ausziehfestigkeitsabnahmen in vorgebohrten Probekörpern traten bei feinen Gewinden, resultierend aus einer geringeren Ganghöhe auf.

Stellt man die geprüften Ausziehfestigkeiten für dieselben Schrauben aus Abbildung 34 nun in Abbildung 35 links der Rohdichte gegenüber, so zeigt sich, dass hier der Rohdichteinfluss mit einer Potenzzahl von rund 1,9 global gesehen weitaus höher ist als bei den Modellen für Nadelhölzer in Tabelle 26. Vergleicht man die Potenzzahl mit jener für Laubhölzer von (Hübner 2013), so ist der Unterschied schon geringer. Betrachtet man in Abbildung 35 rechts den Einfluss des Durchmessers auf die Ausziehfestigkeit, so sind hier Ähnlichkeiten mit den Nadelholzmodellen erkennbar. Die Ausziehfestigkeit steigt mit kleiner werdendem Durchmesser. Diese Aussage deckt sich mit dem Ergebnis der Recherche für Nadel- und Laubhölzer. Des Weiteren deckt sich hier der Durchmesserereinfluss mit einer Potenzzahl von rund -0,33 mit den Modellen nach (Ringhofer et al. 2015a) und (Hübner 2013). Der direkte Vergleich bzw. die Übertragung der hier gezogenen Erkenntnisse, z.B. betreffend dem Geometrieformfaktor (TSF), auf Holzschrauben ist u.a. aufgrund des etwas abweichenden Rohdichteinflusses nicht zu empfehlen.



**Abbildung 35:** (links) Ausziehfestigkeit in Abhängigkeit der Rohdichte; (rechts) Ausziehfestigkeit in Abhängigkeit des Nenndurchmessers für  $\rho = 320 \text{ kg/m}^3$  aus den Ergebnissen von (Chapman et al. 1996)

In (Krenn et al. 2008) wurden drei medizinische Schrauben mit ähnlichem Nenndurchmesser und derselben Länge auf den axialen Auszieh Widerstand in drei verschiedenen künstlichen Knochenblöcken mit den Dichten 120, 160 und  $320 \text{ kg/m}^3$  geprüft. Für die geringeren Dichten wurden 20 Versuche für jeden Schraubentyp durchgeführt, in den Knochen mit hoher Dichte ( $320 \text{ kg/m}^3$ ) wurden je 10 Versuche durchgeführt. Die Prüfkörper ( $20 \times 40 \times 40 \text{ mm}^3$ ) wurden mit einem Durchmesser kleiner 0,2 mm als der Kerndurchmesser vorgebohrt.

**Tabelle 38: Schraubengeometrietypen in (Krenn et al. 2008)**

Schraube	$d$ [mm]	$d_{1,1}^*$ [mm]	$d_{1,1}/d$ [-]	$s/p$ [-]	$d_{1,2}^*$ [mm]	$d_{1,2}/d$ [-]	$s/p$ [-]	$l_{ef}$ [mm]	$p$ [mm]	FOA [mm <sup>2</sup> ]
1	6,0	4,0	0,67	0,33	3,0	0,50	0,50	42	3	261
2	6,2	5,2	0,84	0,25	3,2	0,52	0,75	40	2	326
3	6,0	4,2	0,70	0,30	4,2	0,70	0,30	43	3	206

\*  $d_{1,1}$  und  $d_{1,2}$  gemäß Abbildung 36



Tabelle 38 zeigt die verwendeten Schraubentypen. Die wesentlichen Unterschiede dabei sind der veränderliche Kerndurchmesser, die Ganghöhe, der Übergang vom Kerndurchmesser zur Gewindeflanke und der FOA (Flank Overlap Area), welche sich bei den Schrauben mit konischem Kern aus den mittleren Durchmessern berechnet. Der FOA beschreibt die projizierte Fläche der Gewindeflanken (Kreisring), aufsummiert über die effektive Verankerungslänge der Schraube (Anzahl der effektiv verankerten Ganghöhen), siehe Gl. (2.47):

$$\text{FOA} = \left[ \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) \right] \cdot \frac{l_{\text{ef}}}{p} \quad (2.47)$$

Die drei unterschiedlichen Schraubentypen werden in ihrer Geometrie nun noch genauer erläutert.

Schraubentyp 1:      Sägezahn- bzw. rundes Gewinde mit konischem Kern  
 > FOA durch Reduzierung des Kerndurchmessers



Abbildung 36: Schraubentyp 1 (Krenn et al. 2008)

Schraubentyp 2:      Sägezahn- bzw. rundes Gewinde über je die Hälfte der Gewindelänge mit konischem Kern  
 > FOA durch geringe Ganghöhe p



Abbildung 37: Schraubentyp 2 (Krenn et al. 2008)

Schraubentyp 3:      symmetrisches Gewindeflankenprofil mit konstantem Kerndurchmesser



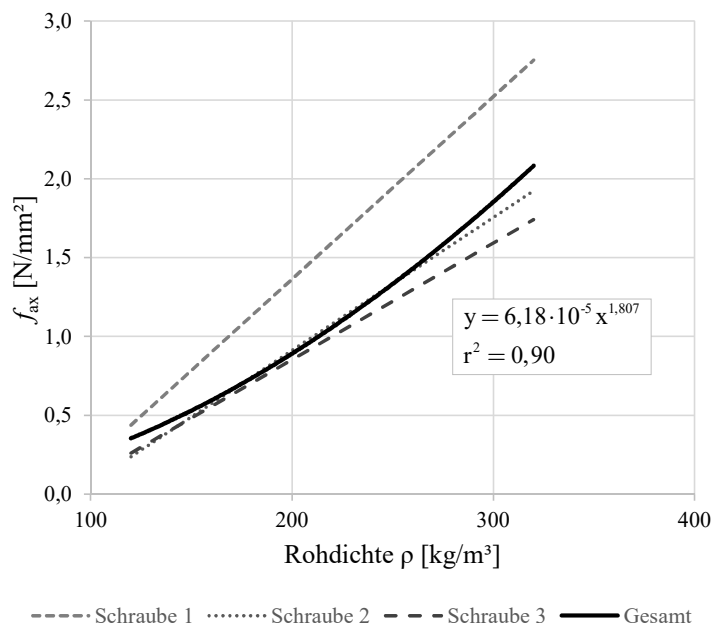
Abbildung 38: Schraubentyp 3 (Krenn et al. 2008)

Mit steigender Dichte steigt in jeder Schraube die Ausziehtragfähigkeit an. Die Mittelwerte der Ergebnisse sowie der COV jeder Schraube sind in Tabelle 39 enthalten. Schraubentyp 1 hat in jeder der drei Dichten die höchste Ausziehfestigkeit und distanziert sich von den Schraubentypen 2 und 3 klar. Schraubentyp 2 hat in den Dichten 120 und 320 kg/m<sup>3</sup> die zweithöchste Ausziehfestigkeit. Nach Tabelle 39 kann der relativ betrachtete mittlere Zugewinn für Schraubentyp 1 im Vergleich zu der gemittelten Ausziehtragfähigkeit der Schraubentypen 2 und 3 für 120 kg/m<sup>3</sup> zu 19%, für 160 kg/m<sup>3</sup> zu 51% und für 320 kg/m<sup>3</sup> zu 32% dargestellt werden.

**Tabelle 39: Ausziehtragfähigkeiten (Krenn et al. 2008)**

Schraube	120 kg/m <sup>3</sup>			160 kg/m <sup>3</sup>			320 kg/m <sup>3</sup>		
	$F_{ax,mecan}$ [N]	COV [%]	rel. mittlerer Zugewinn [%]	$F_{ax,mecan}$ [N]	COV [%]	rel. mittlerer Zugewinn [%]	$F_{ax,mecan}$ [N]	COV [%]	rel. mittlerer Zugewinn [%]
1	335	16,4	100	727	12,9	100	2176	7,1	100
2	296	20,3	81	307	19,9	49	1526	9,2	68
3	248	14,9		406	27,8		1420	9,4	

Schraubentyp 1 vereint die Merkmale von Schraubentyp 2 und 3, nämlich einen konisch verlaufenden Kerndurchmesser, jedoch mit geringerer Ausprägung als bei Schraubentyp 2, sowie dieselbe Gewindeganghöhe wie bei Schraubentyp 3. Es zeigt sich, dass der FOA nicht der einzige wichtige Faktor bezüglich der Ausziehfestigkeit ist, auch der Kerndurchmesser, die Gewindetiefe, sowie die Ganghöhe sind wichtige Faktoren. Der konische Kerndurchmesser der Schraubentypen 1 und 2 verdrängt beim Einschrauben Material, welches einen zunehmenden Druck auf das umgebende Material erzeugt, und somit, verglichen mit dem zylindrischen Kerndurchmesser, eine positive Haltewirkung bewirkt. Der Spalt zwischen den Gewindeflanken, resultierend aus Ganghöhe und Gewindetiefe ( $s/p$ ), ist dementsprechend ein wichtiger Faktor. Ist die Ganghöhe zu klein oder das Material zu porös, so verbleibt beim Einschrauben kein festes Material zwischen den Gewindeflanken. Das ist womöglich der Grund, warum beim Schraubentyp 2 keine hohen Ausziehtragfähigkeiten in den Materialien mit geringer Dichte auftreten. Somit könnte man eine hohe Ausziehtragfähigkeit erreichen, indem man mit einer großen Ganghöhe versucht festes Material zwischen den Gewindeflanken zu belassen und gleichzeitig den FOA zu erhöhen (demzufolge nach mit einem kleiner werdenden Kerndurchmesser). Dies bestätigt sich bei Betrachtung der Schraubentypen 1 und 3 mit gleicher Ganghöhe nach Tabelle 38, bei der die Ausziehfestigkeit mit größerem FOA zunimmt. Ähnlich wie die Auswertung des Rohdichteinflusses nach (Chapman et al. 1996), siehe Abbildung 35, ist auch in Abbildung 39 der Einfluss der Rohdichte in Bezug auf die Ausziehfestigkeit vergleichbar hoch.



**Abbildung 39: Rohdichteinfluss aus den Ergebnissen von (Krenn et al. 2008)**

In Abbildung 40 wurden dieselben Schrauben von (Chapman et al. 1996) wie in Abbildung 35 verwendet. Setzt man dabei aber nun die Ausziehfestigkeit mit dem FOA gegenüber, so sieht man, dass, ähnlich dem Vergleich der Ausziehfestigkeit mit dem Gewindeformfaktor (TSF), auch hier nur teilweise der theoretische Ansatz mit den tatsächlichen Ausziehfestigkeiten aus den Versuchen übereinstimmt.

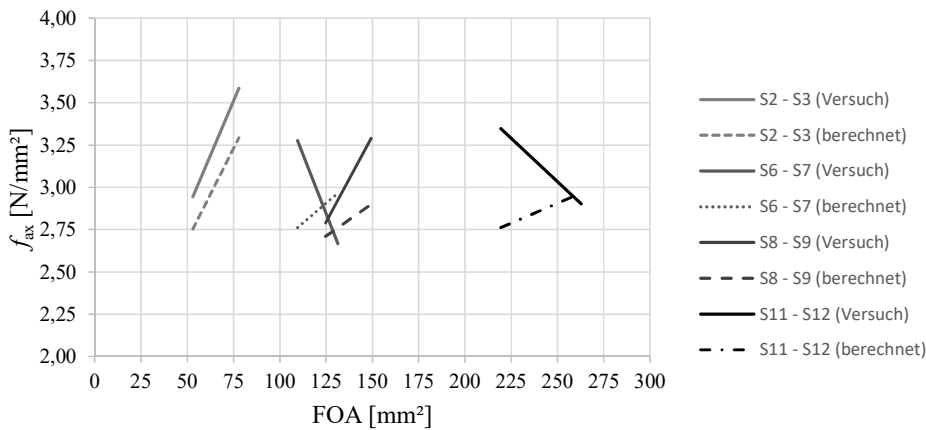


Abbildung 40: Ausziehfestigkeit in Abhängigkeit vom FOA aus den Ergebnissen von (Chapman et al. 1996)

(Kim et al. 2012) beschäftigte sich ebenso mit der Beurteilung von Geometriefaktoren medizinischer Schrauben, welche die Ausziehfestigkeit beeinflussen. Dazu wurden neun verschiedene Schraubentypen in Abhängigkeit der Form des Außendurchmessers (zylindrisch oder konisch), der Form des Kerndurchmessers (zylindrisch oder konisch) und der Form der Gewindeflanke (Spitzgewinde, Sägewinde und Flachgewinde; siehe Abbildung 41) in künstlichen Prüfkörpern aus Polyurethanschaum mit verschiedenen Dichten ( $80 \text{ kg/m}^3$ ,  $240 \text{ kg/m}^3$  und  $320 \text{ kg/m}^3$ ) geprüft.

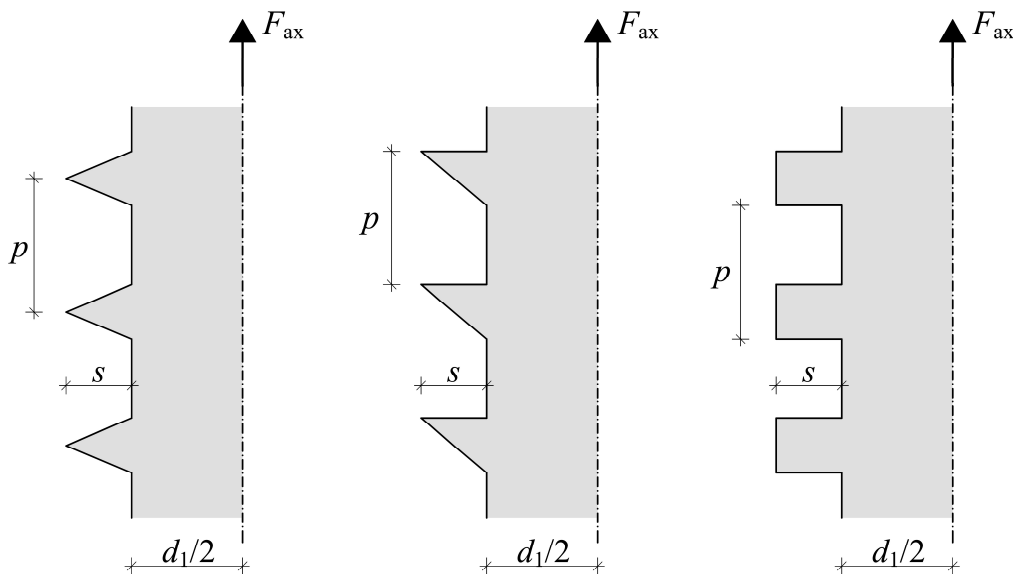
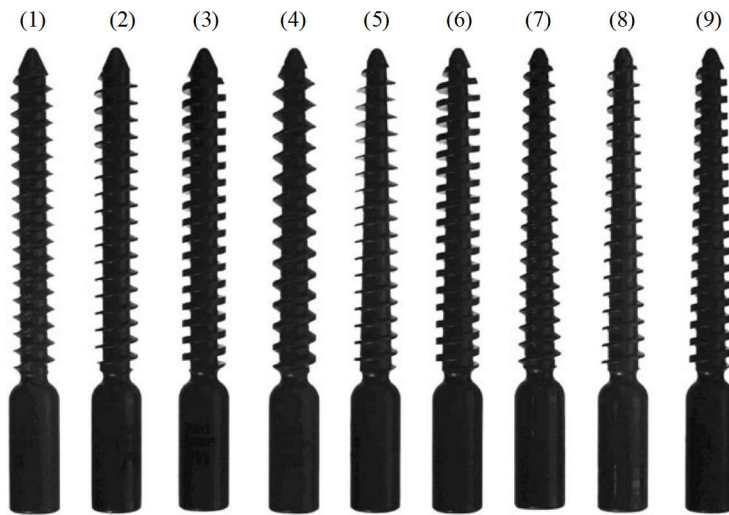


Abbildung 41: Gewindeflankenformen (Spitz-, Säge-, Flachgewinde) in Anlehnung an (Kim et al. 2012)

In Tabelle 40 sind die verschiedenen Parameter der einzelnen Schrauben aufgelistet; Abbildung 42 zeigt die jeweilige Gewindeform der beschriebenen Schraube.

**Tabelle 40: Schraubengeometrien (Kim et al. 2012)**

Schraubentyp	$d$	$d_{1,1}$	$d_{1,1}/d$	$d_{1,2}$	$d_{1,2}/d$	$l_{ef}$	$p$	Form $d$	Form $d_1$	Gewindeform
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]
1	6,5	4,1	0,63	4,1	0,63	40	2,5	zylindrisch	zylindrisch	Spitz-
2	6,5	4,1	0,63	4,1	0,63	40	2,5	zylindrisch	zylindrisch	Säge-
3	6,5	4,1	0,63	4,1	0,63	40	2,5	zylindrisch	zylindrisch	Flach-
4	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	zylindrisch	konisch	Spitz-
5	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	zylindrisch	konisch	Säge-
6	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	zylindrisch	konisch	Flach-
7	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	konisch	konisch	Spitz-
8	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	konisch	konisch	Säge-
9	6,5	4,1	0,63	3,08	0,47	40	2,5	konisch	konisch	Flachgewinde



**Abbildung 42: Gewindeformen (Kim et al. 2012)**

Alle Schrauben haben dieselbe Schraubenlänge, Gewindelänge und Ganghöhe und wurden aus demselben Material gefertigt. Die Proben wurden mit einem Durchmesser von 4,3 mm vorgebohrt.

**Tabelle 41: Versuchsergebnisse (Kim et al. 2012)**

Schraubentyp	80 kg/m <sup>3</sup>		240 kg/m <sup>3</sup>		320 kg/m <sup>3</sup>	
	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]	$F_{ax,mean}$ [N]	COV [%]
1	185	3,4	520,29	0,3	1788,56	3,9
2	163,18	6,1	441,66	11,2	1162,16	7,9
3	159,12	2,0	464,33	10,1	1388,46	13,3
4	254,7	3,7	849,42	0,8	2284,08	4,3
5	204,91	4,3	745,73	1,4	1970,39	6,0
6	195,8	6,9	601,22	2,3	1976,59	6,0
7	210,98	5,7	744,9	3,0	1968,09	3,5
8	185,77	2,8	681,99	7,8	1805,57	0,9
9	171,04	3,7	471,86	7,5	1702,61	5,4

Schraube 4 erreicht nach den Versuchsergebnissen in Tabelle 41 in allen Dichten die mit Abstand höchsten Ausziehtragfähigkeiten. Folgende Geometriefaktoren stellen sich für dieses Material am geeignetsten heraus:

- Form des Gewindes:  
Das Spitzgewinde wurde nicht nur bei Schraube 4, sondern auch bei Schraube 7, welche durchwegs die zweithöchsten Ausziehtragfähigkeiten liefert, verwendet.
- Form des Kern-bzw. Außendurchmesser  
Der konische Kern wurde in den Schrauben 4, 5, 6 und 7 verwendet. In Verbindung mit einem zylindrischen Gewinde wurden bei Schraube 4 die höchsten Ausziehfestigkeiten, bzw. in Verbindung mit einem konischen Gewinde in Schraube 7 die zweithöchsten Ausziehfestigkeiten erreicht.

Die niedrigsten Ausziehtragfähigkeiten konnten bei den Schrauben mit zylindrischem Kern in Kombination mit zylindrischem Gewinde festgestellt werden.

Deutlich geringer als bei den beiden anderen Studien nach (Chapman et al. 1996) und (Krenn et al. 2008), passt hier der Rohdichteinfluss für diese Versuchsserie sehr gut mit dem für Holzschrauben überein. Auch hier wurden die Ausziehtragfähigkeiten, um einen Vergleich mit den vorhergehenden Studien möglich zu machen, in Ausziehfestigkeiten umgerechnet.

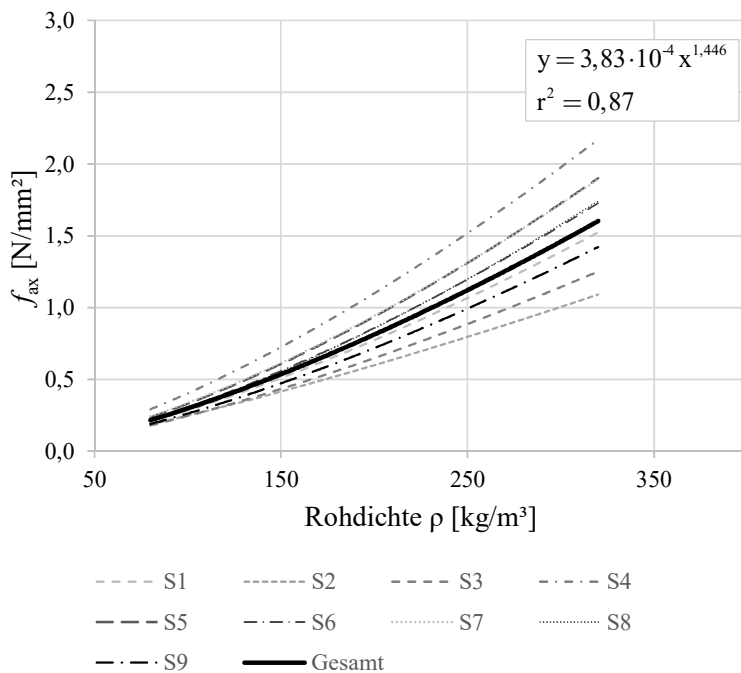
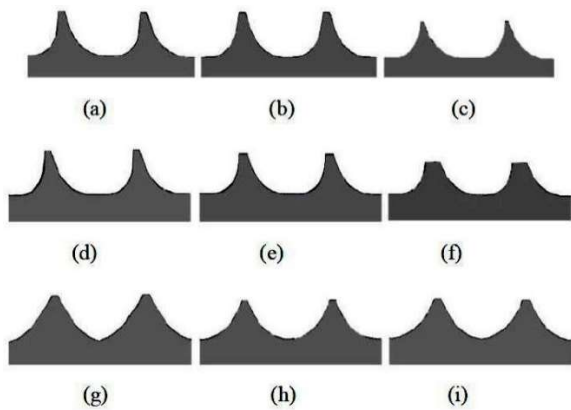


Abbildung 43: Rohdichteinfluss aus den Versuchsergebnissen von (Kim et al. 2012)

Neun verschiedene Knochenschrauben für Befestigungen in Halswirbelsäulen wurden in (S. Ritddeck et al. 2015) mithilfe einer Finiten Elemente (FE) Studie modelliert und in Bezug auf die Ausziehtragfähigkeit untersucht. Die unterschiedlichen Schraubengeometrien sind in der folgenden Tabelle 42, sowie die Gewindeformen in Abbildung 44 dargestellt.



**Abbildung 44: Untersuchte Gewindeformen der Schrauben (S. Rittdech et al. 2015)**

Als Material für die Schrauben wurde Titan mit einer Fließgrenze von 850 N/mm<sup>2</sup> und einem E-Modul von 110.000 N/mm<sup>2</sup> ausgewählt. Der E-Modul des Knochens wurde mit 14.000 N/mm<sup>2</sup> angenommen. Die Kontakte zwischen der Schraube und dem Knochen wurden mit einem Reibungskoeffizient von 0,2 modelliert.

**Tabelle 42: Untersuchte Schrauben (S. Rittdech et al. 2015)**

Schraube	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	Ausrundungsradius [mm]	Ausziehtragfähigkeit [N]
CD I (a)	7,5	4,92	0,66	2,8	0,46	0,81	550
CD II (b)	6,5	4,1	0,63	2,8	0,43	0,88	505
CD III (c)	5,5	3,84	0,70	2,71	0,31	0,81	452
TSRH I (d)	7,5	4,98	0,66	2,8	0,45	0,83	950
TSRH II (e)	6,5	4,32	0,66	2,8	0,39	0,84	880
TSRH III (f)	5,5	3,78	0,69	2,75	0,31	0,83	720
Moss Miami I (g)	6,9	4,5	0,65	2,98	0,40	3,31	1075
Moss Miami II (h)	5,85	4,19	0,72	2,94	0,28	3,31	970
Moss Miami III (i)	4,87	3,03	0,62	2,48	0,37	2,54	925

Es zeigt sich, dass je Schraubengruppe durchgehend die höchsten Ausziehkräfte beim größten  $s/p$  Verhältnis erreicht wurden. Dabei ist die Ganghöhe jeweils am größten im Vergleich zu den beiden anderen Schrauben derselben Gruppe, und das  $d_1/d$  Verhältnis befindet sich im Mittel. Es dürfte aber auch der Ausrundungsradius am Gewindegrund der lastzugewandten Gewindeflanke eine wesentliche Rolle spielen, da die Moss Miami I Schraube (Typ g), trotz ähnlicher Geometrieverhältnisse, aber mit wesentlich höherem Ausrundungsradius, eine höhere Ausziehkraft als die TSRH II Schraube (Typ e) erreicht.

Des Weiteren zeigt sich auch hier in Abbildung 45 der bekannte Durchmesser-effekt, bei dem die Ausziehfestigkeit mit kleiner werdendem Nenndurchmesser steigt. Auch die Potenzzahlen sind hier mit denjenigen der Ausziehfestigkeitsmodelle für Holz vergleichbar.

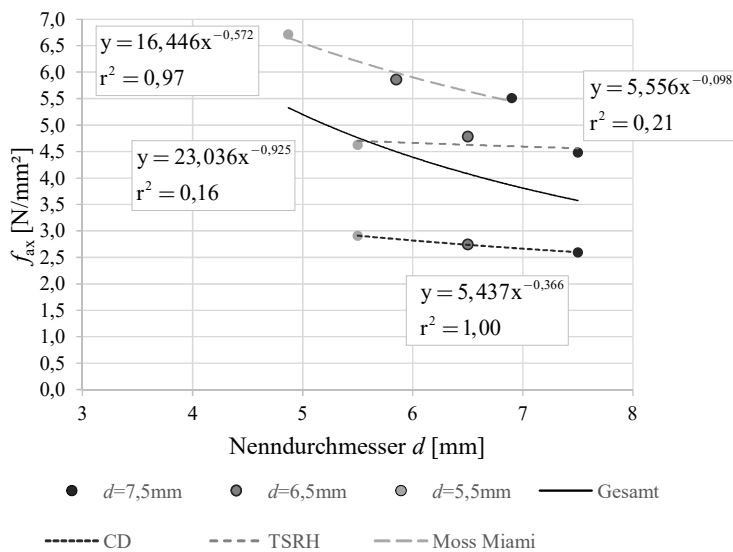


Abbildung 45: Ausziehfestigkeit in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser aus den Ergebnissen von (S. Ritddech et al. 2015)

Zusammenfassend können folgende Fakten für Knochenschrauben dargelegt werden:

Die Ausziehtragfähigkeit nahm in (M. Evans et al. 1990) mit zunehmendem  $d_1/d$  Verhältnis, resultierend aus einem größeren Kerndurchmesser, geringfügig ab. In (Chapman et al. 1996) sowie in (S. Ritddech et al. 2015) steigt die Ausziehfestigkeit mit kleinerem Nenndurchmesser. Das bedeutet, dass der bekannte Durchmesserereffekt für Holzschrauben auch für Knochenschrauben bestätigt werden kann. Des Weiteren zeigt sich in den Ergebnissen von (Krenn et al. 2008) und (Kim et al. 2012), dass ein konischer Kerndurchmesser in Kombination mit einem zylindrischen Gewinde die höchsten Ausziehfestigkeiten liefert. Dabei verringert sich das  $d_1/d$  Verhältnis von rund 0,65 am Anfang des Gewindes auf ca. 0,50 am Schraubenende.

In (M. Evans et al. 1990) nahm die Ausziehtragfähigkeit mit der Verringerung der Ganghöhe von  $p = 3$  mm auf  $p = 2$  mm zu. Die weiteren Publikationen lassen keine aussagekräftigen Erkenntnisse der Ausziehfestigkeit in Bezug auf die Ganghöhe zu.

Die Annahme, dass die Gewindegeometrie anhand des  $s/p$ -Verhältnisses durch einen Faktor (TSF) in einen linearen Zusammenhang mit der Ausziehfestigkeit gebracht werden kann, konnte in den Versuchsergebnissen von (Chapman et al. 1996) nicht bestätigt werden. Dabei konnten (S. Ritddech et al. 2015) anhand der Versuchsergebnisse bei den Schrauben mit den größten  $s/p$ -Verhältnissen die höchsten Ausziehkräfte feststellen.

In Bezug auf die Gewindeform, erreicht das symmetrische Spitzgewinde in Abbildung 41 links gemäß (Kim et al. 2012), in Gegenüberstellung mit dem Sägezahn- und quadratischem Gewinde, die höchsten Ausziehkräfte.

Um die Vergleichbarkeit der Knochenschrauben mit den Holzschrauben darzustellen wurden teilweise, wo es die Prüfdaten zulassen, der Durchmesser- sowie Rohdichteinfluss bestimmt. Der Durchmesserereinfluss konnte nur bei (Chapman et al. 1996) aus Versuchsergebnissen ermittelt werden. Dabei beträgt die Hochzahl -0,33. Der Durchmesserereinfluss aus der FE Studie von (S. Ritddech et al. 2015) beträgt für die beiden Trendlinien mit hohem Bestimmtheitsmaß Hochzahlen von -0,37 bis -0,57. Diese den Durchmesserereinfluss beschreibende Potenzen passen sehr gut mit den Einflüssen des Durchmessers bei den Holzschrauben nach Tabelle 26 zusammen. Der Rohdichteinfluss bei den Knochenschrauben variiert von 1,45 in (Kim et al. 2012) bis 1,93 in (Chapman et al. 1996). Diese Potenz ist etwas höher als bei den Modellen für Schrauben in Nadelhölzern, aber durchaus vergleichbar mit dem Rohdichteinfluss von 1,61 für Hartlaubhölzer in (Hübner 2013), siehe ebenfalls Tabelle 26.

## 2-3.3 KUNSTSTOFFSCHRAUBEN

Bei der Recherche zur Schraubengeometrie, von Schrauben aus Stahl, für die Befestigung in Kunststoffen, war sehr auffällig, dass hier im Gegensatz zu den Holzschrauben mit durchwegs einheitlicher Gewindeform (V-Gewinde), bereits verschiedene Gewindeformen zur Anwendung kommen. Die Kunststoffe werden generell unterschieden in thermoplastische Kunststoffe, Duroplaste und Elastomere; Thermo- und Duroplaste können nach Tabelle 43 wie folgt entsprechend dem  $E$ -Modul eingeteilt werden.

**Tabelle 43: Einteilung der Kunststoffe nach dem  $E$ -Modul (Stanley Black & Decker 2015)**

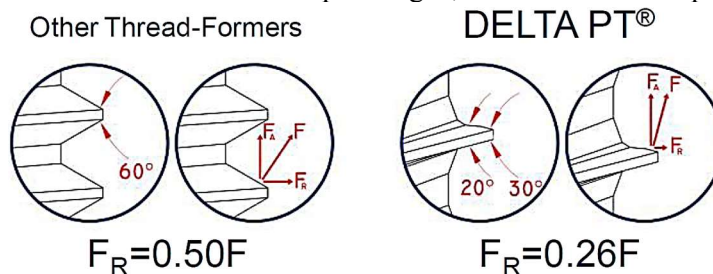
Thermoplastische Kunststoffe			Duroplaste
duktil [N/mm <sup>2</sup> ]	mittel [N/mm <sup>2</sup> ]	steif [N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
1000 bis 3800	4500 bis 5900	7600 bis 9700	11700 bis 14500

In weiterer Folge werden nun Gewindeformen von verschiedenen Kunststoffschrauben-Herstellern beschrieben. Ein Vergleich mit bisherigen Festigkeiten ist aufgrund fehlender Ausziehungswerte nicht möglich. Das Ziel dieser Studie ist herauszufinden, ob für Kunststoffe mit verschiedenen Rohdichten bzw. für Kunststoffe mit verschiedenen hohen  $E$ -Moduli ein Unterschied in der Geometrie der Schrauben bzw. eine Tendenz zu erkennen ist.

### 2-3.3.1 Schrauben für thermoplastische Kunststoffe

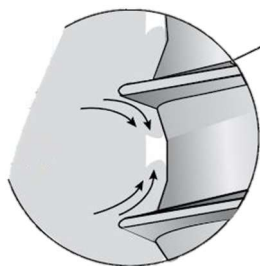
Die DELTA PT Schraube wurde für die Anwendung in allen Arten der thermoplastischen Kunststoffe für  $E$ -Module bis 9700 N/mm<sup>2</sup> entwickelt. Sie zeichnet sich durch folgende Geometrieigenschaften und die sich daraus ergebenden Vorteile aus: (Gobernatz 2012), (EJOT GmbH & Co. KG 2014)

- optimierte Flankengeometrie zur Reduktion von Radialspannungen; näheres dazu in Kapitel 3.



**Abbildung 46: optimierte Flankengeometrie (Gobernatz 2012)**

- optimierter Materialabfluss weitgehend schädigungsfreier Materialabfluss durch optimierte Flankengeometrie, sowie rückversetztem Gewindegrund



**Abbildung 47: optimierter Materialabfluss (Stanley Black & Decker 2015)**



- verstärkter Gewindekern / größerer Kerndurchmesser zur Erhöhung der Torsions- und Zugfestigkeit der Schraube.

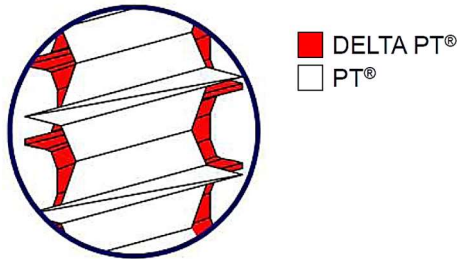


Abbildung 48: erhöhter Kerndurchmesser (Gobernatz 2012)

- reduzierte Steigung erhöht die Fläche an mitwirkenden Gewindeflanken um rd. 30%

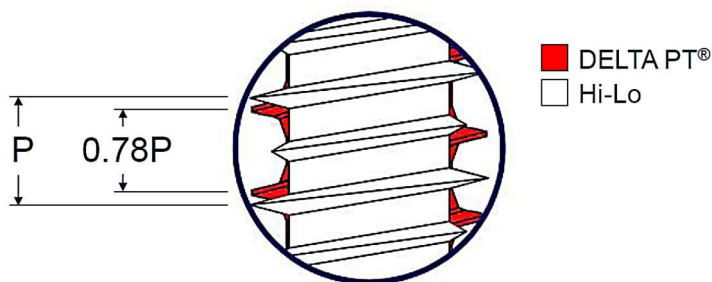


Abbildung 49: reduzierter Steigungswinkel (Gobernatz 2012)

Das Unternehmen (Hans Schriever GmbH & Co. KG - Verbindungstechnik 2014) brachte mit der STS, sowie der STS plus Schraube eine zur DELTA PT ähnliche Variante mit einer etwas veränderten Gewindeform auf den Markt. Die STS plus Schraube wurde entwickelt um höhere Torsions- und Zugfestigkeiten in Thermoplasten zu erreichen. Dazu wurde der Kerndurchmesser im Gegensatz zur STS Schraube vergrößert sowie die Ganghöhe verkleinert. Bei Vergleich der Gewindeformen der STS plus mit der DELTA PT ist der einzige Unterschied eine etwas veränderte Form der Gewindeflanke; siehe Abbildung 50; Kerndurchmesser, Nenndurchmesser sowie Ganghöhe sind ident.

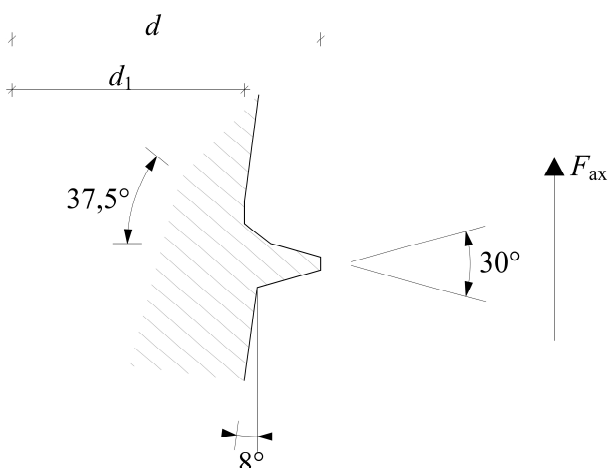


Abbildung 50: optimierte Flankengeometrie (Hans Schriever GmbH & Co. KG - Verbindungstechnik 2014)

Einen etwas geringeren Kerndurchmesser sowie eine asymmetrische Flankengeometrie, im Gegensatz zur DELTA PT und zur STS plus Schraube, zeigt die REFORM II HS Schraube (REMINC und CONTI 2016). Auch hier gibt es mit der REFORM II Schraube einen Vorgänger. Ähnlich der STS Schraube wurde auch für diesen Vorgänger die Geometrie für höhere Ausziehfestigkeiten optimiert, indem der

Kerndurchmesser vergrößert, sowie die Ganghöhe verringert wurde. Die REFORM II Schraube dient der Anwendung in thermoplastischen Kunststoffen sowie in verstärkten thermoplastischen Kunststoffen. In hochverstärkten thermoplastischen Kunststoffen soll die optimierte REFORM II HS Schraube angewendet werden. Für den Einsatz in Druckguss-Werkstoffen wie Magnesiumdruckguss, wurde mit der REFORM II F eine Schraube ähnlich der REFORM II HS entwickelt, die aber deutlich geringere Ganghöhen aufweist.

Bezüglich der Flankengeometrie soll die steilere Druckflanke mehr Kraft in axialer Richtung übertragen, wobei gleichzeitig die radialen Kräfte  $F_r$  um bis zu 4,5-mal gegenüber den axialen Kräften  $F_a$  reduziert werden können. Zusätzlich soll der spitze Anschluss der Druckflanke an den Gewindekern den Auszieh Widerstand der Schraube erhöhen. Im Gegensatz dazu passt sich die flachere Gewindeflanke dem angrenzenden Gewindekern mit einer etwas ausgerundeten Form an. Dies soll eine effiziente Materialverdrängung bzw. einen effizienten Materialfluss begünstigen. Das abgerundete Ende der Gewindeflanke soll ein leichteres Einschneiden des Gewindes ermöglichen und zusätzlich die Radialspannungen, die auf den umgebenden Kunststoff wirken, verringern.

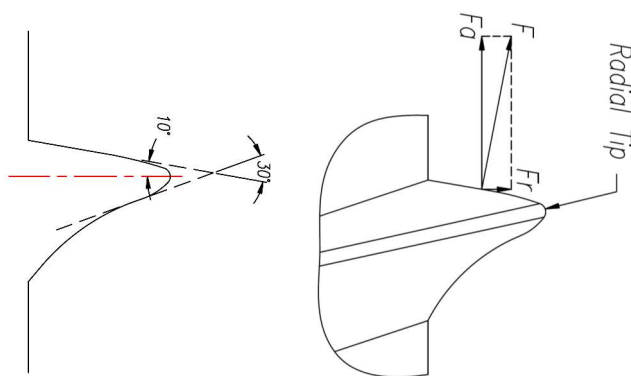


Abbildung 51: optimierte Flankengeometrie (REMINC und CONTI 2016)

### 2-3.3.2 Schrauben für Duroplaste

Für die Anwendung von Schrauben in Bauteilen aus Duroplasten wurde die Duro PT Schraube entwickelt. Die Vorteile dieser Schraube sind, dass sie auch in sehr steifen Kunststoffen ein Schneiden des Gegengewindes im Kunststoff durch den Einschraubvorgang ermöglicht. Das asymmetrische Gewindeprofil mit einer Flankenneigung von 30° an der lastzugewandten Flanke soll die Reibung zwischen Schraube und umgebenden Kunststoff erhöhen, sowie die Radialspannungen reduzieren. Um die Ausziehfestigkeit zu erhöhen wurde die Ganghöhe reduziert. Ähnlich der DELTA PT Schraube soll auch hier der vertiefte Gewindegrund für einen optimalen Materialabfluss sorgen, sowie das Eindrehmoment verringern.

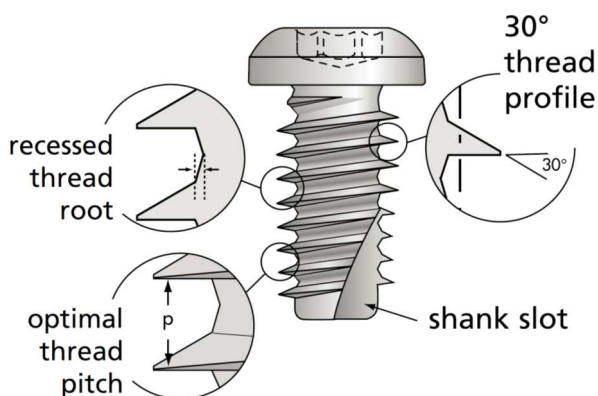


Abbildung 52: Duro PT Schraube (Stanley Black & Decker 2015)

Zusammenfassend sind in Tabelle 44 die Geometrieparameter der verschiedenen Kunststoffschrauben dargestellt.

**Tabelle 44: Geometrieparameter der Kunststoffschrauben**

Typ	$d$	$d_1$	$d_1/d$	$p$	$s/p$	$\varphi$	
	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[°]	
Thermoplastische Kunststoffe	Delta PT	5,0	3,53	0,71	1,80	0,41	20-30
		7,0	4,98	0,71	2,48	0,41	20-30
		8,0	5,70	0,71	2,82	0,41	20-30
		10,0	7,15	0,72	3,50	0,41	20-30
	STS	5,0	2,68	0,54	2,24	0,52	30
		7,0	3,70	0,53	3,14	0,53	30
		8,0	4,21	0,53	3,59	0,53	30
	STS plus	5,0	3,53	0,71	1,80	0,41	30
		7,0	4,98	0,71	2,48	0,41	30
		8,0	5,70	0,71	2,82	0,41	30
	REMFORM II	5,0	3,19	0,64	2,25	0,40	10, 20
		7,0	4,48	0,64	3,10	0,41	10, 20
		8,0	5,11	0,64	3,50	0,41	10, 20
		10,0	6,37	0,64	4,50	0,40	10, 20
	REMFORM II HS	5,0	3,43	0,69	1,80	0,44	10, 20
		7,0	4,86	0,69	2,48	0,43	10, 20
8,0		5,58	0,70	2,82	0,43	10, 20	
10,0		7,00	0,70	3,50	0,43	10, 20	
Duroplaste	REMFORM II F	5,0	3,40	0,68	1,25	0,64	10, 20
		7,0	4,78	0,68	1,55	0,72	10, 20
		8,0	5,46	0,68	1,75	0,73	10, 20
		10,0	6,82	0,68	2,25	0,71	10, 20
	Duro PT	5,0	3,68	0,74	1,23	0,54	30
		7,0	5,20	0,74	1,60	0,56	30
		8,0	5,91	0,74	1,79	0,58	30

Es zeigt sich, dass die jeweiligen Weiterentwicklungen von Schriever (STS plus) und Reform (REMFORM II HS) sowie die DELTPA PT Schraube sich vom Kerndurchmesser  $d_1$  und somit auch vom  $d_1/d$ -Verhältnis sehr ähnlich sind. Da die Ganghöhe bei diesen Schrauben für jeden Durchmesser exakt gleich ist, scheint es so als hätte man für Schrauben zur Verankerung in thermoplastischen Kunststoffen die geeignete Ganghöhe gefunden. Einzig bei der Flankenometrie sind noch unterschiedliche Ausführungen gegeben.

Im Unterschied zu den Schrauben für thermoplastische Kunststoffe sind für die Anwendung in den sehr steifen Duroplasten die Ganghöhen deutlich geringer. Kerndurchmesser und  $d_1/d$ -Verhältnis sind ähnlich den Schrauben für thermoplastische Kunststoffe.

# KAPITEL 3: VORÜBERLEGUNGEN ZUR SCHRAUBENOPTIMIERUNG

## 3-1 ZUSAMMENFASSUNG DER BISHERIGEN RECHERCHE

Einleitend werden in Tabelle 45 die Rechercheergebnisse aus Kapitel 2 kurz zusammengefasst:

**Tabelle 45: Rechercheergebnisse aus Kapitel 2**

Holzschrauben			Knochenschrauben			Kunststoffschrauben
Geometrieparameter		Auswirkung	Geometrieparameter		Auswirkung	Trend
$> d_1/d$	$< d, > d_1$	$> f_{ax}$	$< d_1/d$	$< d, < d_1$	$> f_{ax}$	$> d_1$
$> p$	-	$< f_{ax}$	$> p$	-	$< f_{ax}$	$< p$
$> s/p$	$> s, < p$	$> f_{ax}$	$> s/p$	-	$> f_{ax}$	$\varphi_o = 10^\circ$
$> s/r$	$> s, < r$	$> f_{ax}$	-	-	-	$\varphi_u = 20^\circ$
Durchmessereinfluss	-0,32 bis -0,50		Durchmessereinfluss	-0,33		-
Rohdichteeinfluss	0,79 bis 1,61		Rohdichteeinfluss	1,45 bis 1,92		-

Dabei kann festgestellt werden, dass sich beim Vergleich der Ergebnisse von Herausziehversuchen von Schrauben durchgeführt in Holz als auch in Knochen die Geometrieparameter zur Steigerung der Ausziehfestigkeit, mit Ausnahme des  $d_1/d$  Verhältnisses, sehr ähnlich sind. So kann beispielsweise der bekannte Durchmesserereffekt ( $< d \rightarrow > f_{ax}$ ) der Holzschrauben auch bei den Knochenschrauben beobachtet werden. Des Weiteren sinkt bei Schraubenversuchen in beiden Materialien die Ausziehfestigkeit mit steigender Ganghöhe. Zudem kann bei der Anwendung im Holz als auch im Knochen eine steigende Ausziehfestigkeit mit steigendem  $s/p$  Verhältnis festgestellt werden.

Zusätzlich ist zu Tabelle 45 ist anzumerken, dass die angeführten Ergebnisse der Kunststoffschrauben rein auf den Aussagen der einzelnen Hersteller basieren und dadurch aufgrund fehlender Ausziehdaten im Gegensatz zu den Ergebnissen der Holz- und Knochenschrauben nicht auf die Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  bezogen werden können. Die dargestellten Optimierungsansätze mit der Erhöhung des Kerndurchmessers zur Steigerung der Zugtragfähigkeit, der Verringerung der Ganghöhe zur Erhöhung der mitwirkende Verankerungsfläche und somit zur Steigerung der Ausziehtragfähigkeit, sowie eine flachere der axialen Last zugewandten Gewindeflanke zur Reduzierung der Radialspannungen erscheinen jedoch als sehr plausibel.

Aufbauend auf und ergänzend zu den Rechercheergebnissen folgen nun weiterführende theoretische Überlegungen, die sich auf die beiden das Ausziehverhalten beeinflussenden Materialien Holz und Stahl spezifizieren. Dazu gibt es verschiedene Ansätze und Untersuchungen, welche in der Folge näher erläutert werden. Im Wesentlichen fokussieren sich diese auf die Optimierung des Gewindes in Bezug auf das angrenzende Holz, sowie auf die Optimierung des Schraubenkerns zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Schraube gegen Stahlbruch bzw. der Optimierung der Kerbe im Übergang Schaft-Gewinde. Zunächst wird nun im folgenden Abschnitt 3-2 auf das Material Holz eingegangen.

## 3-2 HOLZ

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit den folgenden Themenschwerpunkten:

- Lastzustände axial beanspruchter Schrauben (Applizieren (mit bzw. ohne Vorbohren) und Herausziehen)
- Parameterstudie zur Schraubengeometrie (Auswirkungen auf das verdrängte Volumen sowie die Übertragungsfläche)
- Ermittlung der Spaltkraft beim Applizieren (Eindreihen) und bei axialer Belastung (Herausziehen) der Schraube, sowie die Auswirkung der Reibung auf die Spaltkraft
- Ergänzende Analysen zur Beziehung Schubfestigkeit bzw. Ausziehfestigkeit vs. Rohdichte
- Mögliche Einflüsse seitens Früh-/Spätholz bzw. des anatomischen Aufbaus

Zunächst werden die zwei verschiedenen Lastzustände, (1) der Einbau- bzw. Applizierungszustand und (2) der axiale Lastzustand bei Beanspruchung der Schraube auf Herausziehen, und die daraus resultierenden Kräfte auf das die Schraube umgebende Holz dargestellt. Abbildung 53 zeigt dazu den Einbauzustand ohne Vorbohren sowie den Lastzustand (axiale Belastung  $F_{ax}$ ) für eine Standard Holzschraube (z.B. Schmid Rapid) gemäß (ETA-12/0373) mit den Parametern nach Tabelle 46.

Die Pfeile in Abbildung 53 links deuten die Kräfte, die durch den Einschraubvorgang auf das umgebende Holz wirken, an. Diese entstehen einerseits durch das während dem Einschraubvorgang verdrängte Holzvolumen des Schaftes und andererseits durch das des Gewindes der Schraube. In Abbildung 53 rechts ist die potentielle Scherebene dargestellt in der bei Versagen auf Herausziehen das Holz auf Längsschub versagt. Das von außen hin an die Scherebene angrenzende Holz wirkt dem Holz, welches sich nach dem Applizieren der Schraube zwischen den Gewindegängen befindet, und auch als Gegengewinde bezeichnet werden kann, entgegen. Die Übertragung der Kräfte von der Flankenoberseite des Gewindes an das als Gegengewinde wirkende Holz wird durch die beiden Parameter der Flankenneigung  $\varphi_o$  sowie dem Gewindeüberstand  $s$  beeinflusst. Auch der Reibbeiwert  $\mu$  zwischen der Gewindeoberfläche aus Stahl und dem angrenzenden Holz wirkt sich hier auf das Abscheren der Flanke aus. Ebenfalls ein mögliches Versagen wäre das Abscheren der Gewindeflanke, welches in Abschnitt 3-3 näher behandelt wird.

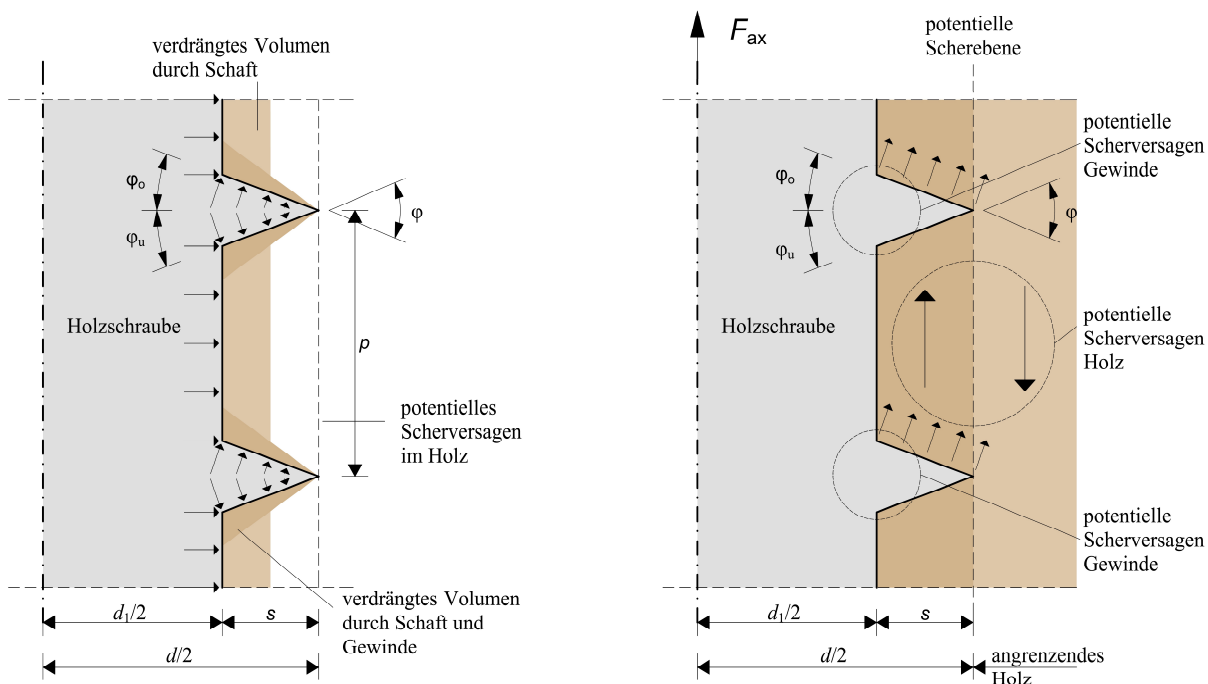
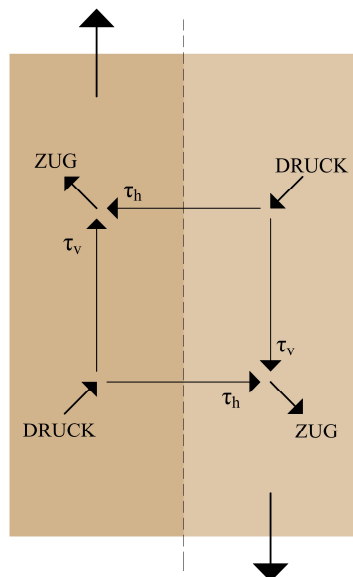


Abbildung 53: (links) Einbauzustand ohne Vorbohren; (rechts) axialer Lastzustand

Ein weiteres Kriterium, bei der in der Recherche oft ein Zusammenhang zur Ausziehfestigkeit erkennbar war, ist das  $s/p$  Verhältnis. Durch das axiale Belasten der Schraube auf Herausziehen wird der Holzkörper

an der oberen Gewindeflanke massiv auf Druck beansprucht. Dadurch wird eine den Scherwiderstand beeinflussende Zone generiert, die sich mit dem Verhältnis  $s/p$  beschreiben lässt. Die Schubspannungen, die das Abscheren des Holzgegengewindes vom angrenzenden Holz verhindern sollen, sind in Abbildung 54 genauer dargestellt. Solange die Horizontal- und Vertikalschubspannungen im Gleichgewicht, und somit gleich groß sind, tritt kein Schubversagen auf. Die Schubspannungen kann man auch mit gleichwertigen Zug- und Druckspannungen, die um  $45^\circ$  zu den Hauptschubebenen versetzt sind, darstellen. Dadurch entstehen eine den Auszieh Widerstand positive beeinflussende Interaktion der Schubspannungen mit Querdruck, sowie eine negative Interaktion der Schubspannungen mit Querzug.



**Abbildung 54: Darstellung der Schubspannungen in Anlehnung an (Mattheck und Bethge 2003)**

Das verdrängte Volumen, wie in Abbildung 53 schematisch dargelegt, ist abhängig vom Verhältnis  $d_1/d$ , der Ganghöhe  $p$  sowie der Flankenneigung  $\varphi$ . Tabelle 46 beinhaltet mehrere Varianten mit unterschiedlichen Ausprägungen dieser Parameter mit Ausnahme der Ganghöhe  $p$ , welche konstant gehalten wurde. Des Weiteren ist die Lastausbreitung der auf die Schraube einwirkenden axialen Kraft  $F_{ax}$  auf das Gewinde dargestellt. Verglichen werden Variante 2, 3 und Variante 4 mit der Referenzschraube Schmid Rapid Schraube, die hier als Variante 1 bezeichnet wird.

**Tabelle 46: Variation der Gewindegeometrie**

Parameter	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
$p$	3,8	3,8	3,8	3,8
$d_1/d$	0,65	0,65	0,30	0,65
$s/p$	0,37	0,37	0,74	0,37
$\varphi_o, \varphi_u$	20	30	30	15, adaptiv

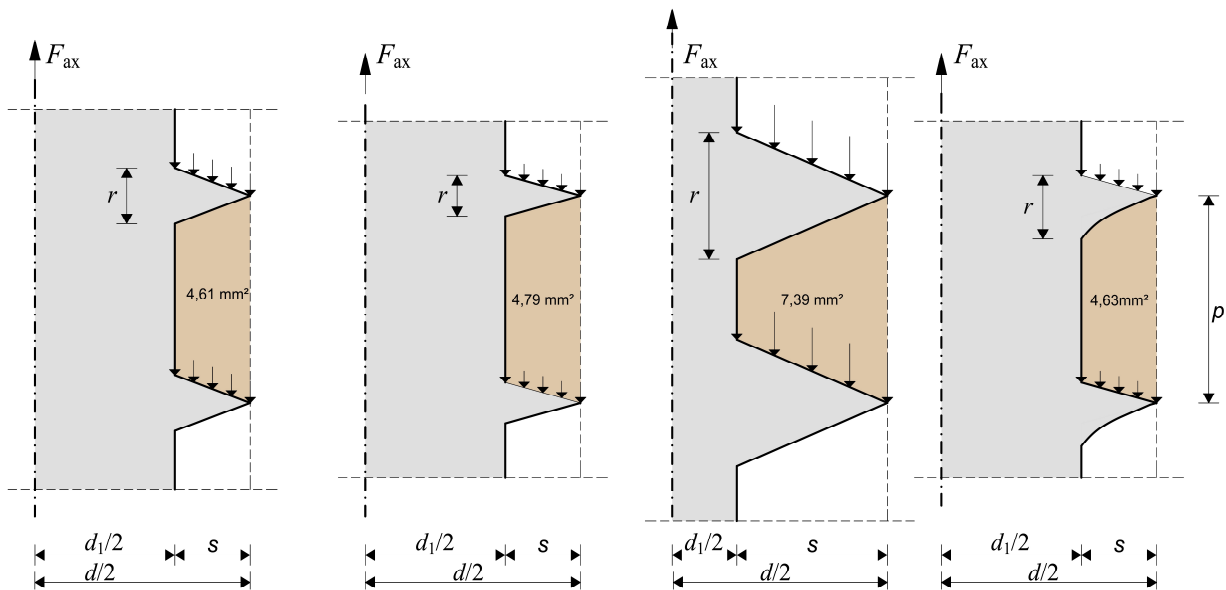


Abbildung 55: Gewindevariation im Lastzustand

Wie in Abbildung 55 ersichtlich, erreicht Variante 3 mit einem sehr geringen  $d_1/d$  Verhältnis von 0,30 und folglich einem großen Gewindeüberstand  $s$ , die größte Fläche zwischen den Gewindeflanken für die Kraftübertragung auf das umgebende Holz. Der Nachteil dabei ist der hohe Anteil an durch die Gewindeflanken selbst verdrängten Holzvolumens und der geringe Kernquerschnitt der Schraube, der die Zugtragfähigkeit der Schraube deutlich limitiert. Variante 4 zeigt an der lastzugewandten Gewindeflanke  $\varphi_o$  (Druckflanke) eine flache Neigung von nur  $15^\circ$ , sowie auf der lastabgewandten Gewindeflanke  $\varphi_u$  eine adaptive Anpassung der Gewindeform. Dieser Ansatz wurde von den Kunststoffschrauben übernommen (siehe Kapitel 2-3.3) und ermöglicht eine geringfügige Erhöhung des auf Druck beanspruchbaren Holzvolumens zwischen den Gewindegängen.

In der nun folgenden Geometrieparameterstudie werden zwei wesentliche Parameter betrachtet: Einerseits die verankerte Lastübertragungsfläche des Gewindes der Schraube (abgewinkelte Oberfläche der lastzugewandten Gewindeflanke), mit der Hypothese einer Steigerung der Ausziehfestigkeit mit Zunahme der verankerten Gewindefläche, und andererseits das durch die Schraube (Kern & Gewinde) verdrängte Holzvolumen, mit der Annahme einer zunehmenden Spaltkraft und Rissinitiierung bzw. Rissbildung bei zunehmendem verdrängtem Volumen. Einen Überblick dazu gibt Tabelle 47.

Tabelle 47: Übersicht über untersuchte Parametersettings und zugeordnete Arbeitshypothesen

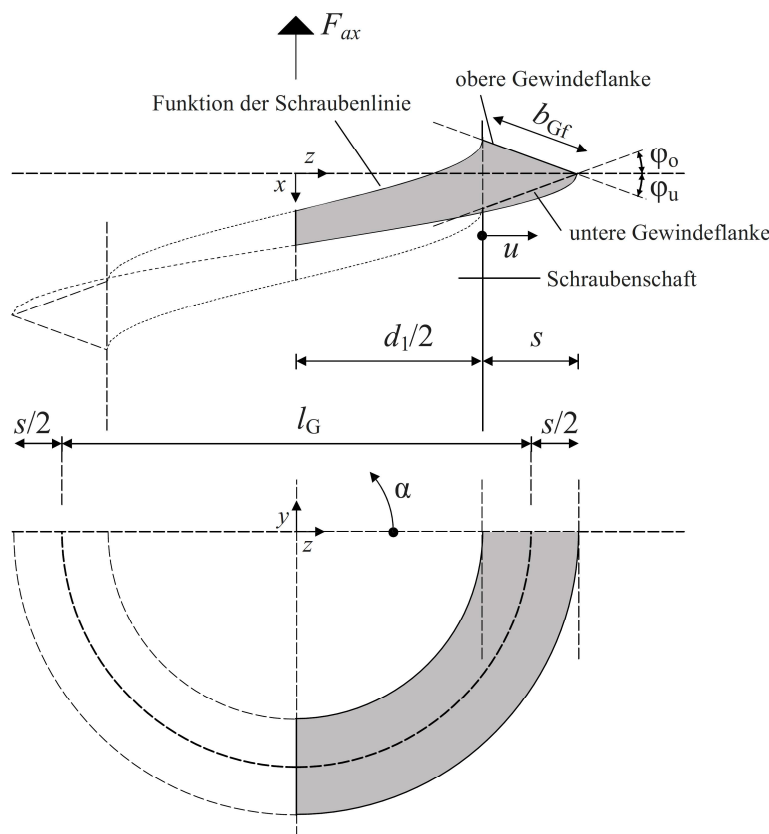
betrachteter Parameter	variabel	konstant			Arbeitshypothese	
verankerte Lastübertragungsfläche des Gewindes $A$	$d_1/d$	$d$	$p$	$\varphi$	$< d_1/d$	
	$d_1/d$	$\varphi_o$	$d$	$p$	$-$	$> \varphi$
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	$r$	$> r \rightarrow > A$
	$d_1/d$	$p$	$d$	$-$	$\varphi$	$< p$ $> s/p$
durch Schraube verdrängtes Holzvolumen $V$	$d_1/d$	$d$	$p$	$\varphi$	$> d_1/d$	
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	$-$	$> \varphi$
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	$r$	$< r \rightarrow > V$
	$d_1/d$	$p$	$d$	$-$	$\varphi$	$< p$ $> s/p$

Als Orientierungshilfe in den nachfolgend diskutierten Hypothesen ist in den Diagrammen einerseits die als Referenz definierte Schraube Rapid, gemäß (ETA-12/0373), der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH, siehe Tabelle 48, jeweils hinsichtlich ihrer jeweiligen Ausprägung durch einen schwarzen Punkt gekennzeichnet, sowie für Schrauben mit einem Durchmesser von  $d = 8$  mm der derzeitige Bereich nach den Bewertungen (siehe Kapitel 2-1.3, Tabelle 4 bis Tabelle 9) hellgrau hinterlegt. Des Weiteren wird für die Berechnung der Verankerungsfläche sowie des verdrängten Volumens vereinfacht rein der profilierte Schaft  $l_p$  abzüglich der Schraubenspitze  $l_{tip}$  angenommen und mit  $15d$  festgelegt. Dies entspricht bei einer Schraube mit einem Nenndurchmesser von  $d = 8$  mm einer Länge von  $l_{ef} = l_p - l_{tip} = 120$  mm.

**Tabelle 48: Parameterausprägungen der Referenzschraube Schmid Rapid, gemäß (ETA-12/0373)**

Schraubentyp	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	$\varphi$ [°]	$l_{ef}$ [mm]
<b>Rapid Stardrive</b>	8,0	5,2	0,65	3,8	0,37	40,0	150

Es wird nun zunächst auf die Berechnung der im Holz verankerten Gewindefläche sowie deren Hypothesen eingegangen.



**Abbildung 56: Darstellung der Verankerungsfläche bei axialer Belastung  $F_{ax}$  (Ringhofer lfd.)**

Versucht man die in Abbildung 56 in grau dargestellte Verankerungsfläche  $A_1$  bzw.  $A_2$  als Oberflächenintegral gemäß Gl. (3.1) zu lösen, so lässt sich dies mithilfe der Software Mathematica (Wolfram 2014) nur numerisch durchführen. Dabei bezeichnet  $A_1$  die exakte Lösung, siehe Gl. (3.1) und  $A_2$  die Näherungslösung welche sich mittels Gl. (3.4) berechnen lässt.

$$A_1 = \iint \|\vec{f}_r \times \vec{f}_\alpha\| dr d\alpha \quad \text{mit} \quad \|\vec{f}_r \times \vec{f}_\alpha\| = \sqrt{\|\vec{f}_r\|^2 + \|\vec{f}_\alpha\|^2 - (\vec{f}_r \cdot \vec{f}_\alpha)^2} \quad (3.1)$$

Die Funktion zur Beschreibung der Schraubengeometrie kann gemäß (Ringhofer lfd.) durch Gl. (3.2) ausgedrückt werden.



$$f(\alpha, u) = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [u - (d + d_1) / 2] \cdot \tan(\varphi_o; \varphi_u) + p \cdot \alpha / (2\pi) \\ -\sin(\alpha) \cdot (u + d_1 / 2) \\ \cos(\alpha) \cdot (u + d_1 / 2) \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$f'(u) = \begin{bmatrix} u \cdot \tan(\varphi_o; \varphi_u) \\ -\sin(\alpha) \\ \cos(\alpha) \end{bmatrix}; f'(\alpha) = \begin{bmatrix} p / (2\pi) \\ -\cos(\alpha) \cdot (u + d_1 / 2) \\ -\sin(\alpha) \cdot (u + d_1 / 2) \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Setzt man anschließend die beiden Ableitungen aus Gl. (3.3) in Gl. (3.1) ein, so kann die Verankerungsfläche exakt berechnet werden. Eine vereinfachte Lösung mit der die Verankerungsfläche näherungsweise nach (Eckardt 2012) als abgewinkelter Rechteckquerschnitt berechnet wird, beschreibt Gl. (3.4).

$$A_2 = l_G \cdot b_{Gf} \quad (3.4)$$

$A$  effektiv wirksame Verankerungsfläche in [mm<sup>2</sup>]  
 $l_G$  Länge der im verankerten Gewindegänge in [mm]  
 $b_{Gf}$  im Grundwerkstoff verankerte Gewindeflankenbreite in [mm]

Im Falle einer Vorbohrung mit Vorbohrdurchmesser kleiner gleich dem Kerndurchmesser, ist vom Kerndurchmesser  $d_1$  der Vorbohrdurchmesser abzuziehen. Die Gewindeflankenbreite für nicht vorgebohrte Schraubenverbindungen kann gemäß Gl. (3.5) bzw. Abbildung 57 berechnet werden, und ist abhängig vom dem der axialen Last zugewandten Flankenwinkel  $\varphi_o$ , sowie vom Verhältnis  $d_1/d$ .

$$b_{Gf} = \frac{d - d_1}{2 \cos(\varphi_o)} \quad (3.5)$$

Der zweite Einflussparameter für die Berechnung der Schraubenfläche ist die Länge  $l_G$ , die nach Abbildung 56 berechnet werden kann zu:

$$l_G = \sqrt{\left(\pi \frac{d + d_1}{2}\right)^2 + p^2 \cdot n} \quad (3.6)$$

$n$  Anzahl der Gewindegänge

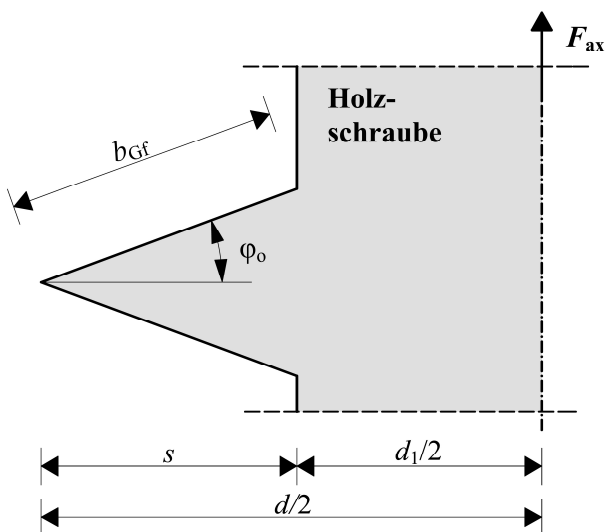


Abbildung 57: Darstellung zur Berechnung von  $b_{Gf}$

Vergleicht man die Verankerungsfläche in Gl. (3.1) mit der vereinfachten Berechnung nach Gl. (3.4), so zeigen sich nach Tabelle 49 kaum flächenmäßige Unterschiede und eine durchgehende Abweichung der

vereinfachten Berechnung von max 0,43 %. Aufgrund der geringen Abweichungen werden die Verankerungsflächen in der folgenden Parameterstudie mit der vereinfachten Berechnung nach Gl. (3.4) durchgeführt.

**Tabelle 49: Vergleich der Berechnungsmethoden für die Verankerungsfläche  $A$  für einen Gewindegang mit ( $d = 8 \text{ mm}$ ;  $p = 4 \text{ mm}$ )**

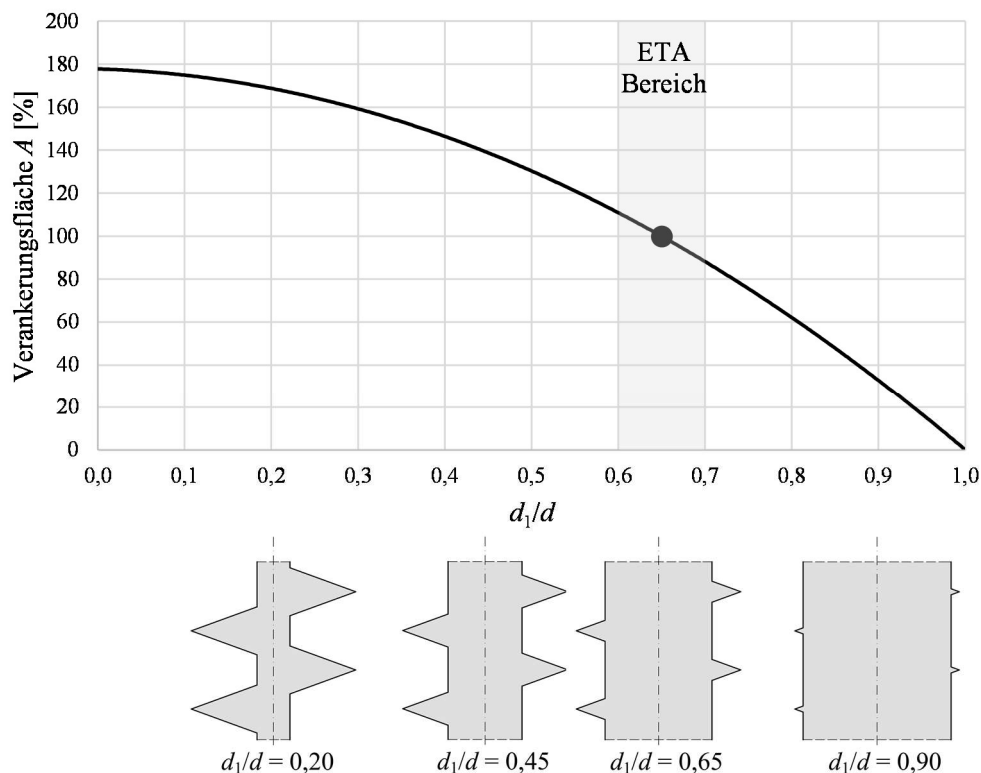
Gewindeparameter		Verankerungsfläche		Abweichung
$d_1/d$ [-]	$\varphi_0$ [°]	$A_1$ [mm <sup>2</sup> ]	$A_2$ [mm <sup>2</sup> ]	[%]
0,65	10	30,0111	30,0196	0,0280
0,65	20	31,4622	31,4609	0,0041
0,65	30	33,9905	34,1370	0,4310
0,75	10	22,6882	22,6968	0,0380
0,75	20	23,7441	23,7865	0,1790
0,75	30	25,7084	25,8098	0,3940

Es folgen nun die in Tabelle 47 dargestellten Studien zur theoretischen Verankerungsfläche des Gewindes unter Ansatz unterschiedlicher Parametersettings; dies in Abhängigkeit der Parameter  $d_1/d$ ,  $\varphi$ ,  $p$  und  $r$ , welche im Folgenden im Verhältnis zur Referenzschraube in Prozent dargestellt werden.

Zunächst wird der Einfluss des  $d_1/d$  Verhältnisses auf die Verankerungsfläche bei einer Spanne von null bis eins berechnet und in Abbildung 58 grafisch dargestellt. Tabelle 50 zeigt die dazugehörigen konstanten Parameter und die aus den Berechnungsergebnissen aufgestellte Hypothese.

**Tabelle 50: Parametrisierung für die Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $d_1/d$**

betrachteter Parameter	variabel		konstant		Arbeitshypothese		
	$d_1/d$	$d$	$p$	$\varphi$	$< d_1/d$	$\rightarrow$	$> A$
verankerte Gewindefläche $A$							



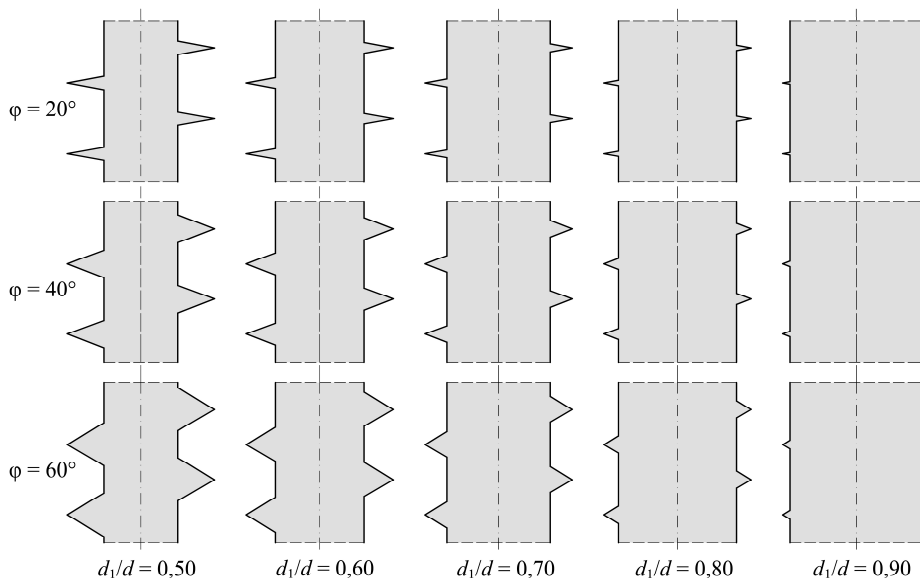
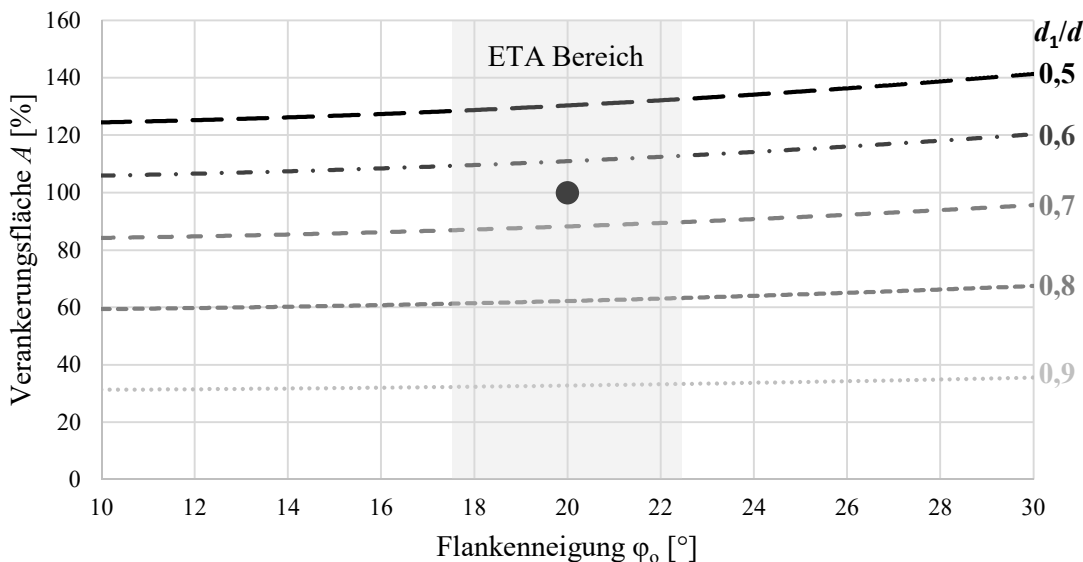
**Abbildung 58: Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $d_1/d$**

Es kann festgestellt werden, dass mit einem größer werdenden  $d_1/d$ -Verhältnis die theoretische Verankerungsfläche des Gewindes nicht-linear abnimmt. Das bedeutet, je kleiner der Gewindekern im Verhältnis zum Außendurchmesser der Schraube ist, desto kleiner ist das Verhältnis  $d_1/d$  und desto größer wird die dann noch zur Verfügung stehende Gewindeflankenbreite  $s_{GF}$ , was direkt proportional mit der Verankerungsfläche zusammen hängt.

Als nächster Parameter folgt in Abbildung 59 oben die Variation der Neigung der lastzugewandten Flanken von  $\varphi_0 = 10$  bis  $30^\circ$  für verschiedene  $d_1/d$  Verhältnisse von 0,5 bis 0,9. In Abbildung 59 unten sind dazu bildlich die Variationen mit einer symmetrischen Gewindeflanke dargestellt. Dies ist nicht nur für die Verankerungsfläche des Gewindes ein Einflussfaktor, sondern auch der bestimmende Parameter für die Lastübertragungsrichtung der axialen Belastung von der Gewindeflanke an das umgebende Holz.

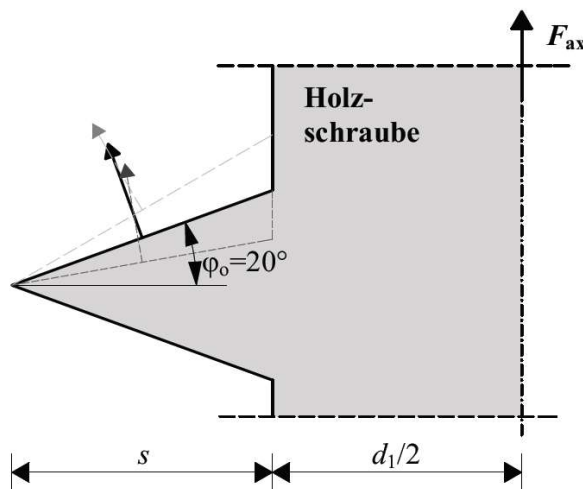
**Tabelle 51: Parametrisierung für die Berechnung von A: variabler Parameter  $\varphi$**

betrachteter Parameter	variabel		konstant			Arbeitshypothese	
verankerte Gewindefläche A	$d_1/d$	$\varphi_0$	d	p	-	$> \varphi_0$	$\rightarrow > A$



**Abbildung 59: Berechnung von A: variabler Parameter  $\varphi$  und  $d_1/d$**

Mit größerer Flankenneigung steigt die Länge der Gewindeflanke und somit die Verankerungsfläche gering an. Daraus lässt sich schließen, dass die Flankenneigung nur einen geringen Einfluss auf die Ausziehfestigkeit hat. Die höher werdende Verankerungsfläche mit geringer werdendem  $d_1/d$  Verhältnis ist auf Abbildung 58 zurück zu führen. Die zuvor angesprochene variable Lastübertragungsrichtung der Gewindeflanke an das angrenzende Holz ist in Abbildung 60 dargestellt. Hier sind neben der gewöhnlichen Flankenneigung von  $\varphi = 40^\circ$  (entspricht bei symm. Flanke ein  $\varphi_o = \varphi_u = 20^\circ$ ), Gewindeflanken von  $\varphi = \pm 20^\circ$  dargestellt. Fasst man die auf das die Schraube umgebende Holz wirkenden Kräfte zu einer Resultierenden zusammen, so ergibt sich an der lastzugewandten Flanke entsprechend ein Winkel zu  $F_{ax}$  von  $\varphi_o = 10, 20$  und  $30^\circ$ . Geht man nun davon aus, dass wie bei den Kunststoffschrauben eine geringere Flankenneigung geringere Radialspannungen zur Folge hat, so könnte aufgrund des geringen Einfluss der Flankenneigung auf die Verankerungsfläche, in der Verringerung der Neigung ein mögliches Optimierungspotential liegen.



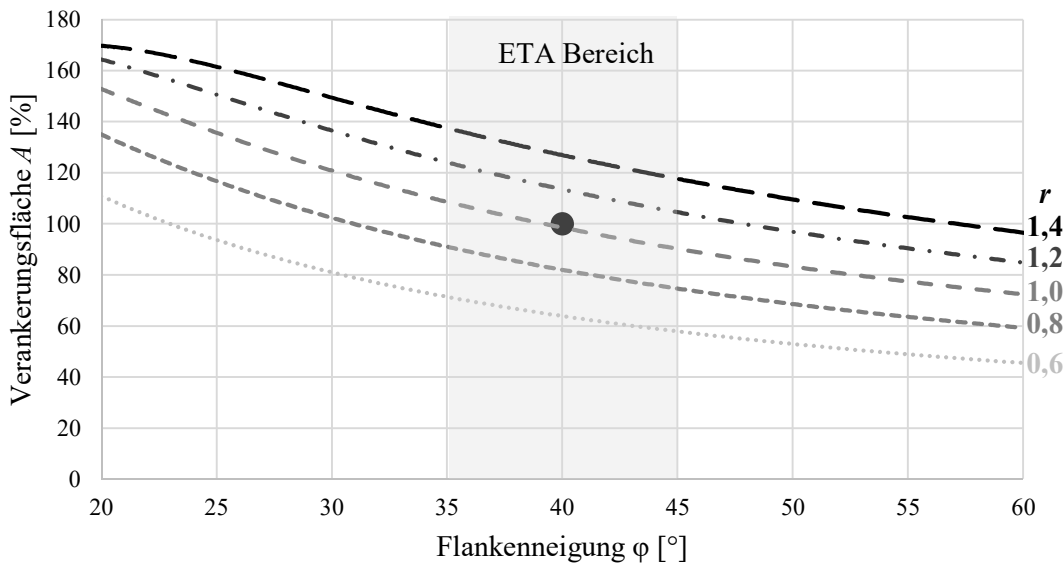
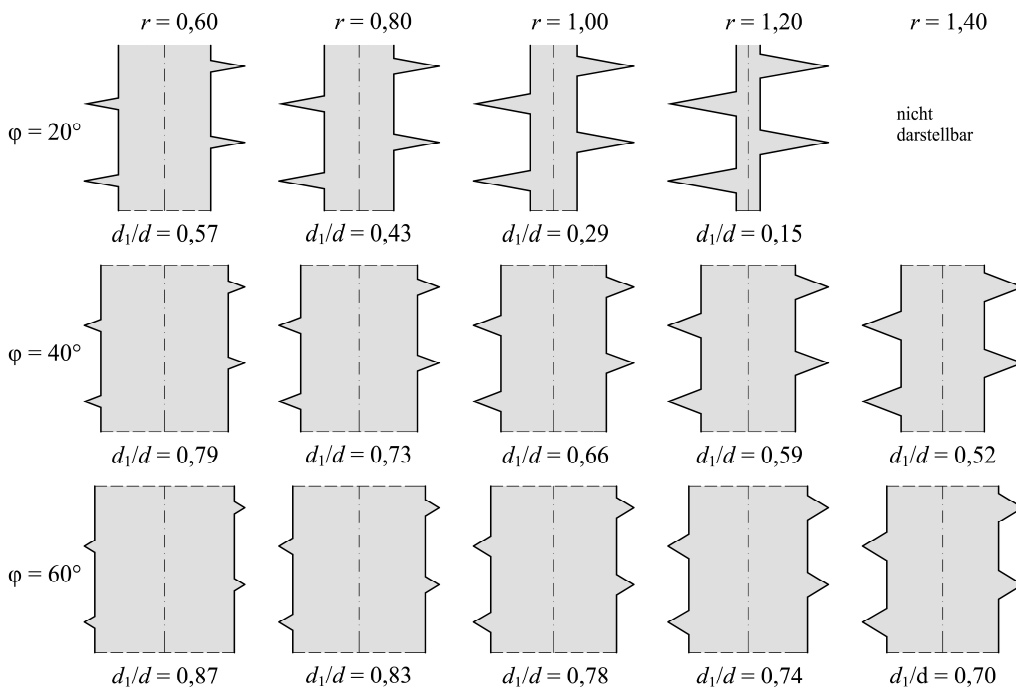
**Abbildung 60: Einfluss der Flankenneigung auf die Lastübertragungsrichtung**

Einen weiteren interessanten Aspekt bietet die Variation der Flankenneigung von  $\varphi = 20$  bis  $60^\circ$  in Tabelle 52, Abbildung 61 und Abbildung 62; dies bei konstanter Gewindefußstärke  $r$ , konstanter Ganghöhe  $p$  und konstantem Nenndurchmesser  $d$ . Dadurch verändert sich nur der Kerndurchmesser  $d_1$  entsprechend der Flankenneigung zu der jeweiligen angestrebten Gewindefußstärke  $r$  von 0,60 bis 1,40. Die Flankenneigung wurde deshalb in diesem Bereich gewählt, da sich andernfalls ein unrealistisch kleines bzw. großes  $d_1/d$ -Verhältnis ergeben würde.

**Tabelle 52: Parametrisierung für die Berechnung von A: variabler Parameter  $\varphi$  bei  $r = \text{konst.}$**

betrachteter Parameter	variabel		konstant			Arbeitshypothese	
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	$r$	$> r$	$\rightarrow > A$
verankerte Gewindefläche A							

Das Durchmesserverhältnis  $d_1/d$  nimmt bei konstanter Gewindefußstärke  $r$  mit zunehmender Flankenneigung  $\varphi$  zu. Je größer die Gewindefußstärke, desto kleiner wird der Kerndurchmesser und somit das Verhältnis  $d_1/d$ . Somit vergrößert sich theoretisch der projizierte Gewindeüberstand  $s$  und damit die Verankerungsfläche. Dies zeigen auch die Berechnungsergebnisse in Abbildung 62. Das  $d_1/d$ -Verhältnis für Schrauben mit  $d = 8$  mm ergibt zurzeit laut der Recherche der Bewertungen eine Bandbreite von 0,60 bis 0,68. Somit variiert die Gewindefußstärke bei den derzeitigen Holzschrauben für  $\varphi = 40^\circ$  von 0,93 bis 1,16.


 Abbildung 61: Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $\varphi$  für  $r = \text{konst.}$ 

 Abbildung 62: Darstellung des Gewindes für den variabler Parameter  $\varphi$  bei  $r = \text{konst.}$ 

Eine weitere Möglichkeit die Verankerungsfläche zu ändern kann durch Variation der Ganghöhe erzielt werden; siehe Tabelle 53.

 Tabelle 53: Parametrisierung für die Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $p$ 

betrachteter Parameter	variabel		konstant		Arbeitshypothese	
	$d_1/d$	$p$	$d$	$\varphi$	$< p$	$> A$
verankerte Gewindefläche $A$						

Für den die Bewertungen (Schrauben mit  $d = 8$  mm) repräsentierenden Bereich der Ganghöhe von  $p = 3,24$  bis  $7,14$  mm (siehe Tabelle 7 und Tabelle 8) hat die Ganghöhe, siehe Abbildung 63, keinen wesentlichen

Einfluss auf die Verankerungsfläche. Diese nimmt erst bei sehr geringen Ganghöhen deutlich zu, was dadurch erklärt werden kann, dass bei kleinen Ganghöhen die Anzahl der Gewindegänge, bezogen auf eine Referenzlänge des Gewindes von  $l_{ef} = 150$  mm, rapide zunimmt. Dagegen nimmt die abgewickelte Gewindelänge  $l_G$ , siehe Gl. (3.6), mit größer werdender Ganghöhe nur minimal zu. Grundsätzlich kann ein potentieller Abfall mit Halbierung der Verankerungsfläche bei Verdoppelung der Ganghöhe festgestellt werden.

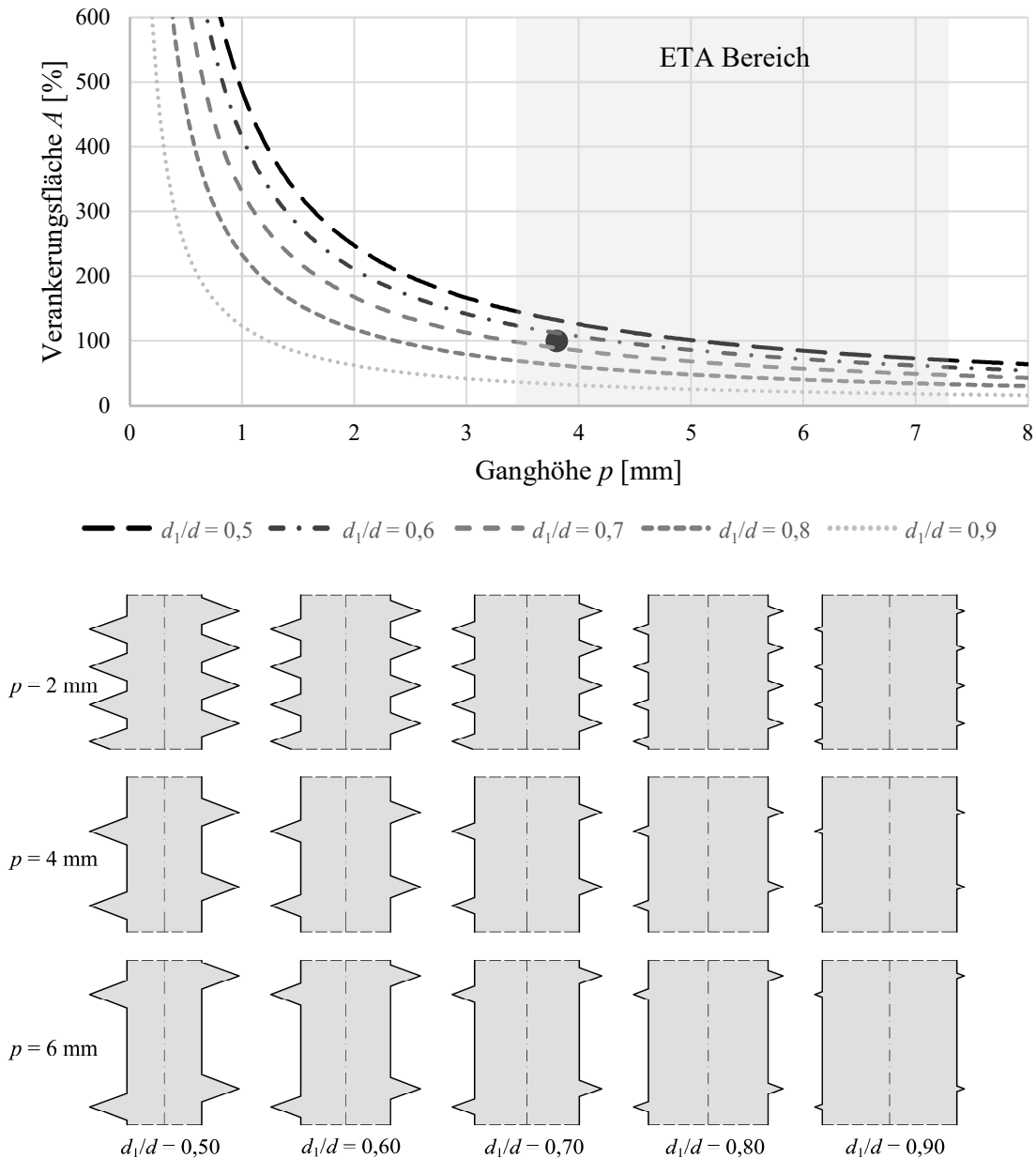


Abbildung 63: Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $p$

Betrachtet man in Abbildung 64 die Verankerungsfläche in Abhängigkeit des  $s/p$ -Verhältnisses für verschiedene  $d_1/d$ -Verhältnisse von 0,5 bis 0,9 so zeigt sich, dass zwar mit steigendem  $s/p$  die Verankerungsfläche linear zunimmt, dieser Einfluss jedoch im Bereich der Bewertungen, siehe Tabelle 9, vernachlässigbar ist.

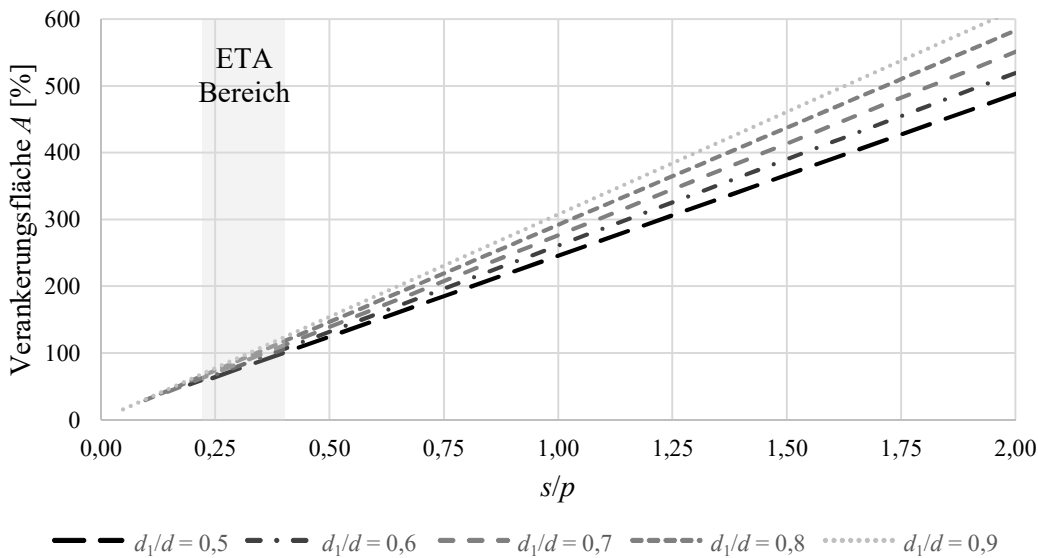


Abbildung 64: Berechnung von  $A$ : variabler Parameter  $s/p$

Nach eingehenden Betrachtungen zur möglichen Beeinflussung der Verankerungsfläche gilt es nun Parameter und ihre Einflussstärke auf das durch das Applizieren der Schraube verdrängte Holzvolumen zu analysieren. Die Berechnung des durch die Schraube verdrängten Holzvolumens setzt sich aus dem Volumen des Schraubenkerns und dem Volumen des Gewindes zusammen. Das Volumen des Schraubenkerns, das dem eines Zylinders entspricht, lässt sich sehr einfach nach Gl. (3.7) berechnen.

$$V_{\text{Kern}} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot (l_p - l_{\text{tip}}) \quad (3.7)$$

Die Berechnung des Gewindevolumens der lastzugewandten bzw. der lastabgewandten Gewindeflanke basiert auf Gl. (3.8) bzw. Gl. (3.9), die entsprechend nach Abbildung 65 hergeleitet werden können.

$$V_{G,o} = \frac{(d - d_1)^2}{8} \cdot \tan(\varphi_o) \cdot \frac{l_p - l_{\text{tip}}}{p} \cdot \underbrace{\sqrt{p^2 + \left(\frac{d + 2d_1}{3} \pi\right)^2}}_{l_{G,o}} \quad (3.8)$$

$$V_{G,u} = \frac{(d - d_1)^2}{8} \cdot \tan(\varphi_u) \cdot \frac{l_p - l_{\text{tip}}}{p} \cdot \underbrace{\sqrt{p^2 + \left(\frac{d + 2d_1}{3} \pi\right)^2}}_{l_{G,u}} \quad (3.9)$$

Daraus folgt für das Gesamtvolumen der Schraube Gl. (3.10).

$$V_{\text{Gesamt}} = V_{\text{Kern}} + V_{\text{Gewinde}} \quad (3.10)$$

Betrachtet man den ganzen Holz-Scherzylinder, begrenzt durch den Nenndurchmesser  $d$ , bei Versagen auf Herausziehen, so lässt sich durch Abzug des Gesamtvolumens der Schraube der Volumenanteil des Holzes zwischen den Gewindegängen durch Gl. (3.11) beschreiben.

$$V_{\text{Holz}} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot (l_p - l_{\text{tip}}) - V_{\text{Gesamt}} \quad (3.11)$$

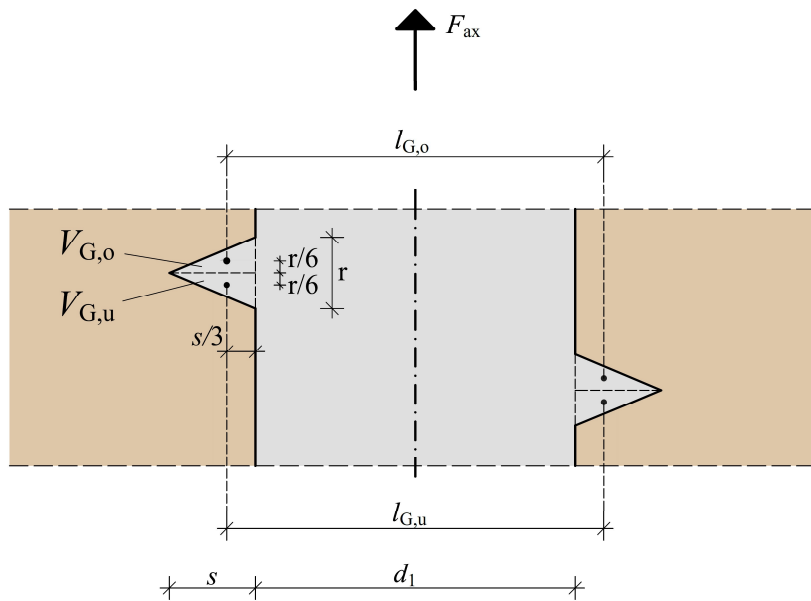


Abbildung 65: Darstellung zur Berechnung des Gewindevolumens

Ähnlich der Parameterstudie bezüglich der Verankerungsfläche folgt nun eine Studie zu denselben Parametern hinsichtlich des verdrängten Holzvolumens. Tabelle 54 zeigt dazu eine Übersicht über den ersten, als variabel betrachteten Parameter  $d_1/d$ .

Tabelle 54: Parametrisierung für die Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $d_1/d$

betrachteter Parameter	variabel	konstant			Arbeitshypothese	
verdrängtes Schraubenvolumen $V$	$d_1/d$	$d$	$p$	$\phi$	$> d_1/d$	$\rightarrow > V$

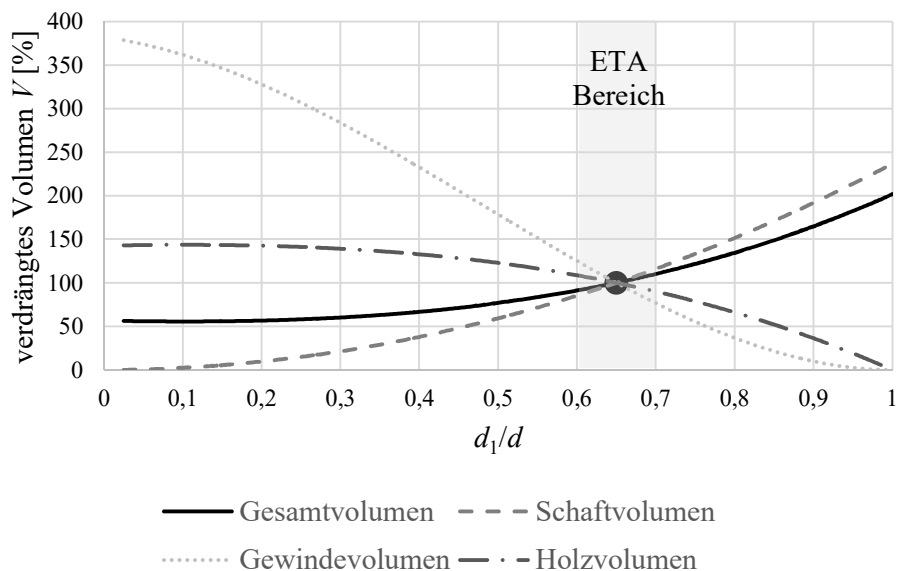


Abbildung 66: Unterteilung in Schaft- bzw. Gewindevolumen: variabler Parameter  $d_1/d$

In Abbildung 66 dargestellt sind in Abhängigkeit vom Verhältnis  $d_1/d$  das Gesamtvolumen an Holz welches durch die Schraube bei Applikation verdrängt werden muss, die separaten Anteile des Gesamtvolumens, das Schaftvolumen und das Volumen des Gewindes, sowie das Holzvolumen zwischen den Gewindegängen.



Entgegen den Ergebnissen zur Verankerungsfläche steigt das Volumen des Gewindes in dieser Darstellung mit steigendem  $d_1/d$ -Verhältnis. Dies ist zurückzuführen auf den Anteil des Schaftes, der den Großteil des Gesamtvolumens ausmacht, welcher mit größer werdendem Kerndurchmesser  $d_1$  und somit größer werdendem  $d_1/d$  Verhältnis zunimmt. Gleichzeitig kann aber auch eine Abnahme des Holzvolumens für die Übertragung der Schraubenkräfte mit zunehmendem  $d_1/d$  gezeigt werden.

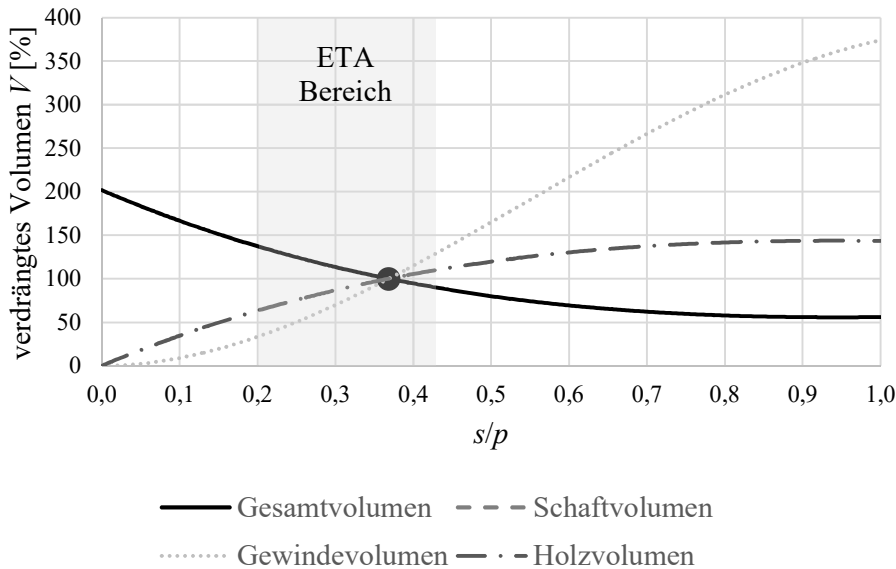


Abbildung 67: Unterteilung in Schaft- bzw. Gewindevolumen: variabler Parameter  $s/p$

Stellt man die verschiedenen Volumina in Bezug auf das  $s/p$ -Verhältnis, siehe Abbildung 67, dar, so zeigt sich, dass diese Grafik eine Spiegelung um die y-Achse von Abbildung 66 ist. Dabei wird die Ganghöhe  $p$  konstant gehalten und der Gewindeüberstand  $s$  ergibt sich nach dem variierenden  $d_1/d$ -Verhältnis von 0 bis 1 wie in Abbildung 66. Das  $s/p$ -Verhältnis weist bei den derzeitigen Holzschrauben nach Tabelle 9 eine Bandbreite von 0,20 bis 0,42 auf.

Es folgt nun, wie in Tabelle 55 aufgelistet, eine Studie für eine variable Flankenneigung von  $\varphi = 20$  bis  $60^\circ$  für  $d_1/d$  Verhältnisse von 0,5 bis 0,9.

Tabelle 55: Parametrisierung für die Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $\varphi$

betrachteter Parameter	variabel		konstant			Arbeitshypothese		
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	-	$> \varphi$	$\rightarrow$	$> V$
verdrängtes Schraubenvolumen $V$								

In Abbildung 68 ist diesbezüglich das verdrängte Gesamtvolumen dargestellt. Mit größerer Flankenneigung steigt die Länge der Gewindeflanke und somit das verdrängte Volumen des Gewindes leicht an. Das verdrängte Volumen steigt auch mit höherem  $d_1/d$ -Verhältnis, was auf Abbildung 66 zurück zu führen ist, wobei gleichzeitig mit größerem  $d_1/d$  der Anteil des Volumens aus dem Gewinde geringer wird und somit der Einfluss der Flankenneigung abnimmt.

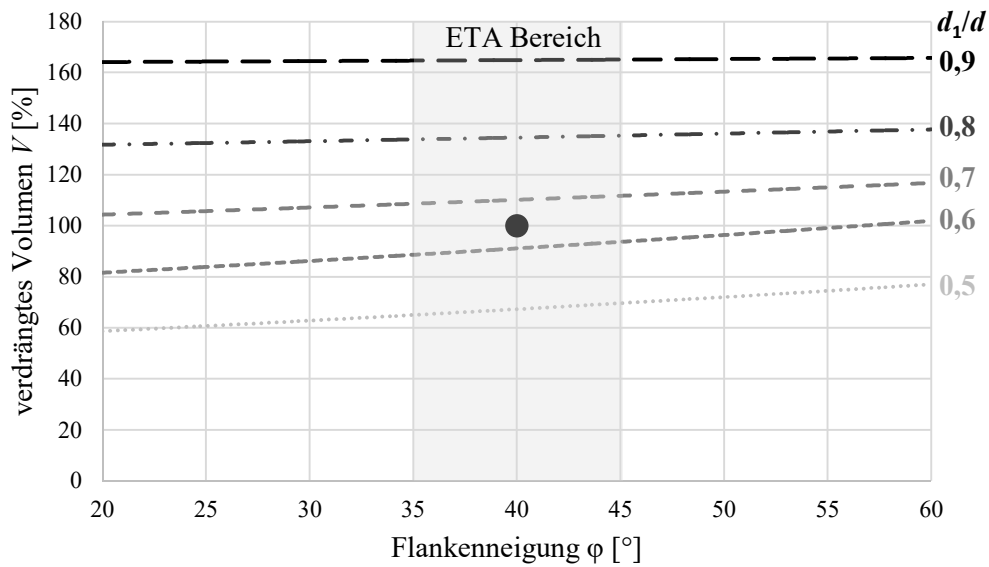


Abbildung 68: Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $\varphi$  und  $d_1/d$

Die Parameter zur Berechnung des verdrängten Schraubenvolumens bei variabler Flankenneigung und konstanter Gewindefußstärke zeigt überblicksmäßig Tabelle 56.

Tabelle 56: Parametrisierung für die Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $\varphi$  bei  $r = \text{konst.}$

betrachteter Parameter	variabel		konstant			Arbeitshypothese		
	$d_1/d$	$\varphi$	$d$	$p$	$r$	$< r$	$\rightarrow$	$> r$
verdrängtes Schraubenvolumen $V$								

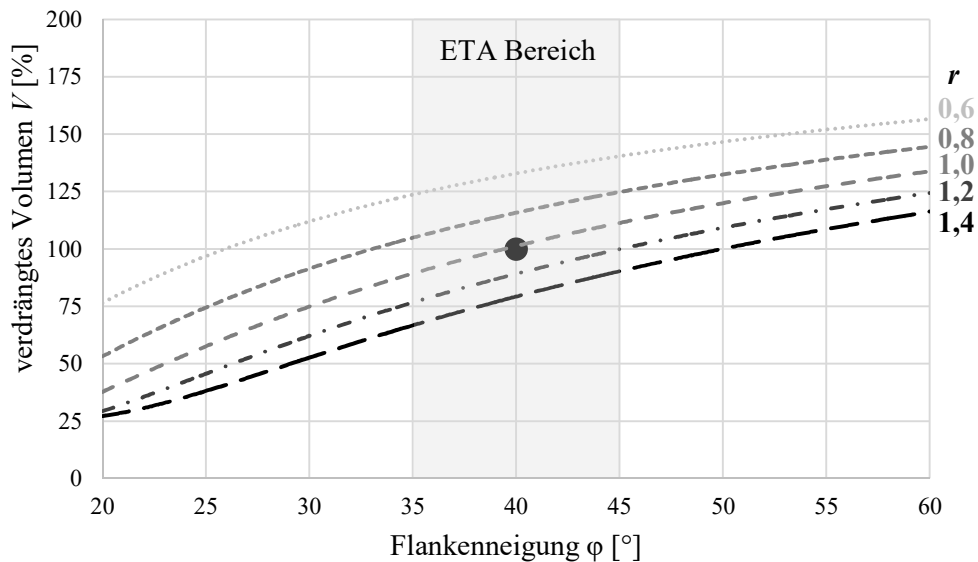


Abbildung 69: Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $\varphi$  für  $r = \text{konst.}$

Konträr zu Abbildung 62 steigt das verdrängte Volumen mit größer werdender Flankenneigung und geringerer Gewindefußstärke. Dies ist deshalb der Fall, da mit höherer Flankenneigung durch die konstante Gewindefußstärke das  $d_1/d$ -Verhältnis ansteigt und somit der Kerndurchmesser größer wird. Wie in Abbildung 66 ersichtlich steigt somit das verdrängte Volumen erheblich an. Je höher die Gewindefußstärke, desto kleiner wird das Verhältnis  $d_1/d$  und desto geringer ist der Anteil des Kernvolumens am verdrängten

Gesamtvolumen. Dies erklärt die Steigerung des verdrängten Volumens mit kleinerer Gewindefußstärke in Abbildung 69.

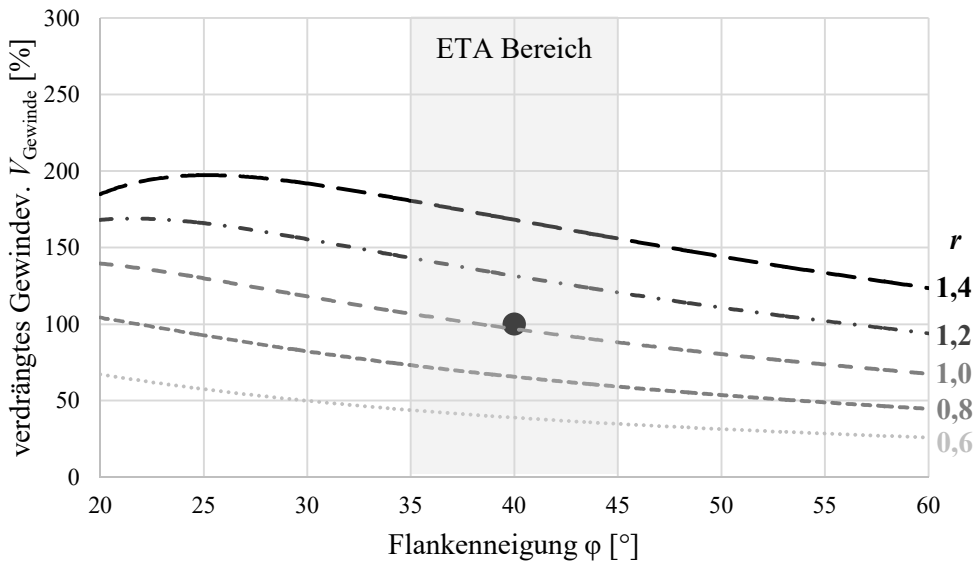


Abbildung 70: Berechnung von  $V_{\text{Gewinde}}$ : variabler Parameter  $\varphi$  für  $r = \text{konst.}$

Abbildung 70 zeigt jenen Anteil am insgesamt verdrängten Volumen, welches auf das Gewinde in Abhängigkeit von  $\varphi$  zurückzuführen ist. Konträr zu Abbildung 69 kann man hier sehen, dass das Gewinde mit größerer Gewindefußstärke sehr wohl einen Einfluss, wenn auch nur einen sehr geringen bezogen auf das Gesamtvolumen, hat.

Tabelle 57: Parametrisierung für die Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $p$

betrachteter Parameter	variabel	konstant	Arbeitshypothese
verdrängtes Schraubenvolumen $V$	$d_1/d$ $p$	$d$ $\varphi$	$< p \rightarrow > V$

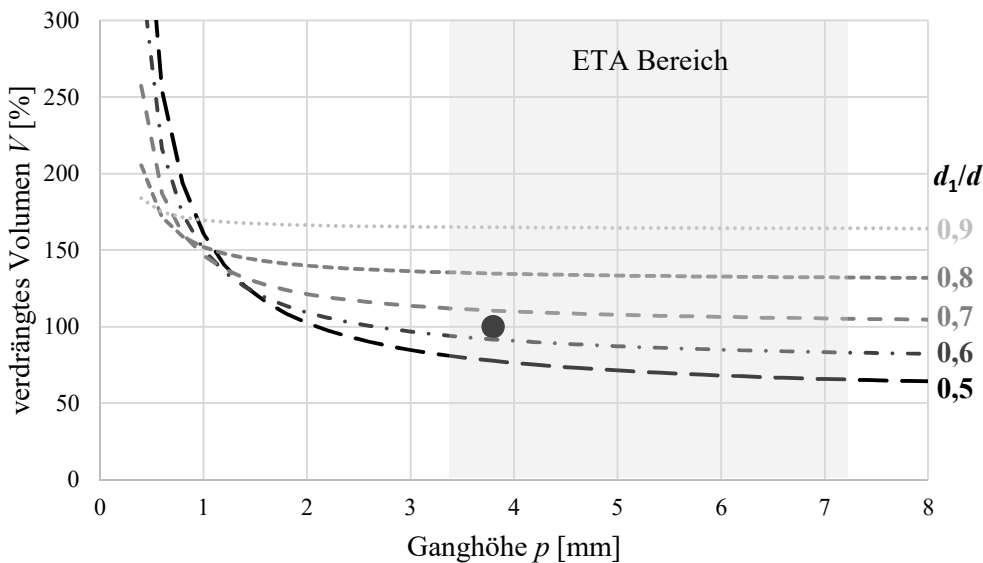


Abbildung 71: Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $p$

Ähnlich der Verankerungsfläche nimmt auch das verdrängte Volumen erst bei sehr geringen Ganghöhen deutlich zu. Da das Schaftvolumen unabhängig von der Ganghöhe ist, ist dieser Anstieg rein auf das Volumen des Gewindes zurück zu führen, und dies steigt natürlich mit der Anzahl der Flanken, die bei kleineren Ganghöhen zunimmt.

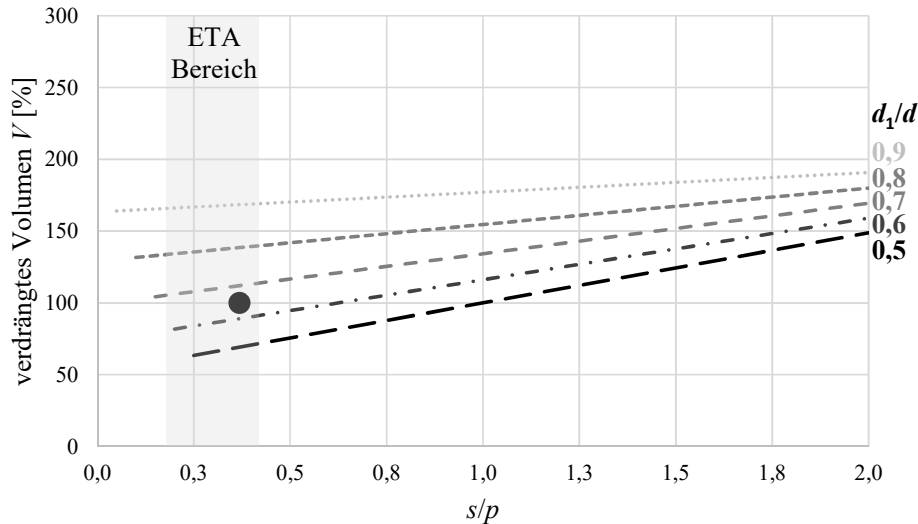


Abbildung 72: Berechnung von  $V$ : variabler Parameter  $s/p$

Ähnlich zu Abbildung 67 wird auch in Abbildung 72 das Verhältnis  $s/p$  in Bezug zum verdrängten Volumen betrachtet. Nun aber wird das  $d_1/d$ -Verhältnis zwischen 0,5 bis 0,9 konstant gehalten und die Ganghöhe  $p$  zwischen 0,2 und 8,0 mm variiert. Für höhere  $d_1/d$ -Verhältnisse ergibt sich aufgrund des stärkeren Kerndurchmessers wieder ein größeres verdrängtes Volumen. Dieser Einfluss nimmt jedoch mit größer werdendem  $s/p$ -Verhältnis ab. Wobei bei der Betrachtung des Bereichs der Bewertungen der Unterschied zwischen den einzelnen  $d_1/d$ -Verhältnissen sehr deutlich ist.

Tabelle 58 stellt zusammenfassend die Art des Einflusses des jeweiligen untersuchten variablen Geometrieparameters auf die verankerte Lastübertragungsfläche des Gewindes  $A$  bzw. auf das durch die Schraube verdrängte Holzvolumen  $V$  dar. Dabei kann für beide betrachtete Parameter nur beim  $s/p$ -Verhältnis ein eindeutig linearer Anstieg von  $A$  bzw.  $V$  beobachtet werden. Zusätzlich kann bei der Betrachtung der Ganghöhe in Bezug auf  $A$  ein potentieller Abfall mit steigender Ganghöhe festgestellt werden.

Tabelle 58: Einfluss des betrachteten Geometrieparameters

betrachteter Parameter	Einfluss	variabel konstant Arbeitshypothese
verankerte Lastübertragungsfläche des Gewindes $A$	nicht linear; degressiv ansteigend mit $< d_1/d$	$d_1/d \quad d \quad p \quad \varphi \quad < d_1/d$
	annähernd linear, schwach steigend	$d_1/d \quad \varphi_0 \quad d \quad p \quad - \quad > \varphi_0$
	nicht linear, schwach regressiv	$d_1/d \quad \varphi \quad d \quad p \quad r \quad > r \quad \rightarrow \quad > A$
	regressiv, potentieller Abfall mit steigender Ganghöhe	$< p$
	lineare Anstieg mit steigendem $s/p$	$d_1/d \quad p \quad d \quad - \quad \varphi \quad > s/p$
durch Schraube verdrängtes Holzvolumen $V$	nicht linear, schwach progressiv	$d_1/d \quad d \quad p \quad \varphi \quad > d_1/d$
	annähernd linear, schwach steigend mit $< d_1/d$	$d_1/d \quad \varphi \quad d \quad p \quad - \quad > \varphi$
	zunehmend degressiv mit $> r$	$d_1/d \quad \varphi \quad d \quad p \quad r \quad < r \quad \rightarrow \quad > V$
	regressiv zunehmend mit $< p$	$< p$
	lineare Anstieg mit steigendem $s/p$	$d_1/d \quad p \quad d \quad - \quad \varphi \quad > s/p$

Um einen visuellen, makroskopischen Eindruck über den Zustand des im Gewindegang verdichteten, verdrängten Holzvolumens zu erhalten, wurden Einschraubversuche an Probekörpern aus Fichte in und quer zur Faser sowie mit und ohne Vorbohren durchgeführt und anschließend der Schraubkanal betrachtet. Dazu wurden Probekörper in der Mitte geteilt, anschließend mit Zwingen zusammen gepresst und die Holzschrauben appliziert, die Pressung entlastet, die Schraube entnommen und die verdichteten Zonen bildlich festgehalten. Durch dieses Vorgehen konnten die Schraubkanäle in den Probekörpern ohne weitere Einflüsse durch Aufspalten oder Sägen analysiert werden.



**Abbildung 73: Probekörper und Schraubkanal nach Applizierung in Faserrichtung, mit Vorbohren**

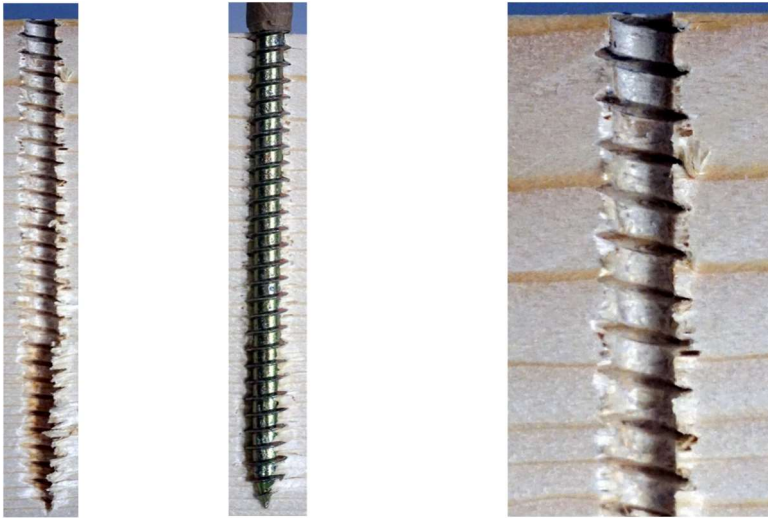
Bei Applizierung in Faserrichtung, mit Vorbohren, siehe Abbildung 73, zeigt sich deutlich weniger durch den Einschraubvorgang zerkleinertes Holzmaterial im eingeschnittenen Gegengewinde im Gegensatz zu Abbildung 74, bei der die Schraube ohne Vorbohren eingeschraubt wurde. In diesem Fall muss natürlich das gesamte Volumen der Schraube im Holz seitlich verdrängt werden. Bei Vergleich der beiden Abbildungen ist zudem das Abscheren des Holzes zwischen den Gewindeflanken im Gegengewinde zu erkennen. Im oberen Bereich des Gewindes ist in Folge nur mehr eine geringe Einbindetiefe des Gewindes der Schraube in das umgebende Holz möglich. Dieser Umstand ist vor allem bei der Variante mit Vorbohren gegeben.



**Abbildung 74: Probekörper und Schraubkanal nach Applizierung in Faserrichtung, ohne Vorbohren**

Bei der Variante rechtwinklig zur Faserrichtung wurde nur das Bohrloch mit Vorbohren betrachtet. Dabei ist in Abbildung 75 deutlich zu erkennen, dass das Holz die Schraube regelrecht zu umwickeln versucht. Auch hier zeigen sich deutlich weniger zerriebene, nahezu lose Holzanteile im von der Schraube

eingeschnittenen Gegengewinde als in Abbildung 73 und Abbildung 74. Das Gegengewinde wirkt in Summe deutlicher ausgeprägt und zudem gekennzeichnet durch eine tiefere Einbindung der Gewindeflanken, trotz Vorbohren.



**Abbildung 75: Probekörper und Schraubkanal nach Applizierung rechtwinkelig zur Faserrichtung, mit Vorbohren**

Durch das Applizieren der Schraube insbesondere ohne Vorbohren entstehen Spaltkräfte die aus dem verdrängten Volumen der Schraube quer zur Einschraubrichtung resultieren. (Blaß und Uibel 2009) entwickelten eine Versuchseinrichtung zur Ermittlung von Spaltkräften im Zuge von Einschraubversuchen. Der Prüfkörper aus Brettschicht- oder Vollholz wird zunächst aufgetrennt und die beiden Hälften anschließend mit Messschrauben verbunden. Die Messschrauben haben ein metrisches Gewinde und werden mit einer definierten Vorspannung angezogen. Innerhalb der Bohrung entlang der Längsachse der Messschrauben befinden sich Dehnmessstreifen, welche die Axialdehnung der Schraube während des Einschraubvorgangs aufzeichnen.

Die zu prüfende Holzschraube wird mittig zwischen den beiden zusammengepressten Prüfkörperhälften mit einer konstanten Drehzahl von  $50 \text{ min}^{-1}$  eingeschraubt. Die dadurch entstehenden Kräfte, die rechtwinkelig zur Schraubenachse und in diesem Fall ( $\alpha = 90^\circ$ ) in Faserrichtung der Prüfkörperhälften wirken, drücken die beiden Prüfkörperhälften auseinander. Dadurch erfahren die Messschrauben Zugkräfte, welche über die aufgenommenen Dehnungen berechnet werden können. Die Vorspannung der Messschrauben beträgt gemäß (Blaß und Uibel 2009) 100 N pro Messschraube. Die Abmessungen sowie die Prüfkfiguration dazu sind in Tabelle 59 und Abbildung 76 dargestellt.

**Tabelle 59: Abmessungen der Prüfkfiguration (Blaß und Uibel 2009)**

Reihe	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>d</i>
[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
A-1, B-1, C-1	15	50	180	80	24
A-2, B-2, C-2	15	50	200	80	24
A-3, B-3, C-3	15	50	200	80	24

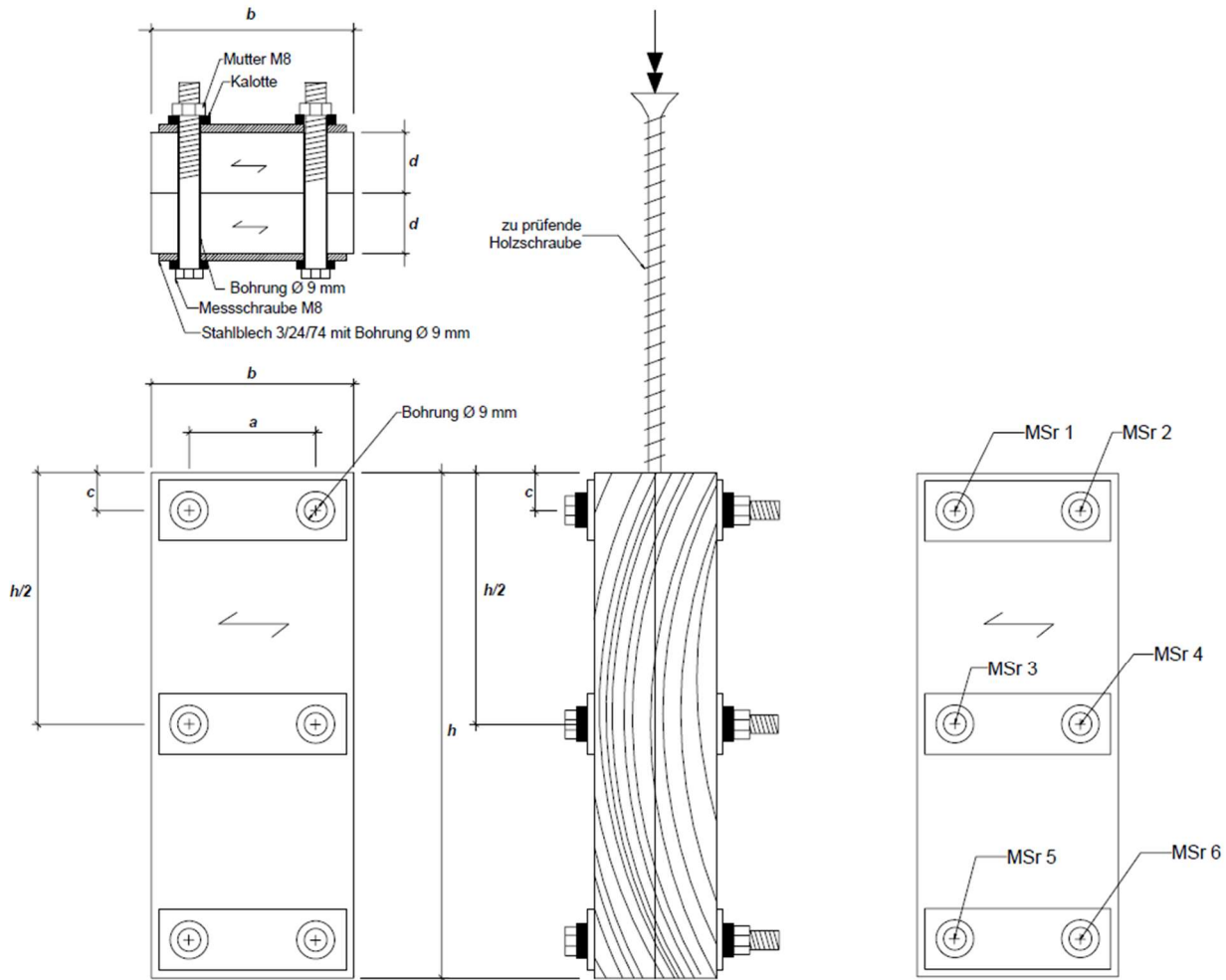


Abbildung 76: Prinzipskizze des Eindrehversuchs mit Spaltkraftmessung (Blaß und Uibel 2009)

Tabelle 60 zeigt eine Übersicht der Versuchskonfiguration nach (Blaß und Uibel 2009) mit Schrauben von drei verschiedenen Herstellern A, B und C, welche nicht namentlich genannt werden. In der Versuchsreihe A-1 bis A-3 wurden die Schrauben durch den Versuchskörper hindurchgeschraubt, wodurch die Einschraubtiefe somit gleich der Prüfkörperhöhe ist. Bei den weiteren Serien liegt die Schraubenspitze nach dem Einschraubvorgang innerhalb des Prüfkörpers.

Tabelle 60: Versuchskonfiguration (Blaß und Uibel 2009)

Reihe	Schraubenmaße [mm]	Prüfkörpermaße $b/d/h$ [mm <sup>3</sup> ]	Versuchszahl	
			gesamt	verwertbar
A-1	8,0 × 200 (188)	80 × 24 × 180	10	9
B-1	8,0 × 200 (195)	80 × 24 × 180	10	8
C-1	8,0 × 200 (198)	80 × 24 × 180	10	7
A-2	8,0 × 200 (188)	80 × 24 × 200	14	9
B-2	8,0 × 200 (195)	80 × 24 × 200	10	10
C-2	8,0 × 200 (198)	80 × 24 × 200	10	10
A-3	8,0 × 200 (188)	80 × 24 × 200	13	6
B-3	8,0 × 200 (195)	80 × 24 × 200	10	7
C-3	8,0 × 200 (198)	80 × 24 × 200	10	8

Die Vergleichsserie A-2 bis C-2 sowie A-3 bis C-3 wurde durchgeführt um den Einfluss der Rohdichte auf die ermittelten Kräfte zu untersuchen, wobei die Serie 2 die geringsten, und die Serie 3 die höchsten Rohdichten aufweist, siehe Tabelle 61.

**Tabelle 61: mittlere Rohdichtegruppen der Versuchskörper in [kg/m³] (Blaß und Uibel 2009)**

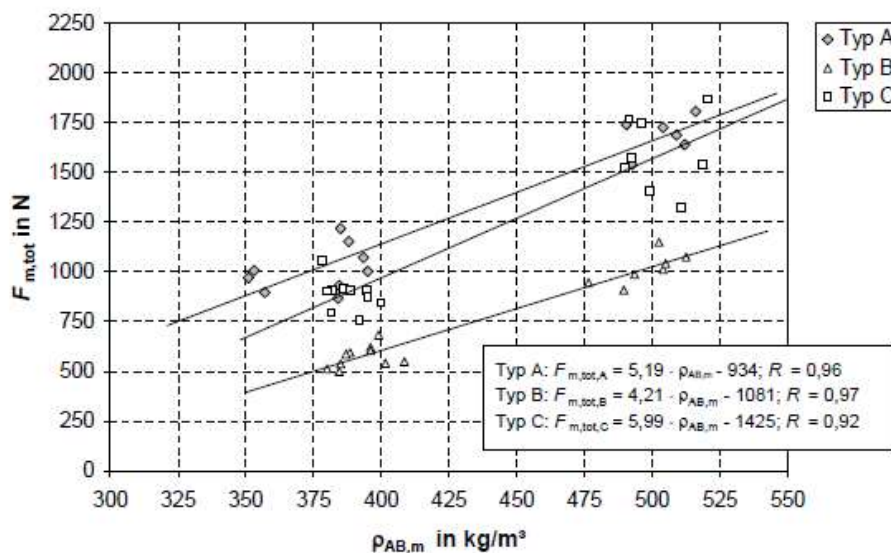
A-1	B-1	C-1	A-2	B-2	C-2	A-3	B-3	C-3
453	454	460	378	391	387	506	507	502

Aus den Versuchsergebnissen kann nun gemäß (Blaß und Uibel 2009) mit Gl. (3.12) die mittlere Gesamtkraft aus der Summe der an den Messschrauben gemessenen Kräfte, die über die Schraubenlänge gemittelt wird, bestimmt werden.

$$F_{m,tot} = \frac{1}{l_{ef}} \int (F_{MSr,1}(x) + F_{MSr,2}(x) + \dots + F_{MSr,i}(x) + \dots + F_{MSr,n}(x)) dx \quad (3.12)$$

$F_{MSr,i}(x)$  Wert der gemessenen Kraft an der i-ten Messschraube in N

Es zeigt sich eine Zunahme der mittleren Gesamtkräfte aus den Einzelversuchen der Reihen 2 auf 3 mit höherer Rohdichte, dargestellt in Abbildung 77 als Prüfkörperrohichte  $\rho_{AB,m}$ .



**Abbildung 77: mittlere Gesamtkraft  $F_{m,tot}$  aus den Reihen 2 und 3 (Blaß und Uibel 2009)**

Laut den Ergebnissen treten die höchsten Kräfte in den Versuchsreihen mit den höchsten Rohdichten auf. Und zwar in Serie A-3 bei den Messstellen 3 und 5 sowie in Serie C-3 bei den Messstellen 5 und 6 mit je maximal 1000 N pro Messschraube. Des Weiteren zeigten sich sehr oszillierende Verläufe der Messschrauben in den Reihen A und B im Gegensatz zur Reihe C, bei der wie in den Abbildungen 79 bis 81 ersichtlich die Ergebnisse einen glatten Verlauf lieferten. Der Grund dafür lag laut (Blaß und Uibel 2009) in der Bohrspitze, die bei den Schrauben der Reihen A und B im Querschnitt eine gedrungene rhomboide bzw. ovale Form aufwies. Als Vergleich dazu wird Abbildung 78 der Versuchsserie A-3 dargestellt, bei der diese oszillierenden Verläufe sehr gut erkennbar sind.



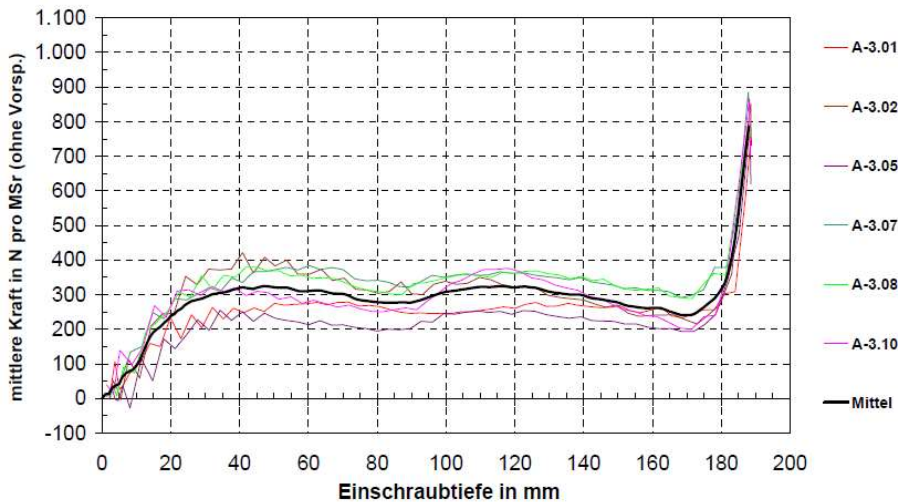


Abbildung 78: gemittelte Ergebnisse der Messschrauben 1 und 2 je Schraube bei Versuchsserie A-3 (Blaß und Uibel 2009)

Die folgenden Abbildungen zeigen die Versuchsergebnisse nach (Blaß und Uibel 2009) in den Probekörpern mit den höchsten Rohdichten der Messschrauben für die Versuchsserie C-3. Lässt man das Maximum der Messschraubenkräfte ca. 5 bis 10 mm vor Erreichen der maximalen Einschraubtiefe unberücksichtigt, welches gemäß (Blaß und Uibel 2009) auf das Versenken des Schraubenkopfes zurückzuführen ist, so zeigt sich in den Abbildungen, dass jeweils die maximale Kraft pro Messschraube ca. an der Stelle der jeweiligen betrachteten Lage der Messschraube auftritt. Diese befindet sich gemäß Abbildung 79 bei 15, 100 und 185 mm, gemessen von der Oberfläche des Probekörpers in welche eingeschraubt wird. Somit kann zusammenfassend festgehalten werden, dass beim Applizieren von Holzschrauben  $90^\circ$  zur Faser (tangential) in Fichte bei einer Rohdichte von rund  $500 \text{ kg/m}^3$ , radial rund 1000 N (unter Abzug der Vorspannung) pro Messschraube auftreten.

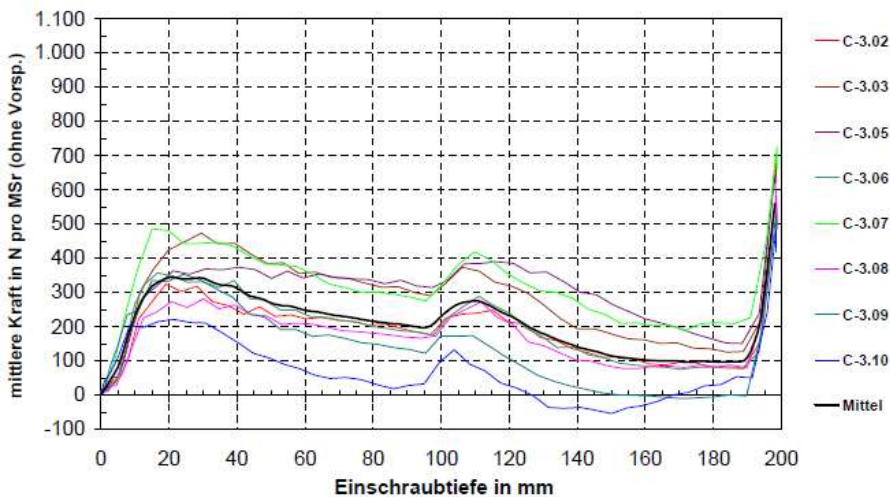
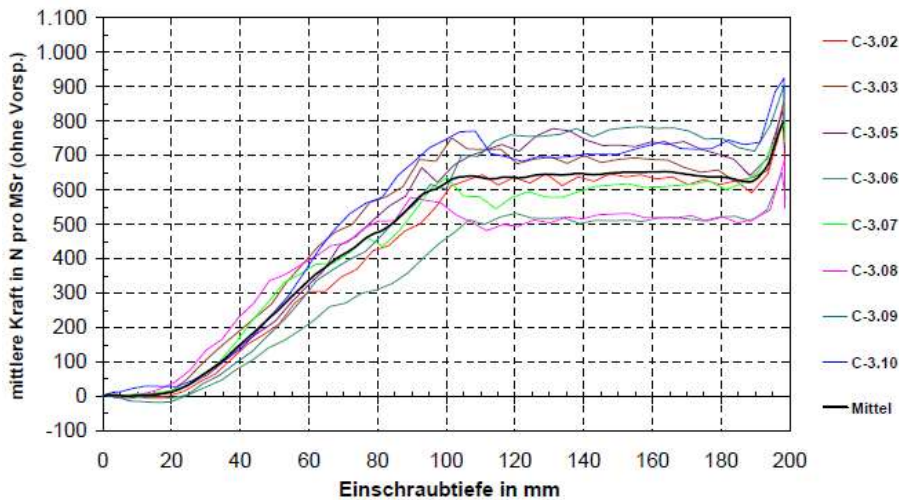
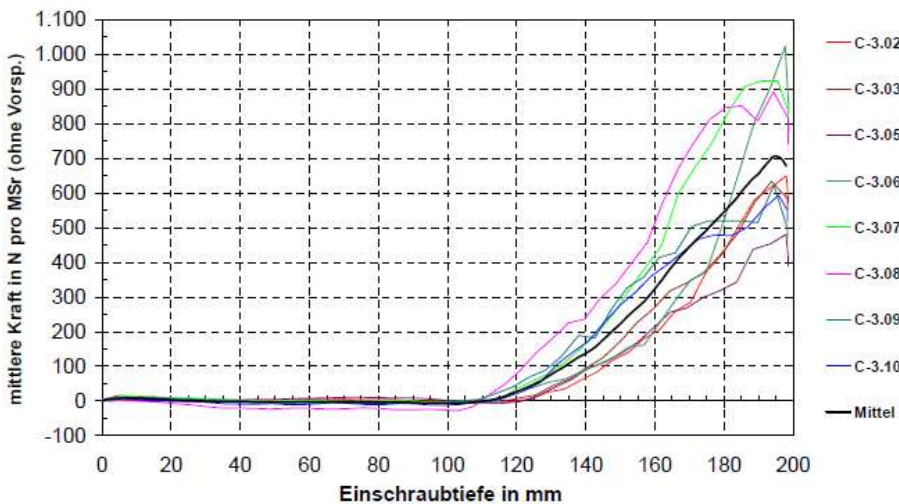


Abbildung 79: gemittelte Ergebnisse der Messschrauben 1 und 2 je Schraube bei Versuchsserie C-3 (Blaß und Uibel 2009)

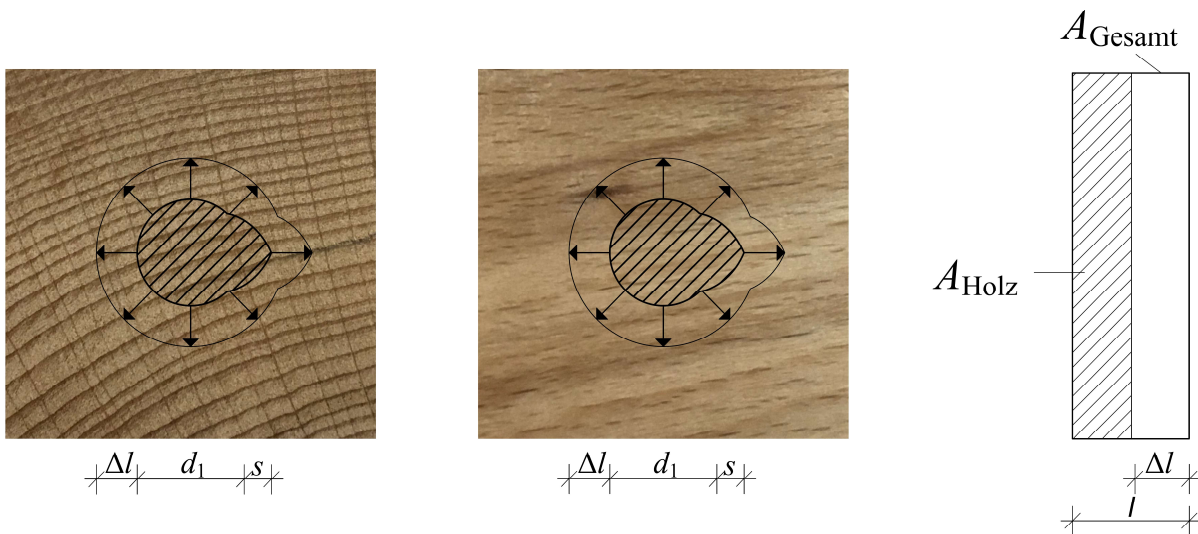


**Abbildung 80:** gemittelte Ergebnisse der Messschrauben 3 und 4 je Schraube bei Versuchsserie C-3 (Blaß und Uibel 2009)



**Abbildung 81:** gemittelte Ergebnisse der Messschrauben 5 und 6 je Schraube bei Versuchsserie C-3 (Blaß und Uibel 2009)

Aufbauend auf den Versuchsergebnissen nach (Blaß und Uibel 2009), wird nun versucht die Spannungen quer zur Schraubenachse, die beim Eindrehen durch das Verdrängen des Volumens der Holzschraube entstehen, mechanisch abzubilden. Dazu kann stark vereinfacht unter linear-elastischen Annahmen für den eindimensionalen Fall die Druckspannung nach Abbildung 82 interpretiert werden. Dabei wird der Schraubenkern in der Grafik, definiert durch  $d_1$ , schraffiert dargestellt. In Abbildung 82 links würden sich demnach für eine Einschraubrichtung von  $\alpha = 0^\circ$  durch Verdrängen des Schraubenvolumens an das angrenzende Holz Druckspannungen in radialer und tangentialer Richtung ergeben. Für eine Einschraubrichtung quer zur Faser, breiten sich die Druckspannungen nach Abbildung 82 rechts in Faserrichtung, sowie in tangentialer oder radialer Richtung, je nach Applizieren der Schraube, aus. Da durch den weitaus höheren  $E$ -Modul in Faserrichtung, diese Richtung entsprechend mehr Kräfte anzieht (siehe Abbildung 83 links) und dadurch die Spaltkräfte quer zur Faserrichtung geringer sind, ist die kritische Fallbetrachtung für  $\alpha = 0^\circ$ , bei der sich die Kräfte nur  $90^\circ$  zur Faser ausbreiten, für die maximalen Querdruckspannungen entscheidend.



**Abbildung 82: Darstellung der Spaltkräfte durch Holzverdrängung seitens Schrauben Kern und Gewindeanteil beim Eindrehen für  $\alpha = 0^\circ$  (links) und  $\alpha = 90^\circ$  (mitte), sowie Ermittlung von  $\Delta l$  (rechts)**

Bezieht man sich für Laubholz auf die Festigkeitsklasse D 50 nach Tabelle 62, so können für die Berechnung der Druckspannungen in Faserrichtung ein  $E$ -Modul von  $14000 \text{ N/mm}^2$  und quer zur Faser ein  $E$ -Modul von  $930 \text{ N/mm}^2$  angenommen werden. Die Berechnung der Querdruckspannungen, die während dem Applizieren durch das Verdrängen des Schraubenvolumens entstehen, basiert, obwohl die Proportionalitätsgrenze des Druckbereiches nach Abbildung 90 dabei deutlich überschritten wird, zur Vereinfachung auf linear-elastischen Annahmen nach Gl. (3.14). Bei Bezug auf die Geometrie der Referenzschraube nach Tabelle 48, kann für die Berechnung der Dehnung nach Gl. (3.14) das Gesamtvolumen des der Schraube einschließenden Zylinders mit dem Nenndurchmesser  $d = 8 \text{ mm}$  dem Holzvolumen nach Gl. (3.14) zwischen den Gewindegängen gegenübergestellt werden. Betrachtet man nur einen Gewindegang mit der Ganghöhe  $p = 3,8 \text{ mm}$ , so ergeben sich durch Division der jeweiligen Volumina durch die Ganghöhe daraus die anteiligen Flächen nach Abbildung 82 rechts zu  $A_{\text{Gesamt}} = 50,26 \text{ mm}^2$  und  $A_{\text{Holz}} = 25,34 \text{ mm}^2$ . Für die Betrachtung der Fläche  $A_{\text{Gesamt}}$  mit  $l = d/2 = 4 \text{ mm}$  lässt sich dadurch die Höhe und somit bei Gegenüberstellung dieser Höhe zur Fläche  $A_{\text{Holz}}$  der zugehörige Längenanteil  $l - \Delta l$  berechnen zu  $2,02 \text{ mm}$ . Daraus ergibt sich die Längenänderung zu  $\Delta l = 1,98 \text{ mm}$ .

Somit können stark vereinfacht nach Gl. (3.14) die rechnerischen Druckspannungen im Holz in Faserrichtung zu  $6930 \text{ N/mm}^2$  und quer zur Faser zu  $460 \text{ N/mm}^2$  berechnet werden. Diese Spannungen entsprechen aber aufgrund der zuvor erläuterten Annahmen keinen realen Spannungen und dienen daher nur zur relativen Abschätzung. Betrachtet man die radialen und tangentialen Längenänderungen so würden sich die Spannungen entsprechend den vereinfachten Annahmen durch das Verdrängen des Schraubenvolumens auf das umgebende Holz während dem Applizieren in Buchen Vollholz  $90^\circ$  zur Faser theoretisch entsprechend Abbildung 83 verteilen. Im Vergleich zu Fichtenholz mit Festigkeitsklasse C24 und den  $E$ -Moduli nach Tabelle 62 mit  $11000 \text{ N/mm}^2$  in und  $370 \text{ N/mm}^2$  quer zur Faser würden sich demzufolge Druckspannungen in Faserrichtung zu  $5445 \text{ N/mm}^2$  und quer zur Faser zu  $183 \text{ N/mm}^2$  errechnen. Demzufolge kann davon ausgegangen werden, dass die Spaltkräfte beim Eindrehen der Schraube in Buchenholz für ein Applizieren der Schraube bei  $\alpha = 90^\circ$  in Faserrichtung rund 1,3-mal, und quer zur Faser rund 2,5-mal, bzw. für ein Applizieren der Schraube bei  $\alpha = 0^\circ$  sowohl tangential, als auch radial 2,5-mal größer als in Fichtenholz sind. Diese Faktoren entsprechen den  $E$ -Modul-Verhältnissen von Buche zu Fichte.

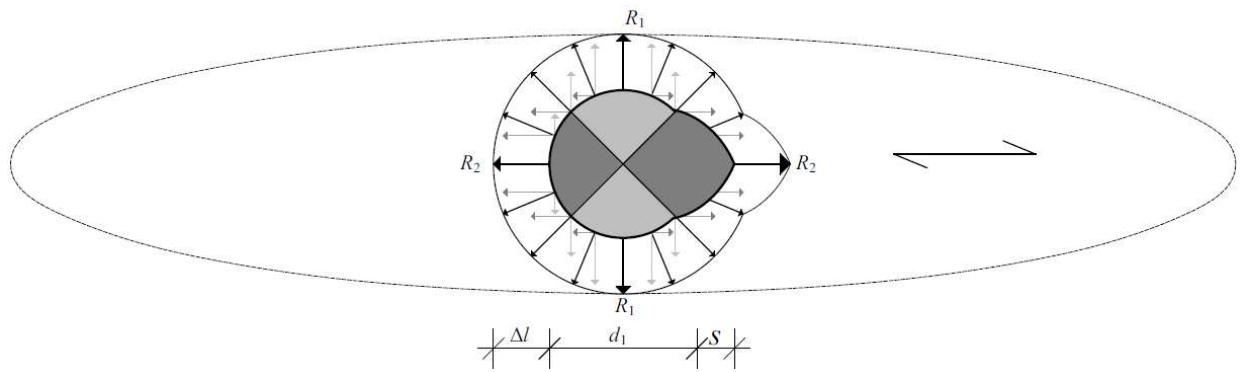


Abbildung 83: Verteilung der resultierenden Spannungen quer zur Schraubenachse infolge Volumenverdrängung durch Applizieren der Schraube

Aber nicht nur das Applizieren der Schraube sondern auch die in Folge auf die Schraube im Belastungszustand aufgebrachten axialen Zugkräfte bewirken über die Normal- und Horizontalkraftkomponente mit Bezug zur Gewindeflanke eine rechtwinklig zur Schraubenachse wirkende Spaltkraft  $F_{\text{Spalt}}$ , die ebenfalls quer zur Einschraubrichtung ein Aufspalten des Holzes verursachen kann.

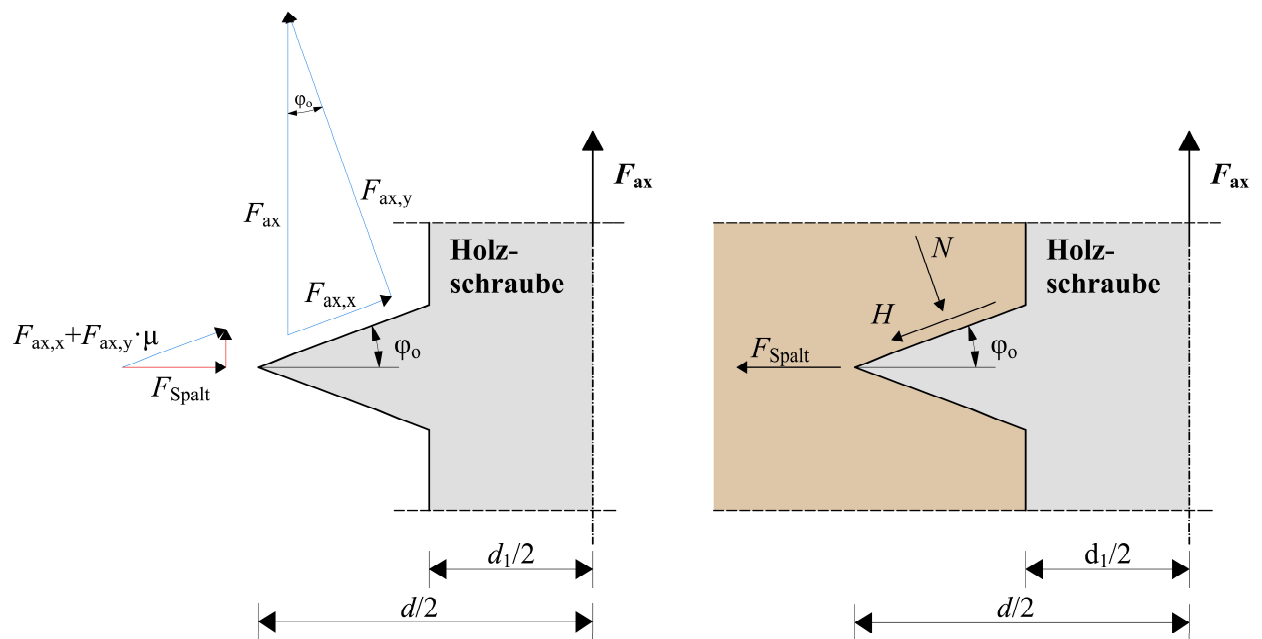
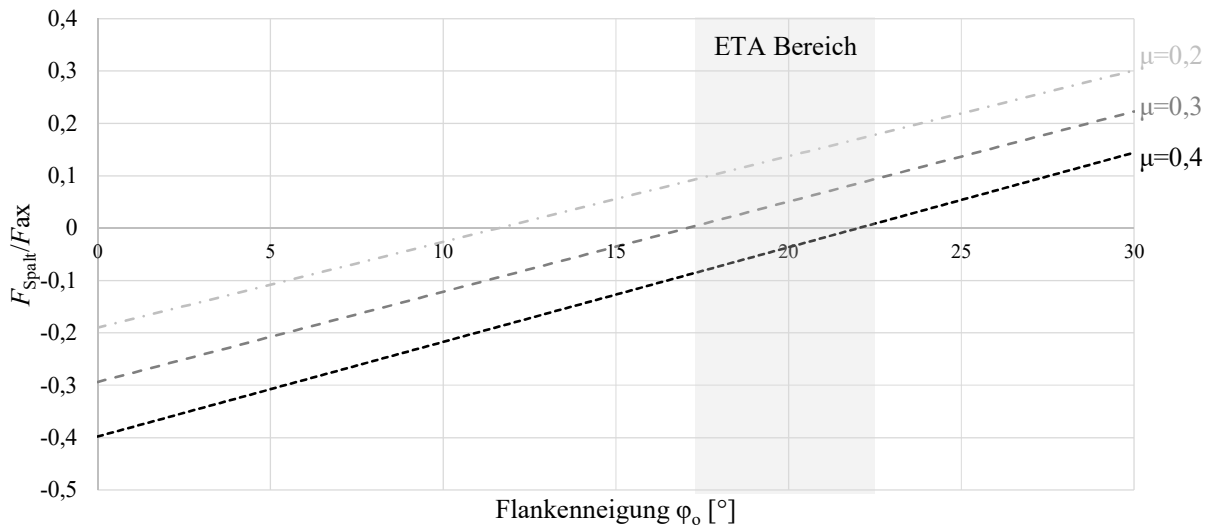


Abbildung 84: Einwirkende Kräfte links und mechanisches 2D Modell rechts in Anlehnung an (Enders-Comberg 2015)

Eine Abschätzung dieser Spaltkraft kann mithilfe eines einfachen, ebenfalls auf der Annahme eines linear-elastischen Materialverhaltens basierendes mechanisches 2D Modell in Anlehnung an (Enders-Comberg 2015) ermittelt werden. Abbildung 84 zeigt die Kräfte, die durch die Belastung  $F_{\text{ax}}$  und den Widerstand des Holzes auf die Gewindeflanke wirken. Dabei kann  $F_{\text{ax}}$  in eine Normalkomponente  $F_{\text{ax},y}$  und eine Horizontalkomponente  $F_{\text{ax},x}$  unterteilt werden. Der Kosinus-Anteil von  $F_{\text{ax},x}$  und der Haftkraft  $F_{\text{ax},y} \cdot \mu$  ergibt dann die in Gl. (3.13) angegebene Spaltkraft  $F_{\text{Spalt}}$ .

$$F_{\text{Spalt}} = F_{\text{ax}} \left( \sin(\varphi_o) - \mu \cdot \cos(\varphi_o) \right) \cdot \cos(\varphi_o) \quad (3.13)$$

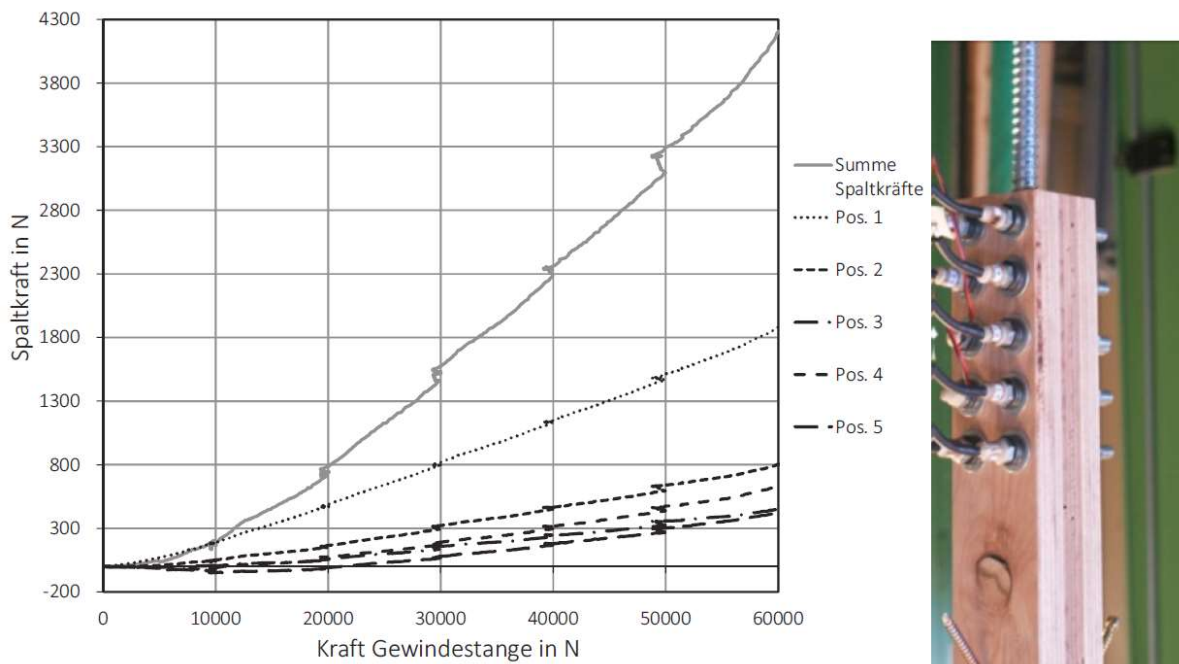


**Abbildung 85: Spaltkraft in Abhängigkeit der Flankenneigung für verschiedene Reibbeiwerte**

Das Verhältnis von  $F_{\text{Spalt}}/F_{\text{ax}}$  für drei verschiedene Reibbeiwerte ( $\mu = 0,2; 0,3; 0,4$ ), in Abhängigkeit von der Flankenneigung  $\varphi_0$ , ist in Abbildung 85 dargestellt. Die Querkzugkomponente, die aus dem Einschraubvorgang durch das Verdrängen des Holzvolumens entsteht (siehe Abbildung 53), ist dabei nicht berücksichtigt. Es zeigt sich, dass mit zunehmender Flankenneigung, sowie mit abnehmendem Reibbeiwert die Spaltkraft zunimmt. Nach dieser Theorie müsste es daher von Vorteil sein, die Reibung zwischen der Gewindeflanke aus Stahl und dem angrenzenden Holz zu erhöhen, sowie die obere Gewindeflanke, gegeben ein Reibbeiwert  $\mu = 0,4$ , mit maximal  $\varphi_0 = 22^\circ$  zu begrenzen.

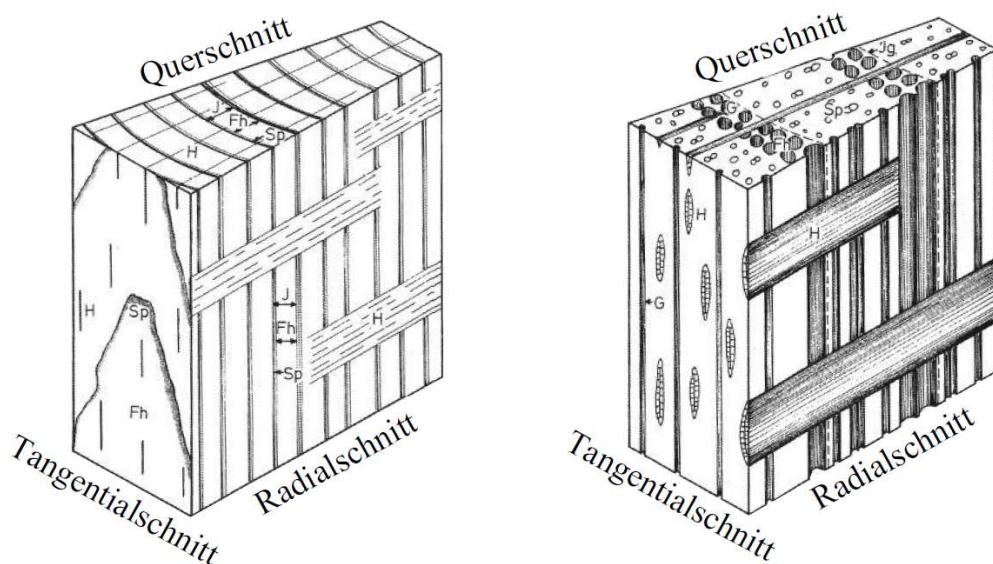
Würde man eine für Holzschrauben übliche Flankenneigung von  $\varphi_0 = 20^\circ$ , sowie den Reibbeiwert  $\mu = 0,3$  setzen, der laut (Möhler und Herröder 1979) eher als konservativ angesehen werden kann, so würde sich ein Spaltkraftanteil von  $F_{\text{Spalt}} = F_{\text{ax}} \cdot 0,06$  ergeben. Gemäß (Möhler und Herröder 1979) liegt im Vergleich zu der Annahme der durchschnittliche Reibbeiwert von sägerauhem Fichtenholz bei einer Holzfeuchtigkeit zwischen 12 und 15 % und der Kombination Holz/Stahl (gründiert) in Faserrichtung mit rund  $\mu = 0,8$  und quer zur Faser mit rund  $\mu = 1,0$  wesentlich höher. Überträgt man die berechnete Spaltkraft auf den dreidimensionalen Fall, so bedeutet dies laut (Enders-Comberg 2015), dass in diesem Fall die Summe aller Spaltkräfte 0,06 mal der axialen Beanspruchung entsprechen.

Zu diesen theoretischen Überlegungen wurden in (Enders-Comberg 2015) auch Versuche mit in längs aufgespaltenen Prüfkörpern eingedrehte Gewindestangen ( $d = 16$  mm), die mit Messschrauben zusammen gehalten wurden, durchgeführt. Die Messschrauben wurden mit jeweils 250 N vorgespannt. Abbildung 86 zeigt beispielhaft das Ergebnis eines solchen Spaltversuches. Dabei betrug die Einschraublänge der Gewindestange  $l_{\text{ef}} = 200$  mm und die Belastung erfolgte in 10 kN-Schritten mit zwischenzeitlichen Halteintervallen bis zu einer Maximalbeanspruchung von 60 kN. Das Diagramm zeigt, dass die höchste Spaltkraft (Pos. 1) am oberen Zugstabende, an der Stelle der Krafteinleitung, auftritt. Bei Maximalbelastung von 60 kN beträgt der Spaltkraftanteil mit 4,2 kN rund 7 %. Zusätzlich sind bei den einzelnen Kraftverläufen während der Haltezeit ein Abnehmen der Gewindestange und eine Zunahme der Spaltkraft erkennbar. Diese Zunahme ist nicht nachvollziehbar und wird in (Enders-Comberg 2015) auch nicht erläutert.



**Abbildung 86: Spaltkraftversuch bei Applizierung einer Schraubstange in Buchenfurnierschichtholz (Enders-Comberg 2015)**

Aber nicht nur die Geometrie der Schraube, sondern vor allem die Eigenschaften des Materials Holz sind wichtige Einflussfaktoren in Bezug auf das Applizieren sowie Herausziehen der Schraube. Die Eigenschaften in Holz, als inhomogenes, radial-anisotropes Material, werden im Allgemeinen vereinfachend als orthotrop beschrieben und ihre Richtungsabhängigkeit den drei Achsen längs, radial und tangential zugeordnet; siehe Abbildung 87.



**Abbildung 87: Darstellung der Schnittrichtungen für Nadelholz (links) und ringporiges Laubholz (rechts) (Grosser 2003)**

In einer weiteren Vereinfachung werden die Materialeigenschaften in radialer und tangentialer Richtung oftmals gleich gesetzt und somit nur mehr in jene in und quer zur Faserrichtung (parallel und rechtwinklig)

unterschieden. Für Vollholz können Materialkennwerte auf der Grundlage von Hochkantbiegeprüfungen für Nadel- und Laubhölzer der (ÖNORM EN 338: 2016) entnommen werden; siehe Tabelle 62. Der für alle Festigkeitsklassen angegebene Wert der charakteristischen Rollschubfestigkeit  $f_{r,k}$  kann aus (Schickhofer 2016) entnommen werden.

**Tabelle 62: Charakteristische Materialkennwerte für Nadel- und Laubvollholz nach (ÖNORM EN 338: 2016)**

Festigkeitsklasse			Nadelholz (C-Klassen)				Laubholz (D-Klassen)				
			C24	C30	C35	C40	D30	D40	D50	D60	
Festigkeiten [N/mm <sup>2</sup> ]	Biegung	$f_{m,k}$	24	30	35	40	30	40	50	60	
	Zug	parallel	$f_{t,0,k}$	14,5	19,0	22,5	26,0	18,0	24,0	30,0	36,0
		rechtwinklig	$f_{t,90,k}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6
	Druck	parallel	$f_{c,0,k}$	21	24	25	27	24	27	30	33
		rechtwinklig	$f_{c,90,k}$	2,5	2,7	2,7	2,8	5,3	5,5	6,2	10,5
	Schub	Schub und Torsion	$f_{v,k}$		4,0			3,9	4,2	4,5	4,8
		Rollschub	$f_{r,k}^*$					1,0			
Elastizitätskenngrößen [N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul	parallel	$E_{0,mean}$	11000	12000	13000	14000	11000	13000	14000	17000
		rechtwinklig	$E_{90,mean}$	370	400	430	470	730	870	930	1130
	Schubmodul	parallel	$G_{0,mean}$	690	750	810	880	690	870	880	1060
	[kg/m <sup>3</sup> ]	Rohdichte	$\rho_{mean}$	420	460	470	480	640	660	740	840

\* D60 nicht tabelliert

Bei einer genaueren Betrachtung der Materialeigenschaften, die vor allem für die im Kapitel 6 folgende Finite-Elemente-Analyse-(FE)-Analyse erforderlich sind, stehen entsprechend (Schickhofer 2006) die Elastizitätskenngrößen in tangentialer, radialer und längs der Faser, siehe Abbildung 88, im Verhältnis von rund  $E_T : E_R : E_L = 1,0 : 1,7 : 20,0$  für Nadelholz und  $E_T : E_R : E_L = 1,0 : 1,7 : 13,0$  für Laubholz. Die Schubmoduli, siehe Abbildung 89, weisen ein Verhältnisse von rund  $G_{LR} : G_{LT} = 1,0 : 1,0$  für Nadelhölzer und  $G_{LR} : G_{LT} = 1,3 : 1,0$  für Laubhölzer auf. Der zur Rollschubbeanspruchung gehörende Schubmodul kann laut (Schickhofer 2006) vereinfacht für Nadelhölzer angenommen werden zu  $G_{RT} = 0,10 \cdot G_{LT}$  und für Laubhölzer zu  $G_{RT} = 0,40 \cdot G_{LT}$ . Die Poisson-Koeffizienten oder Querkontraktionskoeffizienten stellen für die Beschreibung von Materialsteifigkeiten die wichtigsten Kopplungsterme dar und werden nach (Niemz 2005) für Nadel- und Laubholz in Tabelle 63 angegeben. Dabei gibt der erste Index bei der in Tabelle 63 verwendeten Schreibweise die Richtung der Kraft (Längsdehnung) und der zweite die Richtung der Querdehnung an. Zum Beispiel:  $\mu_{LT} = -\varepsilon_T / \varepsilon_L$

**Tabelle 63: Poisson-Koeffizienten für Nadel- und Laubholz (Niemz 2005)**

Poisson-Koeffizient	Nadelholz	Laubholz
$\mu_{LR}$	0,370	0,370
$\mu_{LT}$	0,500	0,420
$\mu_{RT}$	0,670	0,470
$\mu_{TR}$	0,330	0,350
$\mu_{RL}$	0,044	0,041
$\mu_{TL}$	0,027	0,033

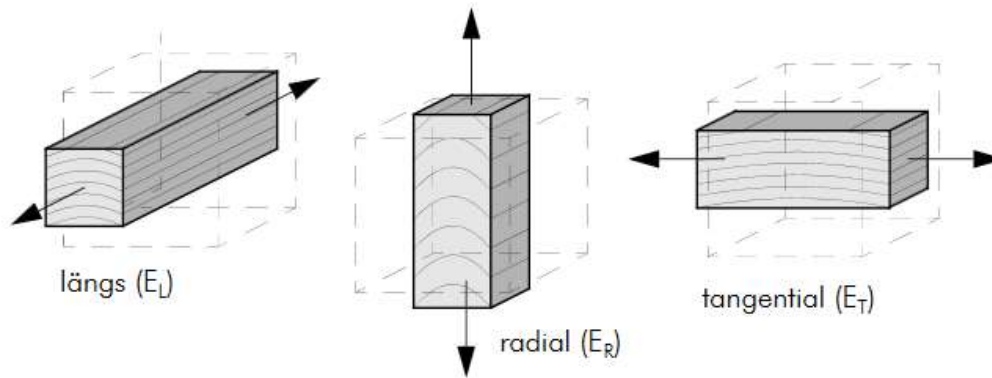


Abbildung 88: Elastizitätsmoduli im Falle von Normalverzerrungen (Schickhofer 2006)

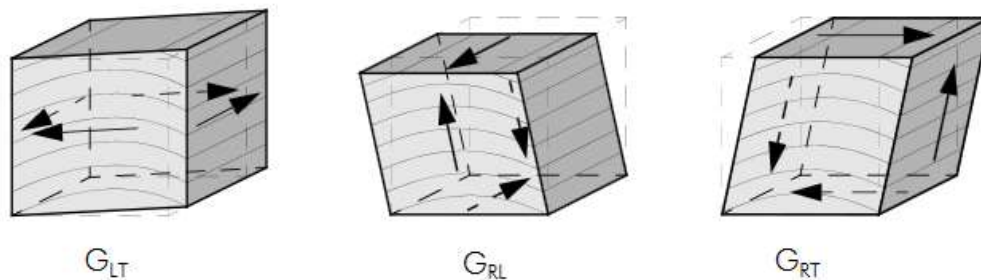


Abbildung 89: Schubmoduli im Falle von Schubverzerrungen (Schickhofer 2006)

Der Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen am Beispiel von fehlerfreiem Holz in Faserlängsrichtung für den Zug- (rote Linie) und Druckbereich (blaue Linie) kann mit Abbildung 90 nach (Schickhofer 2006) erläutert werden. Dabei kann für den Werkstoff Holz sowohl für den Druck-, als auch für den Zugbereich ein linearer Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen festgestellt werden. Das bedeutet, dass in diesen Bereichen das Hook'sche Gesetz gemäß (Schanz 2015/16) nach Gl. (3.14) im Falle einer Längenverzerrung bzw. nach Gl. (3.15) im Falle einer Schubverzerrung gültig ist.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \text{ mit } \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3.14)$$

$\sigma$  Normalspannung  
 $E$  Elastizitätsmodul (E-Modul)  
 $\varepsilon$  Verzerrung

$$\tau = G \cdot \gamma, \text{ mit } \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3.15)$$

$\tau$  Schubspannung  
 $G$  Schubmodul  
 $\gamma$  Schubverzerrung

Nach Überschreiten des linear-elastischen Bereiches, der in Abbildung 90 als Proportionalitätsgrenze bezeichnet wird, muss laut (Schickhofer 2006) im mechanischen Verhalten klar zwischen der spröden Zugzone (geringe Verformbarkeit) und der duktilen Druckzone (Dehnungen nehmen stärker zu als die Spannungen) unterschieden werden. Im Normzugversuch an Kleinproben in Faserrichtung gemäß (Schickhofer 2006) sind die Proportionalitätsgrenze  $f_{t,P,0}$  und die Bruchgrenze  $f_{t,0}$  annähernd gleich. Beim Druckversuch hingegen liegt die Proportionalitätsgrenze bei  $f_{c,P,0} \sim (0,6 \text{ bis } 0,8) \cdot f_{c,0}$  deutlich tiefer.



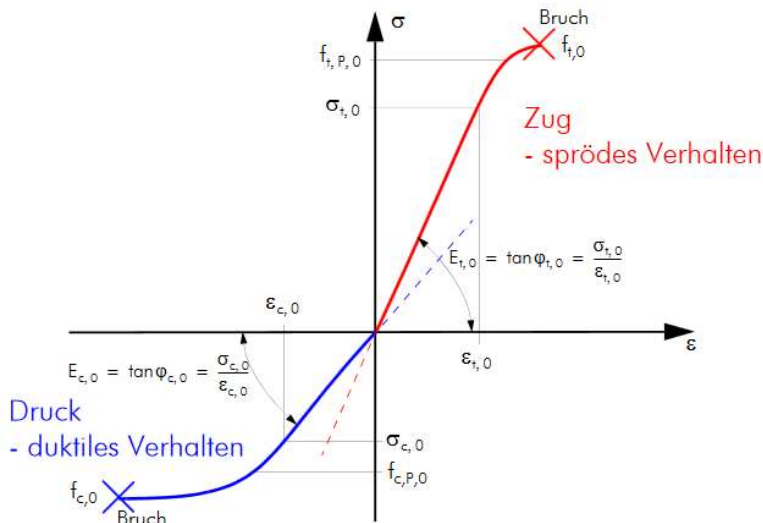


Abbildung 90: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für fehlerfreies Holz; (links) Druckbereich – blaue Linie, (rechts) Zugbereich – rote Linie (Schickhofer 2006)

Betrachtet man Nadel- und Laubholz genauer, so können die stofflichen Komponenten (Zelltypen) hinsichtlich ihrer Funktion entsprechend Tabelle 64 untergliedert werden in: Wasserleitung, Speichergewebe und Festigung. Gegebenfalls hinzukommen noch das Exkretgewebe (z. B. Harzkanäle), sowie die Sondergewebe (z. B. Reaktionsholz, Wundholz). Anders als bei den Nadelhölzern, die sehr einfach strukturiert aufgebaut sind, und die Tracheiden als Doppelfunktion der Festigung und der Wasserleitung dienen, ist bei den Laubhölzern eine strengere Funktionstrennung gegeben. Für jede Funktion ist eine eigene Zellenart entwickelt. Für den Wassertransport sind die Gefäße zuständig, die mechanische Festigung übernehmen die Fasern, bei welchen zwischen Libriformfasern und Fasertracheiden unterschieden wird. Die wie bei den Nadelhölzern zur Speicherung der Nährstoffe axial ausgerichteten Längsparenchym und radial ausgerichteten Holzstrahlenparenchym dienen der Leitung und Speicherung der Nährstoffe. Der stark variierende Aufbau ergibt verschiedene Strukturbilder, durch die vor allem einheimischen Holzarten eindeutig charakterisiert werden können (Grosser 2003).

Tabelle 64: Holzgewebe und ihre darin vorkommenden Holzzellen differenziert nach Nadel- und Laubholz (Wagenführ 1999)

Gewebetyp	Nadelholz	Laubholz
Leitgewebe	Frühholztracheiden	Gefäße (Tracheen)
Speichergewebe	Parenchymzellen	Parenchymzellen
Festigungsgewebe	Spätholztracheiden	Fasern (Libriformfasern)
Exkretgewebe	Epithelzellen	Epithelzellen
Sondergewebe	Druckholztracheiden	Zugholzfasern

Die makroskopische Unterteilung der Laubhölzer nach (Sell 1987) in ringporig, zerstreutporig und halbringporig ist abhängig von der Größe und Verteilung der Gefäße. Da die Unterschiede zwischen ringporigen und zerstreutporigen Laubhölzern am größten sind, bzw. halbringporige Laubhölzer oftmals die Obstgehölzer und dementsprechend nicht bis wenig relevant für den Baubereich sind, wird in weiterer Folge nur zwischen ring- und zerstreutporigen Laubhölzern unterschieden.

- Ringporige Laubhölzer  
Haben im Frühholz wesentlich größere Gefäße als im Spätholz. Die Gefäße sind so verteilt, dass besonders weite Gefäße mit einem ein- bis mehrreihigen Ring auf gefäßarme Zonen zumindest einseitig scharf begrenzt folgen. In diesem Übergang zwischen Früh- und Spätholz können Unterschiede in den tangentialen Durchmessern mit einem Faktor von 10 auftreten.

- Zerstreutporige Laubhölzer  
Hier sind die Gefäße nahezu gleichmäßig und in ihrer Größe nur wenig variierend über den ganzen Jahrring verteilt.

Laut (Grosser 2003) bestimmt der Faseranteil an der Grundmasse weitgehend die Rohdichte sowie die Festigkeitseigenschaften der Holzart. Die Fasertracheiden sind meist dickwandige, gewöhnlich englumige Zellen, und stellen eine Übergangsform in der Entwicklung der Tracheide zur Libriformfaser (eigentliches Festigungselement) dar. Libriformfasern haben etwas dickere und englumigere Zellen als Fasertracheiden und sind unregelmäßig angeordnet. Mit Ausnahme von Hainbuche und Eiche, deren Grundgewebe sowohl aus Libriformfasern und Fasertracheiden bestehen, besteht bei den anderen Holzarten nach Tabelle 65 das Grundgewebe hauptsächlich aus Libriformfasern. Des Weiteren sind in Tabelle 65 Fasereigenschaften (Wandigkeit, Länge und Anteil) verschiedener Laubholzarten entsprechend (Wagenführ 2000) angegeben.

**Tabelle 65: Fasereigenschaften verschiedener Laubholzarten (Wagenführ 2000)**

	Holzart (lat.)	Fasern			Rohdichte
		Wandigkeit	Länge [ $\mu\text{m}$ ]	Anteil [%]	[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
zerstreutporig	Ahorn ( <i>Acer pseudoplatanus L.</i> )	0,75	670 – 1080	74 – 79	530 – 790
	Birke ( <i>Betula verrucosa Ehrh.</i> )	0,62	340 – 1700	60 – 68	510 – 830
	Hainbuche ( <i>Carpinus betulus L.</i> )	1,44	880 – 6670	~66	540 – 860
	Rotbuche ( <i>Fagus sylvatica L.</i> )	1,00	600 – 1300	25 – 57	540 – 910
ringporig	Roteiche ( <i>Quercus spp.</i> )	0,52 – 1,56	810 – 1660	~31	615 – 760
	Esche ( <i>Fraxinus excelsior L.</i> )	0,24	150 – 1600	51 – 72	450 – 860
	Robinie ( <i>Robinia pseudacacia L.</i> )	0,52 – 0,78	590 – 1350	~58	580 – 900

Ergänzend zu Tabelle 65 werden in den folgenden Tabellen 66 bis 68 die in der Literatur nach (Wagenführ 2000) und (ÖNORM B 3012: 2013) angegebenen Schubfestigkeiten für Nadelholz, zerstreutporigem Laubholz sowie ringporigem Laubholz in Abhängigkeit der jeweiligen Rohdichte dargestellt. Diese Daten basieren auf Prüfungen durchgeführt an merkmalsfreien Kleinproben (clear wood); Mittelwerte bzw. Bandbreiten werden angeführt. In (Wagenführ 2000) werden sowohl für die Schubfestigkeit in Faserrichtung, als auch für die Rohdichte, bei einer Holzfeuchte von 12 bis 15 %, Bandbreiten für die jeweiligen Holzarten angegeben. In (ÖNORM B 3012: 2013) sind pro Holzart ein Wert für die Schubfestigkeit in Faserrichtung bzw. für die Rohdichte, bei 12 % Holzfeuchte, Bandbreiten gegeben.

**Tabelle 66: Schubfestigkeiten in Faserrichtung und zugehörige Bandbreite der Rohdichte für Nadelhölzer**

Holzart (lat.)	Nadelholz						
	(Wagenführ 2000)				(ÖNORM B 3012: 2013)		
	Schubfestigkeit [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]		Rohdichte [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]		Schubfestigkeit [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ]		Rohdichte [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
Tanne ( <i>Abies alba Mill.</i> )	3,7	6,3	350	750	5,0	350	750
Fichte ( <i>Picea abies Karst.</i> )	4,0	12,0	330	680	6,7	330	680
Kiefer ( <i>Pinus sylvestris L.</i> )	6,1	14,6	330	890	10,0	333	890
Lärche ( <i>Larix decidua Mill.</i> )	4,5	10,9	440	850	9,0	440	850
Douglasie ( <i>Pseudotsuga menziesii Franco</i> )	7,8	10,2	350	750	9,5	350	720
Weymouthskiefer ( <i>Pinus strobus L.</i> )	5,5	7,0	340	500	6,2	340	510

**Tabelle 67: Schubfestigkeiten in Faserrichtung und zugehörige Rohdichte für zerstreutporige Laubhölzer**

Holzart (lat.)	zerstreutporige Laubhölzer							
	(Wagenführ 2000)				(ÖNORM B 3012: 2013)			
	Schubfestigkeit		Rohdichte		Schubfestigkeit		Rohdichte	
	[N/mm <sup>2</sup> ]		[kg/m <sup>3</sup> ]		[N/mm <sup>2</sup> ]		[kg/m <sup>3</sup> ]	
Rotbuche ( <i>Fagus sylvatica L.</i> )	6,5	19,0	540	910	8,0	540	910	
Hainbuche ( <i>Carpinus betulus L.</i> )	8,5	16,0	540	860	8,5	640	860	
Erle ( <i>Alnus glutinosa Gaertn.</i> )	3,0	6,5	490	640	4,5	490	640	
Ahorn ( <i>Acer pseudoplatanus L.</i> )	9,0	15,0	530	790	9,0 – 12,0	530	790	
Birke ( <i>Betula verrucosa Ehrh.</i> )	12,0	14,5	510	830	12,0	510	830	
Pappel ( <i>Populus nigra L.</i> )	4,0	8,0	410	560	5,0	410	560	
Weide ( <i>Salix alba L.</i> )	5,7	8,0	290	420	6,8	290	630	
Kirschbaum ( <i>Prunus avium L.</i> )	14,8	600	690	14,8	520	700		
Platane ( <i>Platanus acerifolia Willd.</i> )	10,0	12,5	420	680	-	-	-	
Aspe ( <i>Populus tremula L.</i> )	6,8	400	600	6,8	400	600		
Linde ( <i>Tilia cordata Mill.</i> )	4,0	6,0	350	600	4,5	250	600	

**Tabelle 68: Schubfestigkeiten in Faserrichtung und zugehörige Rohdichte für ringporige Laubhölzer**

Holzart (lat.)	ringporige Laubhölzer							
	(Wagenführ 2000)				(ÖNORM B 3012: 2013)			
	Schubfestigkeit		Rohdichte		Schubfestigkeit		Rohdichte	
	[N/mm <sup>2</sup> ]		[kg/m <sup>3</sup> ]		[N/mm <sup>2</sup> ]		[kg/m <sup>3</sup> ]	
Roteiche ( <i>Quercus spp.</i> )	9,0	12,0	615	760	11,0	430	960	
Esche ( <i>Fraxinus excelsior L.</i> )	9,0	14,6	450	860	13,0	450	860	
Robinie ( <i>Robinia pseudacacia L.</i> )	11,0	16,0	580	900	16,0	580	900	
Edelkastanie ( <i>Castanea sativa Mill.</i> )	8,0	9,5	590	660	8,7	563		
Rüster ( <i>Ulmus spp.</i> )	6,9	11,0	480	850	7,0	480	860	
Roteiche ( <i>Quercus spp.</i> )	9,0	12,0	615	760	11,0	430	960	

In Abbildung 91 sind die in den Tabellen zuvor angegebenen Schubfestigkeiten ( $f_{v,\min}$ ,  $f_{v,\max}$ ,  $f_{v,\text{mean}}$ ) bzw. Rohdichten ( $\rho_{\min}$ ,  $\rho_{\max}$ ) für Nadelholz, zerstreutporigem und ringporigem Laubholz nach (Wagenführ 2000) links und nach (ÖNORM B 3012: 2013) rechts dargestellt als das maximale diesen Bereich abdeckende Wertepaar. Dabei ist erkennbar, dass sich ringporiges Laubholz und Nadelholz nach beiden Literaturquellen, zumindest was die Steigung aus der Regressionsgerade der analysierten Beziehung betrifft, sehr ähnlich sind. Das zerstreutporige Laubholz weicht bei beiden Abbildungen stark von den anderen holzanatomischen Gruppen ab. Des Weiteren verdeutlicht die Grafik, dass die Schubfestigkeit mit höher werdender Rohdichte ansteigt. Dies ist vor allem in der Auswertung der Daten nach (Wagenführ 2000) deutlich zu sehen. Es kann also davon ausgegangen werden, dass die steigende Schubfestigkeit mit höher werdender Rohdichte einen wichtigen Faktor für die Erhöhung der Ausziehfestigkeit darstellt. Dies wird auch durch (C. A. Eckelmann 1975) bestätigt, der herausfand, dass die Schubfestigkeit parallel zur Faserrichtung besser mit der Ausziehfestigkeit (in und quer zur Faser) korreliert als mit der Rohdichte.

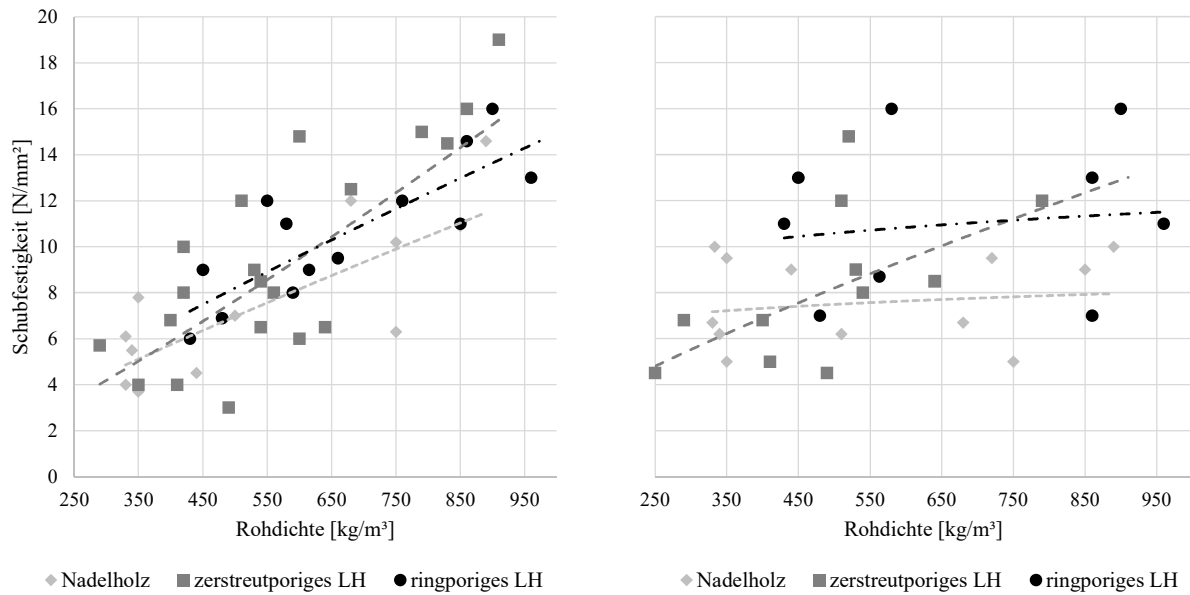


Abbildung 91: Schubfestigkeit vs. Rohdichte: (links) nach (Wagenführ 2000); (rechts) nach (ÖNORM B 3012:2013)

In Tabelle 69 sind Scherfestigkeiten für Nadel- und Laubhölzer in Abhängigkeit der Belastungsrichtung, basierend auf den Daten in (Niemz 2005) und (Kollmann 1951) angeführt.

Tabelle 69: Schubfestigkeiten  $f_v$  in  $[N/mm^2]$  in Abhängigkeit der Scherebene/Belastungsrichtung und Rohdichte  $\rho$  in  $[kg/m^3]$

Scherebene	Fichte ( <i>Picea abies</i> Karst.)				Kiefer ( <i>Pinus sylvestris</i> L.)		Rotbuche ( <i>Fagus sylvatica</i> L.)				Rotbuche ( <i>Fagus sylvatica</i> L.)		Esche ( <i>Fraxinus excelsior</i> L.)	
	(Niemz 2005)				(Kollmann 1951)		(Niemz 2005)				(Kollmann 1951)		(Kollmann 1951)	
	$\rho$		$f_v$		$\rho$	$f_v$	$\rho$		$f_v$		$\rho$	$f_v$	$\rho$	$f_v$
	mean	COV	mean	COV	mean	mean	mean	COV	mean	COV	mean	mean	mean	mean
a	430	7,0	9,89	11,1	515	11,45	680	4,4	14,31	6,2	680	16,9	690	18,15
b	440	6,8	8,73	5,7	515	10,05	690	4,4	18,34	7,0	680	15,65	690	17,1
c	440	4,5	2,83	22,6	515	2,7	690	5,8	6,88	16,0	680	6,9	690	8,4
d	440	6,8	2,49	26,1	515	3,25	710	5,6	9,39	25,3	680	5,1	690	6,5

Dabei sind die Schubebenen sowie die Belastungsrichtungen, dargestellt in Abbildung 92, wie folgt definiert (Niemz 2005):

- Scherebene längs-radial, Belastung parallel zur Faser  $\rightarrow f_{v,LT}$
- Scherebene längs-tangential, Belastung parallel zur Faser  $\rightarrow f_{v,LR}$
- Scherebene radial-längs, Belastung senkrecht zur Faser (Rollschub)  $\rightarrow f_{v,RT}$
- Scherebene tangential-längs, Belastung senkrecht zur Faser (Rollschub)  $\rightarrow f_{v,TR}$

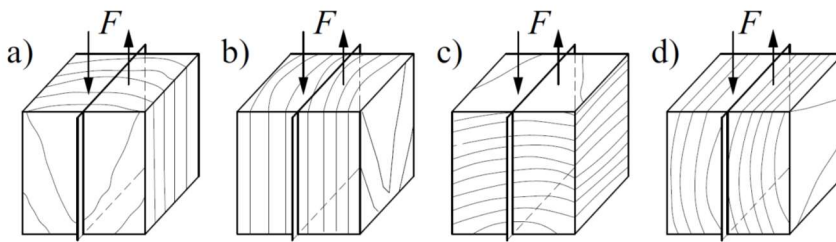


Abbildung 92: Scherebenen und Belastungsrichtung a) bis d) (Niemz 2005)

Die Ergebnisse zeigen sowohl für Fichte als auch für Buche eine um das zwei- bis dreifache höhere Schubfestigkeit für die Versuche parallel zur Faser im Vergleich zu den Versuchen senkrecht zur Faser. Die höchsten Schubfestigkeiten treten, mit Ausnahme der Buchenversuche, in der längs-tangentialen Scherebene bei Krafrichtung in Faserrichtung auf.

Die Beziehung zwischen der Ausziehfestigkeit und der Rohdichte, welche auch in der Literaturrecherche in Kapitel 2-2.3 behandelt wurde, ist in Abbildung 93 nochmals unter Berücksichtigung der Prüfdaten von Hübner (2013) für Buche, Esche und Robinie sowie der Prüfdaten von Ringhofer (lfd.) für Fichte, unterteilt in sechs Rohdichtegruppen ( $\rho_{\text{mean},i} \approx \{370, 460, 550, 640, 730, 820 \text{ kg/m}^3\}$ ), zusammenfassend dargestellt. Berücksichtigt sind hier jene für Schrauben mit einem Nenndurchmesser von  $d = 8 \text{ mm}$ . Unterschieden wird zudem in die beiden Last-Faserwinkel  $\alpha = 0^\circ$  und  $90^\circ$ . Insgesamt sind Daten von rund 3200 Prüfungen enthalten.

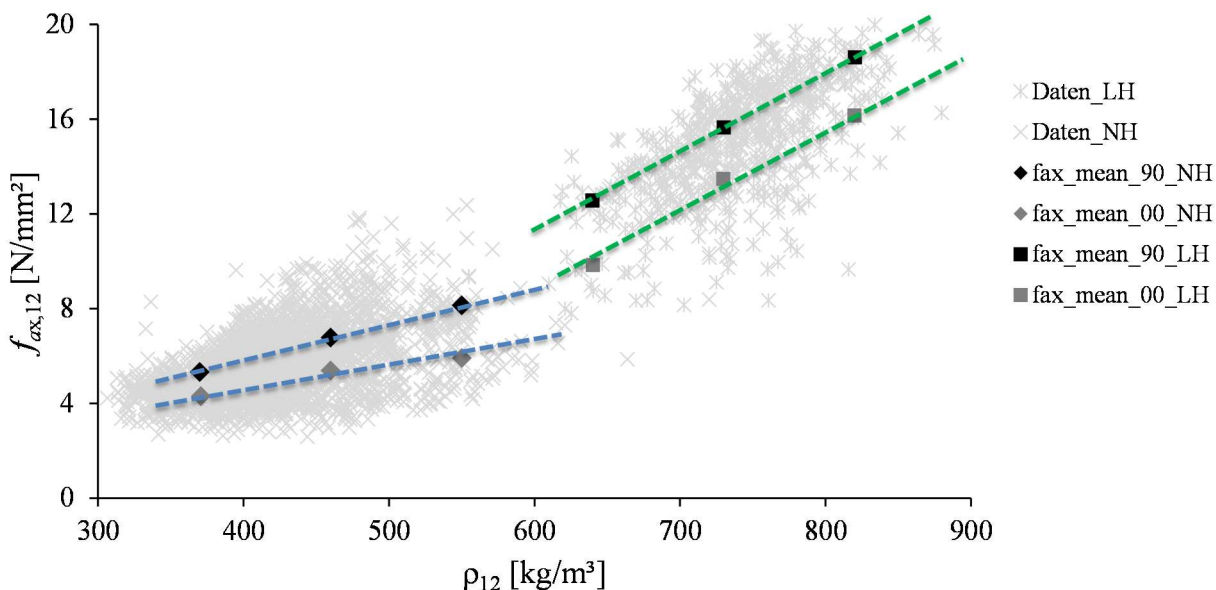
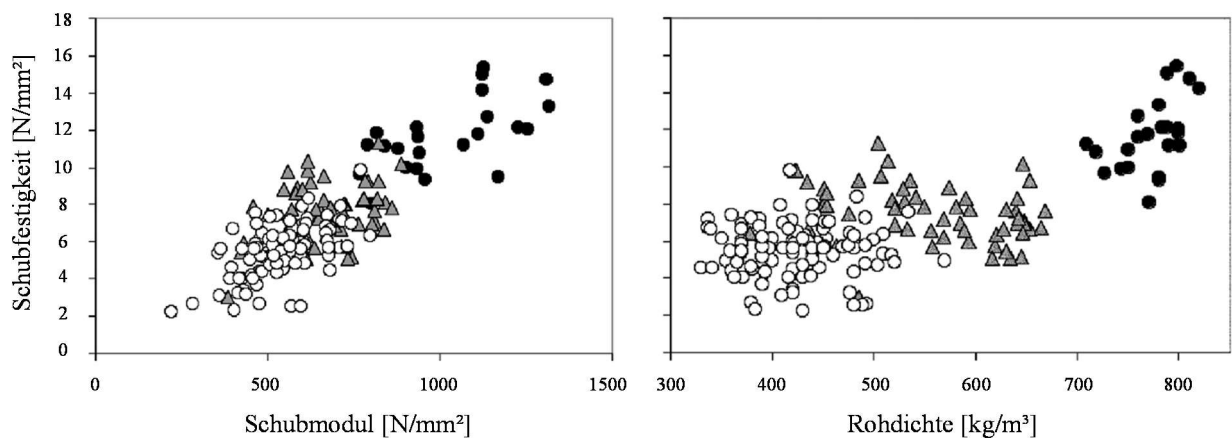


Abbildung 93: Ausziehfestigkeit vs. Abhängigkeit der Rohdichte für Prüfdaten nach (Hübner 2013) und (Ringhofer lfd.)

Zusammenfassend kann aus diesem Abschnitt vor allem die eindeutig zunehmende Ausziehfestigkeit bei steigender Rohdichte festgestellt werden. Obwohl bei Betrachtung über alle Holzarten nach Abbildung 91 mit steigender Rohdichte auch die Schubfestigkeit zunimmt, kann dieser Trend nicht auf jede Holzart einzeln betrachtet rückgeschlossen werden. Die Schubfestigkeit hängt sowohl von der jeweiligen betrachteten Scherebene und den darin miteinfließenden Jahrringbreiten, als auch von der Belastungsrichtung ab. Betrachtet man beispielsweise in Abbildung 92 die Fälle b) und d), so fließt hier bei der Ermittlung der Schubfestigkeit nur die Rohdichte eines bzw. von maximal zwei Jahrringen ein. Infolge ist eine Abhängigkeit der ermittelten Schubfestigkeit von der Prüfkörperrohichte nicht zu erwarten. Dies bestätigt auch Tabelle 69, in der die Schubfestigkeiten bei ähnlich hohen Rohdichten aufgrund der verschiedenen Scherebenen und Belastungsrichtungen deutlich voneinander abweichen. Nach (Müller et al. 2004), die Scherversuche an Fichten und Lärchenprobekörpern durchführten, hatten die Faser- und

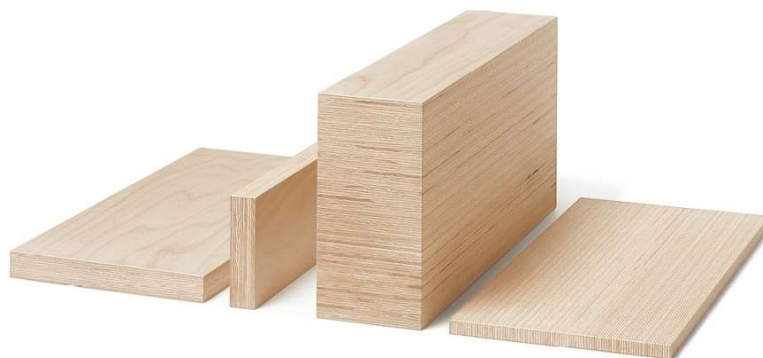
Zellwand Bestandteile des Holzes eine untergeordnete Rolle in Bezug auf die Schubfestigkeit. Fasst man jedoch die Ergebnisse der Fichten- und Lärchenversuche zusammen, so kann anhand einer multiplen linearen Regression in Bezug auf die unabhängigen Variablen Schubmodul, Rohdichte und Faserwinkel eine schwach steigende Abhängigkeit der Schubfestigkeit von der Rohdichte, siehe Abbildung 94, festgestellt werden.



**Abbildung 94: Schubfestigkeit in Abhängigkeit des Schubmoduls (links) bzw. der Rohdichte (rechts) (Müller et al. 2004)**

Im Allgemeinen kann aber bei Betrachtung einer Holzart, wie auch (Müller et al. 2004) bestätigt, kein Rückschluss der Rohdichte auf die Schubfestigkeit gezogen werden. Generell kann daher festgehalten werden, dass die Schubfestigkeiten  $f_{v,LT}$  und  $f_{v,LR}$  bei Belastung in Faserrichtung getrennt betrachtet für Nadelholz als auch für Laubholz ähnlich hohe Werte aufweisen. Dagegen sind entsprechend Tabelle 69 die Schubfestigkeiten  $f_{v,RT}$  und  $f_{v,TR}$  senkrecht zur Faser deutlich geringer als jene in Faserrichtung.

Aufgrund der hohen Leistungsfähigkeit bzw. der Verwendung dieses Holzbauproduktes für die Hauptserie, wird nun das Produkt Pollmeier BauBuche GL 70, dargestellt in Abbildung 95, erläutert.



**Abbildung 95: Darstellung von BauBuche Träger bzw. Platte (Pollmeier 2017)**

Das Produkt BauBuche mit den Kennwerten gemäß (ETA-14/0354: 2015) gehört zur Produktfamilie Furnierschichtholz FST. Darunter versteht sich Furnierschichtholz, bestehend aus mindestens drei flachseitig miteinander verklebten Lamellen, entsprechend (ÖNORM EN 14374) der Holzart Buche (*Fagus sylvatica L.*). Bei der Herstellung wird auf die Lamellen beidseitig Klebstoff appliziert und diese anschließend mit mindestens 1 N/mm<sup>2</sup> bei mindestens 20°C verpresst. Folgende Eigenschaften sind für die Furnierschichtholzlamellen bzw. das daraus hergestellte Brettschichtholzprodukt nach Tabelle 70 angeführt:

**Tabelle 70: Eigenschaften der Furnierschichtholzlamelle bzw. des BSH-Produktes nach (ETA-14/0354: 2015)**

Merkmal	Furnierschichtholzlamelle	Brettschichtholz
<b>Oberfläche</b>		geschliffen
$\rho_k$ [kg/m <sup>3</sup> ]		$\geq 680$
<b>Dicke bzw. Höhe [mm]</b>	40 ± 3	120 bis 600
<b>Breite [mm]</b>	80 bis 300	80 bis 300
<b>Länge [m]</b>	k. A.	$\leq 18$

Im Gegensatz zu den bekannten Regelungen zu BSH aus Fichte und anderen Holzarten wird bei BSH aus BauBuche FSH in Tabelle 71 bzgl. der Druckfestigkeit explizit zwischen Nutzungsklasse 1 und 2 unterschieden. Wie auch für BSH allgemein bekannt gelten auch für BSH aus BauBuche Größenfaktoren mit welchen die charakteristischen Werte für Biege-, Zug-, Druck- und Schubfestigkeit, gültig für die angeführten Referenzdimensionen, auf die Dimensionen der jeweiligen Bauteile umgerechnet werden können.

**Tabelle 71: Kennwerte Pollmeier BauBuche GL 70 (ETA-14/0354: 2015)**

	Festigkeitsklasse		GL 70		
	GL70		NKL 1	NKL 2	
<b>Festigkeit [N/mm<sup>2</sup>]</b>	Biegung		$f_{m,k}$	70 <sup>1)</sup>	
	Zug	parallel	$f_{t,0,k}$	55 <sup>2)</sup>	
		rechtwinklig	$f_{t,90,k}$	0,6	
	Druck	parallel	$f_{c,0,k}$	59,4 <sup>3)</sup>	49,5 <sup>3)</sup>
		rechtwinklig	$f_{c,90,k}$	10,2	8,5
Schub		$f_{v,k}$	4,0 <sup>4)</sup>		
<b>Elastizitätskenngrößen [N/mm<sup>2</sup>]</b>	E-Modul	parallel	$E_{0,mean}$	16700	
		rechtwinklig	$E_{90,mean}$	470	
	Schubmodul		$G_{0,mean}$	850	
<b>[kg/m<sup>3</sup>]</b>	Rohdichte		$\rho_{mean}$	$\geq 740$	

<sup>1)</sup> Bei Flachkant-Biegebeanspruchung darf der charakteristische Festigkeitswert mit dem Beiwert  $k_{h,m} = \left(\frac{600}{h}\right)^{0,14}$  multipliziert werden, wobei  $h$  die Höhe des FST-Querschnittes in [mm] ist.

<sup>2)</sup> Die charakteristische Zugfestigkeit darf mit dem Beiwert  $k_{h,t} = \left(\frac{600}{h}\right)^{0,10}$  multipliziert werden, wobei  $h$  die größere Seitenlänge des FST-Querschnittes rechtwinklig zur Längsachse in [mm] ist.

<sup>3)</sup> Die charakteristische Druckfestigkeit darf für  $n > 3$  mit dem Faktor  $k_{c,0} = \min(0,0009 \cdot h + 0,892; 1,18)$  erhöht werden.  $h$  ist die Höhe des FST-Querschnittes in [mm] und  $n$  ist die Anzahl der Lamellen.

<sup>4)</sup> Die charakteristische Schubfestigkeit darf mit dem Beiwert  $k_{h,v} = \left(\frac{600}{h}\right)^{0,25}$  multipliziert werden, wobei  $h$  die Höhe des FST-Querschnittes in [mm] ist.

### 3-3 STAHL

Wiederum mit Bezug auf die beiden Belastungszustände, während der Applizierung der Schraube durch Eindrehen und danach bei Beanspruchung auf Herausziehen sind auch bei der Schraube selbst die beiden Beanspruchungen Torsion und Zug zu unterscheiden und entsprechend dahingehend die beiden Kenngrößen Torsionswiderstand und Zugtragfähigkeit von Interesse.

Das Verhältnis der charakteristischen Torsionsfestigkeit  $f_{\text{tor,k}}$  [Nm] zum mittleren Eindrehwiderstand  $M_{\text{tor,mean}}$  [Nm] beim Eindrehen von Schrauben in Holz mit einer Dichte von 450 kg/m<sup>3</sup> für die Verwendung in tragenden Holzbauwerken nach (CUAP 06.03/08) ist wie folgt einzuhalten.

$$\frac{f_{\text{tor,k}}}{M_{\text{tor,mean}}} \geq 1,5 \quad (3.16)$$

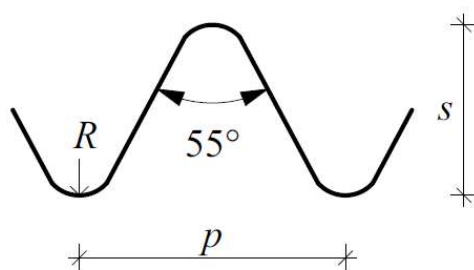
Die wichtigste Funktion des Schraubenstahls in Hinblick auf die Beanspruchung der Schraube auf Herausziehen ist eine hohe plastische Zugtragfähigkeit, die sich aus der charakteristischen Fließgrenze  $f_{y,k}$  und der Querschnittsfläche  $A$  definiert und nach Gl. (3.17) der (ÖNORM EN 1993-1-1: 2014) berechnet werden kann.

$$N_{\text{pl,Rd}} = \frac{A \cdot f_{y,k}}{\gamma_{M0}} \quad (3.17)$$

- $f_{y,k}$  charakt. Wert der Streckgrenze
- $A$  Querschnittsfläche
- $\gamma_{M0}$  Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Querschnitten, laut (ÖNORM EN 1993-1-1: 2014):  $\gamma_{M0} = 1,0$

Dies ist eine sehr einfache Methode die Zugtragfähigkeit zu optimieren und betrifft primär den Stahlkern. Eine weitere Möglichkeit bietet die Reduzierung der Kerbspannungen am Übergang des Schraubenkerns zur Gewindeflanke. Schon im 19. Jahrhundert fand man heraus, dass zum Beispiel das Whitworth Gewinde im Gegensatz zum metrischen Gewinde dynamischen Beanspruchungen besser widerstehen konnte. Dies lag vor allem am ausgerundeten Gewindegrund, was eine Reduktion der örtlichen Kerbspannungen bewirkt und sich günstig auf die Ermüdung auswirkt. Abbildung 96 zeigt die beiden Gewindearten in grafischer Darstellung.

Whitworth Gewinde



Metrisches Gewinde

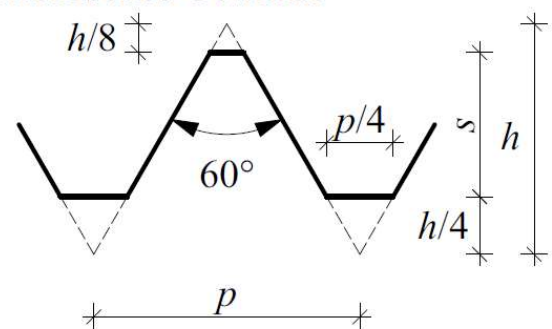


Abbildung 96: Whitworth und metrisches Gewinde im Überblick (BOLT SCIENCE)

Die Geometrie des Withworth Gewindes definiert sich in Abhängigkeit der Ganghöhe  $p$ .

$$h = 0,640327 p \quad (3.18)$$

$$R = 0,137329 p \quad (3.19)$$

In weiterer Folge werden die zuvor angesprochenen Themenschwerpunkte in Bezug auf die Optimierung des Faktors Stahl genauer untersucht. Dabei wird auf folgende Punkte näher eingegangen:



- Torsionswiderstand der Schraube: Gegenüberstellung mit optimiertem Kerndurchmesser
- Zugtragfähigkeit der Schraube: Festlegung des Mindestkerndurchmessers und Darstellung des Spannungsverlaufes entlang der Schraube
- Analyse der Kerbspannungen um mögliche lokale Spannungsspitzen am Übergang Gewinde zu Kern zu reduzieren

Zunächst wird kurz der Torsionswiderstand der Schraube behandelt. Aufgrund der höheren Rohdichte von Hartlaubhölzern im Vergleich zu Nadelhölzern, ist beim Applizieren der Schraube ein höheres Eindrehmoment und dadurch eine größere Torsionsbelastung des Stahlquerschnittes zu erwarten. Das Eindrehmoment entsteht vorwiegend durch den Bohrwiderstand sowie der Reibung zwischen Schraubenoberfläche und umgebendem Holz. Gemäß (Ringhofer lfd.) kann die Torsionstragfähigkeit für die Referenzschraube nach Tabelle 48 mit  $d = 8$  mm wie folgt berechnet werden:

$$f_{\text{tor,pl,k}} = W_{\text{pl}} \cdot \frac{f_{\text{y,k}}}{\sqrt{3}}, \text{ mit } W_{\text{pl}} = \left( -\frac{2}{3} \cdot \frac{d_1}{d} + 1,93 \right) \cdot W_{\text{el}} \cdot \lambda^{\left( \frac{-0,2108}{(d_1/d)^{1,7105}} \right)} \text{ und } W_{\text{el}} = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} \quad (3.20)$$

$$\lambda = \left[ \frac{p}{2} - \frac{d}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d_1}{d} \right) \cdot \tan\left(\frac{\varphi}{2}\right) \right] \cdot \frac{2}{p} \quad (3.21)$$

Nimmt man  $f_{\text{y,k}}$  zu  $1000 \text{ N/mm}^2$  an so berechnet sich die Torsionstragfähigkeit für die Referenzschraube ( $d = 8$  mm, siehe Tabelle 72) nach Gl. (3.20) zu  $f_{\text{tor,pl}} = 22,9 \text{ Nm}$ . Vergrößert man den Kerndurchmesser der Referenzschraube auf  $d_1 = 6,0$  mm ( $d_1/d = 0,75$ ), um die Zugtragfähigkeit wie in der folgenden Betrachtung erläutert zu erhöhen, so ergibt sich nach Einsetzen in Gl. (3.20) eine Torsionstragfähigkeit von  $32,7 \text{ Nm}$ , das einer Steigerung von rund  $43 \%$  entspricht, wobei der Kerndurchmesser hingegen relativ betrachtet nur eine Erhöhung um  $15 \%$  erfährt.

Dahingehend folgt nun die Abschätzung des Mindestkerndurchmessers einer möglichen Hartlaubholzschraube mit dem Ziel mit hoher Wahrscheinlichkeit einen Stahlbruch der Schraube auf Zug erst ab einer effektiven Verankerungslänge von  $15 d$  zu erzielen; hierzu wird eine Gleichsetzung des  $95\%$ -Quantils der Ausziehtragfähigkeit, gegeben  $l_{\text{ef}} = 15 d$ , mit dem  $5\%$ -Quantil der Stahlzugtragfähigkeit  $R_{\text{ax},95} | l_{\text{ef}} = 15 d \equiv F_{\text{tens},05}$ , betrachtet. Für den Stahl wurde ein  $f_{\text{t,u,k}} = 1000 \text{ N/mm}^2$  ( $f_{\text{y,k}} = 900 \text{ N/mm}^2$ ) bzw.  $1333 \text{ N/mm}^2$  ( $f_{\text{y,k}} = 1200 \text{ N/mm}^2$ ) angenommen. Die Ausziehtragfähigkeit wurde mittels dem Modell nach (Hübner 2013), siehe Gl. (2.28), abgeschätzt.

Als Referenz wurde wiederum die Rapid Schraube, gemäß (ETA-12/0373), der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH mit Ausprägungen der Durchmesser gemäß Tabelle 72 gewählt. Dabei wurde die Ganghöhe mit  $p = 3,8$  mm, sowie die symmetrische Flankenneigung mit  $\varphi/2 = 20^\circ$  konstant gehalten.

**Tabelle 72: Durchmesserverhältnisse der Referenzschrauben mit  $p = 3,8 \text{ mm}$  und  $\varphi/2 = 20^\circ$  (ETA-12/0373)**

$d$	5 mm	8 mm	10 mm	12 mm
$d_1$	3,2	5,2	6,1	6,8
$d_1/d$	0,63	0,65	0,61	0,57

Die charakteristische Zugtragfähigkeit der Schraube berechnet sich nach (Ringhofer lfd.) zu:

$$R_{\text{u,k}} = A_{\text{pl,N}} \cdot f_{\text{u,k}} \text{ mit } A_{\text{pl,N}} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot \lambda^{\left( \frac{-0,015}{(d_1/d)^{3,95}} \right)} \text{ und } f_{\text{t,u,k}} = \frac{f_{\text{y,k}}}{0,9} \quad (3.22)$$

Setzt man die theoretische Ausziehtragfähigkeit nach Gl. (2.28) der theoretischen Zugtragfähigkeit der Schraube nach Gl. (3.22) gegenüber, so erhält man für den Kerndurchmesser  $d_1$  die in Tabelle 73 ( $f_{\text{t,u,k}} = 1000 \text{ N/mm}^2$ ) und Tabelle 74 ( $f_{\text{t,u,k}} = 1333 \text{ N/mm}^2$ ) berechneten Dimensionen.

Zur besseren Veranschaulichung der Berechnung des Mindestkerndurchmessers  $d_1$ , ist in Abbildung 97 die Ausziehtragfähigkeit der Ausgangsschraube mit  $d = 8$  mm und einer Einschraubrichtung von  $\alpha = 90^\circ$  für

eine charakteristische Rohdichte bis  $750 \text{ kg/m}^3$  der charakteristischen Zugtragfähigkeit der Schraube gegenübergestellt.

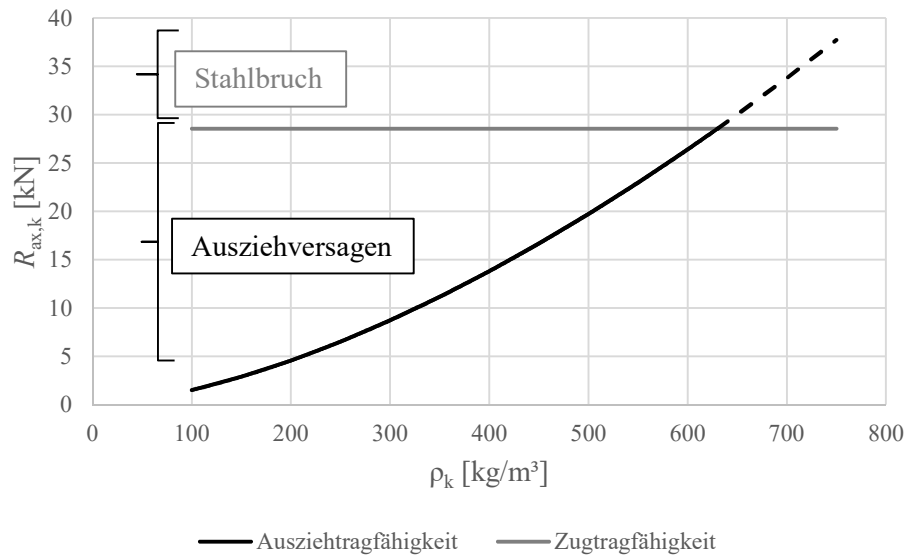


Abbildung 97: Gegenüberstellung Ausziehtragfähigkeit zur Zugtragfähigkeit;  $d = 8 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 90^\circ$

Wie Abbildung 97 zeigt, ist in diesem Fall die Ausziehtragfähigkeit höher als die Stahlzugtragfähigkeit. Um die Stahlzugtragfähigkeit zu erhöhen, und somit das volle Potential der Schraube bei  $l_{ef} = 15 d$  nutzen zu können, ist eine Erhöhung des Kerndurchmessers bzw. der Stahlgüte erforderlich. Dabei zeigt sich in Tabelle 73 und Tabelle 74 hervorgehoben, dass aufgrund der höheren Tragfähigkeit der Schraubenverbindung  $90^\circ$  zur Faserrichtung nach Gl. (2.28), diese maßgebend für die Bestimmung des Kerndurchmessers ist.

Tabelle 73:  $d_1/d$  Verhältnis für  $f_{t,u,k} = 1000 \text{ N/mm}^2$  und  $\rho = 750 \text{ kg/m}^3$

		$d = 5 \text{ mm}$	$d = 8 \text{ mm}$	$d = 10 \text{ mm}$	$d = 12 \text{ mm}$
$\alpha = 90^\circ$	$l_{ef} [\text{mm}]$	75	120	150	180
	$d_1$	4,7	6,8	8,1	9,2
	$d_1/d$	0,93	0,85	0,81	0,77
$\alpha = 0$	$d_1$	3,9	5,7	6,8	7,7
	$d_1/d$	0,78	0,72	0,68	0,64

Tabelle 74:  $d_1/d$  Verhältnis für  $f_{t,u,k} = 1333 \text{ N/mm}^2$  und  $\rho = 750 \text{ kg/m}^3$

		$d = 5 \text{ mm}$	$d = 8 \text{ mm}$	$d = 10 \text{ mm}$	$d = 12 \text{ mm}$
$\alpha = 90^\circ$	$l_{ef} [\text{mm}]$	75	120	150	180
	$d_1$	4,0	5,9	7,0	8,0
	$d_1/d$	0,81	0,74	0,70	0,67
$\alpha = 0$	$d_1$	3,4	5,0	5,9	6,7
	$d_1/d$	0,67	0,62	0,59	0,56

Erhöht man nun wie zuvor berechnet den Kerndurchmesser der Referenzschraube von  $d_1/d = 0,65$  auf ein realistisch herstellbares Verhältnis von  $0,75$ , so ergibt sich ein Kerndurchmesser von  $6,0$  mm. Modelliert man nun die beiden Varianten (Referenzschraube und optimierte Form) dreidimensional mit einer Fließgrenze von  $1250$  N/mm<sup>2</sup> im FE-Programm RFEM der (Dlubal Software GmbH 2016), so ergibt sich dabei eine deutliche Erhöhung der Zugtragfähigkeit von  $27$  kN auf  $36$  kN. Die Spannungsspitzen an der Kerbe, dargestellt in Abbildung 98, sind dabei etwas höher als bei der Referenzschraube.

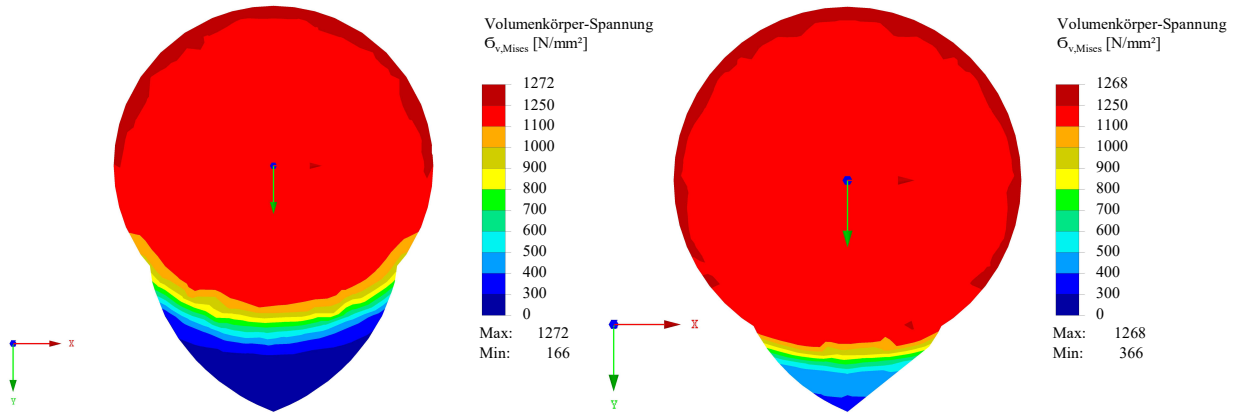


Abbildung 98: V. Mises Spannungen im Querschnitt; (links) Referenzschraube und (rechts) kernoptimierte Referenzschraube

Die Darstellung der Spannungen nach dem Kriterium von Mises, berücksichtigt das Zusammenwirken der einzelnen Spannungskomponenten, siehe Gl. (3.23) und wird auch als Vergleichsspannungsnachweis bezeichnet.

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (3.23)$$

Bisher wurden Schrauben mit zylindrischem Kern und Gewinde betrachtet. Es kann kritisch hinterfragt werden, ob ein zuvor hinsichtlich des Durchmessers optimierter, relativ starker Kern entlang der gesamten Verankerungslänge der Schraube notwendig ist, insofern als ein zunehmendes  $d_1/d$  Verhältnis die für die Verankerung der Schraube im angrenzenden Holz verbleibende Flankentiefe zunehmend reduziert. Um dieser Frage nachzugehen, wird im Folgenden der Spannungsverlauf entlang der Schraube bei axialer Belastung näher betrachtet um hier ein weiteres mögliches Optimierungspotential auszuloten. Das Ziel ist den Kerndurchmesser entsprechend der benötigten lokalen Zugtragfähigkeit anzupassen und andererseits die Verankerungsfläche zu optimieren. Der Vorteil wäre eine hinsichtlich axialer Zugbeanspruchung optimierte Schraube, prädestiniert für den Einsatz in Anschlüssen mit außenliegenden Stahlblechen, welche aber aufgrund ihrer Optimierung einen eingeschränkten Anwendungsbereich aufweist. Bei davon abweichenden Belastungsbildern, wie zum Beispiel einer Kombinationsbeanspruchung aus Druck und Zug wie bei einem Holz-Holz-Zuglaschenstoß würde sich der Spannungsverlauf entlang der Schraube anders darstellen und eine dahingehend andere Optimierung der Schraube notwendig machen. Da der Fokus dieser Arbeit auf Beanspruchung der Schraube auf Herausziehen liegt, wird der Fall der axialen Zugbelastung der Schraube sowie dessen Optimierung über die Schraubenlänge näher betrachtet.

Für die Abschätzung der Spannungsverteilung entlang der Schraube bei axialer Belastung, wurde bereits eine Forschungsarbeit, siehe (Ringhofer und Schickhofer 2014), an der TU Graz betrieben. Dabei hat man 16 Ausziehversuche in Fichten Vollholz durchgeführt, wobei die Schlankheit  $\lambda$ , als das Verhältnis von  $l_{ef}/d$ , von 5 bis 20, sowie den Einschraubwinkel ( $\alpha = 0, 45$  und  $90^\circ$ ) variiert. Zur Bestimmung der Kraftverteilung entlang der Schraube wurden während der Ausziehversuche mithilfe von Dehnmessstreifen die Dehnungen der Schraube an verschiedenen Stellen entlang des im Holz verankerten Gewindes gemessen. Ergebnisse

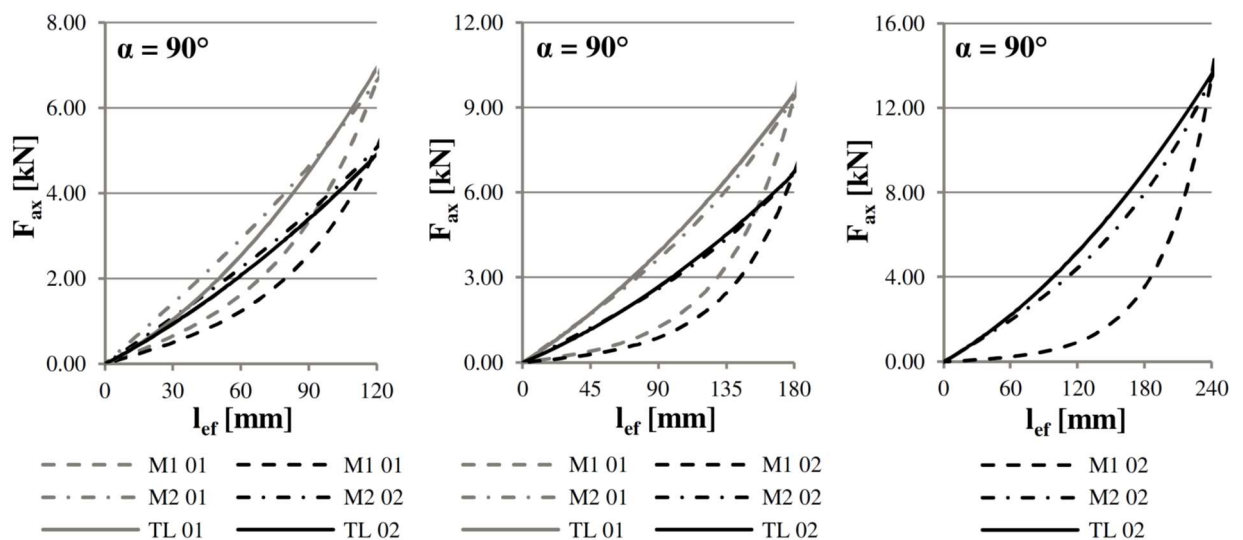
wurden für zwei verschiedene Lastniveaus, 30% von  $F_{\max}$  im linear-elastischen Bereich und 90% von  $F_{\max}$  im nicht linearen Bereich der Kraft-Verschiebungskurve der Schraube, ausgewertet.

Die folgende Tabelle 75 zeigt die Anzahl der Versuche pro Einschraubrichtung sowie die Mittelwerte der Ergebnisse aus den Prüfungen. Für die Bestimmung des  $E$ -Moduls ( $E_{0,\text{mean}}$ ) und der Druckfestigkeit ( $f_{c,0,\text{mean}}$ ) wurden kleine Proben ( $40 \times 40 \times 80 \text{ mm}^3$ ) aus jedem Prüfkörper herausgeschnitten und Druckversuche durchgeführt. Zusätzlich wurde die Rohdichte je Prüfkörper bei einer Holzfeuchte von 12 % bestimmt.

**Tabelle 75: Parameter und Prüfergebnisse aus (Ringhofer und Schickhofer 2014)**

$\alpha$	$n$	$l_{\text{ef}}$	Anzahl DMS	$f_{\text{ax,mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	$f_{\text{ax,corr,mean}}$	$E_{0,\text{mean}}$	$f_{c,0,\text{mean}}$
[°]	-	[mm]	-	[N/mm <sup>2</sup> ]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]
90	8	60 – 240	24 – 46	14,50	401	13,00	9303	35,2
45	4	180 – 240	40 – 46	16,20	448	13,30	12637	42,1
0	4	180 – 240	40 – 46	9,98	403	8,92	9503	36,1

Abbildung 99 zeigt die gemessene Kraftverteilung entlang der Schraubenachse für die drei unterschiedlichen Einschraubrichtungen  $\alpha = 90, 45$  und  $0^\circ$ . Die Resultate zeigen jeweils deutlich eine leicht nicht-lineare Kraftverteilung entlang der Einbindetiefe  $l_{\text{ef}}$ , abhängig von den vorher beschriebenen Lastniveaus. Des Weiteren kamen die Verfasser zu der Erkenntnis, dass abgesehen von der höheren Streuung für  $\alpha = 90^\circ$  bei 90 % von  $F_{\max}$ , der Einfluss der verschiedenen Einschraubwinkel und ebenso die Einbindetiefe in den qualitativen Verläufen vernachlässigbar zu sein scheint.



**Abbildung 99: Kraftverteilung von  $F_{\text{ax}}$  in Abhängigkeit von  $\alpha$  für die polynomischen Regressionsgraphen der gemessenen Werte (Ringhofer und Schickhofer 2014)**

Anschließend wurden die gemessenen Kraftverteilungen entlang der Schraubenachse mit Berechnungsergebnissen der Differentialgleichung nach (Volkersen 1953) für den linear-elastischen schubnachgiebigen Verbund verglichen. Die Kraftverteilung  $N_{\text{ax}}(x)$  entlang der Schraubenachse nach (Volkersen 1953) kann entsprechend Gl. (3.24) ermittelt werden. Dabei wurden nur Verteilungen für Kräfte bestimmt, die sich im linear-elastischen Bereich (bei 30% von  $F_{\max}$ ) der Kraft-Verformungsbeziehung befinden

$$N_{\text{ax}}(x) = F_{\text{ax}} \cdot \frac{\sinh(\omega \cdot x)}{\sinh(\omega \cdot l_{\text{ef}})}, \quad (3.24)$$

$$\text{mit } \omega^2 = \frac{G}{t} \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \left( \frac{1}{(EA)_{st}} + \frac{1}{(EA)_{\omega}} \right). \quad (3.25)$$

$G$  Schubmodul der Scherfläche [N/mm<sup>2</sup>]  
 $t$  Dicke der Scherfläche [mm]

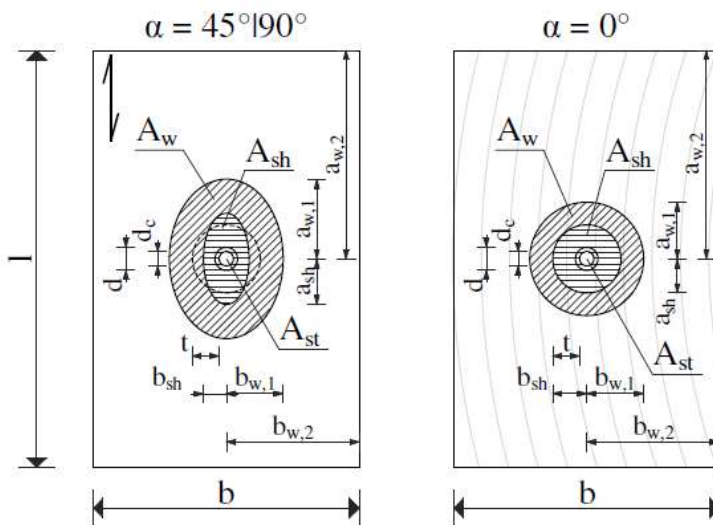
Die Ermittlung der Einflussflächen für die Berechnung von  $N_{ax}(x)$  beruhen lt. (Ringhofer und Schickhofer 2014) auf Beobachtungen, die bei Ausziehversagen auftraten. Da die Holzeinflussfläche  $A_w$  die Kraftverteilung  $N_{ax}(x)$  erheblich beeinflusst, wurden von den Verfassern zwei Ansätze zur Ermittlung dieser entwickelt. Beim ersten Ansatz wird die Fläche  $A_w$  mit den minimalen Abstände ( $a_{w,1}$ ,  $b_{w,1}$ ) ermittelt, die notwendig sind um ein Versagen auf Herausziehen von axial beanspruchten Schraubenverbindungen zu erreichen. Beim zweiten Ansatz werden die maximalen Abstände ( $a_{w,2}$ ,  $b_{w,2}$ ) für die Berechnung von  $A_w$  verwendet. Die Bezeichnungen sind in Abbildung 100, sowie die Berechnungen in den folgenden Formeln für  $\alpha = 0, 45$  und  $90^\circ$  dargestellt.

$$\alpha = 90^\circ|45^\circ: a_w = \frac{a_1}{2} = 3,5d; b_w = \frac{a_2}{2} = 2,5 \div 3,5d \quad (3.26)$$

$$\alpha = 0^\circ: a_w = b_w = 2,5d \quad (3.27)$$

$$\alpha = 90^\circ|45^\circ: a_{sh} = 3d; b_{sh} = 1,5d \quad (3.28)$$

$$\alpha = 0^\circ: a_{sh} = b_{sh} = 1,5d \quad (3.29)$$



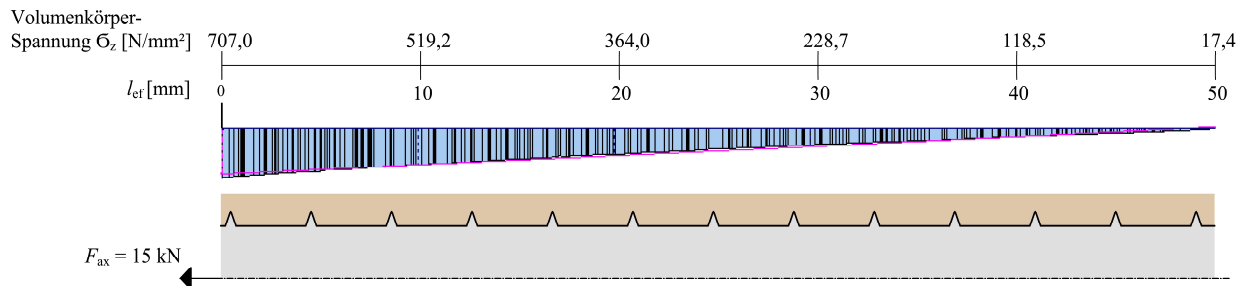
**Abbildung 100: Angenommene Geometrieparameter für die Berechnung von  $N_{ax}(x)$  (Ringhofer und Schickhofer 2014)**

Es zeigte sich in den Vergleichen, dass die Berechnung der Kraftverteilung  $N_{ax}(x)$  mit zweitem Ansatz für die Ermittlung der Holzeinflussfläche sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten lieferte.

Die Ergebnisse dieser Studie lassen den Schluss zu, dass der höhere Kerndurchmesser, wie in Tabelle 73 und Tabelle 74 berechnet, über die Schraubenlänge bezogen, durch das rasche Abfallen der Kraftverteilung  $N_{ax}(x)$ , nur im Bereich des Schraubenkopfes notwendig ist. Demzufolge ist für Schrauben, optimiert für primär axiale Beanspruchung auf Herausziehen und für die Applikation in Holz mit außenliegenden Stahlblechen anzudenken, den Schraubenkern zur Spitze hin konisch verjüngend auszubilden. Dies würde einerseits den Gewindeüberstand  $s$  und dadurch die mögliche Verankerungsfläche der Schraube, insbesondere in größerer Verankerungstiefe vergrößern, was auch mit einer deutlichen Reduktion der Spaltneigung in Folge der Beanspruchung auf Herausziehen einhergehen könnte, und andererseits den hohen Volumenanteil des Kerns und somit die Spaltkräfte während der Applizierung der Schrauben reduzieren.

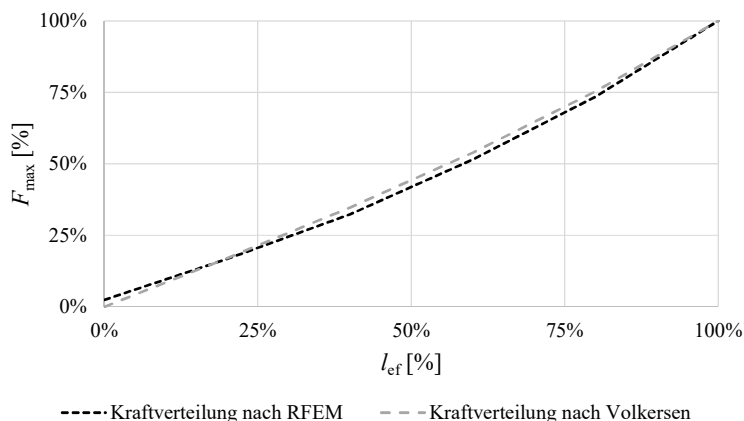
Diese positiven Effekte des konischen Kerns konnten bereits für Knochenschrauben, siehe Kapitel 2-3.2, bestätigt werden.

Um den Berechnungsansatz nach Gl. (3.24) zu überprüfen, wurde in RFEM (Dlubal Software GmbH 2016) mit den Materialeigenschaften nach Tabelle 103 für eine effektive Länge von 50 mm die Referenzschraube mit dem umgebenden Holz als Zylinder in einem radialen Abstand von  $3d = 24$  mm modelliert und mit 15 kN axial in Faserrichtung auf Zug belastet. Dabei ergibt sich in Schraubenachs aus den Ergebnissen folgender Kraftverlauf nach Abbildung 101.



**Abbildung 101: Berechneter Kraftverlauf entlang einer Holzschraube**

Berechnet man mit denselben Parametern den Kraftverlauf nach Gl. (3.24) mit  $a_w = b_w = 3d$  entsprechend der Holzfläche des RFEM Modells, so zeigt sich in Abbildung 102, dass der Ansatz sehr gut mit den RFEM Berechnungen bzw. mit den Ergebnissen in (Ringhofer und Schickhofer 2014), siehe Abbildung 99 rechts, übereinstimmt.



**Abbildung 102: Vergleich der Kraftverteilung aus der Berechnung in RFEM und dem Ansatz nach Gl. (3.24)**

In (Ellingsbo und Malo 2010) wurden Ausziehversuche aus BSH mit effektiven Gewindelängen von 300 bis 800 mm in Faserrichtung durchgeführt. Die BSH Träger basierten auf BSH-Lamellen der Sortierklasse L40 nach (ÖNORM EN 14081-1: 2016) und somit einer Festigkeitsklasse zwischen GL28c und GL32c nach (ÖNORM EN 14080: 2013). Sie hatten eine durchschnittliche Rohdichte von  $479 \text{ kg/m}^3$  bei einer Holzfeuchte von 12 %. Die Versuchsergebnisse, dargestellt in Abbildung 103 links, zeigen, dass bei axialer Belastung der Schraube die Spannungen im Stahlquerschnitt entlang der Schraubenachse exponentiell verteilt sind. Die Größenverteilung der Spannung geht dabei von null an der Schraubenspitze bis hin zu einem Maximum am Schraubenkopf. Ähnlich sieht es bei der longitudinalen Spannungskomponente S11 im Holz in Abbildung 103 rechts aus. Die transversale Spannungskomponente zeigt nur einen kurzen Anstieg in den ersten 15 mm der Gewindestange und verharrt anschließend bei null. Die Schubspannungskomponente S12 zeigt ebenso wie S11 ein Maximum bei rund 15 bis 20 mm Abstand vom Kopf der Gewindestange, sowie eine exponentielle Abnahme mit steigender Länge. Somit ist nach Abbildung 103 vor allem im ersten Drittel der Schraube sowohl im Stahl als auch im Holz mit erhöhten Spannungen zu rechnen.

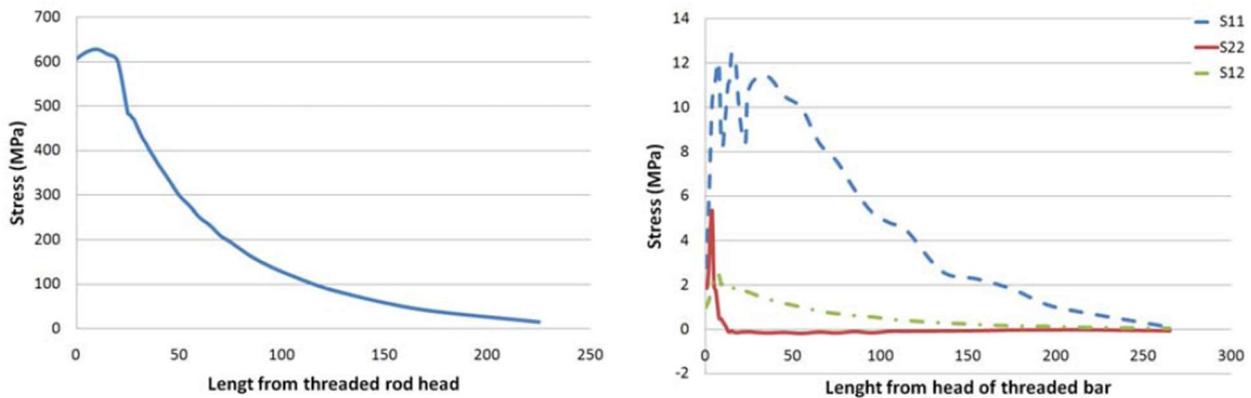


Abbildung 103: Spannungverteilung im Stahl links und im Holz rechts entlang einer Gewindestange (Ellingsbo und Malo 2010)

Legt man die Berechnungsansätze aus (Ringhofer und Schickhofer 2014) nach Gl. (3.24) auf ein konkretes Beispiel mit den folgenden Parametern um, und berechnet  $F_{\max}$  nach Gl. (2.28), so ergeben sich folgende erforderlichen  $d_1/d$  Verhältnisse entlang der effektiven Einschraublänge  $l_{ef}$ .

Tabelle 76: Parameter für die Berechnung von  $N_{ax}(x)$

$d$	$\alpha$	$l_{ef}$	$\rho_k$	$f_{y,k}$	$a_{w,1}$	$a_{w,2}$	$b_{w,1}$	$b_{w,2}$	$a_{sh}$	$b_{sh}$
[mm]	[°]	[mm]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
8	90	120	750	1000	28	80	24	40	24	12

Je nach Berechnungsansatz ergeben sich mit den Holzeigenschaften von Buche nach (Vismann et al. 2015), mit  $E_{0,mean} = 17000 \text{ N/mm}^2$ ,  $E_{90,mean} = 1130 \text{ N/mm}^2$  und  $G_{mean} = 1060 \text{ N/mm}^2$ , die Parameter zu  $\omega_1^2 = 7,29 \cdot 10^{-4}$  und  $\omega_2^2 = 2,37 \cdot 10^{-4}$  und damit die Kraftverläufe nach Tabelle 77.

Tabelle 77: Kraftverläufe für  $d = 8 \text{ mm}$

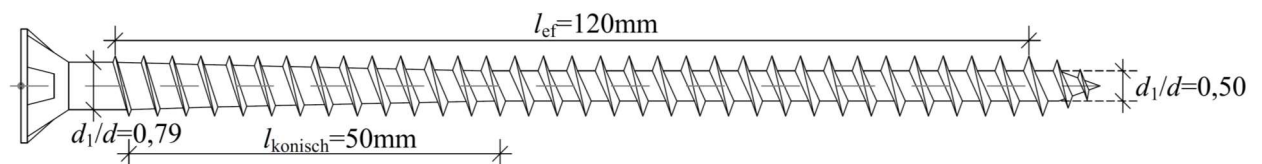
$F_{ax,90,(x),1}$	$F_{\max}/F_{ax,90,(x),1}$	$l_{ef}$	$d_1$	$d_1/d$	$F_{ax,90,(x),2}$	$F_{\max}/F_{ax,90,(x),1}$	$d_1$	$d_1/d$
[N]	[%]	[mm]	[mm]	[-]	[N]	[%]	[mm]	[-]
466	1%	120	0,70	0,09	1484	4%	1,25	0,16
985	3%	100	1,02	0,13	3023	8%	1,78	0,22
1615	4%	100	1,30	0,16	4671	12%	2,22	0,28
2427	6%	90	1,60	0,20	6490	17%	2,61	0,33
3512	9%	80	1,92	0,24	8545	23%	3,00	0,37
4992	13%	70	2,29	0,29	10911	29%	3,39	0,42
7034	19%	60	2,72	0,34	13674	36%	3,79	0,47
9868	26%	50	3,22	0,40	16935	45%	4,22	0,53
13814	37%	40	3,81	0,48	20812	55%	4,68	0,58
19314	51%	30	4,51	0,56	25448	67%	5,17	0,65
26988	72%	20	5,33	0,67	31010	82%	5,71	0,71
37701	100%	10	6,30	0,79	37701	100%	6,30	0,79

Berechnet man für eine Schraube mit den Parametern nach Tabelle 76 die maximale Ausziehtragfähigkeit gemäß (Hübner 2013) nach Gl. (2.28), so ergibt sich nach Einsetzen dieser Kraft in Gl. (3.24) am Schraubenkopf, und somit am Lasteinleitungspunkt der axialen Belastung, die höchste Zugbelastung und

der folgende Kraftverlauf nach Tabelle 77. Dadurch ergibt sich nach Gl. (3.22) ein erforderlicher Kerndurchmesser von 6,30 mm, dass einem  $d_1/d$  Verhältnis von 0,79 entspricht. Zielführend wäre eine Verringerung des Kerndurchmessers entsprechend des theoretisch berechneten Kerndurchmessers nach Tabelle 77, bei der  $F_{ax,90}(x)$  und entsprechend  $d_1$  für  $l_{ef} = 120$  mm alle 10 mm berechnet wurde. Dadurch könnte man vor allem die hohen axialen Kräfte im ersten Drittel der Schraubenlänge nutzen um möglicherweise den Ausziehwidertand durch einen größeren Gewindeüberstand  $s$  entsprechend der Kernabnahme der Schraube zu erhöhen. Dadurch zieht die Spitze der Schraube auch mehr Last an und die Spannungsverteilung entlang der Schraube ändert sich. Dies hat einen iterativen Lösungsprozess zur Folge, bei dem die Kraftverteilung für die konische Variante neu berechnet werden muss, und daraus folgend neue Kerndurchmesser zu ermitteln sind. In einem ersten Schritt wurde auf diesen iterativen Prozess, aufgrund der Annahme geringer weiterer Optimierungspotentiale vorerst verzichtet. Entsprechend den Ergebnissen erfolgt in Abbildung 104 eine Darstellung der Schraube mit konischem Kern mit den Grundparametern der Schmid Rapid Referenzschraube nach Tabelle 78, bei dem das minimale  $d_1/d$  Verhältnis im Bereich der Spitze mit 0,50 festgelegt wurde.

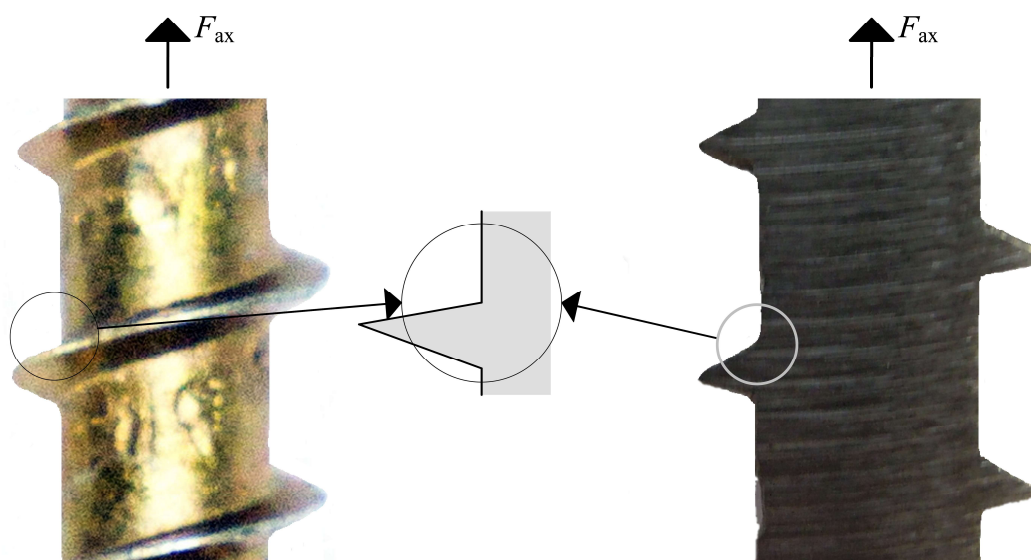
**Tabelle 78: Schmid Rapid Referenzschraube (ETA-12/0373)**

Schraube	$d$ [mm]	$d_1$ [mm]	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$s/p$ [-]	$\varphi$ [°]	$l_{ef}$ [mm]
Rapid Stardrive	8,0	5,2	0,65	3,8	0,37	40,0	150



**Abbildung 104: konischer Verlauf des Schraubenkerns entsprechend Tabelle 77**

Ein weiteres Optimierungspotential, wie zu Beginn des Abschnittes 0 bereits erwähnt, liegt in der Reduzierung der lokalen Spannungen, hervorgerufen durch den abrupten Übergang des Gewindes zum Schaft. Diese Kerben, in Abbildung 105 am Beispiel einer typischen Holzbauschraube dargestellt, gilt es zu optimieren, bzw. die möglichen Vorteile einer Optimierung darzulegen.



**Abbildung 105: Mögliche Kerbspannungen am Übergang Gewinde-Schaft**



Kerbspannungen gelten allgemein als lokale, hohe Spannungsspitzen, die durch die Kraftflussumlenkung entstehen. Kerben sind insbesondere bei Ermüdungsbeanspruchungen bedenklich. An ihnen starten nach einer ausreichenden Zahl an Lastwechseln Ermüdungsrisse welche schlussendlich das Versagen der Schraube durch Stahlermüdungsbruch bedingen. Je nach Form der Kerbe (Flankenwinkel, Kerbradius) gibt (Mattheck 2006) den Überhöhungsfaktor (Formzahl)  $k$  an. Bei  $k = 1$  treten durch optimierte Kerbformen keine Spannungskonzentrationen auf.

In (Mattheck und Bethge 2003) werden zwei einfache Möglichkeiten angegeben um die Kerbspannungen zu reduzieren: Erstens durch Erhöhung des Kerbradius  $R$ , und zweitens durch Reduktion des Umlenk winkels  $\alpha$ ; siehe Abbildung 106.

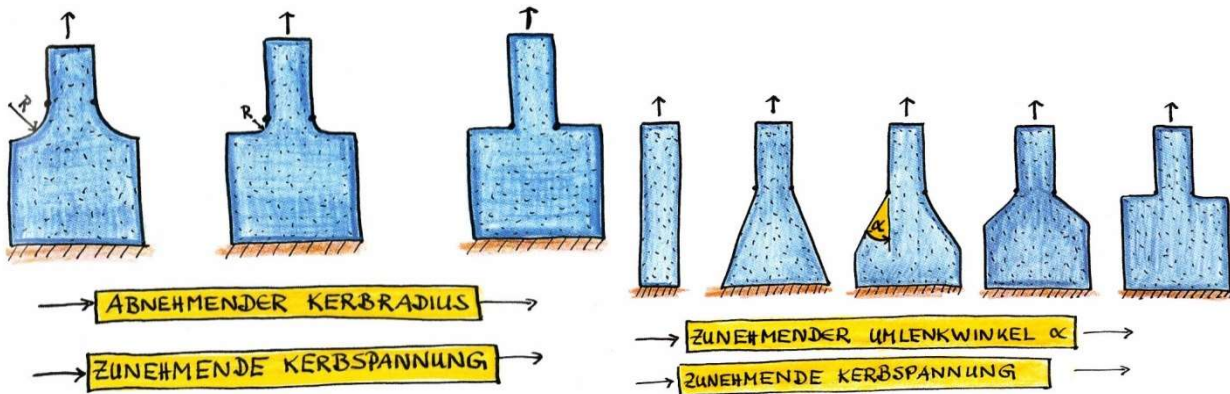


Abbildung 106: Zunehmende Kerbspannung mit abnehmendem Kerbradius und zunehmendem Umlenkwinkel (Mattheck und Bethge 2003)

(Mattheck 2006) entwickelte für die erste Möglichkeit zur Reduktion von Kerbspannungen die Methode der Zugdreiecke; siehe Abbildung 107. Dabei wird, ausgehend vom unteren  $45^\circ$  Winkel, ein Zugdreieck in die scharfe Ecke gelegt. Die Breite des ersten Zugdreieckes sollte so breit wie möglich sein. Der Reduktion an Kernspannungen durch größere Breiten sind allerdings Grenzen gesetzt: Es hat sich gezeigt, dass bei Verdoppelung der Breite nur ca. 20% geringere Maximalspannungen resultieren. Daher gelten auch bereits geringfügig optimierte Kerben als zielführend. Die Kerbe, die durch das erste Zugdreieck entsteht, wird durch ein weiteres Zugdreieck gleicher Länge, ausgehend von der Mitte des ersten Dreieckes, überbrückt. Dieser Vorgang kann beliebig wiederholt werden. Meist reichen jedoch bereits drei Zugdreiecke aus um die Kerbe für die Lastrichtung zu optimieren. Die verbleibenden stumpfen Ecken, mit Ausnahme der unteren, können anschließend mittels Kreisradien ausgerundet werden. Der untere  $45^\circ$  Winkel im Beispiel in Abbildung 107 verbleibt, da die Hauptzugspannungen in Kernnähe rund  $45^\circ$  aufweisen.

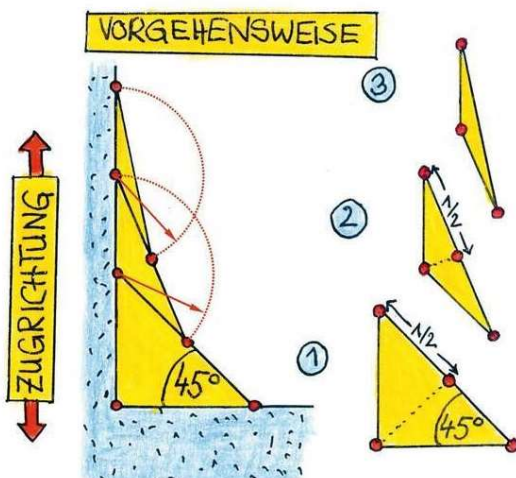


Abbildung 107: Methode der Zugdreiecke (Mattheck 2006)

Als erfolgreiches Anwendungsbeispiel für diese Methode der Zugdreiecke gilt die optimierte Zahnschraube in Abbildung 108. Dabei ergibt sich eine Spannungsreduktion im Kerbgrund um rund 34%.

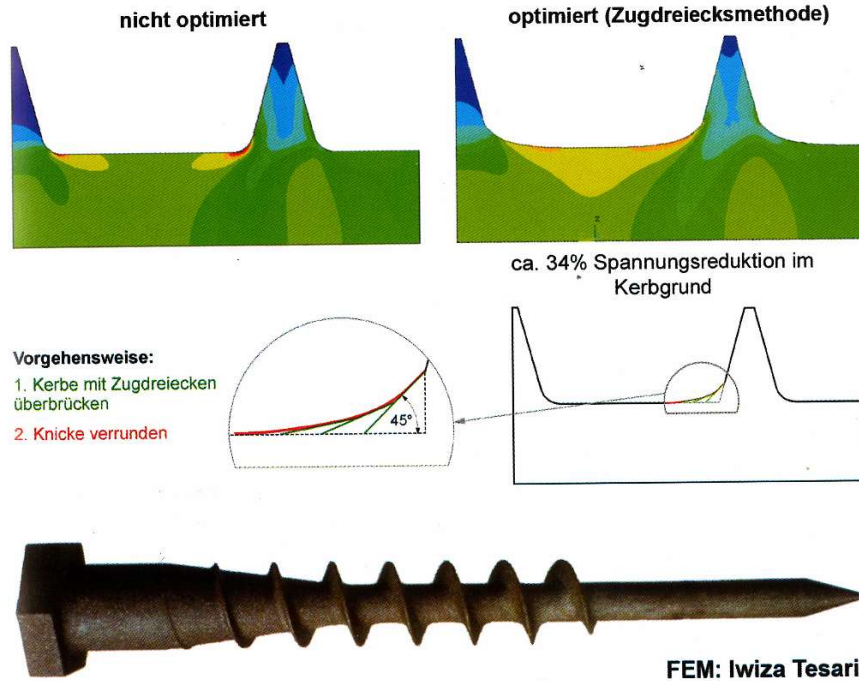


Abbildung 108: optimierte Zahnschraube mithilfe der Zugdreiecksmethode (Mattheck 2006)

Noch effektiver beseitigt man die Kerbform mit einer analytischen Methode, siehe Abbildung 109. Dabei wird die Tangentialkraft  $F_T$  entlang der Kontur durch Projektion auf den Rand vereinfacht aus der lokalen Nennspannung berechnet. Daraus resultiert, in Abhängigkeit der lokalen Krümmung der Kerbkontur, die Querkzugkomponente  $F_Q$ . Um eine formoptimierte Kerbe zu erhalten, muss der Abfall  $\Delta F_T$  der Tangentialkraft  $F_T$  infolge Querschnittserhöhung sich mit dem Anstieg  $\Delta F_Q$  der Querkräfte  $F_Q$  infolge der nach unten zunehmenden Krümmung aufheben.

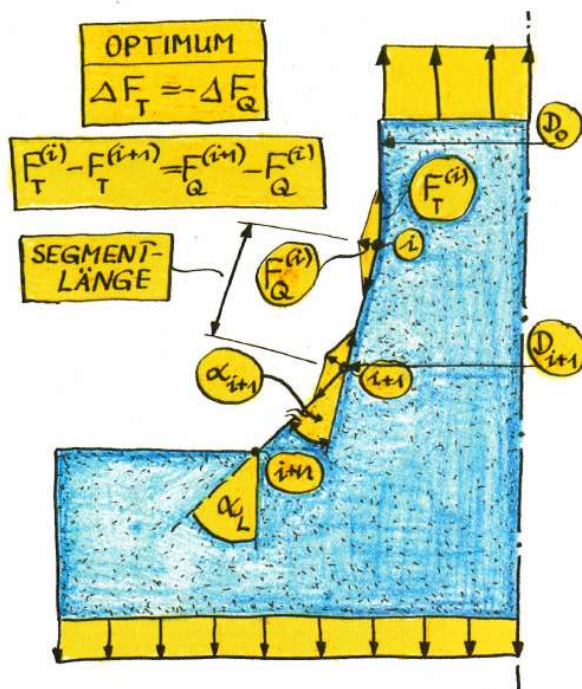


Abbildung 109: Formoptimierung nach (Mattheck und Bethge 2003)

Das Gewinde einer orthopädischen Schraube, von (Mattheck 1997) als spiralig gewundene Ringkerbe in Abbildung 110 bezeichnet, ist ein erfolgreiches Beispiel für die Weiterentwicklung der Methode der Zugdreiecke, genannt CAO (Computer Aided Optimization). Unter dieser Methode, die am Forschungsinstitut Karlsruhe entwickelt wurde, versteht man lastgesteuertes Wachstum. Das heißt, entsprechend dem Kambium der Bäume, Wachstum an überlasteten Bereichen und kein Wachstum an unbelasteten Bereichen. Aus den Ergebnissen der Versuche mit der optimierten Schraube, siehe Abbildung 111, ergaben sich rund 20-fach mehr Lastspiele als bei der nicht optimierten Schraube, wobei sich selbst danach keine sichtbare Rissbildung zeigte.

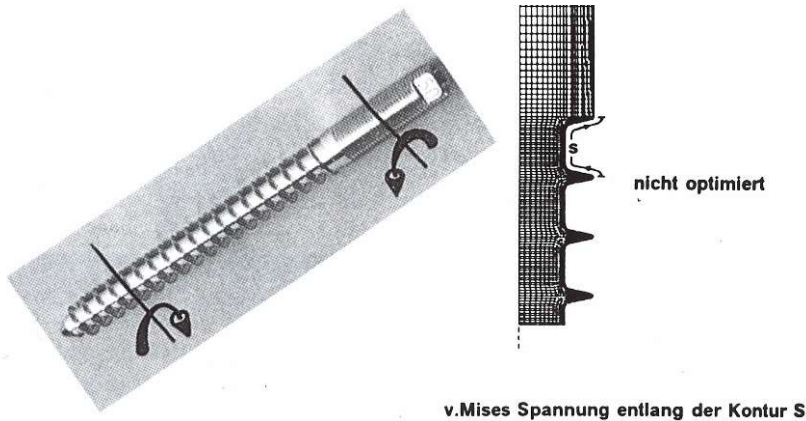


Abbildung 110: (links) Darstellung der nicht optimierten orthopädischen Schraube; (rechts) zugehöriger v. Mises Spannungsverlauf entlang der Schraube

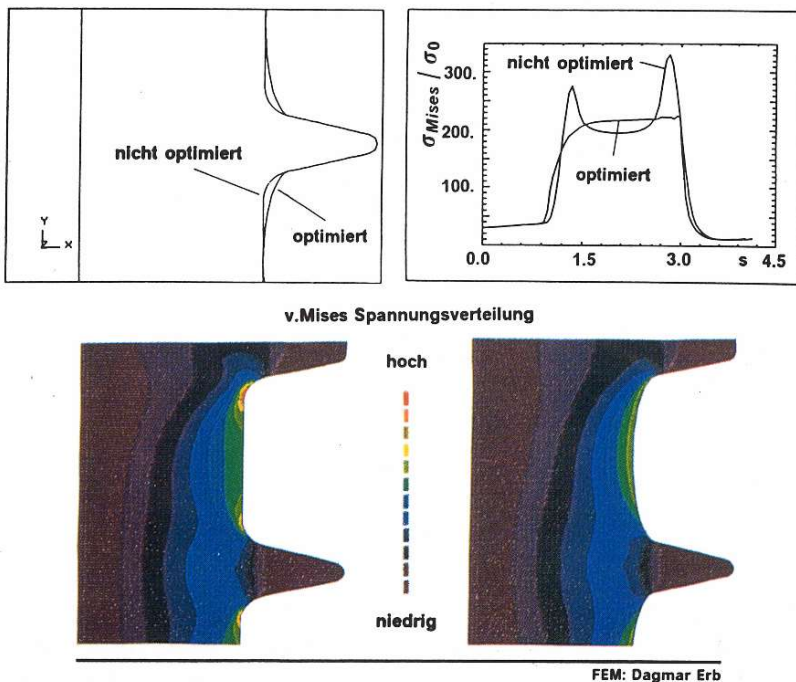
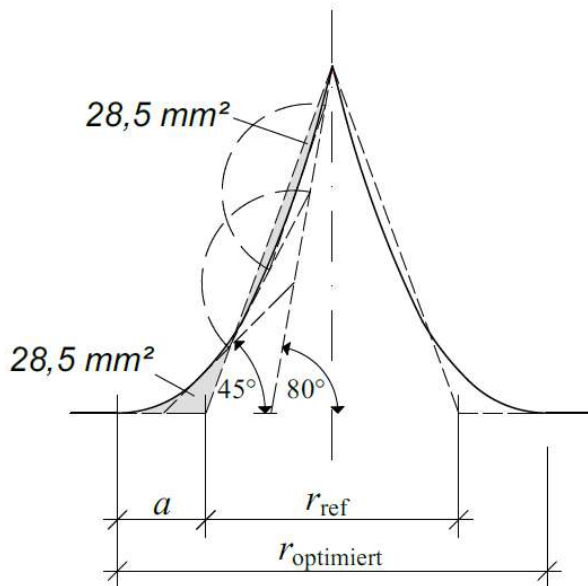


Abbildung 111: Beispiel der Kerboptimierung anhand einer orthopädischen Schraube (Mattheck 1997)

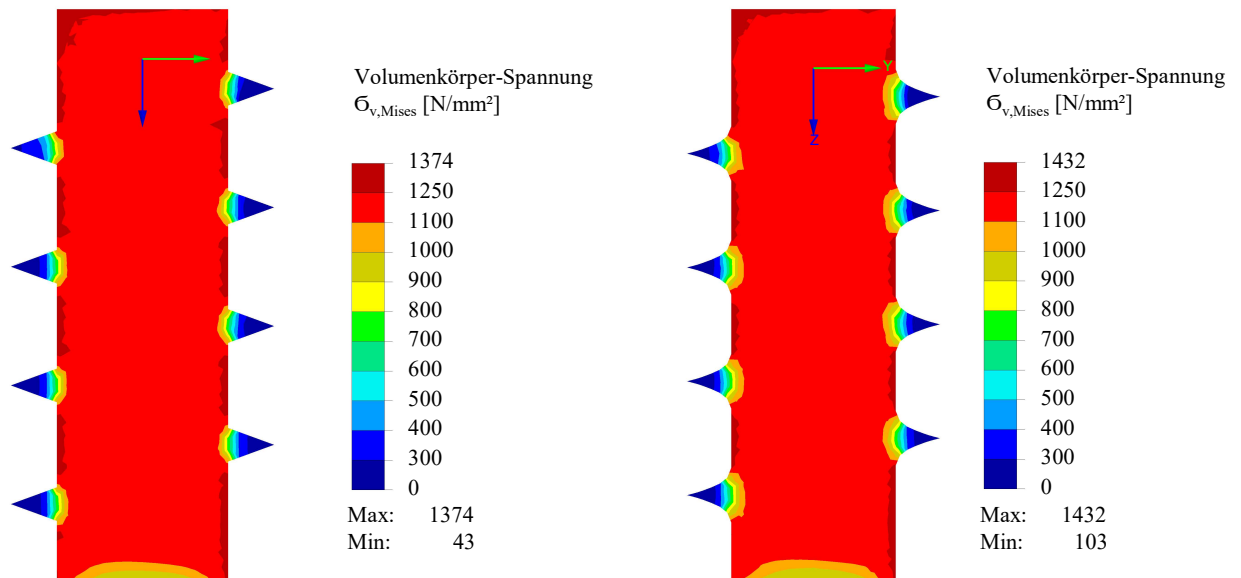
Die Methode der Zugdreiecke wird nun auf die Referenzschraube mit den Parametern nach Tabelle 78 angewendet. Dabei liegt der Fokus rein auf der Optimierung der Kerbe im Bereich des Überganges Gewinde zu Schaft. Versucht man wie vorhin beschrieben drei Zugdreiecke anzubringen, so ergibt sich für die Referenzschraube, dargestellt in Abbildung 112, eine optimierte Gewindefußstärke von  $r_{\text{optimiert}} = 1,732 \text{ mm}$ . Dadurch erhöht sich zwar die Gewindefußstärke im Vergleich zur Referenzschraube um 70 %, die ursprüngliche Integrität des Gewindes kann aber durch das Berücksichtigen der Flächengleichheit von Flächenzuwachs durch das Beseitigen der Kerbe bzw. Flächenabnahme durch die Optimierung entlang der Flanke beibehalten werden. Bei der Konstruktion der optimierten Gewindeform

ergibt sich dabei die Anfangsbreite des ersten Zugdreiecks zu  $a = 0,68$  mm. Als Bezugsgerade zum jeweiligen Zugdreieck wurde die Kontur der Flanke zum Erreichen der Flächengleichheit um  $10^\circ$  zur Achse der Flanke verdreht.



**Abbildung 112: kerboptimierte Gewindeflanke (fett) und Gewindeflanke der Referenzschraube (strichliert)**

Modelliert man die beiden Varianten (Referenzschraube und optimierte Form) dreidimensional mit einer Fließgrenze von  $1250 \text{ N/mm}^2$  im FE-Programm RFEM der (Dlubal Software GmbH 2016), so ergeben sich für den Längsschnitt in x-Richtung folgende Spannungsbilder nach Mises, siehe Abbildung 113.



**Abbildung 113: V. Mises Spannungen im Längsschnitt; (links) Referenzschraube und (rechts) optimierte Referenzschraube**

Es zeigt sich für den optimierten Fall in Abbildung 113 rechts bei einer axialen Belastung von  $27 \text{ kN}$  eine deutliche Reduktion der Spannungsspitzen am Gewindefuß im Vergleich zur Referenzschraube. Aufgrund der Eingabe der optimierten Gewindeflanke als Polygonzug ohne Abrundungen, sind hier bei einer genaueren Betrachtung in Abbildung 114 noch teilweise Spannungsspitzen vorhanden, die sich aber durch eine weitere Modelloptimierung verringern lassen.

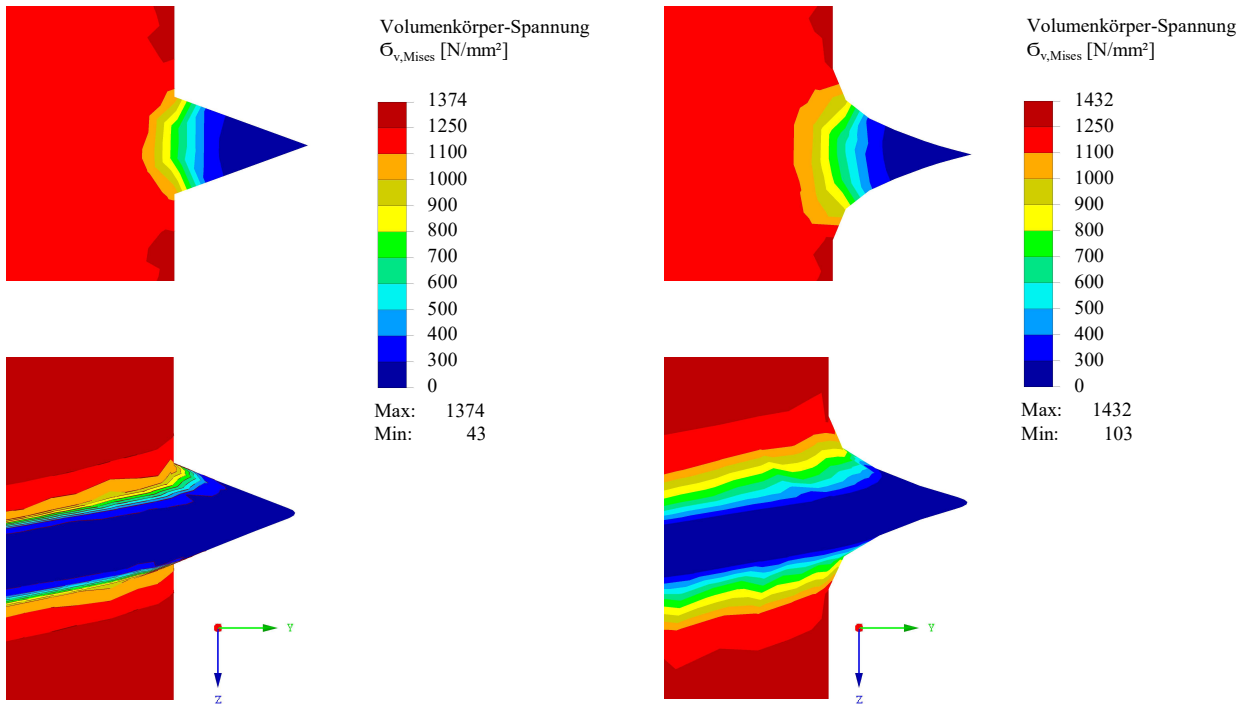


Abbildung 114: Detaillierte Betrachtung der V. Mises Spannungen im Längsschnitt; (links) Referenzschraube und (rechts) optimierte Referenzschraube

Betrachtet man die Spannungsbilder in Abbildung 115 im Querschnitt, so zeigt sich hier beinahe die komplette Beseitigung der Kerbe am Übergang zwischen Gewinde und Schaft bei der optimierten Form im Gegensatz zur Referenzschraube.

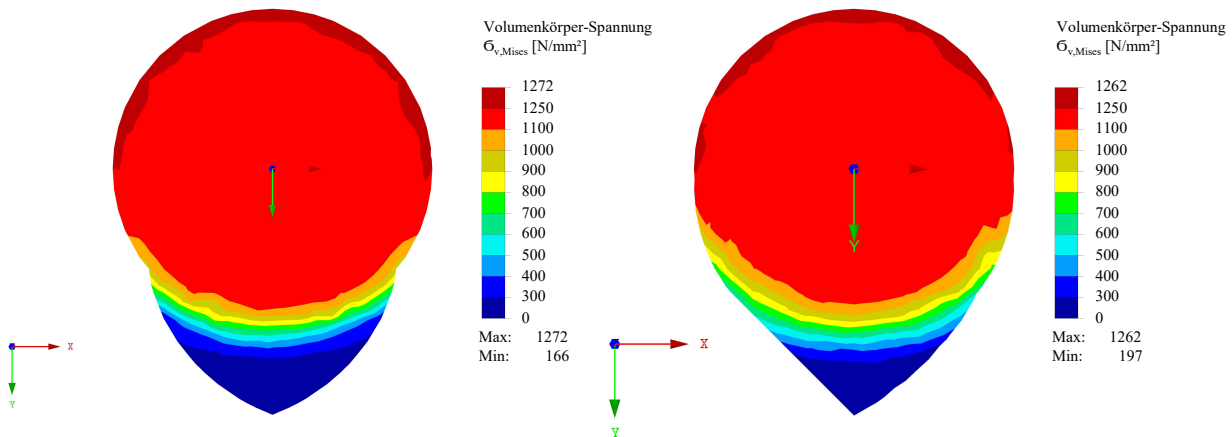


Abbildung 115: V. Mises Spannungen im Querschnitt; (links) Referenzschraube und (rechts) kerboptimierte Referenzschraube

Zusätzlich konnte die Zugtragfähigkeit der Schraube von 27 kN auf 29 kN durch mögliche Lastumlagerungen gesteigert werden.

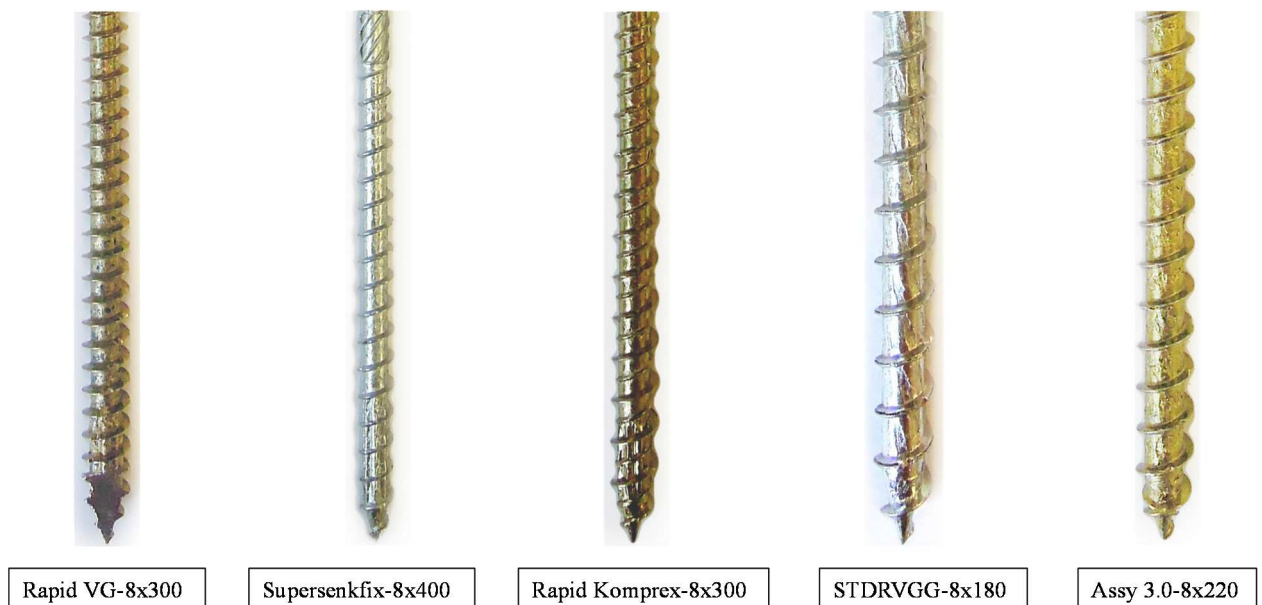
Das bedeutet rein bei der Betrachtung des Stahls, dass nicht nur ein höherer Kerndurchmesser, sondern auch schon ein optimierter Übergang Gewinde-Schaft mit gleich beibehendem Materialaufwand höhere Zugtragfähigkeiten ergibt. Aufgrund von produktionstechnischen Einschränkungen, ist eine Verfolgung der Kerboptimierung sowie des konisch verlaufenden Schraubenkerns zurzeit kein Thema. Näheres dazu in Kapitel 4-3. Generell kann festgestellt werden, dass die berechneten Zugtragfähigkeiten nach Gl. (3.20) mit 27 kN bzw. 36 kN für die Referenzschraube mit der Geometrie nach Tabelle 78 bei einem  $d_1/d$  Verhältnis von 0,65 bzw. 0,75 mit den Ergebnissen der FEA übereinstimmen.

## KAPITEL 4: VORVERSUCHE

Die Vorversuche dienen der Ermittlung des Einflusses der Gewindesteigung und der Flankenneigung auf den Auszieh Widerstand sowie des Verdichters auf das Eindrehmoment. Zunächst wird in diesem Kapitel auf die Materialien und Methoden der Vorversuchsprüfungen eingegangen. Anschließend werden die Ergebnisse dargestellt und interpretiert und als letzter Punkt die Vorversuchsergebnisse zusammenfassend dargestellt mit dem Ziel eine Entscheidungsgrundlage für die Geometriebildung der Prototypen zu schaffen.

### 4-1 MATERIAL UND METHODEN

Abbildung 116 stellt die seitens der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH für diese Vorversuche zur Verfügung gestellten Schrauben dar.



**Abbildung 116: verwendete Schrauben für die Vorversuchsserie**

Zunächst in unterschiedlichen Grautönen hinterlegt sind in Tabelle 79 die voneinander abweichenden Parameter  $p$  und  $\varphi$ , die einen Vergleich der Ganghöhe zwischen den Schrauben Rapid VG, Supersenkfix und Rapid Komplex, sowie einen Vergleich der Flankenneigung zwischen STDRVGG und Assy 3.0 in Bezug auf die Ausziehfestigkeit bei sonst vergleichbaren Parametern ermöglichen. Anzumerken ist, dass die Rapid Komplex Schraube eine sogenannte HiLo Schraube mit zwei Gewindegängen mit unterschiedlichen Flankenneigungen ist, für die aber für den Vergleich eine Annahme von  $\varphi = 40^\circ$  und  $p = 6,63$  mm festgelegt wurde. Zusätzlich soll die Auswirkung des Verdichters in Bezug auf das Eindrehmoment zwischen den Schrauben Supersenkfix und STDRVGG beobachtet werden.

**Tabelle 79: Schraubengeometrie (Vergleich  $p$ ,  $\varphi$  und Verdichter)**

Parameter	Einheit	Rapid VG	Supersenkfix	Rapid Komplex	STDRVGG	Assy 3.0
$p$	[mm]	3,60	5,55	6,63	5,63	5,63
$d_1/d$	[-]	0,64	0,65	0,68	0,65	0,63
$s/p$	[-]	0,41	0,27	0,21	0,26	0,28
$\varphi_o$	[°]	20	20	20°; 30°	20	5-10
$\varphi_u$	[°]	20	20	20°; 30°	20	30
<b>Verdichter</b>		Ja	Ja	Ja	Nein	Nein

Als Material wurde am Institut für Holzbau und Holztechnologie der TU Graz verfügbares, aufgetrenntes Brettschichtholz aus Birke verwendet. Vor Auswahl der Probekörper wurde bei allen Probekörpern die Rohdichte entsprechend (ÖNORM ISO 3131: 1996) nach Gl. (4.1) bestimmt und dementsprechend für die Vorversuchsserien sortiert und ausgewählt; dies mit dem Ziel, Serien mit vergleichbarer Rohdichte zu erhalten. Nach der Prüfung wurden Darrproben mit den Querschnittsabmessungen  $40 \times 40 \text{ mm}^2$  zugeschnitten, vermessen, abgewogen und die Rohdichte nach Gl. (4.1) zum Zeitpunkt der Prüfung bestimmt. Die getrockneten Proben wurden anschließend ein weiteres Mal abgewogen und danach entsprechend (ÖNORM EN 13183-1: 2004) nach Gl. (4.2) die Holzfeuchtigkeit zum Zeitpunkt der Prüfung bestimmt.

$$\rho_u = \frac{m_u}{a_u \cdot b_u \cdot l_u} = \frac{m_u}{V_u} \quad (4.1)$$

$\rho_u$  Dichte des Prüfkörpers mit Feuchtegehalt  $u$  zum Zeitpunkt der Prüfung [ $\text{kg/m}^3$ ]  
 $m_u$  Masse mit dem Feuchtegehalt  $u$  [kg]  
 $a_u, b_u, l_u$  Maße des Prüfkörpers beim Feuchtegehalt  $u$  [m]  
 $V_u$  Volumen des Prüfkörpers beim Feuchtegehalt  $u$  [ $\text{m}^3$ ]

$$u = \frac{m_1 - m_0}{m_0} \cdot 100 \quad (4.2)$$

$m_1$  Masse des Prüfkörpers vor dem Trocknen [g]  
 $m_0$  Masse des Prüfkörpers nach dem Trocknen [g]  
 $u$  Feuchtegehalt [%]

Die Eigenschaften der Probekörper sind in Tabelle 80 dargestellt, wobei die Prüfkörper für die Versuche quer zur Faserrichtung vorwiegend radiale Jahrringorientierung aufweisen.

**Tabelle 80: Eigenschaften der Probekörper für die Vorversuche**

Parameter	BSH aus Birke	
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
Abmessungen $a, b, l$ [mm]	70 x 70 x 40	120 x 160 x 40
$\rho_{\text{mean}}$ [ $\text{kg/m}^3$ ]	608	589
$u_{\text{mean}}$ [%]	10,3	10,4
Anzahl	100	94

Trotz der ähnlichen Mittelwerte in Bezug auf die Feuchtigkeit wurde die Rohdichte auf eine Referenzholzfeuchte gemäß (ÖNORM EN 384: 2016) von  $u_{\text{ref}} = 12\%$  nach Gl. (4.3) korrigiert.

$$\rho_{12} = \rho(u) \cdot (1 - 0,005 \cdot (u - u_{\text{ref}})) \quad (4.3)$$

$\rho_{12}$  umgerechnete Rohdichte bei 12% Holzfeuchte [kg/m<sup>3</sup>]  
 $u$  Holzfeuchte bei der Prüfung (8 % ≤  $u$  ≤ 18 %)  
 $u_{\text{ref}}$  Referenzholzfeuchte [%]

Der Ausziehparameter kann entsprechend (ÖNORM EN 1382: 1999) nach Gl. (4.4) berechnet werden.

$$f = \frac{F_{\text{max}}}{d \cdot l_p}, \quad (4.4)$$

$f$  Ausziehparameter [N/mm<sup>2</sup>]  
 $F_{\text{max}}$  maximale Ausziehlast [N]

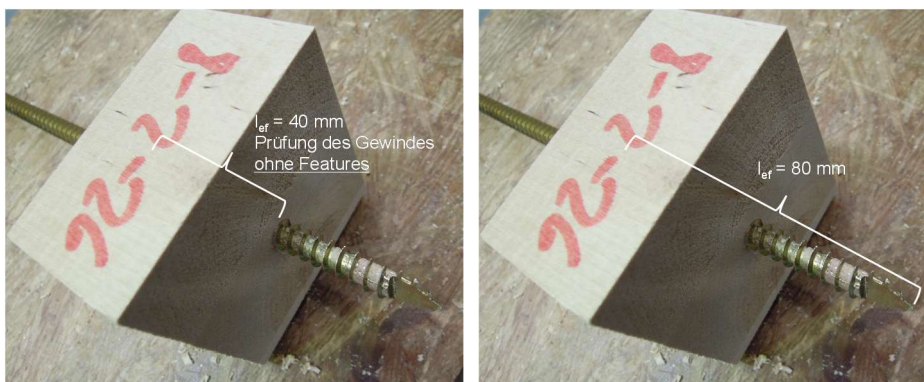
Die folgenden Ergebnisse wurden jedoch nach Gl. (4.5) ausgewertet, bei der sich die Ausziehfestigkeit auf die Mantelfläche, die durch den Nenndurchmesser  $d$  und die effektive Gewindelänge  $l_{\text{ef}}$  begrenzt wird, bezieht.

$$f_{\text{ax}} = \frac{F_{\text{max}}}{\pi \cdot d \cdot l_{\text{ef}}}, \quad (4.5)$$

Aufgrund von geringen Rohdichteunterschieden zwischen den für die Ausziehprüfungen verwendeten Prüfkörper, und dadurch dass für Birken Vollholz keine Korrekturen bezüglich der Ausziehfestigkeit (Rohdichteinfluss) bislang erforscht wurden, wird auf die Rohdichtekorrektur der Ausziehversuche verzichtet.

Zur Ermittlung des Eindrehwiderstandes bzw. des max. Eindrehmomentes wurden die Schrauben mit einer Drehzahl von 50 Umdrehungen pro Minute (50 Hz) eingeschraubt und das Eindrehmoment in Abhängigkeit der Einschraubtiefe kontinuierlich erfasst. Unmittelbar danach wurden die Ausziehprüfungen durchgeführt. Nach Erreichen einer Vorkraft von 150 N bei einer Geschwindigkeit von 1 mm/min wurden die Schrauben axial bis zu einem Lastabfall von 25 % der Maximallast belastet.

Die relevante effektive Gewindelänge für die Berechnung der Ausziehfestigkeit betrug für die Vorversuchsserie 40 mm. Dabei wurde die Schraube ca. 80 mm eingeschraubt um eventuelle Einflüsse seitens Verdichter sowie der Schraubenspitze auf die Ausziehfestigkeit auszuschließen. Diese relevanten Längen sind in Abbildung 117 dargestellt.



**Abbildung 117: relevante Gewindelänge für Ausziehfestigkeit bzw. Eindrehmoment**

Abbildung 118 zeigt die für die Ermittlung des Eindrehmomentes und der Ausziehtragfähigkeit verwendeten Prüfgeräte.



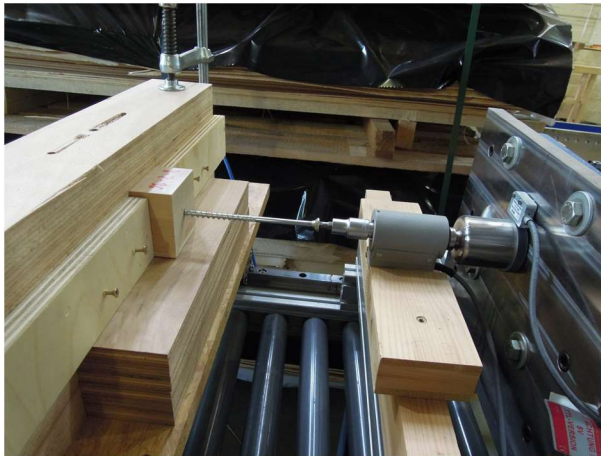


Abbildung 118: Prüfgerät für Ermittlung von Eindrehmoment (Eindrehprüfer) und Ausziehtragfähigkeit (Zwick)

## 4-2 PRÜFERGEBNISSE

Die Prüfergebnisse aus jeweils 20 Eindreh- und Ausziehversuchen in Form von Mittel- und 5 %-Quantilwerten sowie Variationskoeffizienten (COV) sind getrennt für  $\alpha = 0$  und  $90^\circ$  in Tabelle 81 und Tabelle 82 dargestellt. Die dabei gemessenen Holzfeuchten variieren von 9,1 bis 11,4 %.

Tabelle 81: Ergebnisse der Vorversuche für  $\alpha = 0^\circ$

Schraubentyp	n	Ausziehtragfähigkeit & Ausziehfestigkeit					Eindrehmoment			Rohdichte	
		$F_{ax,mean}$	$f_{ax,mean}$	$f_{ax,05,LND}$	$f_{ax,05,emp}$	COV	$M_{max,mean}$	$M_{max,05,emp}$	COV	$\rho_{12,mean}$	COV
[-]	[-]	[N]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]
Assy 3.0	20	7955	7,41	6,19	6,65	12,1	5,75	5,09	12,5	613,3	0,8
Rapid Komplex	20	8377	7,68	6,64	6,81	8,8	6,33	5,32	9,5	613,8	1,1
Rapid VG	20	7173	7,00	5,46	5,81	15,1	4,87	4,01	8,0	611,3	1,6
STDRVGG	20	8297	7,87	6,45	6,97	11,3	5,06	4,45	8,7	614,3	1,3
Supersenkfix	20	7272	6,79	5,66	5,71	10,2	5,31	4,26	9,2	614,6	1,2

Bei den Versuchen  $90^\circ$  zur Faserrichtung mussten nachträglich aufgrund von Ästen im Schraubenkanal jeweils ein Versuch der Serien Rapid-Komplex, Rapid VG und Supersenkfix aussortiert werden.

Tabelle 82: Ergebnisse der Vorversuche für  $\alpha = 90^\circ$

Schraubentyp	n	Ausziehtragfähigkeit & Ausziehfestigkeit					Eindrehmoment			Rohdichte	
		$F_{ax,mean}$	$f_{ax,mean}$	$f_{ax,05,LND}$	$f_{ax,05,emp}$	COV	$M_{max,mean}$	$M_{max,05,emp}$	COV	$\rho_{12,mean}$	COV
[-]	[-]	[N]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]
Assy 3.0	20	9445	8,82	7,93	7,95	6,3	6,07	5,48	7,7	597,3	2,7
Rapid Komplex	19	9526	8,70	7,89	7,98	5,9	6,58	5,75	9,4	593,8	1,9
Rapid VG	19	10739	10,48	9,09	9,06	8,1	4,67	3,54	13,1	591,0	2,5
STDRVGG	20	9831	9,29	8,42	8,50	5,9	5,37	4,83	5,9	591,1	2,6
Supersenkfix	19	9677	9,05	8,05	8,30	7,1	6,13	5,27	10,1	597,7	2,7

Im Folgenden werden im Rahmen dieser Vorstudien die variabel gehaltenen Gewindep Parameter Ganghöhe und Flankenneigung, sowie die Wirkung des Verdichters in Bezug auf ihre Auswirkungen auf die Ausziehfestigkeit und das Eindrehmoment getrennt betrachtet. Zusätzlich werden auch die Abhängigkeiten

der Ausziehfestigkeit sowie des Eindrehmoments von der Rohdichte dargestellt, wobei hinsichtlich des Verdichters zu erwähnen ist, dass dieser während dem Ausziehversuch außerhalb des Prüfkörpers lag.

Die folgende Abbildung 119 zeigt nun  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  aus den Ergebnisse der Einschraub- und Ausziehversuchen für die drei den Vergleich der Gewindesteigung repräsentierenden Schrauben Rapid Komplex-8x300, Rapid VG-8x300 und Supersenkfix-8x400.

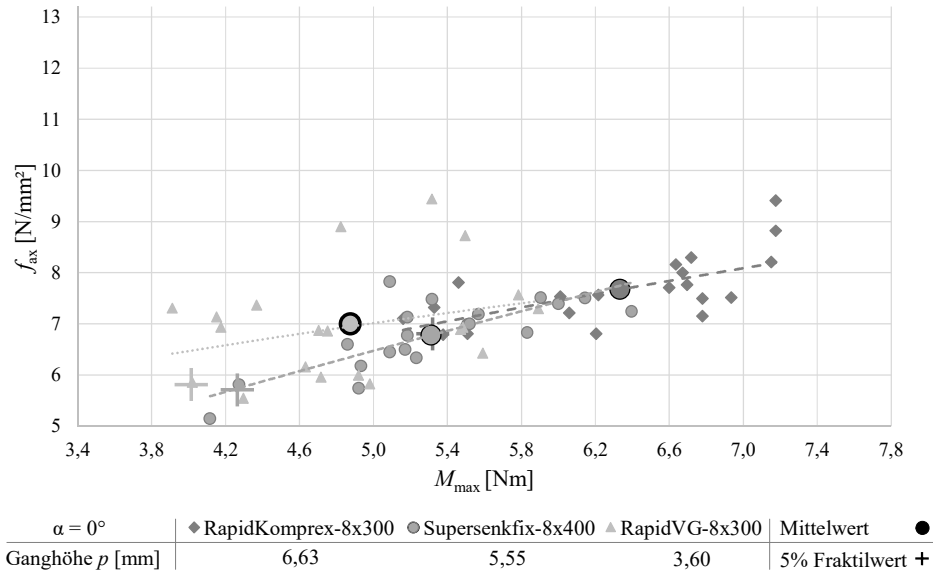


Abbildung 119: Vergleich der Ganghöhe:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 0^\circ$

Bei einer Einschraubrichtung von  $0^\circ$  zur Faser erreicht die Rapid Komplex Schraube mit der größten Ganghöhe im Mittel die höchste Ausziehfestigkeit. Gleichzeitig entsteht beim Einschrauben der Schraube im Mittel auch das höchste Eindrehmoment. Die Rapid VG-Schraube mit der kleinsten Ganghöhe hat im Vergleich zu den anderen Schrauben in Bezug auf die Ausziehfestigkeit  $f_{ax,mean}$  die höchste Streuung bei einem COV von 15,1 %. Für  $\alpha = 90^\circ$  zeigen die Ergebnisse in Abbildung 120 ein konträres Bild zu Abbildung 119. Die Rapid VG Schraube mit der kleinsten Ganghöhe erreicht hier im Mittel deutlich die höchste Ausziehfestigkeit sowie das kleinste Eindrehmoment. Es kann hier ein Zusammenhang zwischen der Ausziehfestigkeit und dem Eindrehmoment dargestellt werden. Die Potenz zur Beschreibung variiert hier von 0,46 bis 0,61, das Bestimmtheitsmaß ( $r^2$ ) zwischen 0,54 und 0,75.

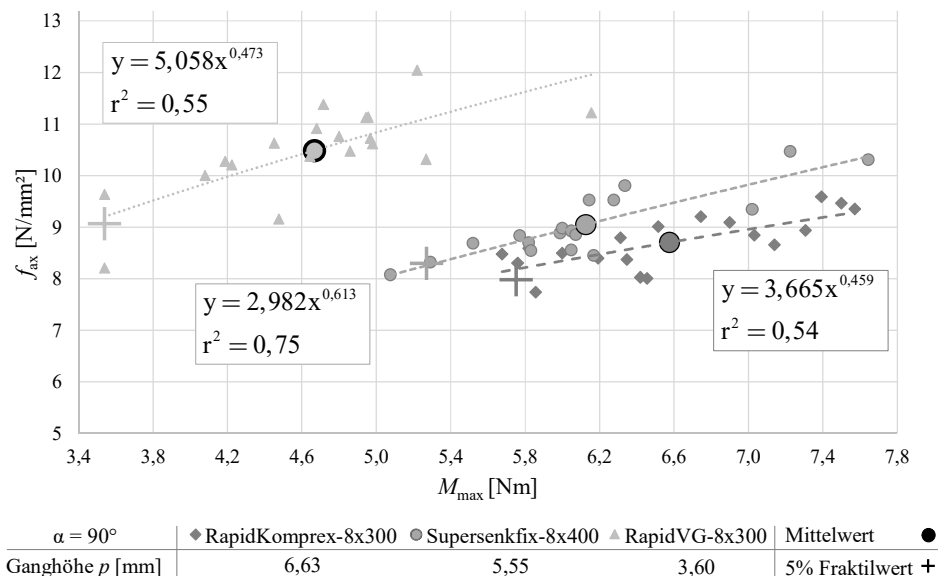


Abbildung 120: Vergleich der Ganghöhe:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 90^\circ$

Die Betrachtung der Ausziehfestigkeit und des Eindrehmoments zur Rohdichte für  $\alpha = 0^\circ$ , in Abbildung 121 dargestellt, brachte keine eindeutigen Ergebnisse. Vor allem die Daten der Rapid VG Schraube weisen in beiden Darstellungen eine sehr hohe Streuung auf. Aufgrund des zu geringen Bestimmtheitsmaßes ( $r^2 < 0,3$ ) wird in Abbildung 121 auf eine Auswertung mittels Regressionsanalyse verzichtet.

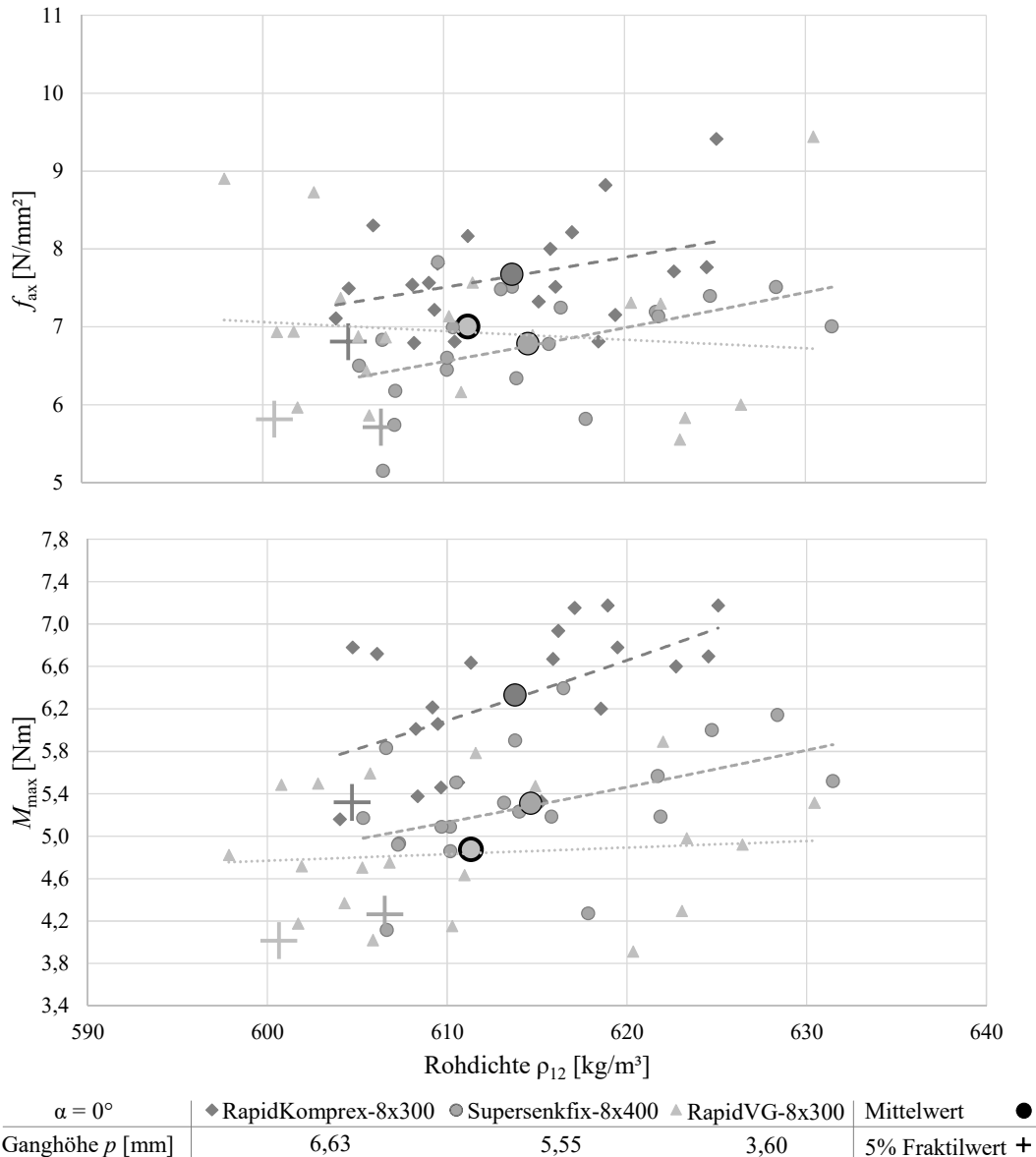
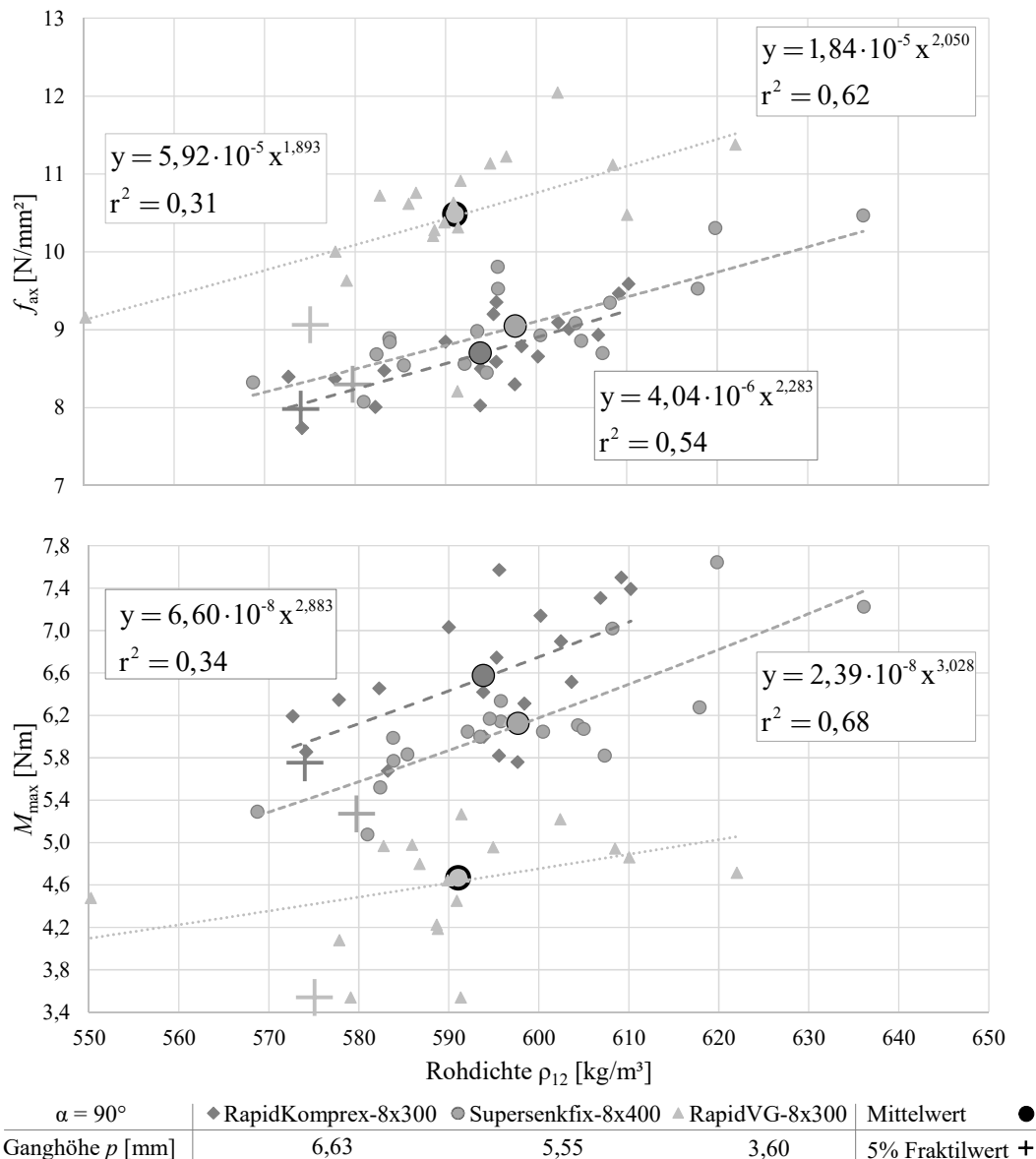


Abbildung 121: Einfluss Ganghöhe: Ausziehfestigkeit (oben) und Eindrehmoment (unten) vs. Rohdichte;  $\alpha = 0^\circ$

Die Ergebnisse für die Einschraubrichtung quer zur Faser (radial) in Abbildung 122 weisen auf mögliche Beziehungen der Ausziehfestigkeit und des Eindrehmoments vs. Rohdichte hin. Bei Annahme einer Potenzfunktion in der Regressionsanalyse ergeben sich für  $f_{ax}$  vs.  $\rho_{12}$  Potenzfaktoren zwischen 1,89 und 2,28 in Kombination mit  $r^2$  im Bereich von 0,31 bis 0,62. Nimmt man für die Auswertung von  $M_{max}$  vs.  $\rho_{12}$  ebenfalls eine Potenzfunktion an, so ergeben sich Potenzfaktoren zwischen 2,88 und 3,03 bei  $r^2$  von 0,34 bis 0,68. Für eine Auswertung des Potenzfaktors bei  $M_{max}$  vs.  $\rho_{12}$  für die Rapid VG Schraube ist das Bestimmtheitsmaß zu gering ( $r^2 < 0,3$ ).



**Abbildung 122: Einfluss Ganghöhe: Ausziehfestigkeit (oben) und Eindrehmoment (unten) vs. Rohdichte;  $\alpha = 90^\circ$**

Im Gegensatz zu den Ergebnissen für  $\alpha = 0^\circ$  zeigt sich bei Verschraubungen  $90^\circ$  zur Faser eine geringe Ganghöhe als vorteilhaft, sowohl für die Ausziehfestigkeit als auch für den Eindrehwiderstand.

Auf Basis dieser Untersuchungen kann festgehalten werden, dass sich bei Applizierung von Schrauben in Faserrichtung zwar eine höhere Ganghöhe positiv auf die Kurzzeitausziehfestigkeit bzw. negativ auf das Eindrehmoment auswirkt, der Unterschied zu den Schrauben mit kleinere Ganghöhe im Vergleich zu den Ergebnissen  $90^\circ$  zur Faser jedoch gering ist. Prozentuell ausgedrückt steigt bei Betrachtung der Rapid VG zur Rapid Komplex Schraube für  $\alpha = 0^\circ$  die mittlere Ausziehfestigkeit nur um rund 10 % durch eine Vergrößerung der Ganghöhe um rund 84 % von 3,60 auf 6,63 mm bei einer gleichzeitigen Erhöhung des gemittelten maximalen Eindrehmoments um rund 30 %. Im Vergleich dazu steigt nach den Ergebnissen quer zur Faser in Tabelle 82, ebenfalls bei Gegenüberstellung Rapid VG vs. Rapid Komplex, die mittlere Ausziehfestigkeit um rund 20 % bei einer Reduktion der Ganghöhe um rund 46 %, wobei zusätzlich das mittlere maximale Eindrehmoment um rund 29 % niedriger ausfällt.

Nun folgt der Vergleich zwischen Schraubentypen mit unterschiedlichen Ausprägungen im Flankenwinkel. Dabei wird die gegenwärtig übliche symmetrische Ausbildung des Gewindes (STDRVGG) mit einer asymmetrischen Variante (Assy 3.0) verglichen. Diese Analyse beruht auf der Annahme, dass sich ein geringerer, der Last zugewandter Flankenwinkel reduzierend auf die Spaltkraft bei Beanspruchung der Schraube auf Herausziehen auswirkt. Gleichzeitig ist aber auch zu erwarten, dass ein geringer, oberseitiger Flankenwinkel negative Auswirkungen auf die Ausziehfestigkeit hat, da in Folge auch ein geringeres Holzvolumen zur Abtragung der Kräfte aktiviert werden kann. Somit verringert sich die den Auszieh Widerstand positive beeinflussende Interaktion der Schubspannungen mit Querdruck.

In den Ergebnissen sind vereinzelt extreme Ausprägungen der Kenngrößen gegeben. Abbildung 123 zeigt strichliert dargestellt die Regressionsfunktion der beiden Schrauben mit Berücksichtigung und als volle Linie dargestellt ohne Berücksichtigung der Extremwerte. Die axialen Ausziehfestigkeiten für  $\alpha = 0^\circ$  liegen bei der STDRVGG-Schraube mit der symmetrischen Gewindeform etwas höher. Gleichzeitig ist beim Appizieren dieser Schraube auch ein geringeres Eindrehmoment erforderlich.

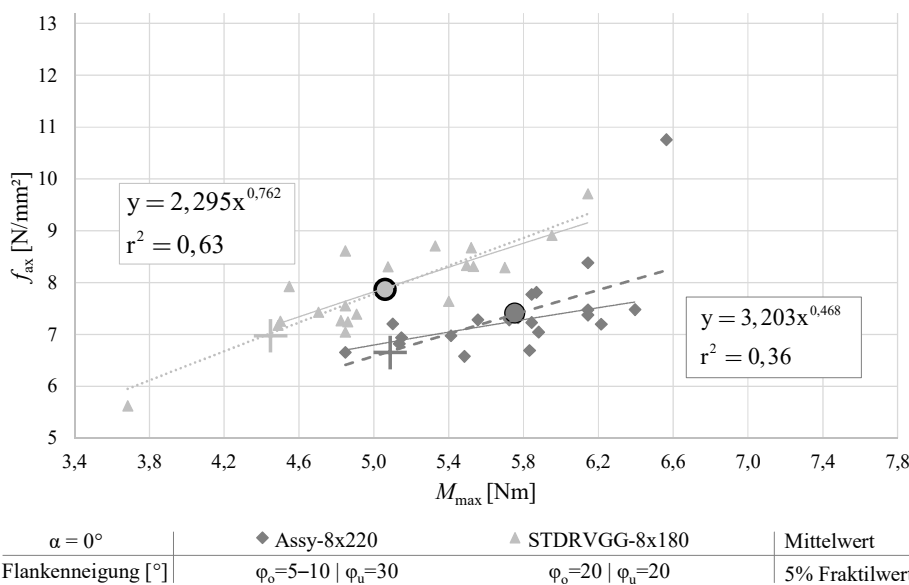


Abbildung 123: Vergleich der Flankenneigung:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 0^\circ$

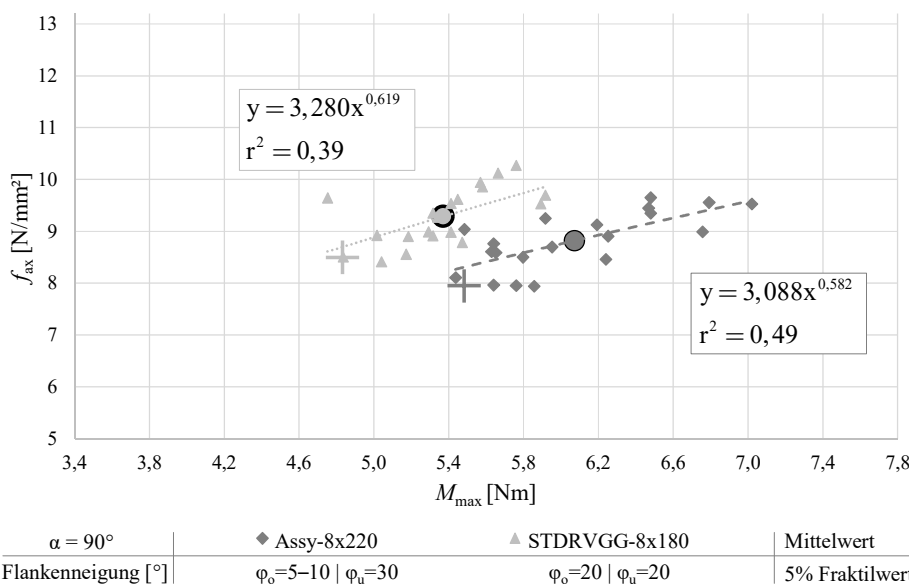
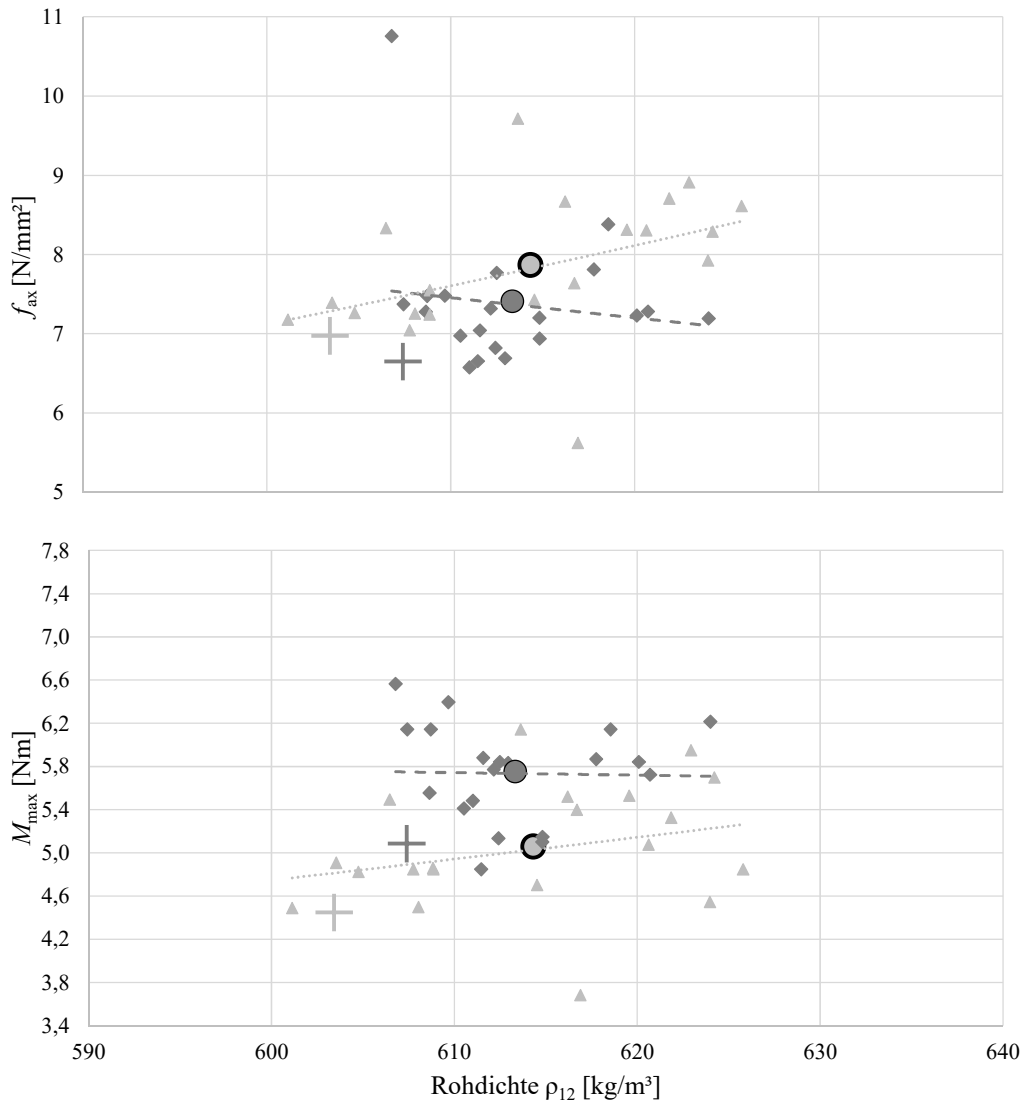


Abbildung 124: Vergleich der Flankenneigung:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 90^\circ$

Es lassen sich für die dargestellten Schrauben ohne Berücksichtigung der extremen Ausprägungen in beiden Einschraubrichtungen für die Ausziehfestigkeiten Abhängigkeiten vom Eindrehmoment mit Potenzzahlen von 0,47 bis 0,76 bei einem  $r^2$  von 0,36 bis 0,63 in Abbildung 123 und Abbildung 124 darlegen.

Für die Darstellungen  $f_{ax}$  und  $M_{max}$  vs.  $\rho_{12}$  können in Abbildung 125 für die Applikation in Faserrichtung keine eindeutigen Abhängigkeiten abgebildet werden. Für die STDRVGG Schraube ist ein leichter Trend erkennbar, der erwartungsgemäß mit steigender Rohdichte eine höhere Ausziehfestigkeit bzw. ein höheres Eindrehmoment andeutet.

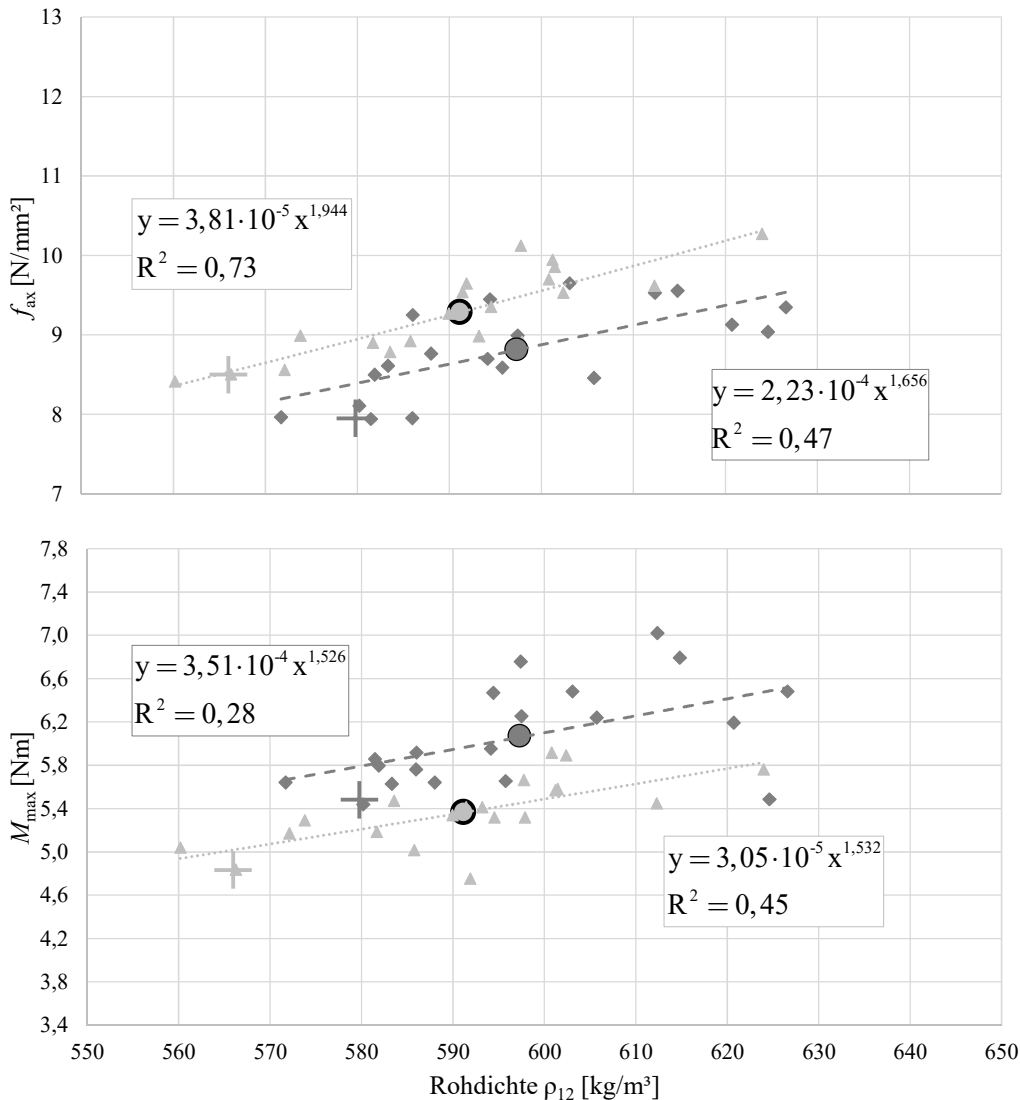


$\alpha = 0^\circ$			Mittelwert ●
Flankenneigung [°]	$\varphi_o=5-10 \mid \varphi_u=30$	$\varphi_o=20 \mid \varphi_u=20$	5% Fraktilewert +

**Abbildung 125: Einfluss Flankenneigung: Ausziehfestigkeit (oben) und Eindrehmoment (unten) vs. Rohdichte;  $\alpha = 0^\circ$**

Dagegen kann in Abbildung 126 für  $90^\circ$  zur Faser eingeschraubte Versuche wieder ein Trend beschrieben werden. Die STDRVGG Schraube mit der symmetrischen Flankenneigung lässt sich hier bei einer Potenzzahl von 1,94 für  $f_{ax}$  vs.  $\rho_{12}$  sehr gut zu den Ergebnissen in Abbildung 122 einreihen. Für die Assy Schraube mit einer asymmetrischen Flankenneigung liegt die Potenzzahl mit 1,67 etwas unter den zuvor

beobachteten Potenzzahlen. In Bezug auf das Eindrehmoment verhalten sich die beiden Schraubentypen mit unterschiedlichen Flankenprägungen mit einer Potenzzahl von 1,53 vergleichbar.



$\alpha = 90^\circ$	◆ Assy-8x220	▲ STDRVGG-8x180	Mittelwert ●
Flankenneigung [°]	$\varphi_o=5-10 \mid \varphi_u=30$	$\varphi_o=20 \mid \varphi_u=20$	5% Fraktilwert +

Abbildung 126: Einfluss Flankenneigung: Ausziehfestigkeit (oben) und Eindrehmoment (unten) vs. Rohdichte;  $\alpha = 90^\circ$

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das symmetrische Standardgewinde mit einer Flankenneigung von  $\varphi = 40^\circ$  nicht nur höhere Ausziehfestigkeiten, sondern auf Basis der vorliegenden Ergebnisse auch gleichzeitig ein geringeres Eindrehmoment zur Folge hat. Dabei liegt die mittlere Ausziehfestigkeit der STDRVGG-Schraube mit Standardgewinde für beide Einschraubrichtungen rund 5 bis 6 % über jener der Assy 3.0 Schraube mit asymmetrischer Flanken Ausbildung. Das mittlere maximale Eindrehmoment verringert sich für den symmetrischen Fall, ebenfalls für beide Einschraubrichtungen, um rund 12 %.

Die Vermutung, dass sich ein flacherer oberer Flankenwinkel negativ auf die Ausziehfestigkeit auswirkt, wurde somit bestätigt. Wenn dieser doch geringe Verlust an Ausziehfestigkeit einher geht mit einer deutlichen Reduktion der Spaltkräfte, dann kann die asymmetrische Flanken Ausbildung durchaus weiterhin von Interesse sein.

Der letzte Vergleich bezieht sich auf die Schrauben mit und ohne Verdichter bei sonst ähnlichen Geometrieverhältnissen.

Sowohl auf Basis der Ergebnisse für eine Einschraubrichtung  $0^\circ$  in Abbildung 127 als auch für  $90^\circ$  zur Faser in Abbildung 128 konnte der Einsatz des Verdichters, der beim Einschraubvorgang das zu verdrängende Holzvolumen weiter zermahlen und anschließend das Bohrmaterial verdichten soll nicht als zielführend bestätigt werden. Die Schraube ohne Verdichter zeigt hier in beiden Anwendungsfällen deutlich höhere Ausziehfestigkeiten und gleichzeitig ein geringeres Eindrehmoment.

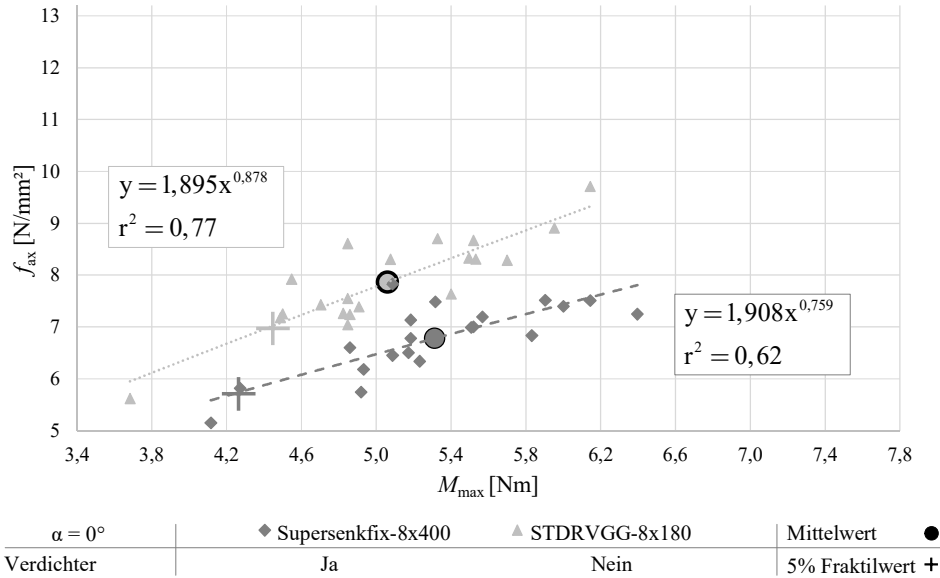


Abbildung 127: Vergleich mit und ohne Verdichter:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 0^\circ$

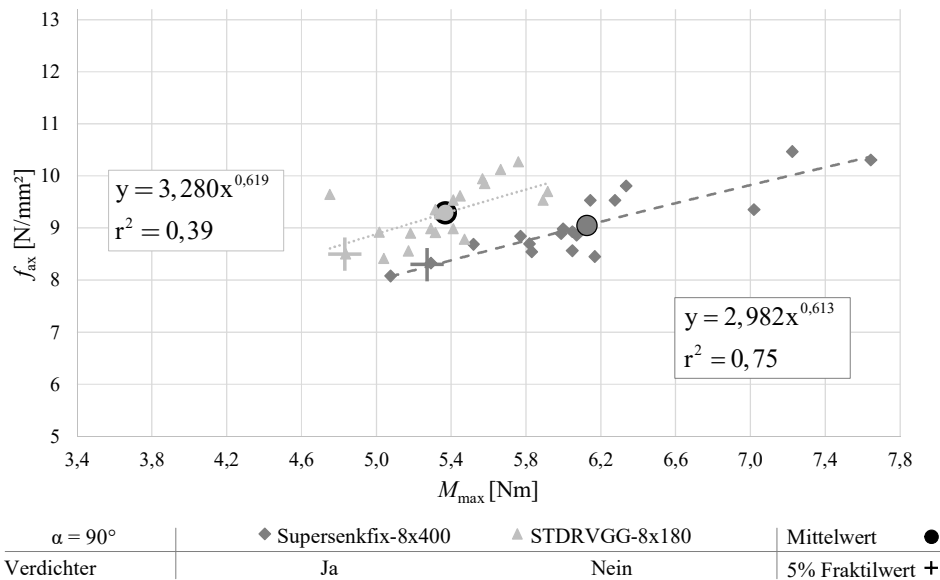
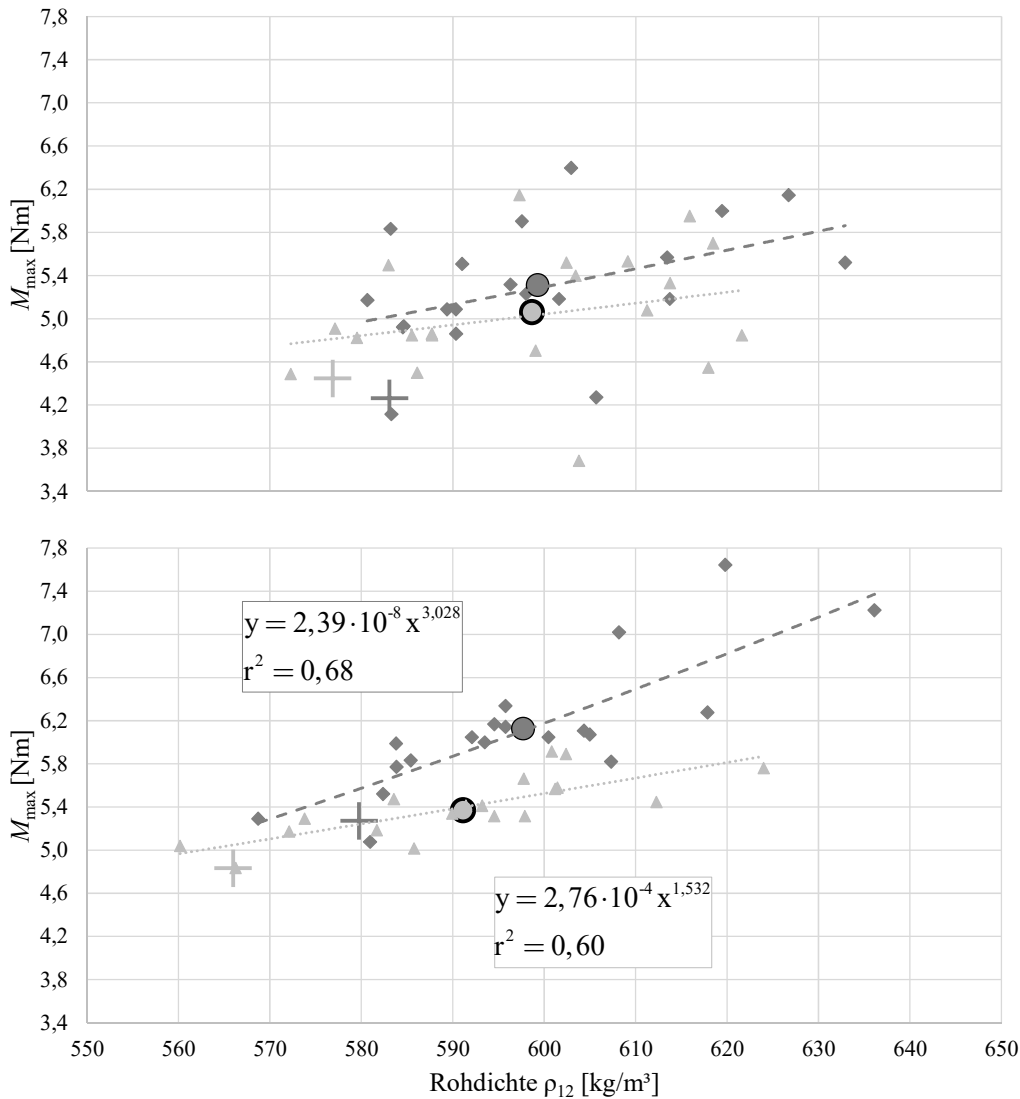


Abbildung 128: Vergleich mit und ohne Verdichter:  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  bei  $\alpha = 90^\circ$



Bei der Analyse der Wirkung des Verdichters wird auf eine Betrachtung der Ausziehfestigkeit in Bezug auf die Rohdichte verzichtet, da die verwendeten Schrauben Supersenkfix und STDRVGG bereits in den vorangegangenen Abbildungen beschrieben wurden und der Verdichter auf die Ausziehfestigkeit nur indirekt durch den durch ihn aufbereiteten Schraubkanal einen Einfluss haben kann.

Sehr wohl aber zeigt sich ein Einfluss des Verdichters für die gemessenen Eindrehmomente in Bezug zur Rohdichte bei den 90° zur Faser eingeschraubten Schrauben nach Abbildung 129 unten. Hier kann für die beschriebene Potenzfunktion für die Schraube mit Verdichter mit einer Potenzzahl von 3,03 eine weitaus höhere Rohdichteabhängigkeit als für die Schraube ohne Verdichter festgestellt werden.



$\alpha = 0^\circ; \alpha = 90^\circ$	◆ Supersenkfix-8x400	▲ STDRVGG-8x180	Mittelwert ●
Verdichter	Ja	Nein	5% Fraktilwert +

Abbildung 129: Einfluss Verdichter: Eindrehmoment vs. Rohdichte; oben für  $\alpha = 0^\circ$ , unten für  $\alpha = 90^\circ$

## 4-3 CONCLUSIO AUS DEN VORVERSUCHEN

Zur Übersicht der gesamten Vorversuchsserie werden die in Abschnitt 4-2 diskutierten Ergebnisse in Abbildung 130 als Boxplots dargestellt. Grau hinterlegt sind die Boxplots der Schrauben Rapid VG-8x300, Supersenkfix-8x400 und Rapid Komplex 8x300 für den Vergleich der Ganghöhe, sowie in weiß die Boxplots der Schrauben STDRVGG-8x180 und Assy-8x220 für den Vergleich der Flankenneigung. Schraffiert hinterlegt sind die Boxplots der Schrauben Supersenkfix-8x400 und STDRVGG-8x180 um die Auswirkung des Verdichters vergleichen zu können. In der Grafik werden die Mittelwerte als rote Rauten, und die 5% Quantilwerte als blaue Sterne dargestellt.

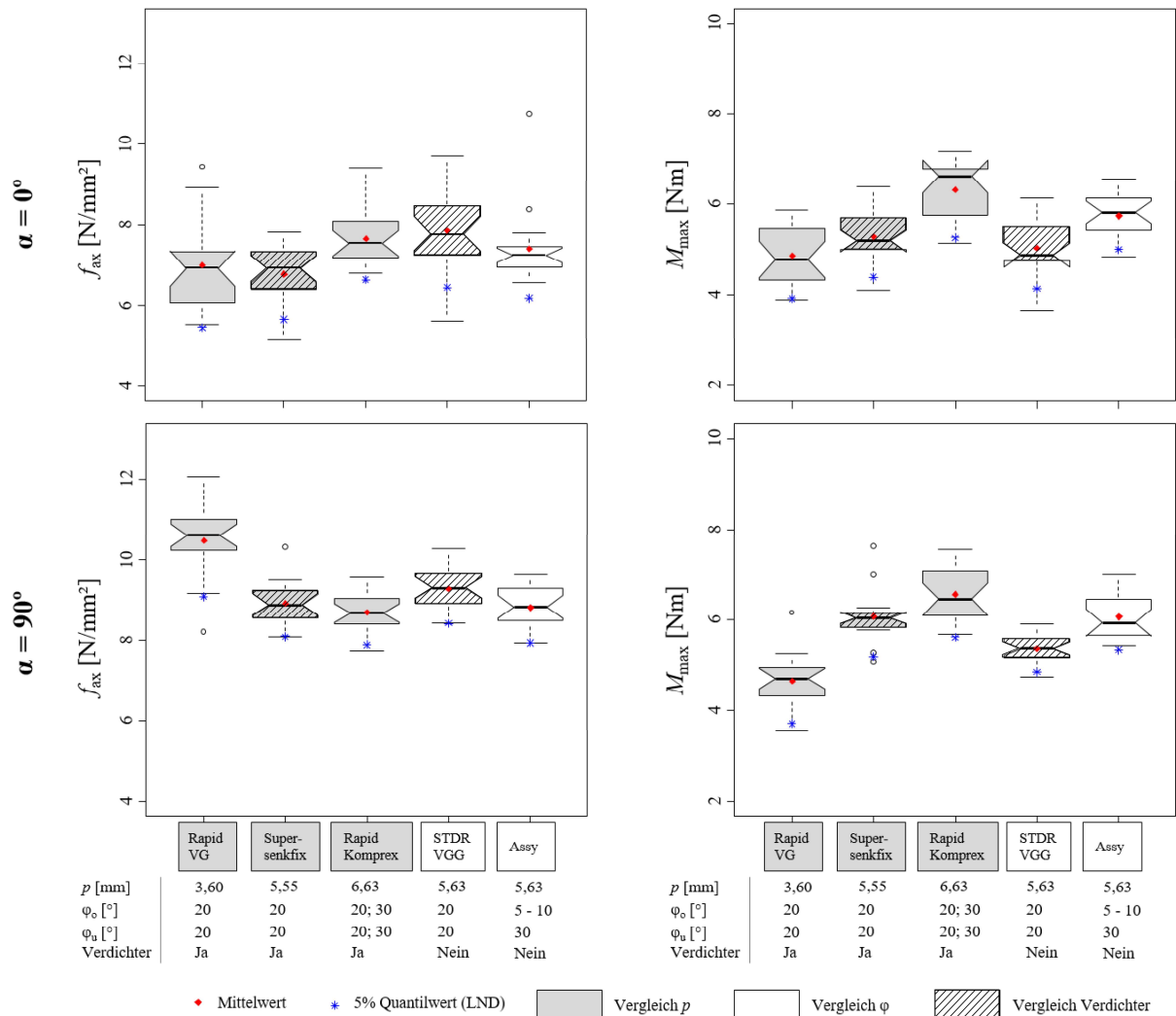


Abbildung 130: Übersicht der Vorversuche anhand von Boxplots

Zusammenfassend sind die Ergebnisse aus den Vorversuchen mit den Auswirkungen auf Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  und Eindrehmoment  $M_{max}$  des jeweiligen Parameters in Tabelle 83 dargestellt. Dabei stellte sich heraus, dass Schrauben mit symmetrischer Gewindeform mit einer Flankenneigung von  $\varphi = 40^\circ$ , mit  $\varphi_o = \varphi_u = 20^\circ$ , ohne Verdichter sowohl die Ausziehfestigkeit ( $> f_{ax}$ ), als auch das Eindrehmoment ( $< M_{max}$ ) für beide Einschraubrichtungen ( $\alpha = 0^\circ$  und  $\alpha = 90^\circ$ ) positiv beeinflussen. In Bezug auf die Ganghöhe steigt sowohl für  $\alpha = 0^\circ$  als auch für  $\alpha = 90^\circ$  das Eindrehmoment mit größerer Ganghöhe an. Dies ist auf die größere Steigung des Gewindes und somit auf den größeren Widerstand beim Eindrehvorgang zurückzuführen. Im Gegensatz dazu verhält sich die Ausziehfestigkeit für die Einschraubrichtungen konträr. Das bedeutet, dass für  $\alpha = 0^\circ$  die Ausziehfestigkeit mit höherer Ganghöhe ansteigt, für  $\alpha = 90^\circ$  jedoch mit höherer Ganghöhe abnimmt. Dies bestätigt die Gefahr von Schrauben mit geringen Ganghöhen bei Applizierung  $0^\circ$  zur Faser

das zwischen den Gewindegängen verbleibende Holz, sprich das Gegengewinde, zu stark zu schädigen und großteils bereits durch den Einschraubvorgang auf Schub längs zum Versagen zu bringen; siehe auch die bildlichen Analysen zu den Einschraubversuchen in Abschnitt 3-2. Die Beobachtung kann auch damit begründet werden, dass bei Applizierung  $0^\circ$  zur Faser das gesamte verdrängte Holzvolumen umseitig im Holz auf einen Widerstand gegen Druck quer zur Faser stößt, bekanntermaßen gekennzeichnet durch geringe Tragfähigkeit und Steifigkeit. Hingegen bietet das Holz bei Applizierung der Schrauben  $90^\circ$  zur Faser Widerstand gegen Druck in und quer zur Faserrichtung; in Faserrichtung mit vielfach höherer Tragfähigkeit und Steifigkeit. Zudem wird das umgebende Holz im Ausziehversuch der Schraube auf Abscheren und Rollschub beansprucht. Aufgrund der deutlich höheren Steifigkeit bei Längsdruckbeanspruchung im Falle der Applikation und bei Abscheren im Falle des Herausziehens der Schraube, werden in diesen Materialrichtungen auch primär die eingebrachten Lasten abgetragen. Wie ebenfalls die bildlichen Analysen in Abschnitt 3-2 für Einschraubvorgänge  $90^\circ$  zur Faser gezeigt haben, ist der Schraubkanal bzw. das Gegengewinde deutlich kompakter und sauberer, was in Folge auch geringere Abstände zwischen den Gewindegängen, sprich geringere Ganghöhen zulässt. Dies schlägt sich wiederum in geringeren Spannungen, welche je Gewindegang im Gegengewinde beim Ausziehversuch zu übertragen sind, nieder.

Zusammenfassend können in Tabelle 83 die Ergebnisse der Vorversuche und deren Auswirkungen auf die Ausziehfestigkeit bzw. das Eindrehmoment gezeigt werden. Zu optimalen Verhältnissen ( $> f_{ax}$ ,  $< M_{max}$ ), bezogen auf  $\alpha = 90^\circ$ , führt die Rapid VG Schraube mit einer kleinen Ganghöhe.

**Tabelle 83: Zusammenfassung der Vorversuchsergebnisse**

Parameter	$\alpha = 0^\circ$		$\alpha = 90^\circ$	
	$f_{ax,mean}$	$M_{max,mean}$	$f_{ax,mean}$	$M_{max,mean}$
> Ganghöhe $p$	>	>	<	>
symm. Gewindeform ( $\varphi = 40^\circ \mid \varphi_o = \varphi_u = 20^\circ$ )	>	<	>	<
kein Verdichter	>	<	>	<

In Tabelle 84 sind die in den Abbildungen zuvor dargestellten Abhängigkeiten der Ausziehfestigkeit  $f_{ax}$  bzw. des Eindrehmoments  $M_{max}$  von der Rohdichte sowie die Gegenüberstellung  $f_{ax}$  vs.  $M_{max}$  in Form von Potenzzahlen angeführt. Dabei zeigt sich kein signifikanter Einfluss in Bezug auf die Rohdichte für  $\alpha = 0^\circ$ . Die Ergebnisse quer zur Faser können jedoch anhand von Potenzfunktionen durchgehend beschrieben werden. Dabei konnte sowohl für die Assy 3.0 Schraube mit einer geringeren lastzugewandten Flankenneigung, als auch für die beiden Schrauben ohne Verdichter (Assy 3.0 und STDRVGG) sowie für die Rapid VG Schraube mit der kleinsten Ganghöhe, dessen Rohdichteinfluss jedoch aufgrund eines zu geringen Bestimmtheitsmaßes nicht beschreibbar ist, ein geringerer Rohdichteinfluss des Eindrehmomentes als bei den Schrauben Supersenkfix und Rapid Kompres (mit Verdichter) beobachtet werden. Der Bezug der Ausziehfestigkeit zur Rohdichte verhält sich für beide Einschraubrichtungen ähnlich. Generell kann ein etwas höherer Rohdichteinfluss als im Vergleich zum Modell nach (Hübner 2013) in Tabelle 26 mit eine Potenzzahl von 1,61 festgestellt werden.

**Tabelle 84: Zusammenfassende Abhängigkeiten der Ausziehfestigkeit in Form von Potenzzahlen**

Betrachtung	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$f_{ax,mean}/\rho_{12}$	–	1,89 bis 2,28; (Assy 3.0: 1,66)
$M_{max,mean}/\rho_{12}$	–	2,88 bis 3,03; (Assy 3.0: 1,53, STDRVGG: 1,55)
$f_{ax,mean}/M_{max,mean}$	0,47 bis 0,88	0,46 bis 0,62

Auf Basis dieser Ergebnisse und unter Einbeziehung der Möglichkeiten einer industriellen Herstellung bei Gewindeformgebung durch Walzen wurden gemeinsam mit der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH die Geometrien von zwei Prototypen festgelegt. Aufgrund der doch geringen Unterschiede der Ausziehfestigkeit in Faserrichtung für die verschiedenen Ganghöhen, der deutlich höheren Ausziehfestigkeit quer zur Faser für die kleinste Ganghöhe, der Annahme, dass sich der Effekt der

Ganghöhe bei Applizierung 0° zur Faser in Hölzern mit Rohdichten über jener der hier untersuchten Birke geringer ausgeprägt zeigt und in Hinblick des geringeren Eindrehwiderstandes, als ein wesentliches Merkmal welches das Applizieren der Schrauben in Hartlaubholz(produkten) bei entsprechender Einhaltung von Grenzwerten überhaupt erst ermöglicht, wird die Ganghöhe der Referenzschraube mit  $p = 3,6$  mm sowie die der Prototypen mit  $p = 4,0$  mm festgelegt.

Trotz der eindeutigen Ergebnisse aus Ausziehfestigkeit und Eindrehmoment, die für eine symmetrische Gewindeform sprechen, wurde Prototyp 2 mit einer asymmetrischen Gewindeform definiert. Diese Festlegung beruht u.a. auf den Erkenntnissen aus den Arbeiten von (Blaß und Uibel 2009) und (Enders-Comberg 2015) zu den Spaltkräften und auf den Ergebnissen der Literaturrecherche der Kunststoffschrauben. Hier wird diese Variante verwendet um höhere Ausziehfestigkeiten bei gleichzeitig geringeren Spaltkräften zu erzielen. Des Weiteren sind trotz der unerwarteten Ergebnisse in Bezug auf den Verdichter die Unterschiede in Bezug auf das Eindrehmoment zwischen den Schrauben mit und ohne Verdichter als gering zu bewerten. Aufgrund der positiven Erfahrungen mit dem Verdichter seitens der Fa. Schmid Schrauben Hainfeld GmbH, auch in Bezug zu ersten Eindrehversuchen in Hartlaubholz(produkten), wurde für beide Prototypen die Ausbildung des Verdichters festgelegt.

Zusätzlich sollen die Prototypen auf Grundlage von Abschnitt 3-3 einen höheren Kerndurchmesser aufweisen, wobei man sich aus herstellungstechnischen Gründen auf ein maximales  $d_1/d$ -Verhältnis von 0,75 festlegen musste. Der konisch verlaufende Kern der Schraube, der ebenfalls in Abschnitt 3-3 entwickelt wurde, kann aus Sicht des Herstellers unter Anwendung des angestrebten Produktionsprozesses nicht realisiert werden. Auch eine kerbformoptimierte Ausbildung am Übergang Gewinde zu Schaft wurde als nicht zielführend erachtet. Grund dafür ist, dass es in der Herstellung während des Aufwalzens des Gewindes zu Materialstauchungen im Bereich des Schaftes zwischen den Gewindeflanken kommt was zu einer Reduktion des Kernquerschnittes lokal von wenigen 1/10 mm führen kann und somit diese Stelle auch maßgebend die Zugtragfähigkeit der Schraube bestimmt. Laut der Auswertung von (Ringhofer lfd.) beträgt die durchschnittliche Tiefe dieser Querschnittsschwächungen nach Abbildung 131 im Mittel 0,271 mm.

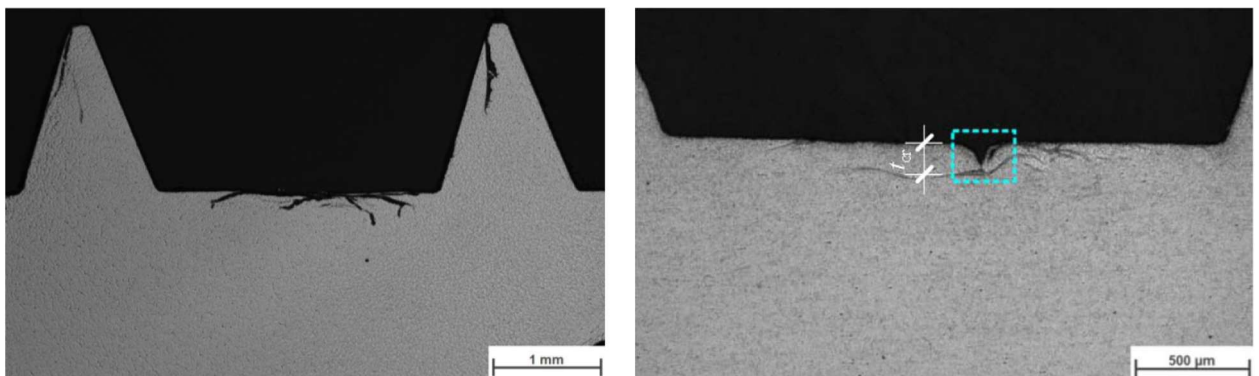


Abbildung 131: Schliffbild einer typisch selbstbohrenden Holzschraube (Ringhofer lfd.)

Als Referenzschraube (RF) wurde, aus Gründen der kleinen Ganghöhe, der symmetrischen Gewindeform sowie des Vorhandensein eines Verdichters, die Rapid VG Schraube ausgewählt. Prototyp 1 (P1) und Prototyp 2 (P2) wurden wie in Tabelle 85 zusammengefasst definiert:

Tabelle 85: Festlegung der Schraubenparameter für die Hauptserie

Parameter	Einheit	Referenzschraube (RF)	Prototyp 1 (P1)	Prototyp 2 (P2)
$p$	[mm]	3,6	4,0	4,0
$d_1/d$	[-]	0,65	0,75	0,75
$s/p$	[-]	0,39	0,28	0,28
$\varphi_o$	[°]	20	20	10
$\varphi_u$	[°]	20	20	30
Verdichter		Ja	Ja	Ja

## KAPITEL 5: HAUPTSERIE

Im Folgenden werden nun die in Kapitel 4 festgelegten Prototypen im Benchmark zur Referenzschraube auf ihre Stahlkenngrößen sowie ihre Leistungsfähigkeit bei Applikation und Herausziehen aus Hartlaubholz(produkten) untersucht. Die Prüfungen im Holz werden um lokale Wegmessungen zur Ermittlung der Steifigkeit des Holz-Schraubenverbundes, sowie Spaltversuche unter Verwendung von dafür eigens entwickelten Messschrauben zur Ermittlung der Spaltkräfte während der Schraubenapplikation und der Beanspruchung auf Herausziehen in Anlehnung an (Blaß und Uibel 2009) und (Enders-Comberg 2015) erweitert.

### 5-1 MATERIAL UND METHODEN

#### 5-1.1 SCHRAUBENTYPEN UND IHRE AUSPRÄGUNGEN

Eine überblicksmäßige Darstellung der für die Hauptversuche verwendeten Schrauben zeigt Abbildung 132.



*Abbildung 132: Übersicht Referenzschraube, Prototyp 1 und Prototyp 2*

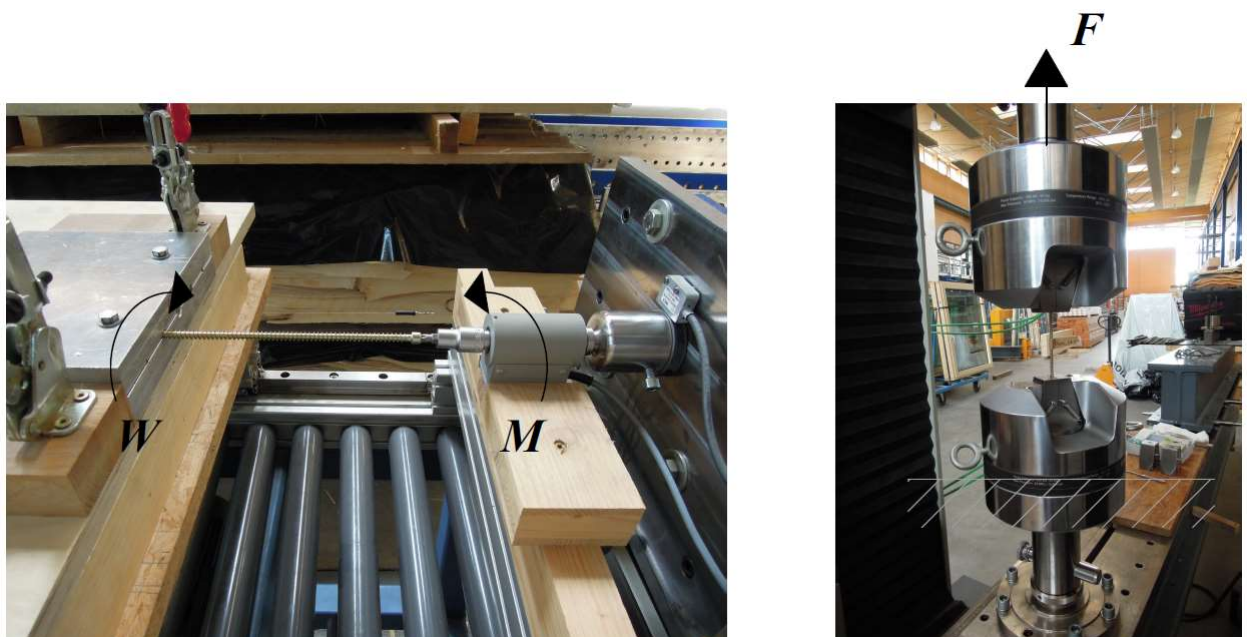
Die Geometrien der Schrauben wurden mit einem elektronischen Messschieber exakt nachgemessen und zum Vergleich mit den in Tabelle 79 ausgewiesenen Kenndaten der für die Vorversuche verwendeten Schrauben in Tabelle 86 nochmals dargestellt.

**Tabelle 86: Parameter der Schrauben für die Hauptserie**

Parameter	Einheit	Referenzschraube (RF)	Prototyp 1 (P1)	Prototyp 2 (P2)
$d$	[mm]	8,0	8,0	8,0
$d_1/d$	[-]	3,6	4,0	4,0
$p$	[mm]	0,65	0,74	0,74
$s/p$	[-]	0,39	0,27	0,28
$\varphi_o$	[°]	20	20	10
$\varphi_u$	[°]	20	20	30
<b>Verdichter</b>		Ja	Ja	Ja
<b>Spitze</b>		Vollspitze	Vollspitze	Vollspitze
<b>Kopf</b>		Zylinderkopf	Senkkopf	Senkkopf

## 5-1.2 STAHLVERSUCHE

Zunächst wurden je 10 Versuche pro Schraubentyp zur Bestimmung der Torsions- und Zugtragfähigkeit, siehe dazu Abbildung 133, durchgeführt. Für erstere sind dabei die Schrauben in zwei zusammenschraubte Stahlplatten, mithilfe derselben Eindrehmaschine wie in Kapitel 4, bei einer Drehzahl von 15 Hz solange eingedreht worden, bis sie auf Torsion versagten. Das Bruchdrehmoment entspricht dabei dem im Versuch maximalen aufgezeichneten Moment. Die Bestimmung der Zugtragfähigkeit erfolgte am selben Prüfgerüst wie die Ausziehprüfungen, bei einer Geschwindigkeit von 0,4 mm/s. Abweichend zu den beiden Prototypen eignete sich der Zylinderkopf der Referenzschrauben nicht zur Lagerung im vorhandenen Adapter der Prüfmaschine. Demzufolge wurden die Köpfe mittels Winkelschleifer abgetrennt und das Schraubengewinde auf beiden Seiten mittels hydraulischer Klemmbacken eingespannt. Die obere Klemmbacke wurde danach bis zum Versagen der Schraube auf Zug nach oben verschoben, während die untere Klemmbacke weitgehend starr blieb. Die größte während dem Versuch aufgezeichnete Kraft entspricht der Zugtragfähigkeit der Schraube. Die zugehörige Zugfestigkeit wird mittels Gl. (3.22) bestimmt.



**Abbildung 133: Prüfkongfiguration zur Bestimmung der Torsions- (links) und Zugtragfähigkeit (rechts)**

### 5-1.3 EINDREH- UND AUSZIEHVERSUCHE

Das Eindrehmoment und die Ausziehtragfähigkeit der Schrauben in Buchen Vollholz sowie in Pollmeier BauBuche wurden wieder an denselben Prüfgeräten wie bei den Vorversuchen, siehe Abbildung 118, bestimmt. Zusätzlich wurden bei den Ausziehersuchen der beiden Prototypen auch zwei induktive Wegaufnehmer zur Bestimmung der lokalen Dehnungen mit Referenz zur Holzoberfläche verwendet, um später die Steifigkeit des Verbundes Holz-Schraube bestimmen zu können; siehe dazu Abbildung 134 und Abbildung 135.

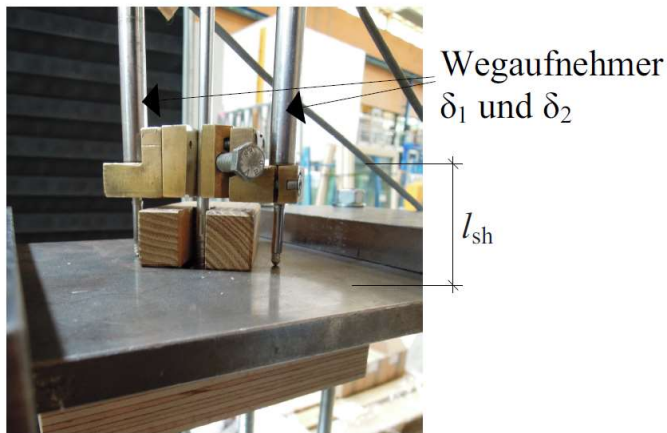


Abbildung 134: Lokale induktive Wegaufnehmer für die Bestimmung von  $k_{ser}$

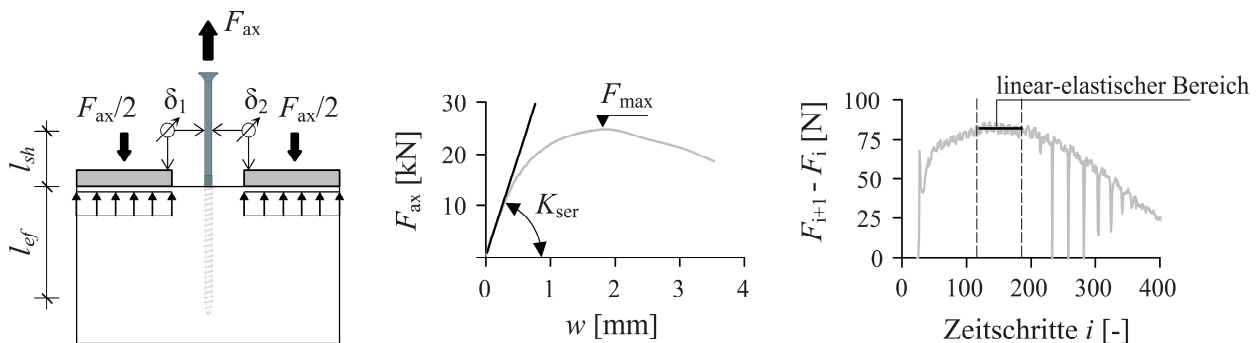


Abbildung 135: (links) Darstellung der Wegaufnehmer für die Versuchskonfiguration „push-pull“; (mitte) typische Kurve einer axial beanspruchten Schraube; (rechts) Lastzunahme vs. Zeitzunahme (Ringhofer et al. 2015b)

Die Bestimmung der Steifigkeit  $k_{ser}$  erfolgt gemäß (Ringhofer et al. 2015b) mithilfe der folgenden Parameter:

$l_{sh} = 51 \text{ mm}$	Abstand Oberkante Holz zu Achse der Befestigungsschraube (siehe Abbildung 134)
$d_1 = 6,42 \text{ mm}$	Kerndurchmesser des Prototyps
$E_s = 210000 \text{ N/mm}^2$	$E$ -Modul der Schraube (Annahme)

Die Berechnung von  $k_{ser}$  erfolgte anhand einer einfachen Regressionsanalyse, bei der die Ausziehtragfähigkeit und die zugehörige Verschiebung im linear-elastischen Bereich des Verbindungsmittels, siehe Abbildung 135, aufgenommen wurde. Dieser linear-elastische Bereich kann durch Gegenüberstellung der Lastdifferenz  $F_{i+1} - F_i$  aus den gemessenen Ausziehkräften  $F_i$  und des jeweiligen Zeitschrittes  $i$  bestimmt werden. Die lokalen Verschiebungen, die mithilfe von zwei Wegaufnehmern ( $\delta_1$  und  $\delta_2$ ) gemessen wurde, können mit Gl. (4.4) auf die tatsächlichen Verschiebungen umgerechnet werden.

$$w = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} - w(l_{sh}) = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} - \frac{\sigma_{ax}}{E_s} \cdot l_{sh} \quad \text{mit} \quad \sigma_{ax} = \frac{F_i}{d_1^2 \times \pi / 4} \quad (5.1)$$

Als Material wurden für die Eindreh- und Ausziehversuche Buchen Vollholz sowie Pollmeier BauBuche GL 70 mit den Eigenschaften nach Tabelle 87 verwendet. Dabei wurden je Schraubentyp (RF, P1 & P2), Einschraubrichtung ( $\alpha = 0^\circ$  &  $90^\circ$ ) und Probenmaterial (Buche VH & BauBuche) 22 Eindreh- und Ausziehversuche durchgeführt. Innerhalb jeder Serie erfolgte die Entnahme der Probekörper von 22 Buchen VH sowie BauBuchen Kanthölzern gemäß Abbildung 136. Das bedeutet jedes Kantholz (Buche VH (BU) bzw. BauBuche (P)) wurde mit einer fortlaufenden Nummerierung von 01 bis 22 bezeichnet. Die zweite Positionsnummer lässt auf den Last-Faserwinkel mit  $0^\circ$  oder  $90^\circ$  rückschließen. Die dritte Nummer steht für die Anwendung der jeweiligen Schraube mit 1: RF, 2: P1, 3: P2. Dies ermöglichte einerseits in den Versuchsergebnissen je Schraubentyp die Abbildung der Bandbreite des Materials, sowie die bessere Vergleichbarkeit der einzelnen Schraubentypen untereinander aufgrund zu erwartender ähnlicher Holzmerkmale. Dies soll bestmögliche Bedingungen für den Vergleich der wesentlichen Effekte sicherstellen. Die geringen Holzfeuchten der Buchen VH Probekörper sind auf die kurze Konditionierzeit zurück zu führen. Somit konnte die gewünschte Referenzholzfeuchte von 12 % nicht erreicht werden. Zudem beträgt bei BauBuche die Ausgleichsfeuchte weniger als 12 %. Die für die Vergleiche der Schrauben wichtige annähernd gleiche Holzfeuchte konnte weitgehend erreicht werden; siehe Tabelle 87.

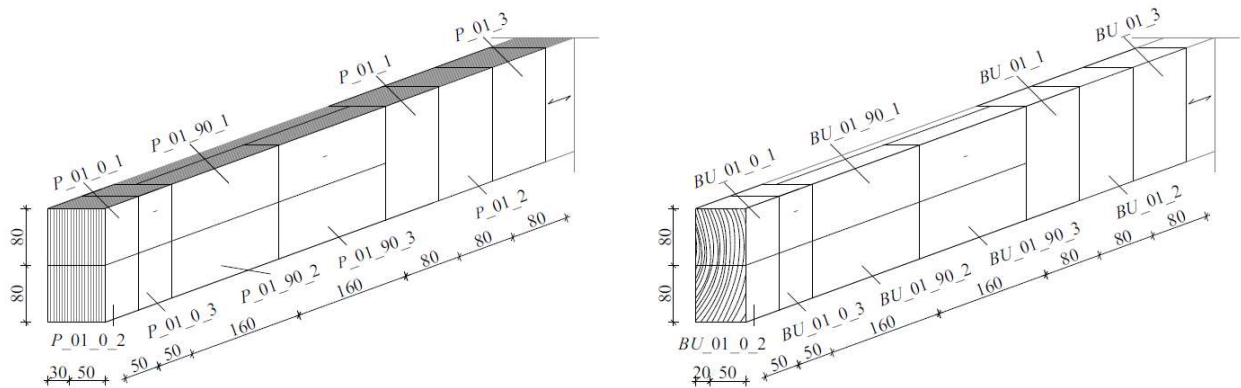


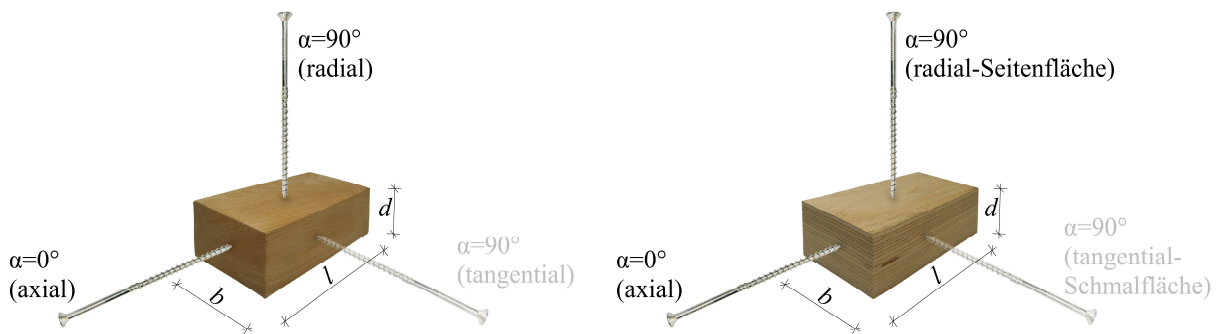
Abbildung 136: Prüfkörperzuschnitt: BauBuche (links); Buche VH (rechts)

Tabelle 87: Eigenschaften der Probekörper für Eindreh- und Ausziehversuche

Parameter	Buche Vollholz		Pollmeier BauBuche	
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$l$ [mm]	50	160	50	160
$b$ [mm]	80	70	80	80
$d$ [mm]	70	50	80	50
$\rho_{12,mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	741	734	833	839
$u_{mean}$ [%]	8,9	8,8	7,4	7,5
Anzahl $n$	66	66	66	66

Zugehörig zu den Abmessungen der Probekörper sind in Abbildung 137 die Geometriebezeichnungen  $l$ ,  $b$  und  $h$  sowie die Einschraubrichtungen dargestellt, wobei in tangentialer Richtung in Buche VH bzw. in der Schmalseite der BauBuche in dieser Arbeit keine Prüfungen durchgeführt wurden.





**Abbildung 137: Definition der Prüfkörpergeometrie der Hauptserie 0° und 90° zur Faserrichtung für Buche Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts)**

Die relevante effektive Gewindelänge für die Berechnung der Ausziehfestigkeit nach Gl. (4.5) beträgt für die Hauptserie 50 mm. Dabei wird die Schraube ca. 80 mm eingeschraubt um Verdichter, sowie die Schraubenspitze für die Berechnung der Ausziehfestigkeit auszuschließen, siehe auch Abbildung 117 der Vorversuchsserie. Die relevanten Längenbezeichnungen sind in Abbildung 3 dargestellt. Aufgrund der geringen Feuchtigkeitsunterschiede bzw. der nicht ausreichend bekannten Rohdichtekorrekturefunktion der Buchen und BauBuchen Probekörper in Bezug auf die Ausziehfestigkeit wird entsprechend der Vorversuchsserie auf eine Korrektur von  $f_{ax}$  verzichtet. Die Rohdichte zugehörig zur Referenzholzfeuchte wird aber sehr wohl auf der Grundlage von Gl. (4.3) bestimmt. Es werden folgende Prüfeinstellungen für die Ermittlung der Ausziehtragfähigkeit der Hauptversuche nach Tabelle 88 gewählt, sodass  $F_{max}$  entsprechend (ÖNORM EN 1382: 1999) in  $(90 \pm 30)$  s erreicht wird. Als Prüfende wird für alle Serien der Lastabfall bei 25 % von  $F_{max}$  definiert.

**Tabelle 88: Prüfeinstellungen zur Ermittlung der Ausziehtragfähigkeit Hauptversuche**

Parameter	Buche Vollholz		Pollmeier BauBuche	
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
Prüfgeschwindigkeit [mm/s]	1,5	2,2	1,8	2,5
Vorkraft [N]	300	300	300	300

## 5-1.4 MESSSCHRAUBENVERSUCHE

Eine weitere Versuchsserie dient der Ermittlung der Spaltkräfte während dem Eindrehen bzw. axialen Herausziehen der Schrauben 0° zur Faserrichtung in Buche VH bzw. Pollmeier BauBuche. Tabelle 89 zeigt die wesentlichen geometrischen und physikalischen Kenngrößen der hierfür verwendeten Probekörper.

**Tabelle 89: Eigenschaften der Probekörper für Messschraubenversuche**

Parameter	Buche Vollholz	Pollmeier BauBuche
	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 0^\circ$
$l$ [mm]	80	80
$b$ [mm]	160	160
$d$ [mm]	70	80
$a$ [mm]	50	50
$c$ [mm]	15	15
$\rho_{mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	745	824
$u_{mean}$ [%]	9,8	8,3
Anzahl $n$	36	36

Die Prüfkörper wurden entsprechend Abbildung 138 mit den Abmessungen nach Tabelle 89 zugeschnitten und in Anlehnung an (Blaß und Uibel 2009) für die Einbringung der Messschrauben nach Abbildung 139 mit einem Durchmesser von 7 mm vorgebohrt. Die zu prüfenden Holzschrauben wurden ohne Vorbohren eingebracht.

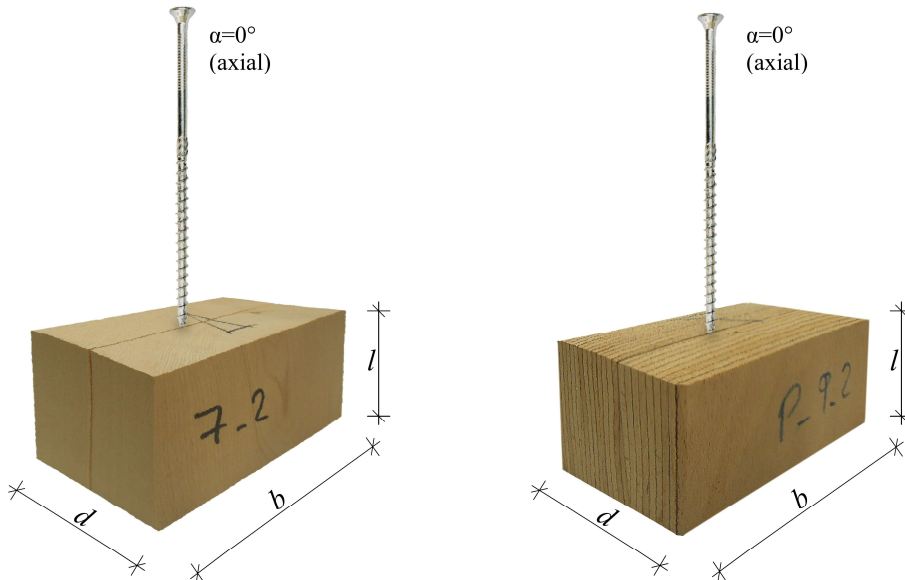


Abbildung 138: Definition der Prüfkörpergeometrie der Messschraubenversuche  $0^\circ$  zur Faserrichtung für Buchen Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts)

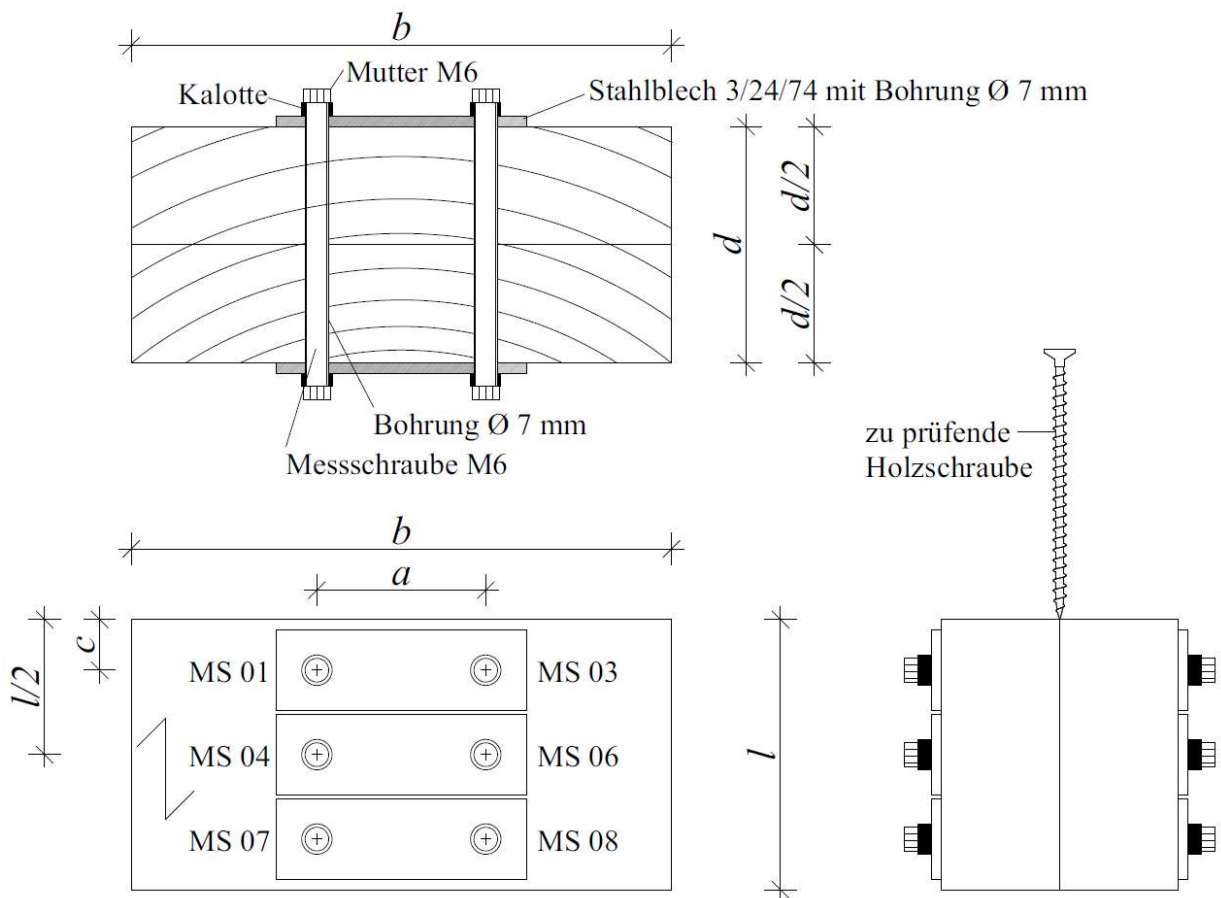


Abbildung 139: Messschraubenkonfiguration in Anlehnung an (Blaß und Uibel 2009)

Aufgrund der zu erwartenden Spaltkräfte von rund 2500 N je Messschraube, gemäß Abschnitt 3-2, resultierend aus dem Applizieren der Schrauben und des noch dazu höheren Kerndurchmessers der Prototypen, wurde die maximale Spaltkraft mit 3000 N festgelegt. Die Auswahl der Messschrauben entsprach folgendem Vorgang: Zunächst wurden die zulässigen Dehngrenzen der Messschrauben in Absprache mit der für die am Institut für Messtechnik zuständigen Person auf  $\varepsilon = 0,5 - 1,0 \%$  festgelegt. Dementsprechend konnten zur Fertigung der Messschrauben M6 Gewindestangen der Schraubenfestigkeitsklasse 4.8 mit einer Fließgrenze von  $f_{y,k} = 320 \text{ N/mm}^2$  gewählt werden. Da zentrisch in den Messschrauben eine Bohrung mit einem Durchmesser von 2 mm für das Einsetzen der Dehnmessstreifen erforderlich ist, wurde zur Berechnung der maximalen Spannung der Nettoquerschnitt bei einem Kerndurchmesser von  $d_1 = 4,773 \text{ mm}$ , zu  $A_{\text{netto}} = 14,74 \text{ mm}^2$  ermittelt. Dies entspricht bei Anwendung des Hook'schen Gesetz nach Gl. (3.14) für die zu erwartenden Spaltkräfte von 3000 N je Messschraube, und einem  $E$ -Modul von  $210000 \text{ N/mm}^2$ , eine maximale Dehnung von  $\varepsilon = 0,97 \%$ . Somit stellte sich die gewählte M6 Gewindestange mit den beschriebenen Eigenschaften als geeignet heraus.

Das Herstellen der Messschrauben erfolgte am institutseigenen Labor. Zunächst wurden 10 Stück M6 Gewindestangen der Schraubenfestigkeitsklasse 4.8 auf 200 mm abgelängt und in diese zentrisch mit einem Durchmesser von 2 mm über eine Länge von 80 mm eine Bohrung vorgenommen. Anschließend wurde an einem Ende jeweils eine Schraubenmutter mit Uhu Plus Endfest 300 Klebstoff befestigt und bei  $170 \text{ C}^\circ$  bei einer Dauer von 10 min ausgehärtet. Das Bohrloch wurde danach aus Reinigungsgründen mit Aceton ausgespült und darauffolgend mit Druckluft zur Trocknung ausgeblasen. Nach Anrühren des 2-Komponenten Spezialklebstoffes A2 der Fa. (Tokyo Sokki Kenkyojo 2016) im Verhältnis 10:1 (10 Teile Harz, 1 Teil Härter) wurde dieser sowie die Schrauben für 30 min bei  $60^\circ$  erhitzt. Anschließend erfolgte das Einbringen des Klebstoffes im Bohrloch mit einer Spritze von unten nach oben. Die Dehnmessstreifen (BTM-6C) wurden nun in einer Tiefe von 77 mm eingebracht. Danach konnten alle Messschrauben für 12 Stunden bei Raumtemperatur ablüften und anschließend für drei Stunden bei  $140^\circ$  aushärten. Dabei musste darauf geachtet werden, dass die Temperatur langsam gesteigert und anschließend gesenkt wird, um die Bildung von Luftblasen bzw. eine Versprödung des Klebstoffes zu verhindern.

Für die folgende Kalibrierung musste die Belastungsgeschwindigkeit zuvor berechnet werden, um dadurch ein zu rasches Belasten und das Erreichen des plastischen Bereichs zu vermeiden. Durch Einsetzen des  $E$ -Moduls von  $210000 \text{ N/mm}^2$  und der Streckgrenze  $f_{y,k} = 320 \text{ N/mm}^2$  in Gl. (3.14) ergibt sich eine max. Dehnung von  $1,52 \%$ . Multipliziert man die Dehnung mit der Länge  $l = 200 \text{ mm}$  der Messschrauben, so ergibt sich eine maximale Längenänderung zu  $\Delta l = 0,305 \text{ mm}$ . Die Belastungsgeschwindigkeit konnte nun in Anlehnung an die der Ausziehversuche nach (ÖNORM EN 1382: 1999), die das Erreichen der maximalen Kraft  $F_{\text{max}}$  bei  $90 \pm 30 \text{ s}$  vorsieht, ermittelt werden. Für das Erreichen von  $F_{\text{max}}$  bei 90 s ergibt sich demnach eine Belastungsgeschwindigkeit von  $0,20 \text{ mm/min}$ .

Danach wurden die Messschrauben folgendermaßen kalibriert: Es erfolgte zunächst eine dreimalige Belastung und Entlastung bis 3300 N, bei der das Signal in  $\text{mV/V}$  gemessen wurde. Dies ist in Abbildung 140 links ersichtlich, bei der die Belastungskraft sowie parallel gemessene Spannung während dem dreimaligen Belasten, siehe Abbildung 140 rechts, dargestellt ist.

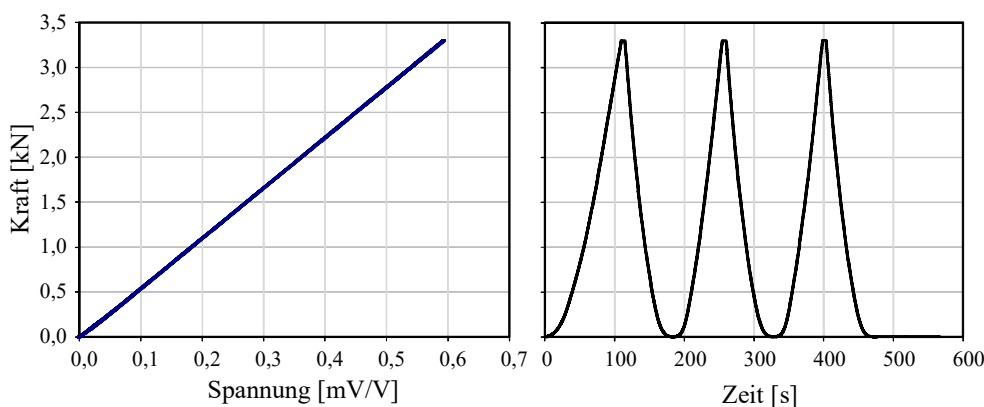


Abbildung 140: Kalibrierung der Messschrauben

Es konnte anschließend für jede Messschraube die Steigung der Geraden zwischen 0°N und 3250 N ermittelt werden, aus der ferner die zugehörigen Spannungen für den Endpunkt der Geraden mit 3250 N berechnet wurden. Abbildung 141 zeigt den Prüfvorgang beim Herausziehen sowie beim Eindrehen der Schrauben.

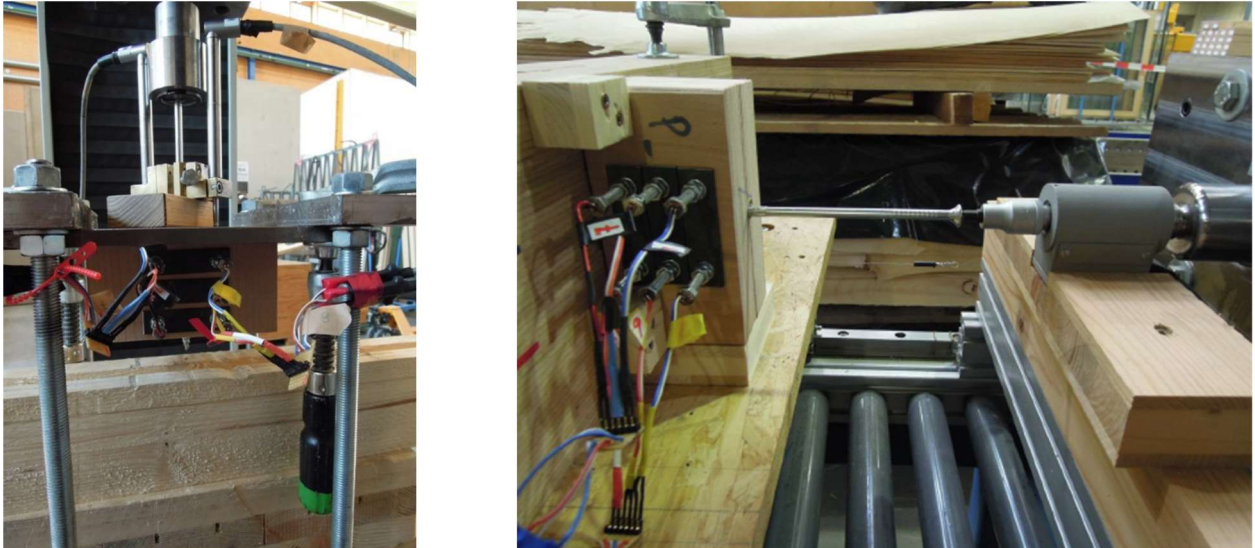


Abbildung 141: Prüfvorgang beim Herausziehen sowie Eindrehen der Schrauben

## 5-2 PRÜFERGEBNISSE UND DISKUSSION

### 5-2.1 STAHLVERSUCHE

Die Ergebnisse der Stahlversuche in Tabelle 90 zeigen für die beiden Prototypen eine deutliche Erhöhung der mittleren Zugtragfähigkeit wie auch der jeweiligen 5 %-Quantile um rund 36 %, sowie des Eindrehmoments um rund 52 % gegenüber der Referenzschraube. Dabei wurde die in Tabelle 90 angegebene Zugfestigkeit mittels Gl. (3.22) gemäß (Ringhofer lfd.) ermittelt.

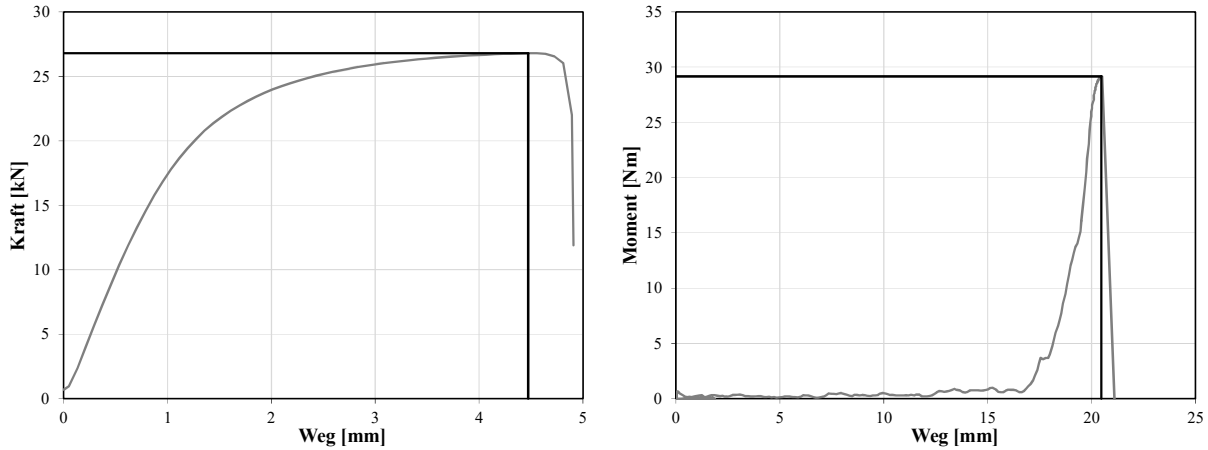
Tabelle 90: Ergebnisse der Stahlprüfungen

Schraubentyp	n	Zugtragfähigkeit/Zugfestigkeit					Bruchdrehmoment			
		$F_{tens,mean}$	$F_{tens,05,LND}$	$F_{tens,05,emp}$	COV	$f_{t,u,mean}$	$f_{tor,max,mean}$	$f_{tor,05,LND}$	$f_{tor,05,emp}$	COV
[-]	[-]	[N]	[N]	[N]	[%]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[%]
RF	10	26835	26522	26656	0,7	1239	28,8	28,4	28,4	0,8
P1	10	36487	36190	36260	0,5	1244	43,8	43,3	43,2	0,8
P2	10	36576	36456	36488	0,2	1206	44,0	43,7	43,7	0,4

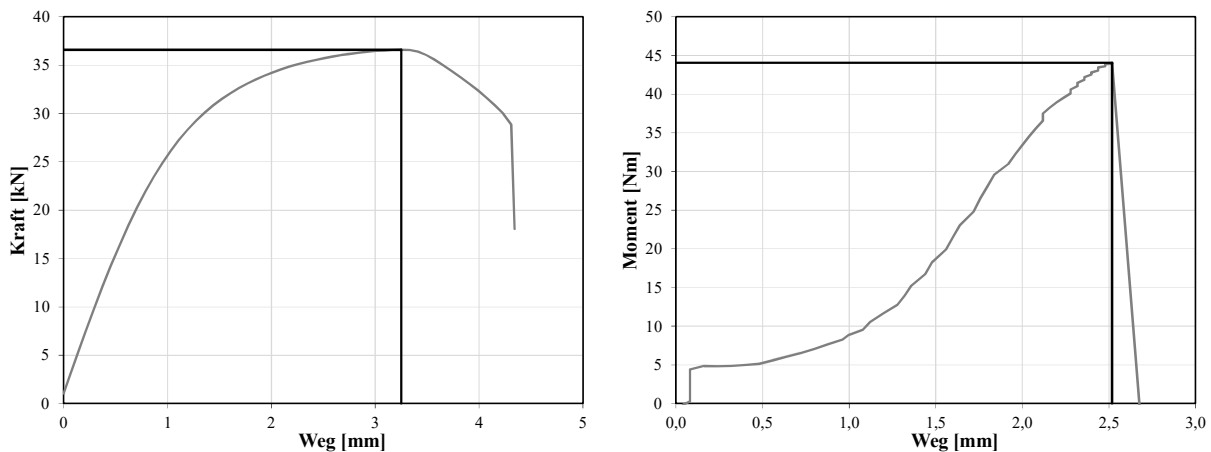
In den folgenden Abbildungen ist jeweils beispielhaft ein Kraft/Weg- sowie ein Momenten/Weg-Diagramm für die Referenzschraube (Abbildung 142), Prototyp 1 (Abbildung 143) und Prototyp 2 (Abbildung 144) dargestellt. Die Auswertungen des zu  $F_{tens,mean}$  zugehörigen Weges, siehe Tabelle 91, zeigt für P1 und P2 ein etwas rascheres Erreichen der maximalen Zugtragfähigkeit im Vergleich zu RF. Bei der Auswertung des zu  $M_{max,mean}$  zugehörigen Weges wurde, aus Gründen der unterschiedlich langen Dauer bis zum ersten Widerstand gegen den Einschraubvorgang, die Differenz  $\Delta w_{mean}$  aus dem bei  $M_{max}$  zurückgelegten Weg zum zurückgelegten Weg bei  $M = 5$  Nm ausgewertet. Auf Basis dieser Daten kann eine höhere Differenzverformung zwischen einer Beanspruchung von 5 Nm und dem Zeitpunkt des des maximalen Bruchdrehmoments bei der Referenzschraube festgestellt werden. Dies ist auf den geringeren Kerndurchmesser und die dadurch geringeren Torsionstragfähigkeit der Referenzschraube zurückzuführen.

**Tabelle 91: Auswertung  $w_{\text{mean}}$  bei  $F_{\text{max}}$  bzw.  $\Delta w_{\text{mean}}$  bei  $M_{\text{max}}$**

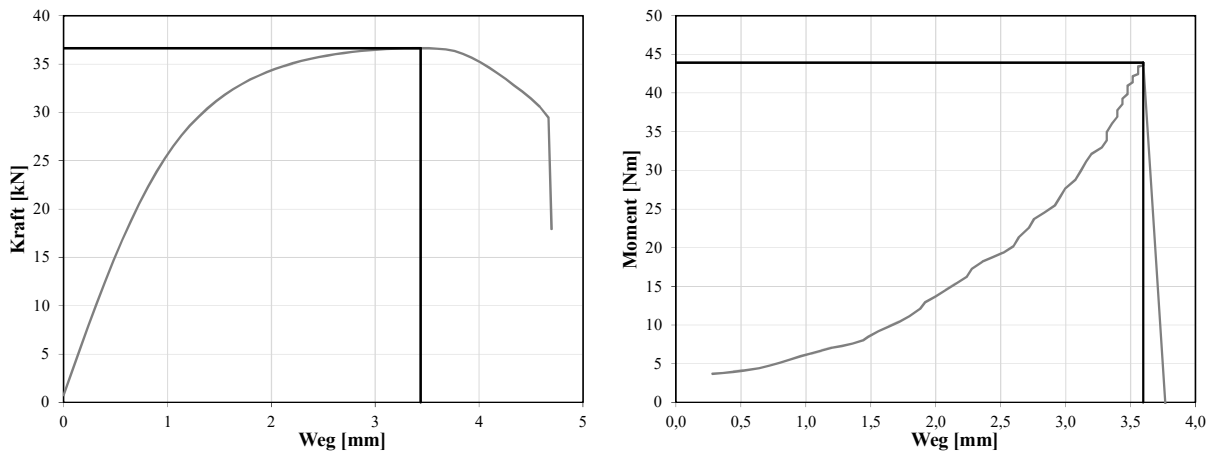
Typ	[-]	$w_{\text{mean}}$ bei $F_{\text{max}}$ [mm]	COV [%]	$\Delta w_{\text{mean}}$ bei $\Delta M$ [mm]	COV [%]
RF	10	4,6	3,2	1,4	61,4
P1	10	3,3	2,0	2,4	42,8
P2	10	3,5	3,4	3,4	27,6



**Abbildung 142: Beispielhaftes Kraft/Weg (links) bzw. Moment/Weg Diagramm (rechts) für Referenzschraube**



**Abbildung 143: Beispielhaftes Kraft/Weg (links) bzw. Moment/Weg Diagramm (rechts) für Prototyp 1**



**Abbildung 144: Beispielhaftes Kraft/Weg (links) bzw. Moment/Weg Diagramm (rechts) für Prototyp 2**



Referenzschraube



Prototyp 1



Prototyp 2

**Abbildung 145: Bruchbilder bei Zugbruch der Schrauben**

Die Referenzschrauben versagten bei den Zugversuchen, wie in Abbildung 145 ersichtlich, im Bereich des Gewindes, während die Schrauben des Prototyp 1 durchgehend am Gewindeanfang versagten. Prototyp 2 versagte zu 60% am Gewindeanfang, und zu 40% im Bereich des Gewindes.



Referenzschraube



Prototyp 1



Prototyp 2

**Abbildung 146: Bruchbilder der Schrauben in Folge Torsionsversagen**

Beim Bestimmen des Bruchdrehmoments versagte die Referenzschraube durchgehend am Übergang vom Schaft zum Kopf der Schraube. Diese, sowie die Bruchbilder von Prototyp 1 und Prototyp 2 sind in Abbildung 146 dargestellt. Prototyp 1 und 2 versagten am Gewindeanfang bis auf eine Probe des Prototyp 1 welche einmal am Gewindeende, am Übergang zum Verdichter, versagte.

## 5-2.2 EINDREH- UND AUSZIEHVERSUCHE

Zunächst werden die Ergebnisse für die Versuchsserie durchgeführt in Faserrichtung ( $\alpha = 0^\circ$ ) in Buche Vollholz sowie in Pollmeier BauBuche dargestellt. Es werden mögliche Beziehungen zwischen der Ausziehfestigkeit und dem Eindrehmoment sowie zwischen der Ausziehfestigkeit bzw. dem Eindrehmoment und der Rohdichte analysiert. Zu Beginn werden die Ergebnisse in Form der wesentlichen Statistiken aus den betreffenden Serien für Buche Vollholz in Tabelle 92 und für Pollmeier BauBuche in Tabelle 93 zusammengefasst. Generell kann festgehalten werden, dass die Probekörper für die Versuche in, als auch quer zur Faser zur optimalen Vergleichbarkeit der drei Schraubentypen die gewünschten geringen Abweichungen der mittleren Rohdichte untereinander aufweisen.

**Tabelle 92: Ergebnisse für  $\alpha = 0^\circ$  in Buchen Vollholz**

Typ	n	Prüfkörper			Ausziehtragfähigkeit/Ausziehfestigkeit							Eindrehmoment		
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$F_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax},05,\text{emp}}$	COV	$K_{\text{ser,mean}}$	$K_{\text{ser},05,\text{emp}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max},05,\text{emp}}$	COV
[-]	[-]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]	[N]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[%]	[N/mm]	[N/mm]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]
RF	22	8,5	740	7,7	16050	12,82	9,89	17,3	–	–	–	8,5	6,57	17,3
P1	22	9,3	742	7,6	14480	11,26	8,77	16,9	39128	32599	8,7	9,6	7,85	16,5
P2	22	9,0	741	7,4	14009	10,63	8,30	18,6	36840	31716	8,4	9,6	8,17	17,7

**Tabelle 93: Ergebnisse für  $\alpha = 0^\circ$  in Pollmeier BauBuche**

Typ	n	Prüfkörper			Ausziehtragfähigkeit/Ausziehfestigkeit							Eindrehmoment		
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$F_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax},05,\text{emp}}$	COV	$K_{\text{ser,mean}}$	$K_{\text{ser},05,\text{emp}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max},05,\text{emp}}$	COV
[-]	[-]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]	[N]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[%]	[N/mm]	[N/mm]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]
RF	21	6,9	841	1,5	19682	15,72	14,57	5,1	–	–	–	12,34	11,00	6,6
P1	13	7,6	832	1,7	18010	14,00	13,01	6,2	37286	33426	7,1	13,57	12,54	5,9
P2	16	7,6	828	2,1	17654	13,40	12,58	5,2	33877	31045	7,1	13,83	12,79	4,8

Die Ergebnisse zeigen, dass die Referenzschraube für effektive Einschraubängen von 50 mm sowohl in Buchen Vollholz als auch in Pollmeier BauBuche in Faserrichtung die höchsten Ausziehfestigkeiten liefert. Die Größenverhältnisse sind dabei für beide Prüfkörperserien ähnlich. Die Referenzschraube liegt im Mittel um rund 13 % über den Ausziehfestigkeiten des Prototyp 1, sowie um rund 20 % über denen des Prototyp 2. Umgekehrt dazu weisen die beiden Prototypen in beiden Serien höhere Eindrehmomente auf, die auf den höheren Kerndurchmesser zurückzuführen sind. Des Weiteren wird festgestellt, dass es bei den Versuchen in Pollmeier BauBuche in Faserrichtung beim Prototyp 1 bei neun von 22 Versuchen sowie beim Prototyp 2 bei sechs von 22 Versuchen bereits während des Eindrehvorganges zu einem Aufspalten der Probekörper kam. Auf diesen Umstand wird am Ende dieses Abschnittes nochmals näher eingegangen.

Gegenwärtige Bewertungen, z.B. (ETA-12/0373) geben eine Mindestdicke von Bauteilen in Einschraubrichtung von  $\geq 12d$  an um die Spaltneigung zu verhindern. Bei  $l_{\text{ef}} = 50$  mm und einem  $d = 8$  mm, entspricht einer Dicke von  $50 / 8 = 6,25d$ , ist diese Mindestanforderung deutlich unterschritten. Der Grund für die Wahl der Probekörper ist, dass man einerseits die Proben durchschraubt, also ohne Einfluss von Spitze und Verdichter prüfen wollte, und zum anderen eine größere Verankerungslänge bei den Referenzschrauben bereits zu einem übermäßigen Anteil an Stahlversagen der Schrauben anstatt des gewünschten Ausziehversagens geführt hätte.

Generell zeigen die Daten eine höhere Streuung für die Versuche in Buche Vollholz auf, was aufgrund des sehr homogenen Produktes BauBuche zu erwarten war.

Der Bezug der Ausziehfestigkeit zum Eindrehmoment ist in Abbildung 147 dargestellt. Dabei kann für die Versuche in Buche Vollholz eine deutliche positive Beziehung zwischen Ausziehfestigkeit und Eindrehmoment beobachtet werden, welche unter der Annahme einer Potenzfunktion für die Regressionsanalyse Potenzzahlen von 0,88 bis 0,94 ergibt, bei  $r^2$  zwischen 0,71 bis 0,81. Aufgrund der geringen Streuung und der dadurch geringeren Bandbreite der Versuchsergebnisse in Pollmeier BauBuche kann hier nur eine Tendenz mit einer geringen Steigung der Ausziehfestigkeit bei höheren Eindrehmomenten dargestellt werden. Wie bei den Vorversuchen in Birke bestätigt sich auch hier, dass das asymmetrische Gewinde zu höheren Eindrehwiderständen führt. Dies ist hier bei Prototyp 2 geringer ausgeprägt als zuvor bei der Birke, da aufgrund des stärkeren Schraubenkernes der Einfluss des Gewindes schwindet.

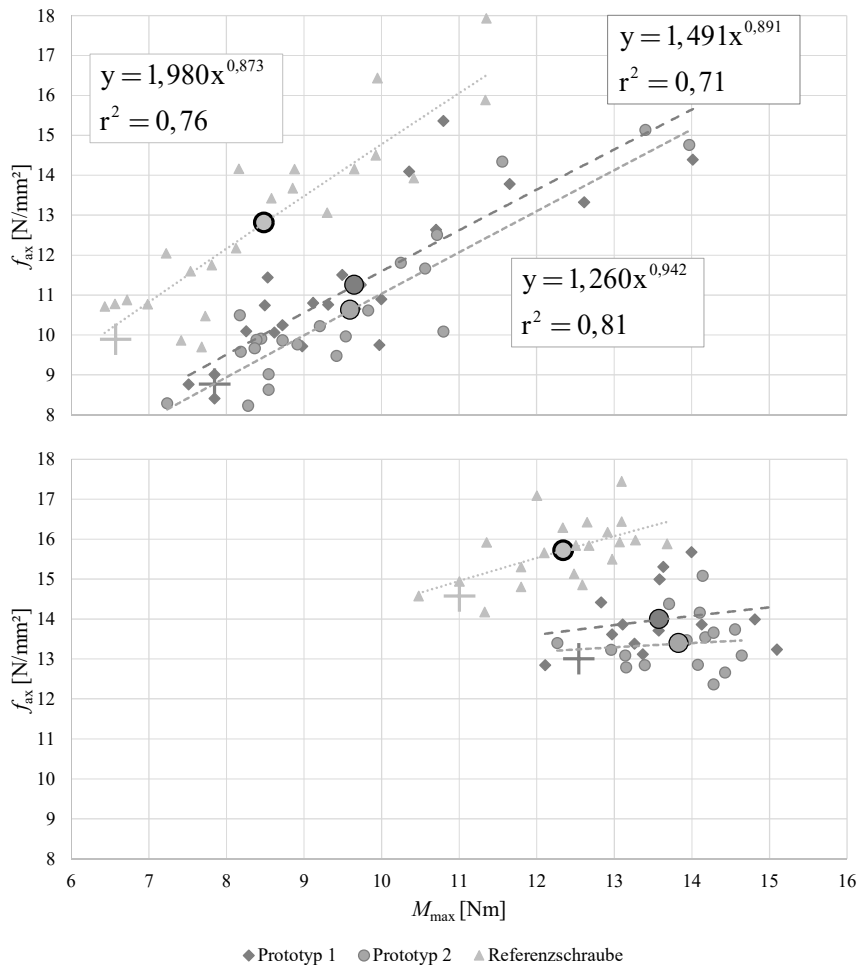


Abbildung 147:  $f_{ax}/M_{max}$  für  $\alpha = 0^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier BauBuche (unten)

Bezieht man die ermittelten Ausziehfestigkeiten auf die Rohdichte, so zeigt sich auch hier in Abbildung 148 nur für die Versuche in Buche Vollholz eine deutliche Abhängigkeit, die mit Potenzzahlen von 1,90 bis 2,16 beschrieben werden kann. Bei den Versuchsdaten in Pollmeier BauBuche ist hier tendenziell eine höhere Ausziehfestigkeit bei höherer Rohdichte gegeben. Entsprechend Kapitel 3-2 wird in Tabelle 94 für RF, P1 und P2, bei der zur besseren Vergleichbarkeit die Ganghöhe  $p$  einheitlich mit 4 mm festgelegt wurde, die verankerte Gewindefläche  $A$ , das verdrängte Volumen der gesamten Schraube  $V_{Gesamt}$ , des Kerns  $V_{Kern}$  und des Gewindes  $V_{Gewinde}$  sowie der Holzvolumenanteil, in dem sich das Gewinde verankert, berechnet. Die starke Beziehung zwischen  $f_{ax}$  und  $\rho_{12}$  ist doch etwas überraschend, da für die Übertragung der Kräfte auf das Holzgegengewinde, durch den geringeren Gewindeüberstand, rund 21 % weniger Holzvolumen verfügbar ist. Durch den höheren Kernquerschnitt nimmt die potentielle Verankerungsfläche bei P1 um rund 24 % und bei P2 um rund 28 % ab. Bezogen auf die Versuchsergebnisse nach Tabelle 92



ist die Abnahme der mittleren Ausziehfestigkeit mit 13 % bei P1 und 20 % bei P2 jedoch weniger stark ausgeprägt als die Abnahme der potentiellen Verankerungsfläche vermuten lässt. Eventuell könnte die Art und Intensität der Verdichtung des Materials durch das Applizieren der Schraube zusätzlich zur Verankerungsfläche einen wesentlichen Beitrag für das Gesamtverhalten der Verbindung Holz-Schraube haben.

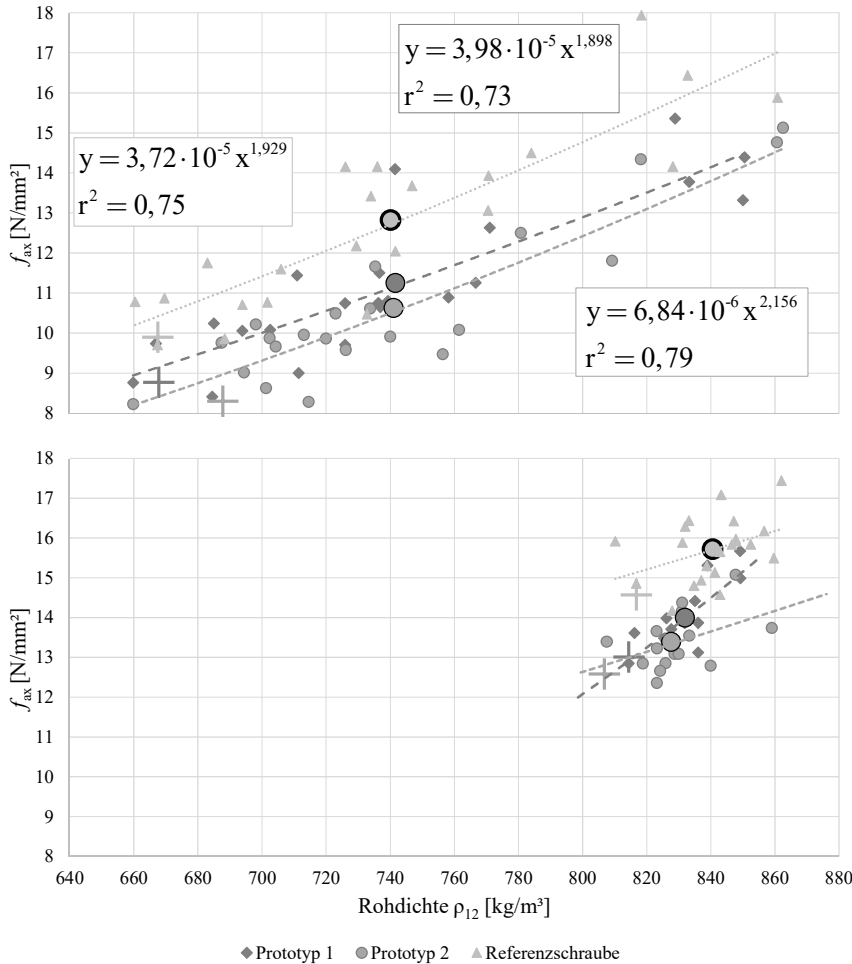


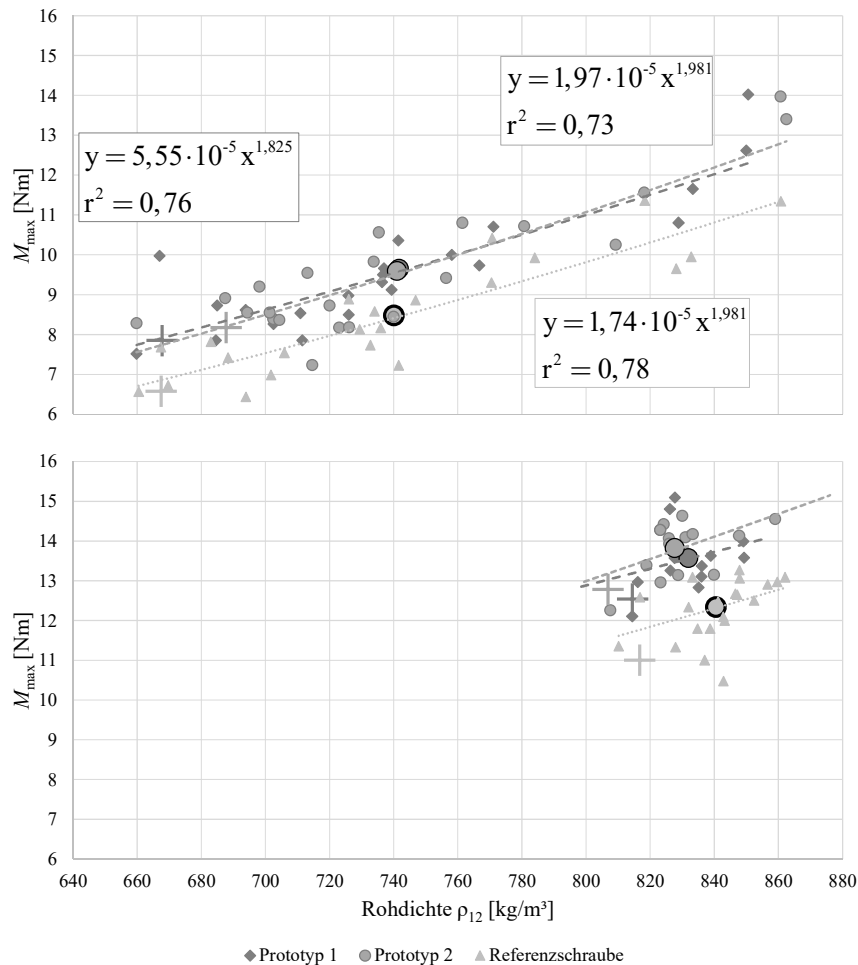
Abbildung 148:  $f_{ax}/\rho_{12}$  für  $\alpha = 0^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier BauBuche (unten)

Tabelle 94: Parametervergleich

Schraubentyp	$d_1/d$ [-]	$p$ [mm]	$\varphi$ [-]	$A$ [%]	$V_{Gesamt}$ [%]	$V_{Kern}$ [%]	$V_{Gewinde}$ [%]	$V_{Holz}$ [%]
RF	0,65	4,0	symm.	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
P1	0,74	4,0	symm.	75,6	122,1	133,1	55,3	78,6
P2	0,74	4,0	asymm.	72,1	122,4	133,1	57,2	77,1

Ein ähnliches Bild, wie zuvor die Rohdichteabhängigkeit der Ausziehfestigkeit, zeigt Abbildung 149 beim Bezug der Daten des Eindrehmoments auf die Rohdichte. Die Potenzen zur Beschreibung der Funktionen sind mit 1,83 bis 1,98 etwas geringer als zuvor; dies bei  $r^2$  von 0,73 bis 0,76. Es können vereinfachend ähnliche Potenzen beim Eindrehmoment wie bei der Ausziehfestigkeit in Buche Vollholz festgestellt werden. Die Ergebnisse in Pollmeier BauBuche liefern, übereinstimmend mit den vorangegangenen Auswertungen, keine verwertbaren Regressionsmodelle. Nach Tabelle 94 nimmt das Volumen von P1 und P2 durch das höhere  $d_1/d$ -Verhältnis um 22 % zu. Vergleicht man dies nun mit den gemittelten maximalen

Eindrehmomenten aus den Versuchen nach Tabelle 92, so lässt sich eine Zunahme im Vergleich zur Referenzschraube um rund 13 % für beide Prototypen feststellen.



**Abbildung 149:  $M_{max}/\rho_{12}$  für  $\alpha = 0^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier Baubuche (unten)**

Wie Eingangs in diesem Kapitel schon erwähnt, konnte bei den Eindrehversuchen der Prototypen in Pollmeier Baubuche für  $\alpha = 0^\circ$  beim Prototyp 1 bei neun von 22 Versuchen (41%) und beim Prototyp 2 bei sechs von 22 Versuchen (27%) ein Aufspalten im Holz während dem Einschraubvorgang beobachtet werden. Dabei kam es durchgehend zum Zeitpunkt des Durchschraubens der Spitze durch die Probekörper zum Aufspalten. Für die Ergebnisdarstellungen in diesem Kapitel sind die Daten der aufgespaltenen Proben nicht enthalten. Die Hypothese, dass ein Aufspalten eher bei hohen Rohdichten zu erwarten war, konnte wie in Abbildung 150 ersichtlich, nicht bestätigt werden.

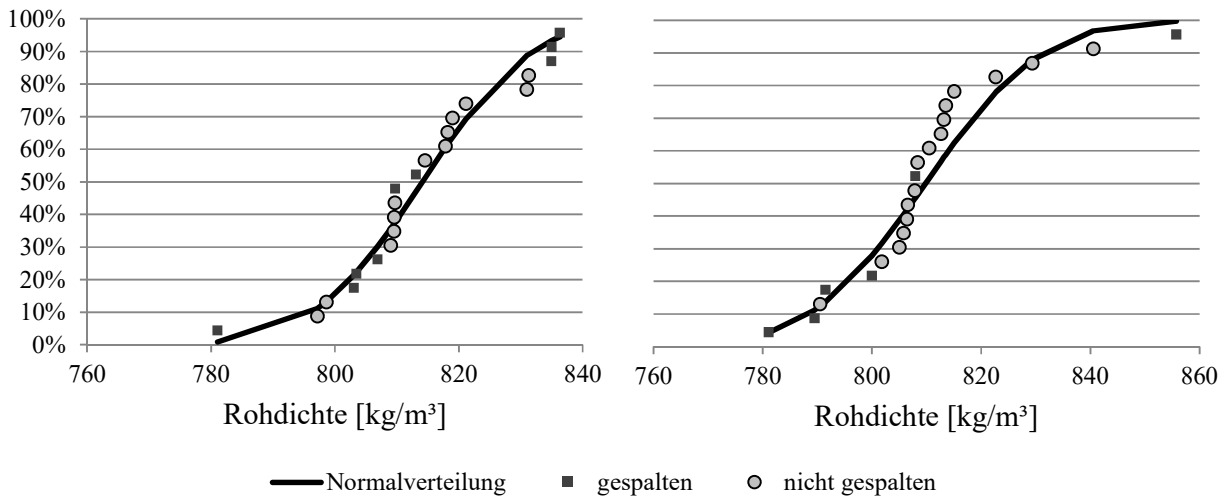


Abbildung 150: Auswertung der aufgespaltenen Proben für Prototyp 1 (links) und Prototyp 2 (rechts)

Jedoch können die bis zu diesem Zeitpunkt ermittelten Eindrehmomente in der Auswertung als rechts-zensierte Daten in Kapitel 5-2 berücksichtigt werden, z.B. unter Anwendung der Maximum-Likelihood Methode für rechts-zensierte Daten. Unter Annahme einer Lognormalverteilung zur Charakterisierung des max. Eindrehmomentes lassen sich die Statistiken für Mittelwert, COV und 5 %-Quantil neu bewerten; siehe

Tabelle 105.

Nun folgt die Darlegung und Bewertung der Ergebnisse aus den Prüfungen, durchgeführt quer zur Faser (radial;  $\alpha = 90^\circ$ ). Tabelle 95 und Tabelle 96 geben einen Überblick über die Versuchsergebnisse bezüglich Ausziehfestigkeit und Eindrehmoment in Buche Vollholz sowie in Pollmeier BauBuche.

Tabelle 95: Ergebnisse für  $\alpha = 90^\circ$  in Buchen Vollholz

Typ	n	Prüfkörper			Ausziehtragfähigkeit/Ausziehfestigkeit							Eindrehmoment		
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$F_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax},05,\text{emp}}$	COV	$K_{\text{ser,mean}}$	$K_{\text{ser},05,\text{emp}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max},05,\text{emp}}$	COV
[-]	[-]	[%]	[kg/m³]	[%]	[N]	[N/mm²]	[N/mm²]	[%]	[N/mm]	[N/mm]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]
RF	20	8,3	728	6,8	19949	15,93	13,39	13,5	–	–	–	8,91	7,28	14,6
P1	22	9,2	734	7,4	20265	15,75	12,95	13,1	36706	29595	13,6	10,18	8,42	15,7
P2	22	8,9	738	7,4	20770	15,76	12,45	14,0	34815	29740	11,9	10,54	8,93	16,0

Tabelle 96: Ergebnisse für  $\alpha = 90^\circ$  in Pollmeier BauBuche

Typ	n	Prüfkörper			Ausziehtragfähigkeit/Ausziehfestigkeit							Eindrehmoment		
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$F_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax,mean}}$	$f_{\text{ax},05,\text{emp}}$	COV	$K_{\text{ser,mean}}$	$K_{\text{ser},05,\text{emp}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max},05,\text{emp}}$	COV
[-]	[-]	[%]	[kg/m³]	[%]	[N]	[N/mm²]	[N/mm²]	[%]	[N/mm]	[N/mm]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]
RF	21	6,7	845	1,9	23426	18,71	17,75	3,8	–	–	–	12,69	12,05	3,5
P1	21	7,8	840	1,7	22318	17,35	16,48	4,2	30414	27889	5,5	15,04	13,69	5,4
P2	20	7,8	832	1,5	23305	17,68	16,62	4,6	30923	28571	4,6	15,10	13,86	5,1

Vergleicht man die ermittelten mittleren Ausziehfestigkeiten der einzelnen Schraubentypen, so liegen die Ergebnisse für  $\alpha = 90^\circ$  deutlich näher zusammen als jene für  $\alpha = 0^\circ$ . In Buche Vollholz könnte man sogar nahezu von identen Ergebnissen der Ausziehfestigkeit für alle drei Schrauben sprechen. Im Gegensatz dazu liegt die Referenzschraube bei den Versuchen in Pollmeier BauBuche rund 7 % über jener der Prototypen.

Das Eindrehmoment ist bei Buche Vollholz und Pollmeier BauBuche für beide Prototypen im Mittel um rund 18 % höher als für die Referenzschraube.

Im Gegensatz zu den Ergebnissen für  $\alpha = 0^\circ$  in Abbildung 147 zeigen die Ergebnisse für  $\alpha = 90^\circ$  in Abbildung 151 sowohl für Buche Vollholz als auch Pollmeier BauBuche ausgeprägte Beziehungen zwischen Ausziehfestigkeit und Eindrehmoment. Die Potenz bei Buche Vollholz lässt sich von 0,78 bis 0,85 definieren ( $r^2 = 0,69$  bis 0,83) und liegt damit im Potenzbereich der  $0^\circ$  Serien. Bei Pollmeier BauBuche beträgt die Potenz 0,46 bis 0,63 ( $r^2 = 0,34$  bis 0,36).

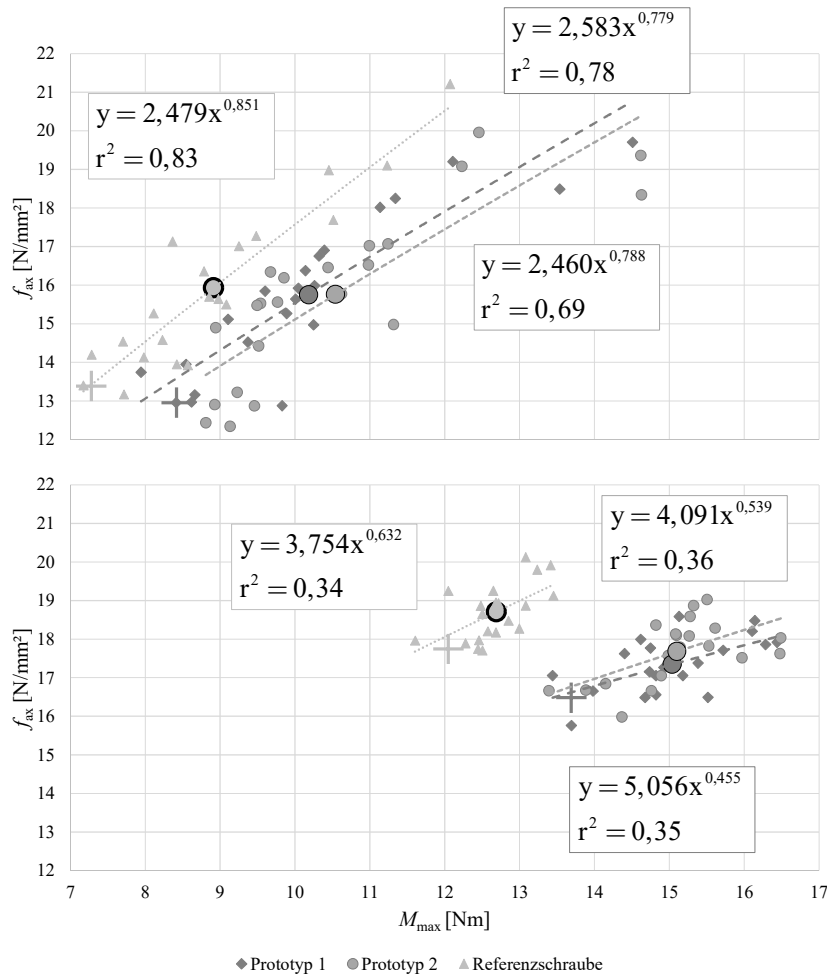


Abbildung 151:  $f_{ax}/M_{max}$  für  $\alpha = 90^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier BauBuche (unten)

Für beide untersuchten Holzprodukte und  $\alpha = 90^\circ$  zeigen sich in Abbildung 152 statistisch verwertbare Beziehungen zwischen der Ausziehfestigkeit und der Rohdichte. Die Potenzen liegen dabei für Buche Vollholz im Bereich von 1,63 bis 1,82 ( $r^2 = 0,82$  bis 0,86), und damit etwas tiefer als bei Serien mit  $\alpha = 0^\circ$ . Bei den Versuchen in Pollmeier BauBuche liegt die Potenz der Referenzschraube mit 1,26 doch deutlich unter den Potenzen der Prototypen, die zwischen 1,65 und 2,08 liegen ( $r^2 = 0,38$  bis 0,48).

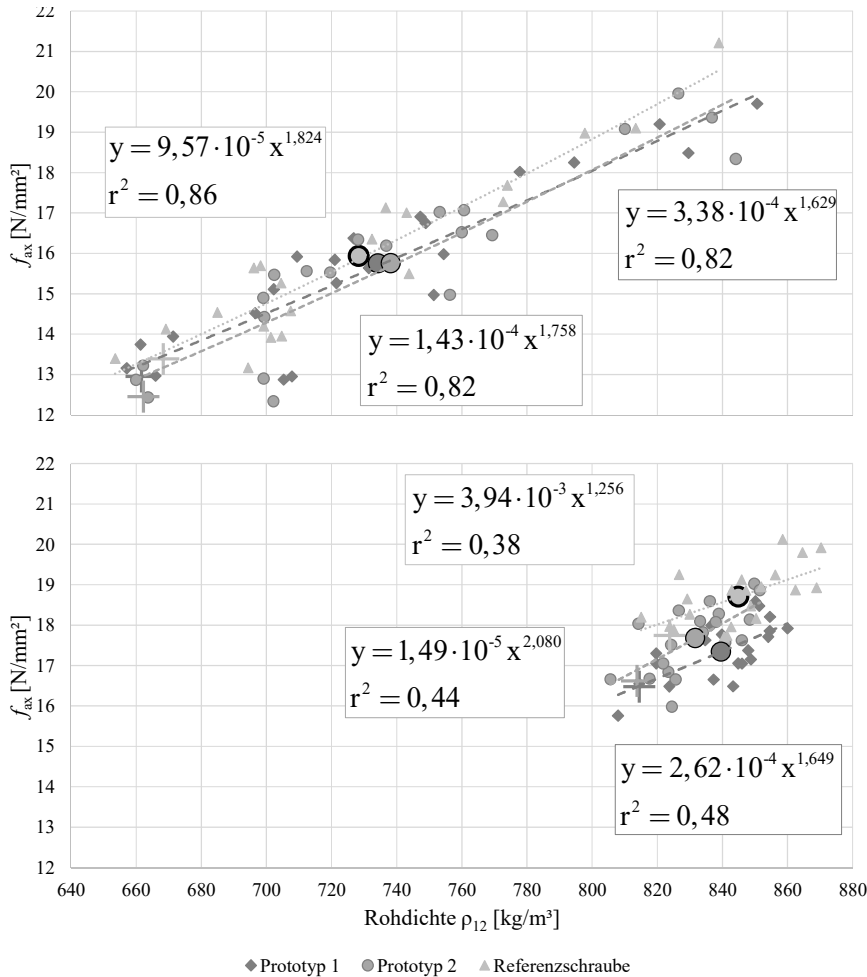


Abbildung 152:  $f_{ax}/\rho_{12}$  für  $\alpha = 90^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier BauBuche (unten)

Die Potenz-Regressionmodelle für Eindrehmoment vs. Rohdichte weisen in Abbildung 153 für die Versuche in Buche Vollholz Potenzen zwischen 1,90 und 1,95 ( $r^2 = 0,86$  bis  $0,91$ ), für jene in Pollmeier BauBuche Potenzen zwischen 0,74 und 2,35 auf ( $r^2 = 0,15$  bis  $0,57$ ).

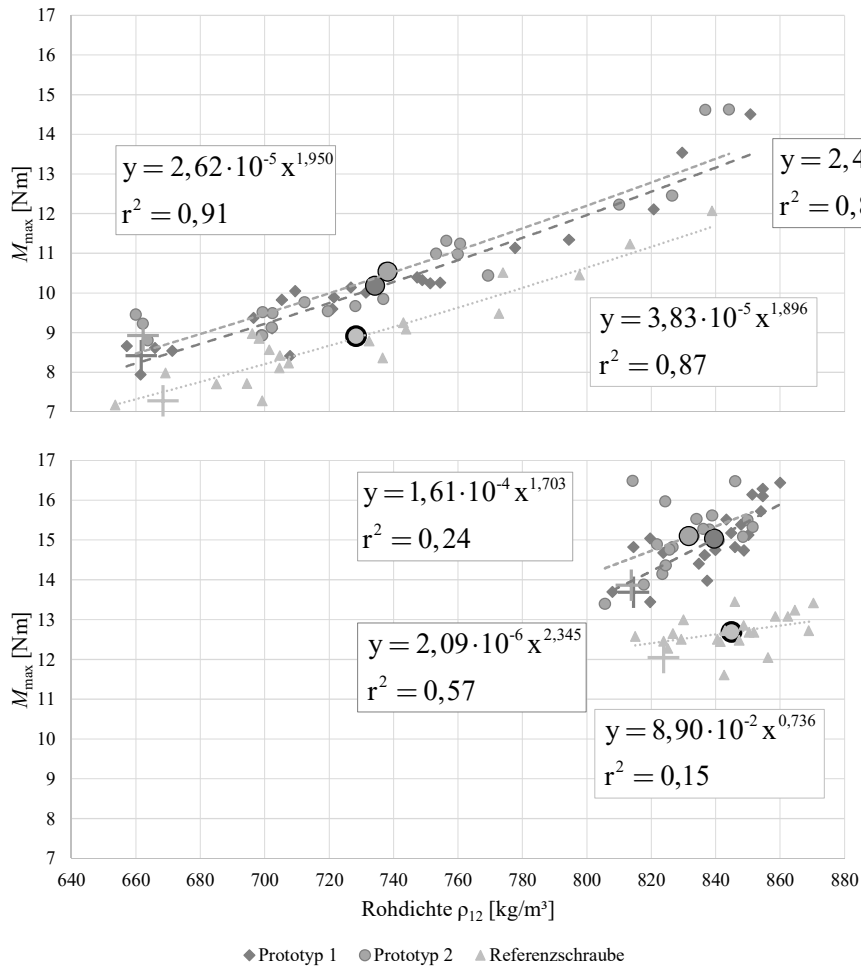


Abbildung 153:  $M_{max}/\rho_{12}$  für  $\alpha = 90^\circ$  in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier BauBuche (unten)

### 5-2.3 MESSSCHRAUBENVERSUCHE

Zur Ermittlung der Spaltkräfte entlang der Verankerungslänge während des Einschraubens sowie in Folge der Beanspruchung auf Herausziehen wurden Versuche unter Verwendung von Messschrauben durchgeführt. Diese beschränkten sich auf die Einschraubrichtung in Faserrichtung;  $\alpha = 0^\circ$ . Die Versuche wurden in Buche Vollholz sowie Pollmeier BauBuche durchgeführt.

Zunächst werden die Ergebnisse aus den Eindrehversuchen betrachtet und in Tabelle 97 für Buche Vollholz sowie in Tabelle 98 für Pollmeier BauBuche zusammenfassend dargestellt. Darin enthalten sind u.a. die maximalen Spaltkräfte je Messschraube, gemittelt zwischen den beiden Messstellen mit gleicher Position entlang der Verankerungslänge. Der entsprechende zugehörige Weg zur gemittelten Spaltkraft des jeweiligen Messschraubenpaares ist ebenso als Mittelwert dargestellt. Die Vorspannung, welche vor Applikation der Holzschrauben auf die Messschrauben aufgebracht wurde, ist bereits in Abzug gebracht. Auch hier konnte ein Aufspalten bei P1 und P2 in BauBuche beobachtet werden. Gemäß den Auszieh- und Eindrehversuchen in Kapitel 5-1.3 wurde auch hier für die Versuchsdaten der aufgespaltenen Proben eine rechts-zensierte Datenanalyse mittels MLE durchgeführt, auf deren Ergebnisse ebenfalls in Kapitel 5-2 eingegangen wird. Für die Ergebnisse der Spaltkräfte beim Eindrehen bzw. beim Herausziehen der Schrauben in diesem Kapitel wurden die aufgespaltenen Proben ausgeschlossen.

**Tabelle 97: gemittelte Spaltkräfte beim Eindrehen der Schraube in Buchen Vollholz für  $\alpha = 0^\circ$**

Typ	n	Prüfkörper			Eindrehmoment			gemittelte Spaltkraft und zugehöriger gemittelter Weg					
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max,05,emp}}$	COV	MS 01+03	$w_{01+03}$	MS 04+06	$w_{04+06}$	MS 07+08	$w_{07+08}$
[-]	[-]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]	[N]	[mm]	[N]	[mm]	[N]	[mm]
RF	12	9,9	757	7,1	11,4	9,7	13,3	944	32	800	78	1008	83
P1	11	9,7	748	5,9	12,4	10,8	11,4	1075	41	872	82	963	85
P2	11	9,7	745	7,2	12,2	9,8	14,0	936	38	694	78	826	85

**Tabelle 98: gemittelte Spaltkräfte beim Eindrehen der Schraube in Pollmeier BauBuche für  $\alpha = 0^\circ$**

Typ	n	Prüfkörper			Eindrehmoment			gemittelte Spaltkraft und zugehöriger gemittelter Weg					
		$u_{\text{mean}}$	$\rho_{12,\text{mean}}$	COV	$M_{\text{max,mean}}$	$M_{\text{max,05,emp}}$	COV	MS 01+03	$w_{01+03}$	MS 04+06	$w_{04+06}$	MS 07+08	$w_{07+08}$
[-]	[-]	[%]	[kg/m <sup>3</sup> ]	[%]	[Nm]	[Nm]	[%]	[N]	[mm]	[N]	[mm]	[N]	[mm]
RF	11	8,3	825	1,8	15,5	14,1	6,9	1163	34	929	81	1124	84
P1	7	8,3	832	2,7	17,9	16,2	6,9	1749	44	1233	83	1634	85
P2	9	8,3	830	2,3	17,9	16,1	8,6	1568	49	1233	84	1657	86

Um die Ergebnisse in Form von Kraft-Weg-Diagrammen auch grafisch darzustellen, wird ein repräsentativer Versuch je Schraubentyp (RF, P1 & P2) und Holzprodukt (Buche Vollholz & Pollmeier BauBuche) in den folgenden Abbildungen 154 bis 156 gezeigt. Des Weiteren werden in Abbildung 157 die aufsummierten Mittelwerte der drei Messschraubenpaare für denselben Versuch und den drei Schraubentypen, für Buchen Vollholz und BauBuche dargestellt.

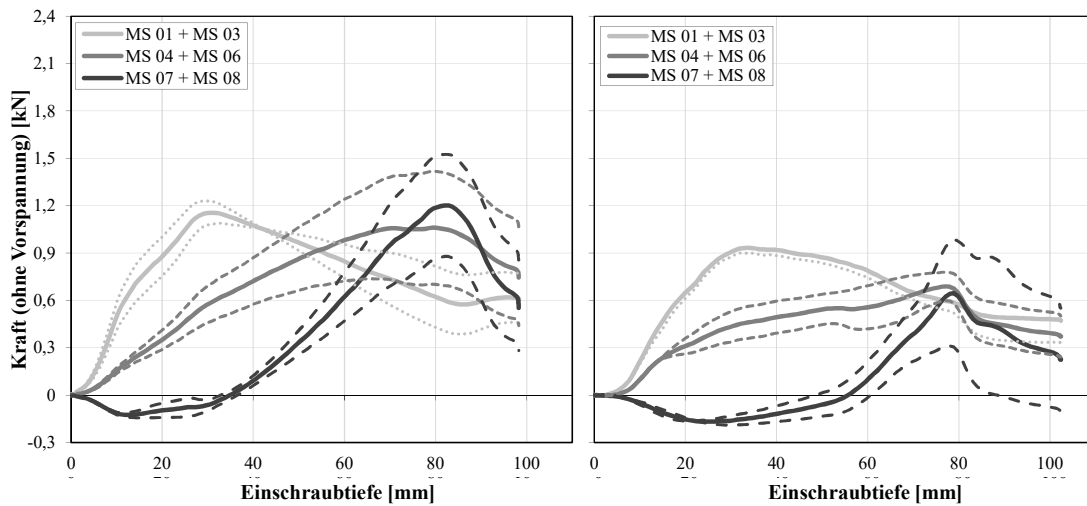


Abbildung 154: Spaltkräfte beim Eindrehen in Buche Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts): Referenzschraube

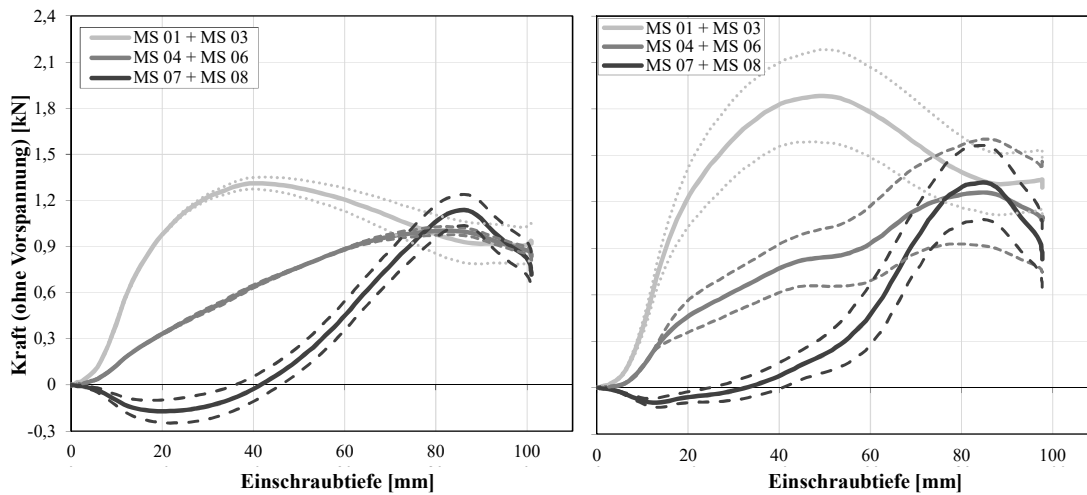


Abbildung 155: Spaltkräfte beim Eindrehen in Buche Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts): Prototyp 1

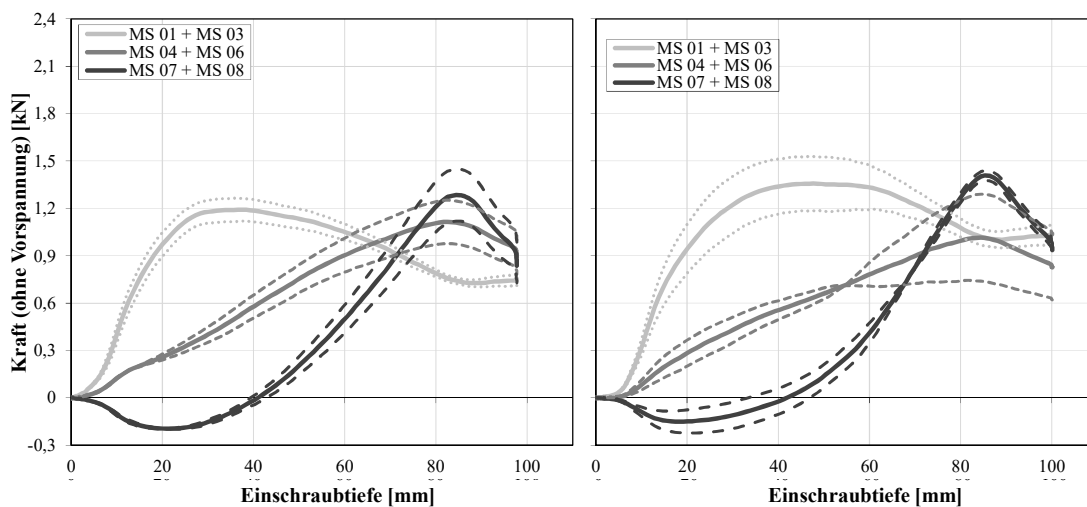


Abbildung 156: Spaltkräfte beim Eindrehen in Buche Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts): Prototyp 2



Es zeigt sich in den Abbildungen 154 bis 156 durchgehend ein rascher Anstieg des ersten, dem Einschraubbeginn nächsten Messschraubenpaares MS 01+03, siehe Abbildung 139, bis zum Erreichen des Maximalwertes bei im Mittel 32 bis 41 mm für die Versuche in Buchen VH und im Mittel bei 35 bis 49 mm für die Versuche in Pollmeier BauBuche. Gleichzeitig wird durch die Zugbeanspruchung des eben genannten Messschraubenpaares das sich am unteren Ende befindende Messschraubenpaar MS 07+08 zusammengedrückt. Dies erklärt die beobachtete Entlastung während der ersten 40 mm. Mit Fortdauer des Einschraubvorganges nehmen die Kräfte der Messschraubenpaare MS 04+06 und MS 07+08 zu und erreichen beim Durchbohren des Prüfkörpers durch die Schraube ihr Maximum. Dies kann sowohl in Buchen Vollholz als auch in BauBuche beobachtet werden. Betrachtet man in Abbildung 157 die aufsummierten mittleren Spaltkräfte der drei Messschraubenpaare über den Einschraubweg, so zeigt sich beispielhaft für die Ergebnisse mit demselben Probekörper als in den Abbildungen 154 bis 156 zuvor, sowohl für Buchen Vollholz als auch BauBuche bei allen drei Schrauben ein Maximum beim Durchbohren des Prüfkörpers.

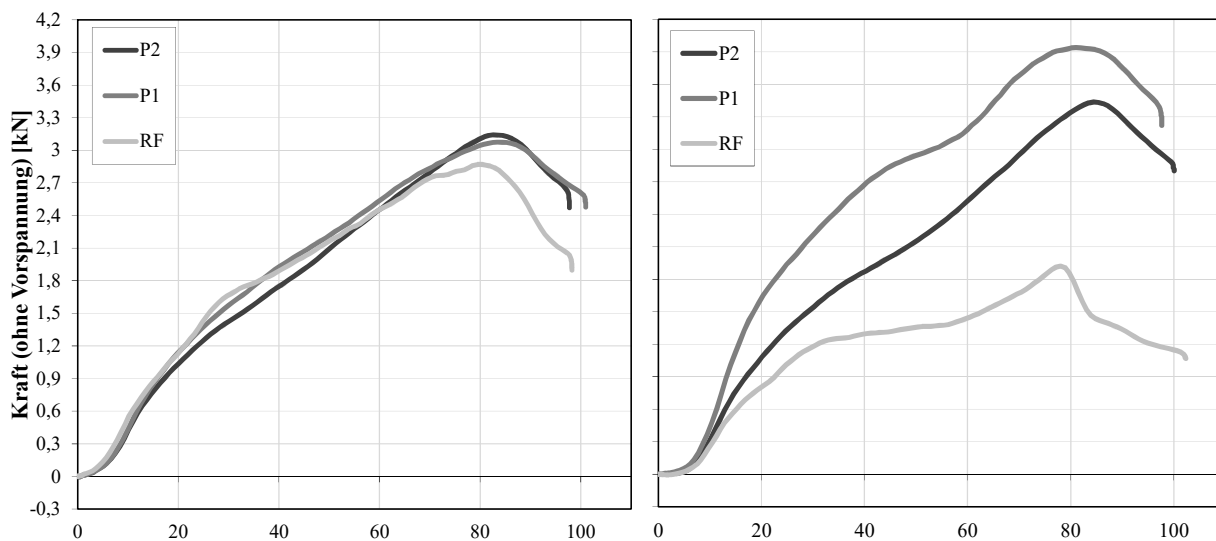


Abbildung 157: Beispielhafte aufsummierte Darstellung der Spaltkräfte als Mittelwerte für RF, P1 und P2; (links) Buche Vollholz und (rechts) Pollmeier BauBuche

Ein interessanter Vergleich ist in Abbildung 158 dargestellt. Dabei zeigt sich im Gegensatz zur Gegenüberstellung der Ausziehfestigkeit zur Rohdichte im Abschnitt 5-2.2 diesmal keine beschreibbare Abhängigkeit der Spaltkraft von der Prüfkörperrohddichte.

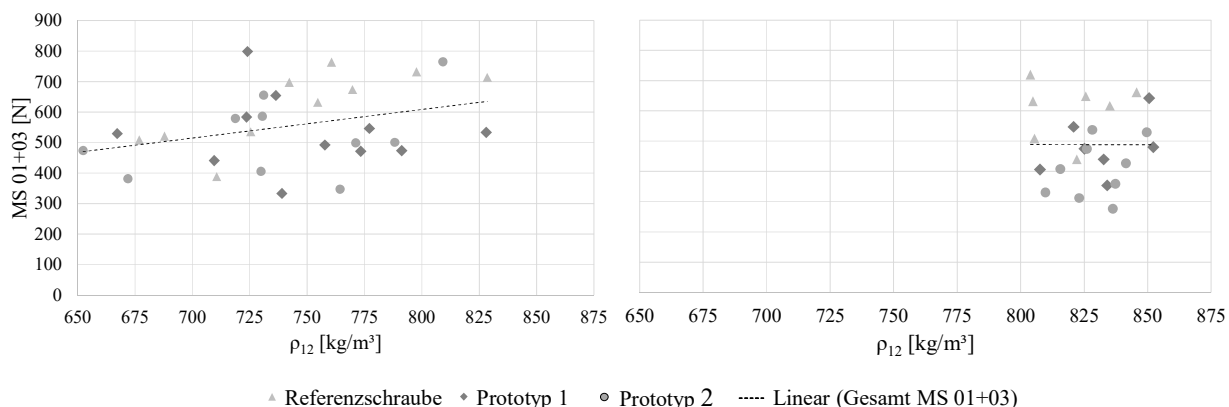
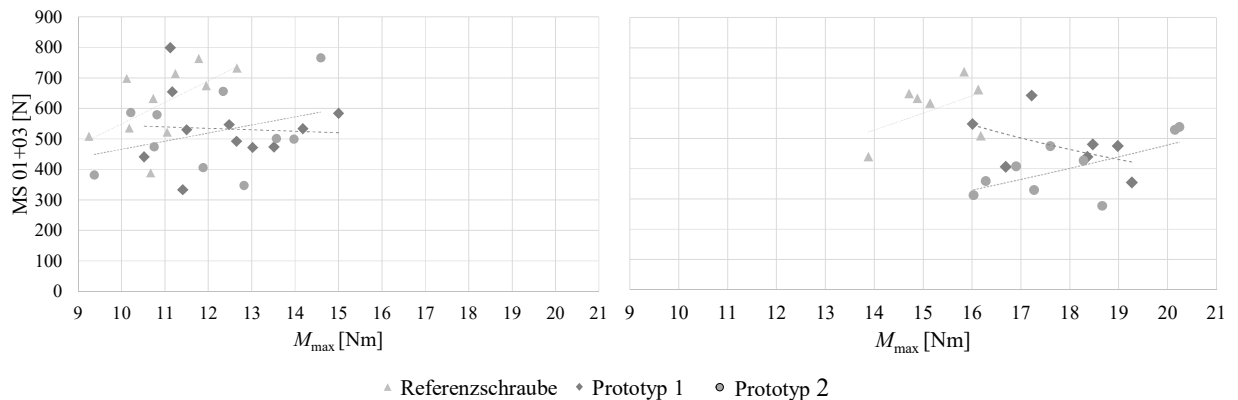


Abbildung 158: gemittelte Spaltkräfte MS 01+03 vs. Rohdichte für RF, P1 und P2; (links) Buche Vollholz und (rechts) Pollmeier BauBuche



**Abbildung 159: gemittelte Spaltkräfte MS 01+03 vs. Eindrehmoment für RF, P1 und P2; (links) Buche Vollholz und (rechts) Pollmeier BauBuche**

Auch Abbildung 159 zeigt, dass aus den Prüfergebnissen kein Rückschluss des Eindrehmoments auf die Spaltkräfte MS 01+03 möglich ist.

Somit kann zusammenfassend für die zur Bestimmung der Spaltkräfte beim Applizieren der Schraube durchgeführten Eindrehversuche festgehalten werden, dass bei den Prototypen in Buchen VH das gemittelte Eindrehmoment um rund 8 % und in BauBuche um rund 15 % im Vergleich zum gemittelten Eindrehmoment der Referenzschraube ansteigt. In Buchen Vollholz kann ein Anstieg der gemittelten Spaltkräfte der Messschrauben MS 01+03 des Prototyp 1 um 14 % im Vergleich zu RF und P2 festgehalten werden. Dies ist auf den höheren Kerndurchmesser der Schraube zurückzuführen. Es kann somit vermutet werden, dass die flachere Gewindeflanke somit auch schon beim Eindrehen einen Einfluss auf die Spaltkräfte hat. Für die Versuche in BauBuche kann ein noch deutlicher Anstieg der gemittelten Spaltkräfte der Messschrauben MS 01+03 des Prototyps 1 um 50 % im Vergleich zu RF beobachtet werden. Diesmal steigen auch die gemittelten Spaltkräfte der Messschrauben MS 01+03 des Prototyps 2 um 35 % im Vergleich zu RF. Des Weiteren können die lokalen Maxima der Spaltkräfte ca. in Prüfkörperhälfte ( $l_{ef} \approx 40 \text{ mm}$ ) sowie an der Stelle des Durchbohrens des Prüfkörpers durch die Schraube ( $l_{ef} \approx 80 \text{ mm}$ ) bestimmt werden. Eine Abhängigkeit der Spaltkräfte MS 01+03 weder von der Prüfkörperrohndichte, noch vom maximalen Eindrehmoment kann jedoch nicht dargestellt werden.

Nach dem Eindrehvorgang wurden die Prüfkörper umgehend vom Eindrehprüfstand in die Universalprüfmaschine transferiert ohne von Außen die Spannung der Messschrauben verändert zu haben und anschließend die Holzschraube auf Herausziehen geprüft. Dabei war ein erneuter Start der Messungen zur Ermittlung der Spaltkräfte und in Folge eine Nullsetzung der bereits gegebenen Kräfte in den Messschrauben notwendig. Für die Bewertung der gesamten Spaltkraft in Folge Eindrehen und Herausziehen sind die jeweiligen Anteile vereinfachend und unter der Annahme keiner Relaxierung kumulativ zu betrachten.

Da sich bei den Stahlprüfungen ein Versagen der Referenzschraube im Mittel bei rund 26 kN gezeigt hat, wurden die betreffenden Ausziehversuche zur Vorbeugung von Stahlversagen bei Erreichen von 25 kN automatisch gestoppt. Dies war für die Versuche in Buche Vollholz zweimal, sowie in Pollmeier BauBuche viermal der Fall. Deshalb, um die Ergebnisse der einzelnen Schraubentypen miteinander vergleichen zu können, wurden die Daten für alle drei Schraubentypen bei 5, 10 und 15 kN, sowie bei der maximalen Ausziehungskraft ausgewertet. Zudem handelt es sich bei den Ergebnissen der abgebrochenen Prüfungen wiederum um rechts-zensierte Daten. Dieser Umstand kann wiederum in der statistischen Auswertung berücksichtigt werden, siehe Tabelle 109. In den Auswertungen der Tabelle 99 und Tabelle 100 sind die abgebrochenen sowie die aufgespaltenen Prüfungen, dies war bei P1 fünfmal und bei P2 dreimal der Fall, nicht enthalten.

Es werden nun wieder zunächst die Ergebnisse für Buche Vollholz in Tabelle 99 sowie Pollmeier BauBuche in Tabelle 100 betrachtet.

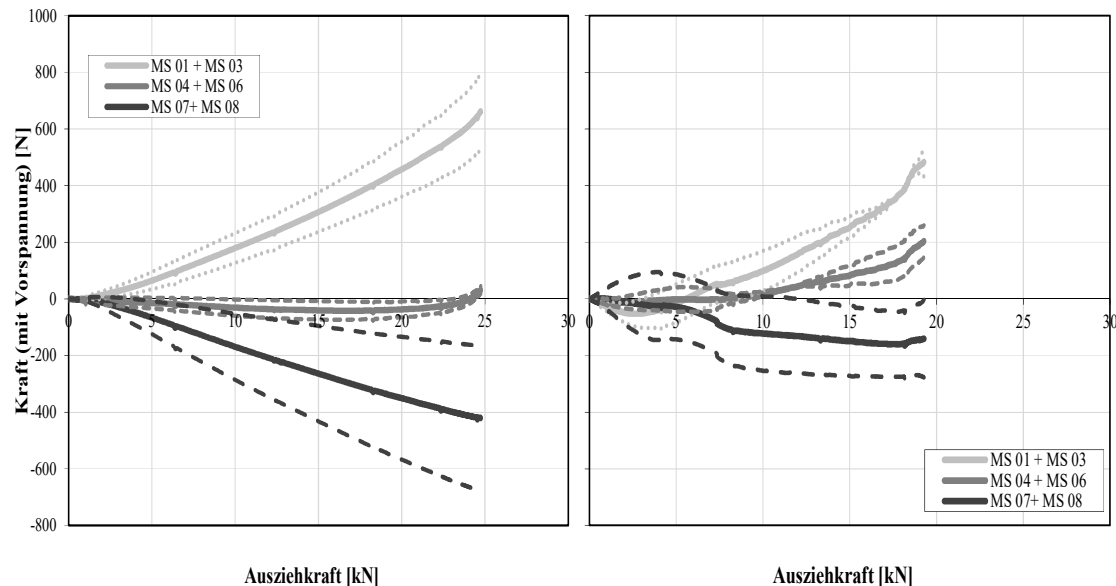
**Tabelle 99: Gemittelte Spaltkräfte in [N] aus den Ausziehversuchen in Buchen Vollholz**

Schraube	$F_{mean}$	gemittelte Spaltkräfte												
		MS 01+03				MS 04+06				MS 07+08				
[-]	$n$	[N]	5 kN	10 kN	15 kN	max kN	5 kN	10 kN	15 kN	max kN	5 kN	10 kN	15 kN	max kN
RF	10	21260	31	132	296	617	-16	-17	-1	100	-37	-114	-212	-282
P1	11	22656	57	152	271	533	-35	-54	-59	-12	-90	-192	-284	-404
P2	11	22561	55	155	295	529	-16	-14	9	68	-55	-120	-179	-271

**Tabelle 100: Gemittelte Spaltkräfte aus den Ausziehversuchen in Pollmeier Baubuche**

Schraube	$F_{mean}$	gemittelte Spaltkräfte												
		MS 01+03				MS 04+06				MS 07+08				
[-]	$n$	[N]	5 kN	10 kN	15 kN	max kN	5 kN	10 kN	15 kN	max kN	5 kN	10 kN	15 kN	max kN
RF	7	21649	9	161	327	604	-16	-17	-15	89	-21	-129	-233	-225
P1	7	22656	41	124	209	478	-17	-37	-51	-27	-146	-258	-352	-563
P2	9	22561	45	122	193	406	-38	-57	-77	-81	-137	-243	-339	-546

Entsprechend den Eindrehversuchen, treten auch bei den Ausziehversuchen negative Kräfte in den Messschrauben auf. Diese sind jedoch deutlich größer und resultieren aus der steigenden axialen Belastung der Schraube und der dadurch höheren Zugkräfte in den ersten beiden Messschrauben MS 01+03. Die beiden mittleren Messschrauben MS 04+06 neutralisieren sich weitgehend, wobei die Messschrauben MS 07+08 aufgrund von Gleichgewichtsbedingungen den oberen Zugkräften entgegenwirken und somit auf Druck beansprucht werden.



**Abbildung 160: Beispielhafte Darstellung der Spaltkräfte beim axialen Belasten in Buche Vollholz (links) und Pollmeier BauBuche (rechts): Referenzschraube**

Es folgen nun in Abbildung 161 bis Abbildung 163 Darstellungen der Ausziehversuche mit zugehöriger Messung der gemittelten Spaltkräfte MS 01+03 für RF, P1 und P2 in Buchen Vollholz und Pollmeier BauBuche. Strichliert dargestellt sind die Versuche der Referenzschraube, die bei 25 kN abgebrochen

werden mussten. In den dargestellten Mittelwerten der Spaltkräfte für die einzelnen Laststufen ist bereits, sofern nötig, eine rechts-zensierte Datenanalyse mittels MLE berücksichtigt.

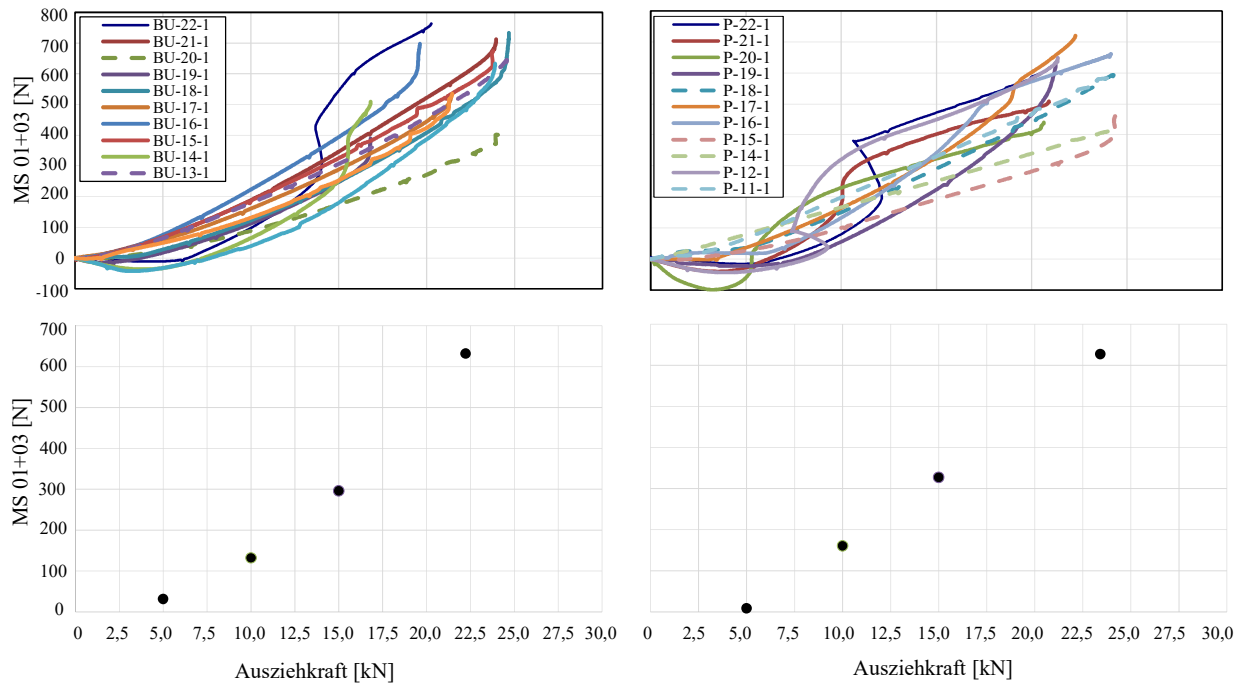


Abbildung 161: Spaltkräfte beim Herausziehen der RS in Buchen Vollholz (links) und Baubuche (rechts)

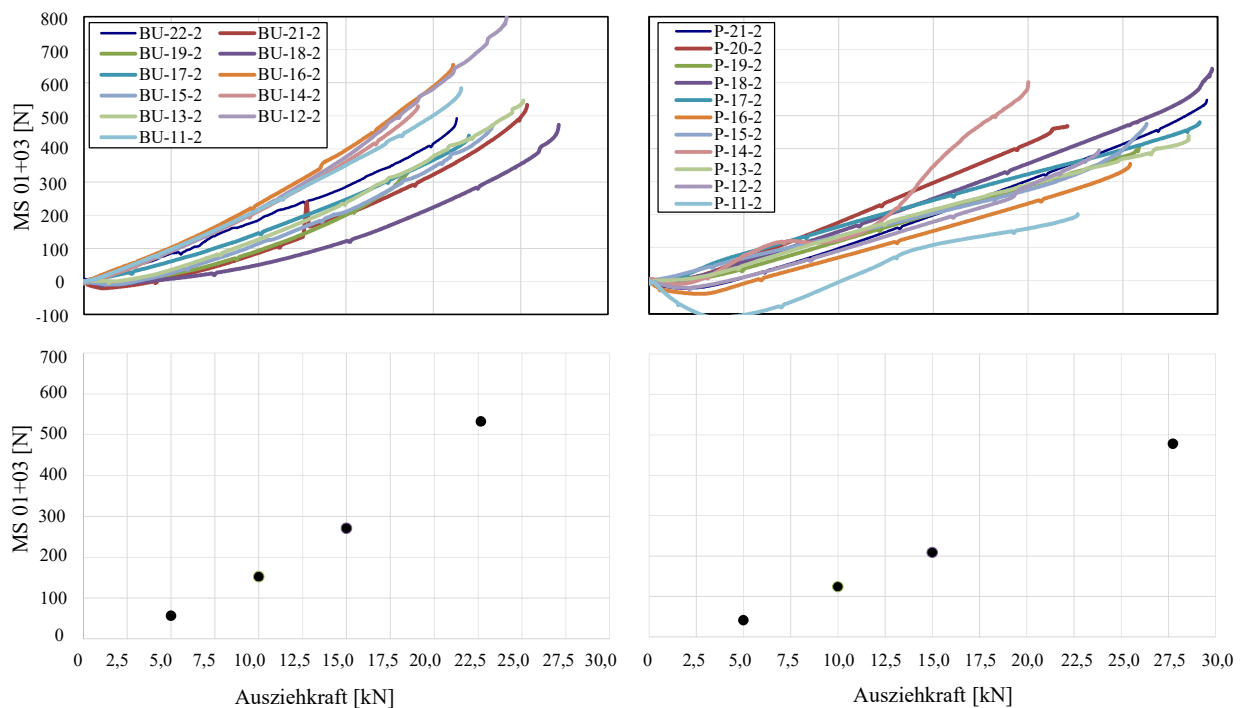
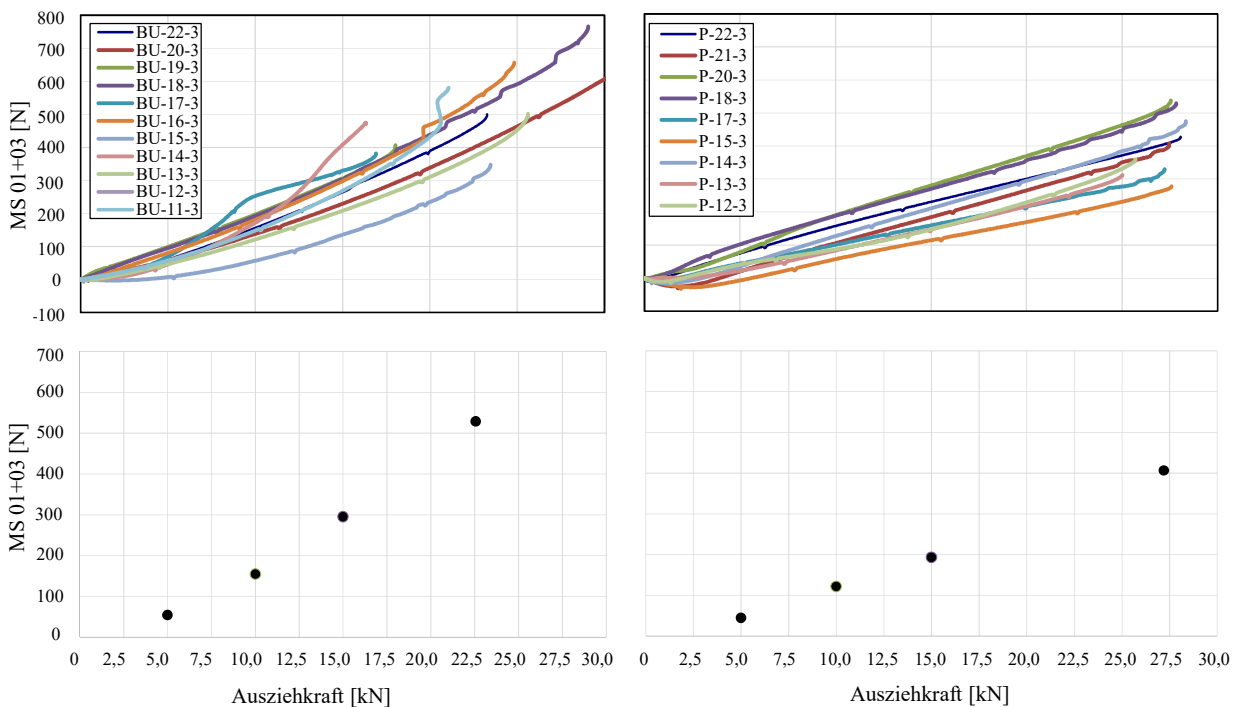


Abbildung 162: Spaltkräfte beim Herausziehen des P1 in Buchen Vollholz (links) und Baubuche (rechts)

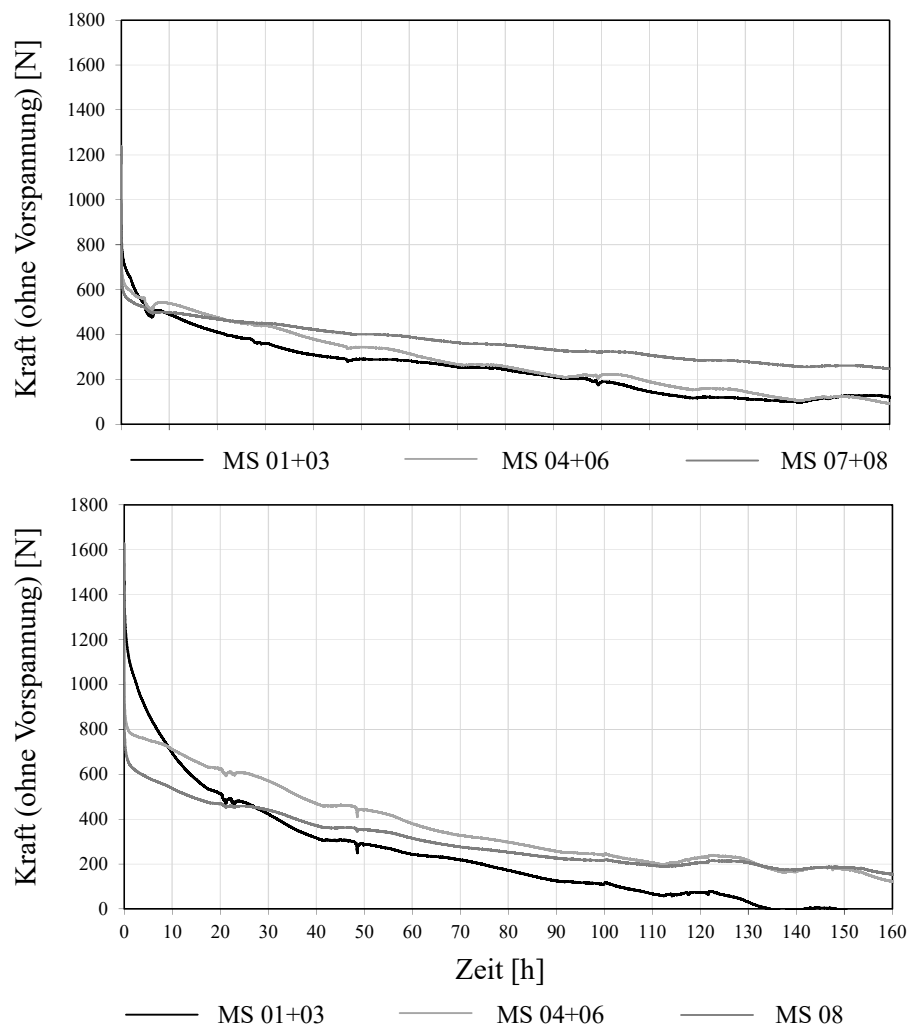


**Abbildung 163: Spaltkräfte beim Herausziehen des P2 in Buchen Vollholz (links) und Baubuche (rechts)**

Die in Abbildung 161 bis Abbildung 163 dargestellten Kraftverläufe der Messschrauben MS 01+03 zeigen eine eindeutige Abhängigkeit von der Ausziehkraft. Dabei kann sowohl in Buchen VH als auch in BauBuche eine ähnliche Steigung der Spaltkraft mit steigender Ausziehkraft festgestellt werden. Die Ergebnisse der beiden Prototypen weichen von den Ergebnissen der Referenzschraube etwas ab, zueinander können durchaus ähnliche Zunahmen der Spaltkräfte festgestellt werden. Die Ergebnisse in BauBuche weisen etwas geringere Spaltkräfte auf. Das bedeutet, dass für die Versuche in BauBuche die geringere Flankenneigung im Gegensatz zu den Versuchen in Buchen VH die gewünschten positiven Auswirkungen auf die Spaltkraft liefert.

Zusammenfassend können die folgenden Erkenntnisse über die Spaltkräfte, hervorgerufen durch das axiale Belasten der drei verschiedenen Schrauben in Buchen VH und BauBuche Probekörpern festgestellt werden: Die Messschrauben MS 01+03 erfahren in beiden Holzwerkstoffen durchgehend Zugkräfte. Das bedeutet, dass im Holz Druckkräfte wirken müssen. Durch diese Kräfte werden die lastabgewandten Messschrauben MS 07+08 aus Gleichgewichtsbedingungen auf Druck beansprucht, was entsprechend im Holz zu Zugkräften führen muss. Die vergleichsweise hohen Kräfte sind auf die geringe Einschraublänge von 80 mm zurückzuführen und sollten bei größeren Einschraubtiefen entsprechend abnehmen. Aus diesem Grund wurden in diesem Abschnitt nur die Ergebnisse der Messschrauben MS 01+03 genauer betrachtet. Dabei kann eine deutliche Abhängigkeit der Spaltkräfte in Bezug auf die Ausziehfestigkeit festgestellt werden. Dabei zeigen sich unerwartet geringere maximale gemittelte Spaltkräfte MS 01+03 der beiden Prototypen um rund 14 % im Vergleich zu RF. Dieser Effekt könnte daran liegen, dass durch die geringere Verankerungsfläche der beiden Prototypen um rund 26 % das Holz zwischen den Gewindegängen geringere Druckbeanspruchungen erfährt und sich folglich daraus geringerer Querdruckkräfte ergeben. Es kann jedoch die positive Auswirkung der geringeren Flankenneigung der lastzugewandten Gewindeflanke, die sich vor allem in den BauBuchen Versuchen zeigt, bestätigt werden. Dabei können die Spaltkräfte in den BauBuchen Versuchen, im Vergleich zu den Ergebnissen von P1, mit P2 um rund 15 % gesenkt werden.

Das Bestimmen der Spaltkräfte infolge axialer Zugbeanspruchung erfolgte nach der Ermittlung der Spaltkräfte infolge des Applizierens der Schraube. Nach dem Eindrehvorgang mussten die Messschrauben von den Kontakten getrennt und in der Prüfmaschine zur Prüfung der Ausziehfestigkeit eingespannt werden. Diese Transferierung der Proben beanspruchte im Durchschnitt rund 5 min (COV = 36 %). Aus diesem Grund wurden die beiden Langzeitversuche (LZV) einerseits zur Betrachtung des kurzzeitigen Kraftverlustes zwischen dem Wechseln der Prüfmaschinen, sowie andererseits zur Erforschung des Langzeit-Kraftverlustes der Spaltkräfte infolge Eindrehen für Prototyp 1 in Pollmeier Buche durchgeführt; siehe Abbildung 164. Dabei sind aus den restlichen Probekörpern jener mit geringster ( $\rho_{12} = 786 \text{ kg/m}^3$  - LZV 1) sowie jener mit höchster Rohdichte ( $\rho_{12} = 835 \text{ kg/m}^3$  - LZV 2) für die Versuche ausgewählt worden. Die Zeitverläufe zeigen dabei eine rasche Abnahme der Spaltkräfte nach dem Applizieren der Schraube, siehe dazu Abbildung 165 und Abbildung 166.



**Abbildung 164: Zeitverhalten der Spaltkräfte für Prototyp 1 in Buchen Vollholz**

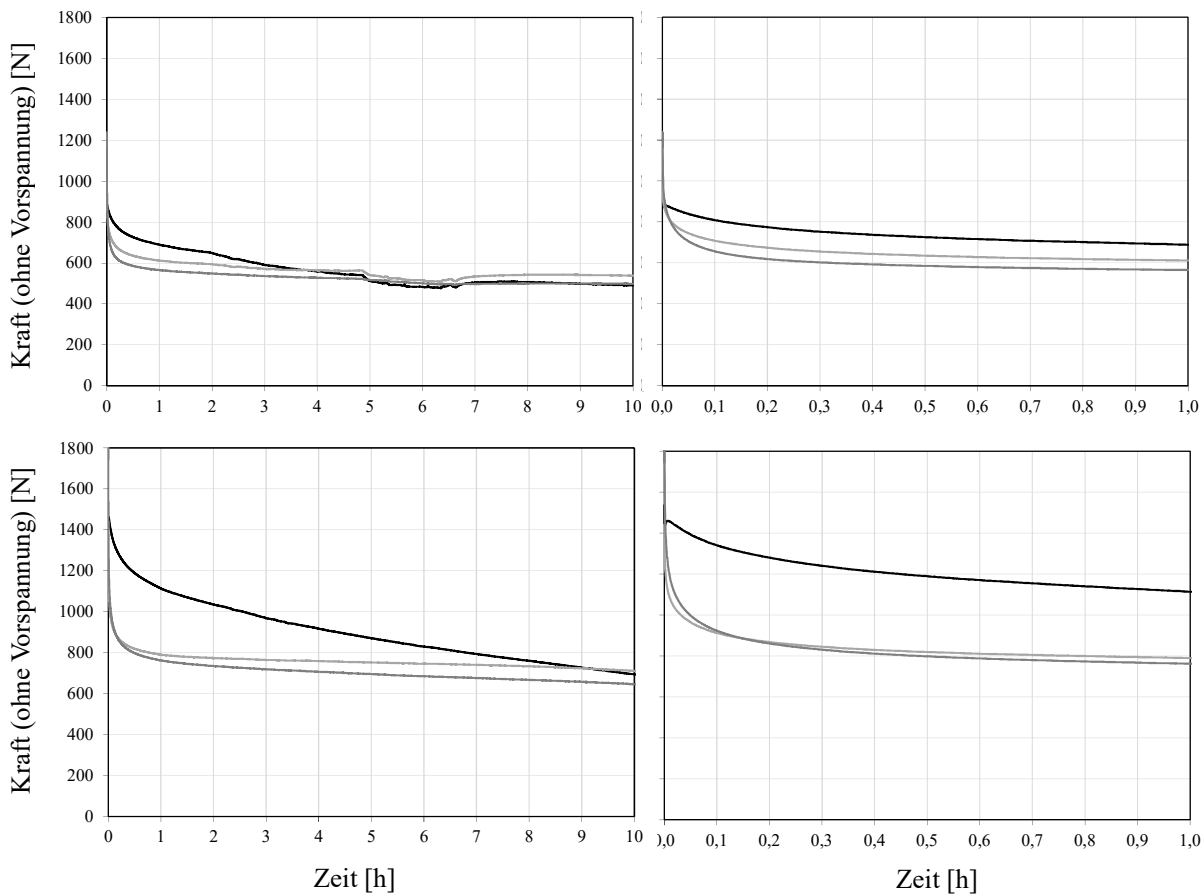
Um die Darstellung der Abnahme der Spaltkräfte mit zunehmender Zeit auch in Zahlen darzustellen, wurden die Funktionen für die Zeitintervalle, siehe Tabelle 101, nach der Zeit abgeleitet, sowie die Spaltkräfte für einen bestimmten Zeitpunkt nach Tabelle 102 ausgewertet.

**Tabelle 101: Ableitung der Spaltkraft nach der Zeit [Kraft pro Zeiteinheit]**

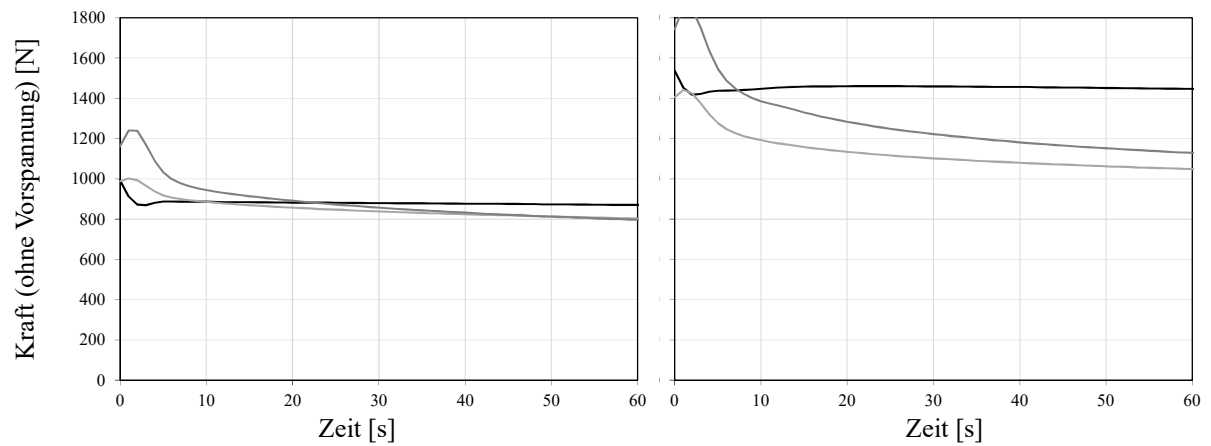
Langzeitversuch	0 bis 10	11 bis 60	61 bis 300	0,17 bis 0,50	0,50 bis 1,0	1,0 bis 10,0	10,0 bis 160
	[sec]	[sec]	[sec]	[std]	[std]	[std]	[std]
LZV 1	-9,771	-0,302	-0,218	-220,296	-73,432	-22,136	-2,46
LZV 2	-8,725	-0,079	-0,380	-396,533	-150,812	-46,674	-4,737

**Tabelle 102: Spaltkraft in [N] je Zeiteinheit**

Versuch	0	10	60	300	0,5	1,0	10	160
	[sec]	[sec]	[sec]	[sec]	[std]	[std]	[std]	[std]
LZV 1	993 (100 %)	886 (89 %)	870 (88 %)	818 (82 %)	726 (73 %)	690 (70 %)	490 (49 %)	121 (12 %)
LZV 2	1537 (100 %)	1447 (94 %)	1447 (94 %)	1355 (88 %)	1190 (77 %)	1114 (73 %)	694 (45 %)	-44 (-3 %)



**Abbildung 165: Kraftverlauf während der ersten Stunde bzw. der ersten zehn Stunden: (oben) LZV 1, (unten) LZV 2**



**Abbildung 166: Kraftverlauf während der ersten 60 Sekunden**

Zusammenfassend kann dargelegt werden, dass ausgehend vom maximalen Eindrehmoment zu Beginn die Spaltkräfte einen ähnlich abnehmenden Verlauf bis zu einem Zeitpunkt von 5 min zeigen. Dieser Zeitpunkt entspricht bei den Messschraubenversuchen in Abschnitt 5-1.4, nach Transferierung der Proben von der Eindrehmaschine zur Ausziehprüfmaschine, dem Start der Ausziehversuche. Das bedeutet, dass, abhängig von der Rohdichte, innerhalb dieser Zeit bereits die Spaltkräfte um rund 12 bis 18 % geringer sind als bei Prüfende der Eindrehversuche. Des Weiteren kann anschließend bei LZV 2 ein rascheres Abnehmen beobachtet werden.



## KAPITEL 6: FE-ANALAYSE

Als ergänzende numerische Untersuchungen zu den Schraubengeometrien in Kapitel 5 erfolgt in diesem Abschnitt eine FE-Analyse (FEA) mittels dem Programm RFEM der (Dlubal Software GmbH 2016). Die mechanischen Kenngrößen des als orthotrop elastisch modellierten Holzkörpers können Tabelle 103 entnommen werden, wobei dabei der  $E$ -Modul in und quer zur Faserrichtung sowie der Schubmodul in Faserrichtung entsprechend der Festigkeitsklasse D50 nach Tabelle 62 festgelegt wurden. Die Kenngrößen der fehlenden Moduli wurden gemäß (Schickhofer 2006), welcher die Verhältnissen für Laubhölzer zu  $E_T : E_R = 1,0 : 1,7$  und  $G_{LR} : G_{LT} = 1,3 : 1,0$  bzw.  $G_{RT} = 0,40 \cdot G_{LT}$  angibt, umgerechnet. Die Querdehnraten für Laubhölzer wurden aus Tabelle 63 übernommen. Für den Stahl der Schraube ist ein isotrop plastisches Materialmodell mit einer Fließgrenze von  $f_y = 1250 \text{ N/mm}^2$  angenommen worden. Sowohl die Schraube als auch der die Schraube umhüllende Holzkörper wurden in RFEM als Volumenkörper modelliert und anschließend mit Flächenfreigaben gekoppelt, wobei dabei nur die Flächen der oberen lastzugewandten Gewindeflanke als fest definiert wurden. Somit können zwischen Schraube und Holz nur über diese Flächen Kräfte übertragen werden. Abbildung 167 zeigt den modellierten Probekörper aus Buchen Vollholz mit der innenliegenden Schraube. Dabei wurde das globale Koordinatensystem für die jeweilige Betrachtung des Ausziehverhaltens in und quer zur Faserrichtung beibehalten und die entsprechenden Materialkenngrößen, siehe Tabelle 103, nach der Belastungsrichtung geändert.

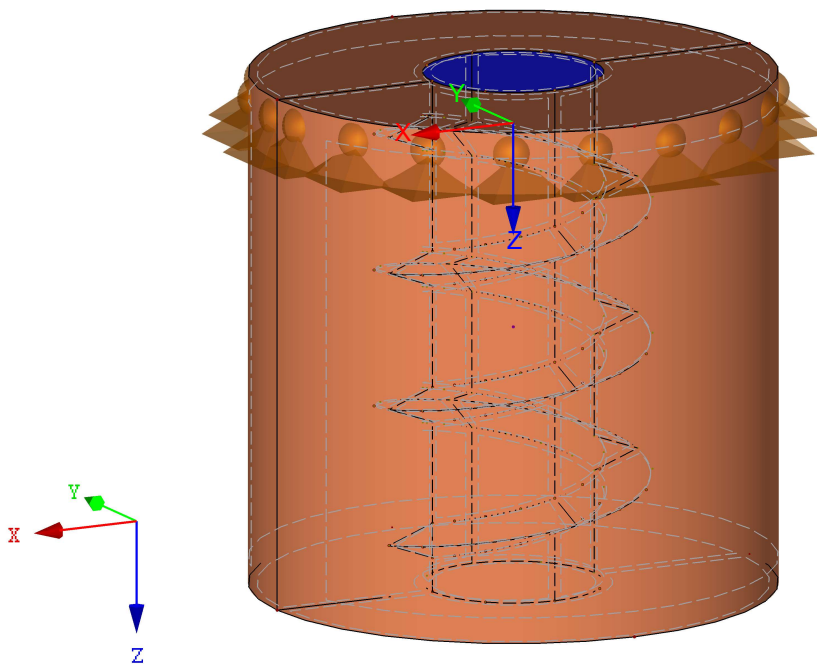
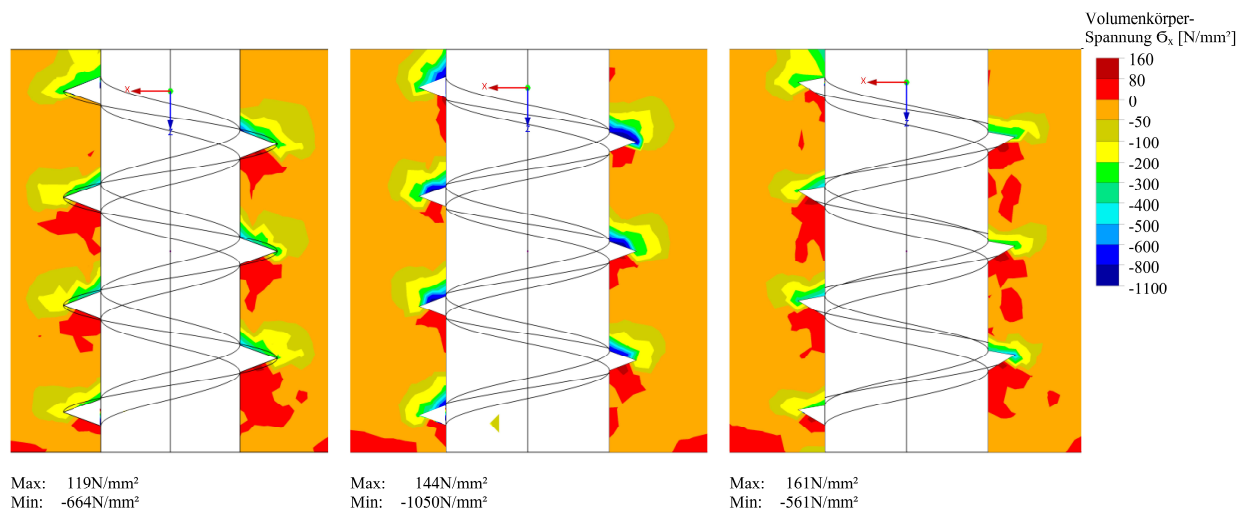


Abbildung 167: Darstellung der Modellierung in RFEM (Dlubal Software GmbH 2016)

**Tabelle 103: Materialparameter des orthotrop elastisch modellierten Holzvolumenkörper**

Parameter		Buche $\alpha = 0^\circ$	Buche $\alpha = 90^\circ$
E-Module [N/mm <sup>2</sup> ]	$E_x$	930	14000
	$E_y$	550	550
	$E_z$	14000	930
Schubmodule [N/mm <sup>2</sup> ]	$G_{yx}$	690	280
	$G_{xz}$	880	880
	$G_{xy}$	280	690
Querdehnzahlen [-]	$\mu_{yz}$	0,033	0,35
	$\mu_{xz}$	0,041	0,37
	$\mu_{xy}$	0,470	0,42

Betrachtet werden zunächst die Spannungen quer zur Faser in x-Richtung (radial), welche sich infolge einer axialen Belastung der Schraube von 5 kN in Faserrichtung für die drei verschiedenen Gewindegeometrien gemäß der RFEM Berechnung (Dlubal Software GmbH 2016) ergeben; siehe Abbildung 168. Betrachtet man entlang der in RFEM (Dlubal Software GmbH 2016) modellierten ersten drei Gewindengänge einen vertikalen Schnitt entlang der Gewindespitzen, so können die Spannungen quer zur Einschraubrichtung in Abbildung 169 dargestellt werden. Dabei zeigt sich, dass vor allem in den ersten beiden Gewindengängen die höheren Spannungen quer zur Belastungsrichtung für ein größeres  $d_1/d$  Verhältnis, hervorgerufen durch einen stärkeren Schrauben kern, siehe Abbildung 169 mitte, durch eine geringere Neigung der lastzugewandten Flanke, siehe Abbildung 169 rechts, deutlich reduziert werden können. Mit Ausnahme der Schraube in Abbildung 169 rechts, die im dritten Gewindengang ein Maximum der Druckspannungen aufweist, zeigen sich Spannungsabnahmen mit steigender Einschraublänge.



**Abbildung 168: Spannungsverläufe der Holzvolumenkörper in x-Richtung bei Belastung in z-Richtung**

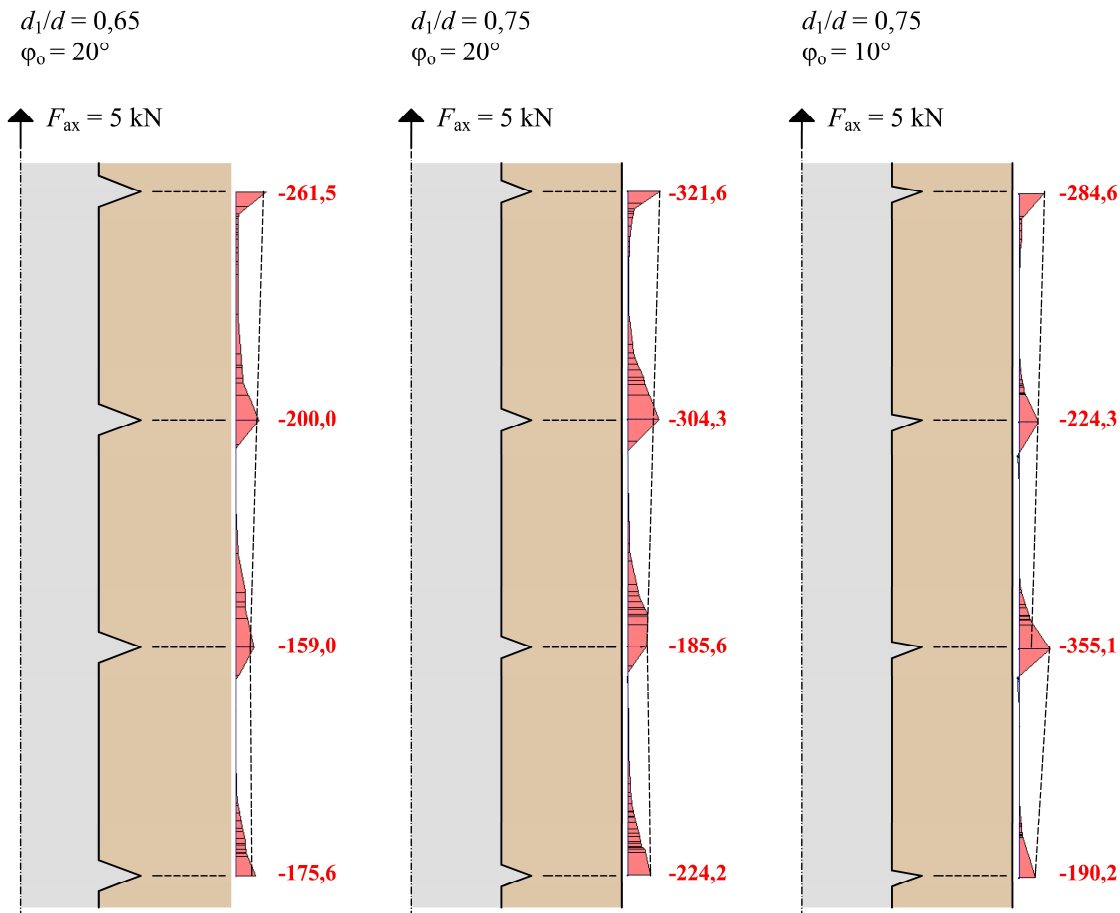


Abbildung 169: Spannungen quer zur Einschraubrichtung bei einer Belastung von  $F_{ax} = 5\text{ kN}$  für verschiedene Gewindegeometrien

Dabei erfolgte jeweils nur die Modellierung der ersten drei Gewindegänge. Die hohen Druckspannungen für die Variante mit einem  $d_1/d$  Verhältnis von 0,75 bzw. einer symmetrischen Flankenausbildung in Abbildung 169 mitte resultieren dabei vermutlich aus einer zu hohen Netzauflösung bzw. aus Netzverschneidungsproblemen.

Die vertikalen Spannungen (in z-Achse) können für das Ausziehverhalten in Faserrichtung in Abbildung 170 und quer zur Faserrichtung in Abbildung 171 dargestellt werden.

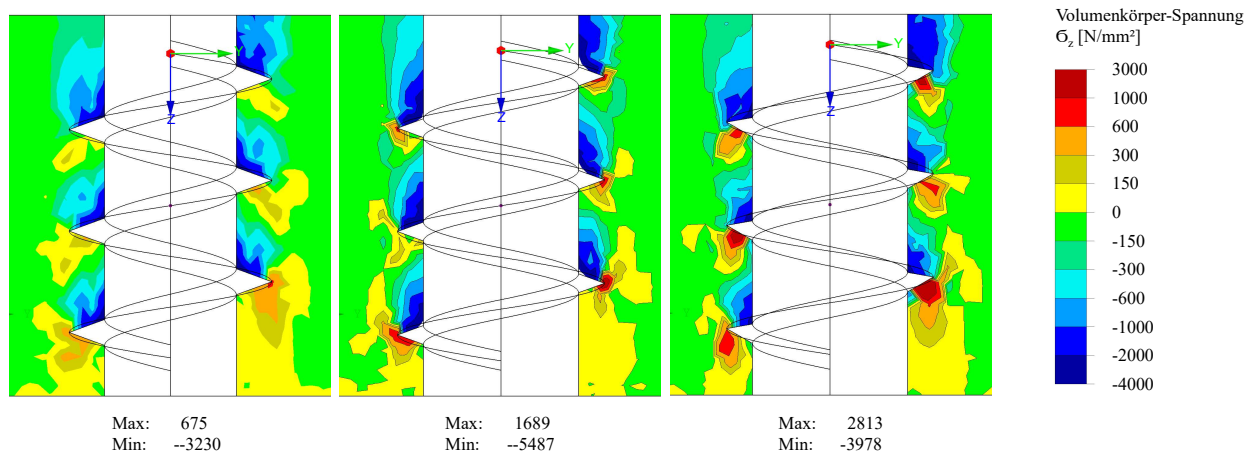


Abbildung 170: Volumenkörperspannungen der Holzkörper in z-Richtung bei Belastung in z-Richtung für  $\alpha = 0^\circ$ ; RF, P1, P2

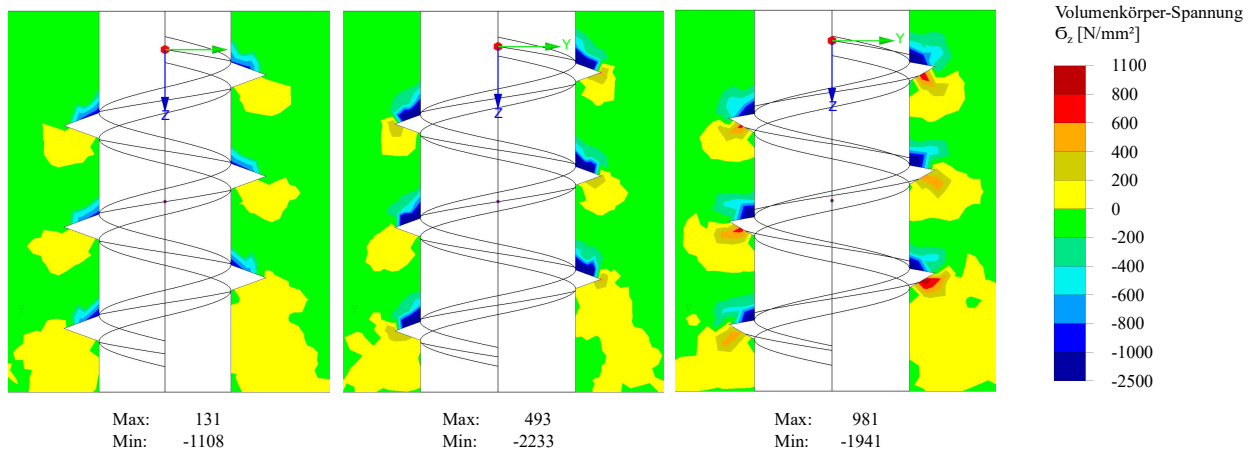


Abbildung 171: Volumenkörperspannungen der Holzkörper (y-z-Schnitt) in z-Richtung bei Belastung in z-Richtung für  $\alpha = 90^\circ$ ; RF, P1, P2

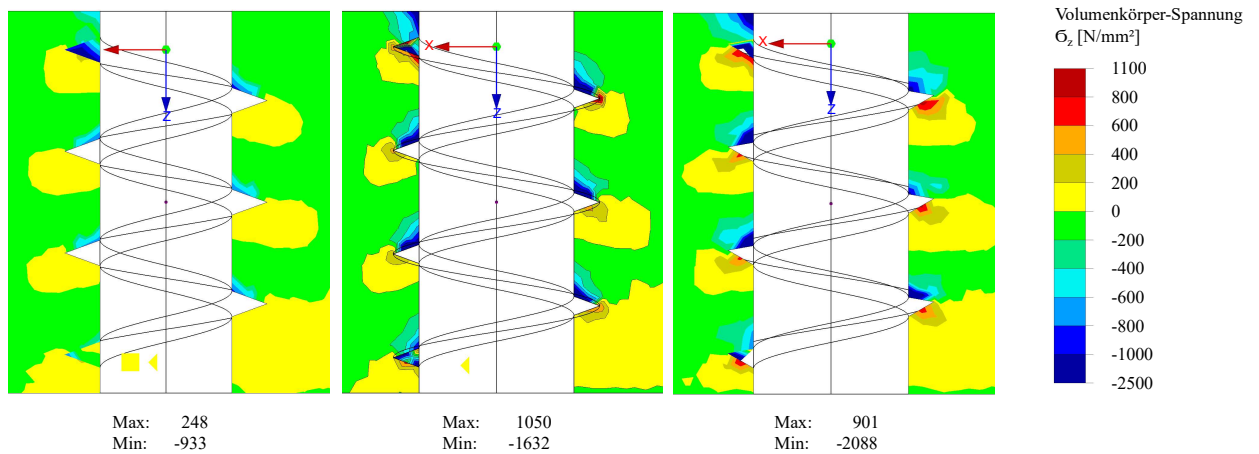


Abbildung 172: Volumenkörperspannungen der Holzkörper (x-z-Schnitt) in z-Richtung bei Belastung in z-Richtung für  $\alpha = 90^\circ$ ; RF, P1, P2

Dabei zeigt sich bei Betrachtung von Abbildung 171 und Abbildung 172 für das Ausziehverhalten quer zur Faserrichtung eine deutliche Abnahme der Druckspannungen in z-Richtung im Vergleich zum Ausziehverhalten bei Belastung in Faserrichtung. Des Weiteren kann in Abbildung 172 die Annahme eines höher aktivierten Holzvolumens in Faserrichtung (x-Richtung) bestätigt werden, wobei sich der Unterschied im Vergleich zu Abbildung 171 aufgrund der geringen Anzahl an modellierten Gewindegängen in Grenzen hält.

# KAPITEL 7: ZUSAMMENFASSUNG & CONCLUSIO

## 7-1 ZUSAMMENFASSUNG

Die zuvor dargestellten Ergebnisse der verschiedenen Prüfungen werden in diesem Abschnitt noch einmal zusammenfassend betrachtet.

Aufgrund der bekannt geringen Streuung der Stahlzugfestigkeit, wie auch in den Versuchen nach Tabelle 90 ersichtlich, wird vereinfachend in Tabelle 104 ein Vergleich zwischen den berechneten Zug- und Torsionstragfähigkeiten mit den Mittelwerten der Prüfungen gemäß Tabelle 90 geführt. Dabei werden die berechneten Tragfähigkeiten nach Gl. (3.22) mit einer charakteristischen Fließgrenze von  $f_{y,k} = 900 \text{ N/mm}^2$ , gemäß (ETA-12/0373), ermittelt. Es kann festgestellt werden, dass die Fließgrenze der Schrauben deutlich höher sein muss als in der technischen Bewertung angegeben. Erhöht man demzufolge die Fließgrenze auf einen adaptierten charakt. Wert von  $f_{y,mean} = 1100 \text{ N/mm}^2$ , so zeigt sich in Tabelle 104 vor allem für die berechnete Zugtragfähigkeit der Referenzschraube im Vergleich mit der aus dem Versuch ermittelten Zugtragfähigkeit eine sehr gute Übereinstimmung. Beim Bruchdrehmoment zeigt sich eine geringe Abweichung von 3 %. Die Zugtragfähigkeit der Prototypen weicht vergleichsweise etwas höher um rund 5 %, das Bruchdrehmoment um rund 10 % ab. Generell kann festgehalten werden, dass neben einer höheren Stahlzugtragfähigkeit, die Prototypen vor allem ein höheres max. Torsionsmoment sowie eine geringere Streuung im Vergleich zur Referenzschraube aufweisen.

**Tabelle 104: Stahlzugtragfähigkeit und max. Torsionsmoment: Vergleich zwischen Prüfergebnissen und berechneten Werten**

	aus Versuch						berechnet mit $f_{y,k} = 900 \text{ N/mm}^2$			berechnet mit $f_{y,mean} = 1100 \text{ N/mm}^2$		
	RF		P1		P2		RF	P1	P2	RF	P1	P2
$n$ [-]	10		10		10		-	-	-	-	-	-
$F_{tens,mean}$ [kN]   COV [%]	26,8	0,7	36,5	0,5	36,6	0,2	21,8	28,5	28,5	26,7	34,9	34,9
$M_{max,mean}$ [Nm]   COV [%]	28,8	0,8	43,8	0,8	44,0	0,4	22,9	32,5	32,5	28,0	39,8	39,8

Betrachtet man zusammenfassend die Auswertung der Eindreh- und Ausziehversuche für  $\alpha = 0^\circ$  in

Tabelle 105, so zeigt sich für die Prototypen in Buchen VH ein gegenüber der Referenzschraube um rund 13 % höheres Eindrehmoment. Ein ähnliches Ergebnis mit rund 14 bzw. 15 % höheren Eindrehmomenten zeigen die Versuchsergebnisse in BauBuche, welche im Mittel rund 45 % höhere Eindrehmomente lieferte als die Prüfungen in Buche VH. Die Rohdichte der BauBuche war dabei im Mittel um rund 13 % über jener von Buche VH.

Betreffend Ausziehfestigkeit kann festgestellt werden, dass für die geringe Einschraublänge von  $l_{ef} = 50 \text{ mm}$  die Referenzschraube sowohl in Buchen VH als auch in BauBuche höhere Werte liefert als die beiden Prototypen. Dabei zeigt sich sowohl in Buchen VH als auch in BauBuche verhältnismäßig dieselbe Abnahme von  $f_{ax}$  bei RF zu P1 um 11 bis 12 % und bei RF zu P2 um 15 bis 20 %. Im Vergleich zum Eindrehmoment ist die Ausziehfestigkeit in BauBuche gegenüber Buche VH im Mittel nur rund 25 % höher. P1 weist für Buchen VH um rund 6 % und in BauBuche um rund 10 % höhere Steifigkeitskennwerte auf als P2.

**Tabelle 105: Auswertung der Eindreh- und Ausziehversuche für  $\alpha = 0^\circ$  und  $l_{ef} = 50 \text{ mm}$**

		RF		P1		P2	
Buche VH	$n$ [-]	22		22		22	
	$u_{\text{mean}}$ [%]	8,5		9,3		9,0	
	$\rho_{12,\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]   COV [%]	740	7,7	742	7,6	741	7,4
	$M_{\text{max,u,mean}}$ [Nm]   COV [%]	<b>8,5 (100 %)</b>	17,3	<b>9,6 (+13 %)</b>	16,5	<b>9,6 (+13 %)</b>	17,7
	$f_{\text{ax,u,mean}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]   COV [%]	<b>12,8 (100 %)</b>	17,3	<b>11,3 (-12 %)</b>	16,9	<b>10,6 (-20 %)</b>	18,6
	Abschätzung $f_{\text{ax,mean}}$ (Hübner 2013) [N/mm <sup>2</sup> ]	12,7		12,7		12,6	
$K_{\text{ser,u,mean}}$ [kN/mm]   COV [%]	-	-	<b>39,1</b>	8,7	<b>36,8</b>	8,4	
BauBuche	$n$ [-]	21		22/13		22/16	
	$u_{\text{mean}}$ [%]	6,9		7,6		7,6	
	$\rho_{12,\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]   COV [%]	841	1,5	832	1,7	828	2,1
	$M_{\text{max,u,mean}}$ [Nm]   COV [%]	<b>12,3 (100 %)</b>	6,6	<b>14,2<sup>*)</sup> (+15 %)</b>	8,0	<b>14,0<sup>*)</sup> (+14 %)</b>	5,1
	$f_{\text{ax,u,mean}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]   COV [%]	<b>15,7 (100 %)</b>	5,1	<b>14,0 (-11 %)</b>	6,2	<b>13,4 (-15 %)</b>	5,2
	Abschätzung $f_{\text{ax,mean}}$ (Hübner 2013) [N/mm <sup>2</sup> ]	15,6		15,2		15,0	
$K_{\text{ser,u,mean}}$ [kN/mm]   COV [%]	-	-	<b>37,3</b>	7,1	<b>33,9</b>	7,1	

<sup>\*)</sup> rechts-zensierte Datenanalyse mittels MLE

Tabelle 105 enthält zudem einen Vergleich zwischen den mittleren Ausziehfestigkeiten auf Basis der Versuche mit den rechnerisch ermittelten mittleren Ausziehfestigkeiten nach dem Modell von (Hübner 2013). Die Ausziehfestigkeiten der Referenzschraube können sowohl für Buche VH als auch für BauBuche sehr gut prognostiziert werden. Für die beiden Prototypen ergeben sich Unterschiede welche aus der adaptierten Geometrie dieser Schrauben, welche nicht durch das Modell nach (Hübner 2013) erfasst werden kann, resultieren und zu einer Überschätzung der Ausziehfestigkeit von rund 8 bis 19 % führen.

Die Eindrehmomente der Prototypen in Tabelle 106 für  $\alpha = 90^\circ$  verhalten sich ähnlich wie jene für  $\alpha = 0^\circ$  und zeigen eine Zunahme gegenüber der Referenzschraube um rund 15 bis 18 %. Generell nehmen auch hier die Eindrehmomente in BauBuche gegenüber Buche VH durchgehend um rund 42 bis 45 % zu. Der Verlust an Ausziehfestigkeit bei den Prototypen gegenüber der Referenzschraube zeigt sich bei  $\alpha = 90^\circ$  als weitaus geringer als bei  $\alpha = 0^\circ$ . Die Ergebnisse in Buche VH sind dabei nahezu ident für alle drei Schrauben; in BauBuche liegt die Referenzschraube etwas über den Prototypen. Prozentuell beträgt dabei die Abnahme von RF zu P1 rund 7 % und von RF zu P2 rund 5 %. Vergleicht man die Ausziehfestigkeiten in BauBuche mit der in Buche VH, so steigt diese für RF um rund 18 % und für die Prototypen um 9 bis 12 % an. Diese Differenz ist somit rund halb so groß als bei  $\alpha = 0^\circ$ .

**Tabelle 106: Auswertung der Eindreh- und Ausziehversuche für  $\alpha = 90^\circ$  und  $l_{ef} = 50$  mm**

		RF		P1		P2	
Buche VH	$n$ [-]	20		22		22	
	$u_{\text{mean}}$ [%]	8,3		9,2		8,9	
	$\rho_{12,\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]   COV [%]	728	6,8	734	7,4	738	7,4
	$M_{\text{max,u,mean}}$ [Nm]   COV [%]	<b>8,9 (100 %)</b>	14,6	<b>10,2 (+15 %)</b>	15,7	<b>10,5 (+18 %)</b>	16,0
	$f_{\text{ax,u,mean}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]   COV [%]	<b>15,9 (100 %)</b>	13,5	<b>15,8 (<math>\pm 0</math> %)</b>	13,1	<b>15,8 (<math>\pm 0</math> %)</b>	14,0
	Abschätzung $f_{\text{ax,mean}}$ (Hübner 2013) [N/mm <sup>2</sup> ]	14,9		15,0		15,0	
$K_{\text{ser,u,mean}}$ [kN/mm]   COV [%]	-	-	<b>36,7</b>	13,6	<b>34,8</b>	11,9	
BauBuche	$n$ [-]	21		21		20	
	$u_{\text{mean}}$ [%]	6,7		7,8		7,8	
	$\rho_{12,\text{mean}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]   COV [%]	845	1,9	840	1,7	832	1,5
	$M_{\text{max,u,mean}}$ [Nm]   COV [%]	<b>12,7 (100 %)</b>	3,5	<b>15,0 (+18 %)</b>	5,4	<b>15,1 (+19 %)</b>	5,1
	$f_{\text{ax,u,mean}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]   COV [%]	<b>18,7 (100 %)</b>	3,8	<b>17,3 (-7 %)</b>	4,2	<b>17,7 (-5 %)</b>	5,2
	Abschätzung $f_{\text{ax,mean}}$ (Hübner 2013) [N/mm <sup>2</sup> ]	18,9		18,5		18,1	
$K_{\text{ser,u,mean}}$ [kN/mm]   COV [%]	-	-	<b>30,4</b>	5,5	<b>30,9</b>	4,6	

Abermals werden die aus den Versuchen ermittelten mittleren Ausziehfestigkeiten den errechneten Werten gemäß (Hübner 2013) gegenübergestellt. Dabei kann beim Vergleich der Ausziehfestigkeiten in Buchen VH durchgehend eine Unterschätzung der Ergebnisse um 5 bis 6 % festgestellt werden. In BauBuche zeigt sich dagegen für die Referenzschraube nur eine geringe Abweichung von rund 1 %. Die Ausziehfestigkeiten der Prototypen werden abermals um rund 2-6 % überschätzt.

Generell können gegenüber  $0^\circ$  zur Faser bei Applizierung quer zur Faser in Buchen VH und BauBuche um 3 bis 9 % höhere Eindrehmomente festgestellt werden. Die Ausziehfestigkeit der RF ist in Buche VH und  $90^\circ$  zur Faser um rund 24 % und in BauBuche um rund 19 % höher als  $0^\circ$  zur Faser. Die Unterschiede zwischen den Ausziehfestigkeiten  $90^\circ$  und  $0^\circ$  sind bei den Prototypen deutlicher höher als bei der Referenzschraube; siehe Tabelle 107.

**Tabelle 107: Prozentueller Vergleich der einzelnen Schrauben für  $\alpha = 0^\circ$  vs.  $\alpha = 90^\circ$** 

	Schraubentyp	$f_{\text{ax,u,mean}}$ [%]		$k_{90,\text{mean}}$	$k_{90,05,\text{emp}}$	$M_{\text{max,u,mean}}$ [%]	
		$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$			$\alpha = 90^\circ$	$\alpha = 0^\circ$
Buche VH	RF	(100 %)	(-19 %)	1,24	1,36	(100 %)	(-4 %)
	P1	(100 %)	(-28 %)	1,41	1,48	(100 %)	(-6 %)
	P2	(100 %)	(-33 %)	1,50	1,50	(100 %)	(-9 %)
BauBuche	RF	(100 %)	(-16 %)	1,19	1,22	(100 %)	(-3 %)
	P1	(100 %)	(-19 %)	1,25	1,24	(100 %)	(-5 %)
	P2	(100 %)	(-24 %)	1,32	1,31	(100 %)	(-7 %)

Des Weiteren kann aus den Versuchen nach Gl. (2.21) der Beiwert  $k_{90}$  zur Bestimmung des Winkleinflusses zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$  bestimmt werden. Dabei sind in Tabelle 107 die  $k_{90}$  Beiwerte für die Ausziehfestigkeiten auf dem Niveau der Mittel- sowie der 5 % Quantilwerte angegeben, wobei der höhere Wert für das 5 % Quantilniveau auf die höhere Streuung der Ausziehfestigkeiten in Faserrichtung zurückzuführen ist. Im Vergleich dazu hat (Ringhofer et al. 2015a) auf der Basis von 8000 Datensätze, vgl. Abschnitt 2-2.1, in Fichten Vollholz, BSH und BSP bei einer Rohdichte von  $\rho_{12} = 310$  bis  $621$  kg/m<sup>3</sup> einen  $k_{90}$ -Beiwert auf Basis der Mittelwerte von 1,35 und für das 5 % Quantilniveau von 1,56 ermittelt.

Zusammenfassend kann dargelegt werden, dass der  $k_{90}$ -Beiwert bei der Anwendung in BauBuche auf Basis der Mittelwerte um 7 bis 12 % gegenüber der Anwendung in Buche VH abnimmt. Die in Tabelle 107 prozentuell dargelegten höheren Ausziehfestkeiten der Schraubenverbindung quer zur Faser können vor allem durch das viel größere zur Lastabtragung zur Verfügung stehende Volumen aufgrund der Faserstruktur und der Aktivierung in Längsrichtung erklärt werden.

Des Weiteren können die in den Abbildungen der Hauptversuchsserie dargestellten Abhängigkeiten  $f_{ax,u}/M_u$ ,  $f_{ax,u}/\rho_{12}$  und  $M_u/\rho_{12}$  in Tabelle 108 zusammengefasst und mit den Ergebnissen der Vorversuchen aus Abschnitt 4-3 verglichen werden. Dabei zeigt sich beim Einfluss der Rohdichte für die Versuche quer zur Faser in der Vorversuchsserie bei der Schrauben mit der höchsten Ganghöhe (Rapid Komplex) die höchste Potenz von 2,28. Die Potenzen der anderen Schrauben sind mit 1,66 bis 2,08 durchaus mit jenen der Hauptversuchsserie vergleichbar.

**Tabelle 108: Abhängigkeiten der Hauptversuche**

$\alpha$	Beziehung	Hauptversuchsserie				Vorversuchsserie	
		Buche VH		BauBuche		Birke	
		Potenz	$r^2$	Potenz	$r^2$	Potenz	$r^2$
0°	$f_{ax,u}/M_u$	0,87 – 0,94	0,71 – 0,81	–	–	0,47 – 0,88	0,36 – 0,77
	$f_{ax,u}/\rho_{12}$	1,90 – 2,16	0,73 – 0,79	–	–	–	–
	$M_u/\rho_{12}$	1,83 – 1,98	0,73 – 0,78	–	–	–	–
90°	$f_{ax,u}/M_u$	0,78 – 0,85	0,69 – 0,83	0,46 – 0,63	0,34 – 0,36	0,46 – 0,62	0,54 – 0,75
	$f_{ax,u}/\rho_{12}$	1,63 – 1,82	0,82 – 0,86	1,26 – 2,08	0,38 – 0,48	1,66 – 2,28	0,31 – 0,62
	$M_u/\rho_{12}$	1,90 – 1,95	0,86 – 0,91	1,74 – 2,35	0,15 – 0,24	1,53 – 3,02	0,34 – 0,68

Zugehörig zu den Auswertungen der Eindreh- und Ausziehversuche der obigen Tabellen werden nun die Ergebnisse in Buchen Vollholz und in Pollmeier BauBuche als Boxplots in Abbildung 173 dargestellt, welche grafisch die vorhin erwähnten durchgängig höheren Ausziehfestigkeiten sowie geringeren Eindrehmomente der Referenzschraube verdeutlicht.



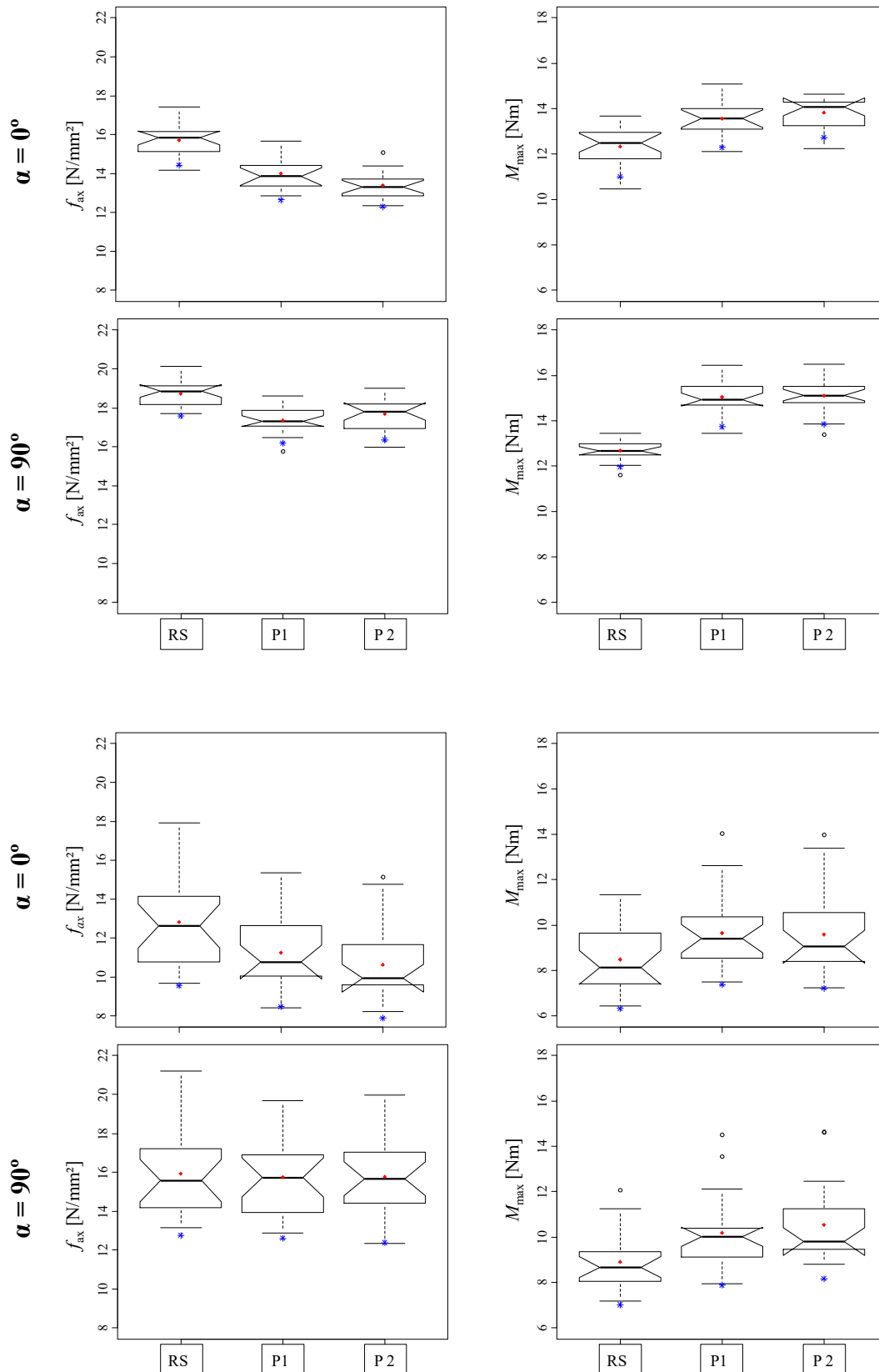


Abbildung 173: Ergebnisse der Hauptversuche für die Versuche in Buchen Vollholz (oben) und Pollmeier Baubuche (unten)

Die statistische Auswertung der Spaltkräfte aus den Versuchen mittels Messschrauben ist in Tabelle 109 für die gemittelten Werte der Messschrauben MS 01 + 03 zusammengefasst. Eindeutiges Ergebnis dabei sind die um den Faktor 2 bis 4 deutlich höheren Spaltkräfte durch das Eindrehen der Schraube im Vergleich zu den Spaltkräften bei Herausziehen. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Spaltkräfte des Prototyp P1 sowohl für die Versuche in Buchen Vollholz als auch in Pollmeier Baubuche beim Eindrehen der Schraube am höchsten sind. Prototyp P2 verhält sich dabei für Pollmeier BauBuche ähnlich, hingegen sind die Spaltkräfte beim Eindrehen für P2 in Buchen Vollholz mit den Spaltkräften der Referenzschraube vergleichbar, was durch den doch deutlich dickeren Kernquerschnitt nicht zu erwarten war. Beim Herausziehen verhalten sich die Spaltkräfte sehr ähnlich, wobei P2 mit der flacheren lastzugewandten Gewindeflanke etwas geringere Spaltkräfte liefert.

**Tabelle 109: Auswertung der Spaltkräfte**

		RF	P1	P2
<b>Buche VH</b>	$F_{SP,MS01+03,mean}$   <b>Eindrehen [kN]</b>	0,94	1,08	0,94
	$F_{SP,MS01+03,mean}$   <b>Ausziehen [kN]</b>	0,59 *)	0,53	0,53
	<b>Σ (Abschätzung)</b>	1,53 (100 %)	1,61 (1,05 %)	1,47 (96 %)
<b>BauBuche</b>	$F_{SP,MS01+03,mean}$   <b>Eindrehen [kN]</b>	1,22	1,82 *)	1,59 *)
	$F_{SP,MS01+03,mean}$   <b>Ausziehen [kN]</b>	0,63 *)	0,48	0,41
	<b>Σ (Abschätzung)</b>	1,85 (100 %)	2,30 (121 %)	2,00 (107 %)

\*) rechts-zensierte Datenanalyse mittels MLE

Des Weiteren werden die Auszieh- und Eindrehversuche der Messschrauben (T2-MS) mit der Serie ohne Messung der Spaltkräfte (T1) in Tabelle 110 verglichen. Dabei zeigen sich bei vergleichbarer Rohdichte bei den Eindrehversuchen mit Messschrauben primär bedingt durch die größere Durchschraublänge (80 mm vs. 50 mm) und sekundär aufgrund der aufgebrachten Vorspannung um rund 25 bis 30 % höhere Eindrehwiderstände. Die Ausziehfestigkeit bei den Versuchen mittels Messschrauben ist tendenziell etwas geringer, im Allgemeinen aber gut mit den Werten aus den Versuchen ohne Messschrauben vergleichbar. Diese Erkenntnisse werden zudem durch die Darstellung der Ergebnisse als Boxplot in Abbildung 174 untermauert.

**Tabelle 110: Statistischer Vergleich der Versuche mit und ohne Messschrauben**

		RF		P1		P2	
		T1	T2-MS	T1	T2-MS	T1	T2-MS
<b>Buche VH</b>	$\rho_{12,mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	740	757	742	748	741	745
	$M_{max,u,mean}$ [Nm]	8,5	11,4	9,6	12,4	9,6	12,2
	$f_{ax,u,mean}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	12,8	11,1	11,3	11,0	10,6	10,7
<b>BauBuche</b>	$\rho_{12,mean}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	841	823	832	825	828	824
	$M_{max,u,mean}$ [Nm]	12,3	15,5	14,2	18,0	14,0	18,0
	$f_{ax,u,mean}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	15,7	11,7	14,0	13,5	13,4	12,9

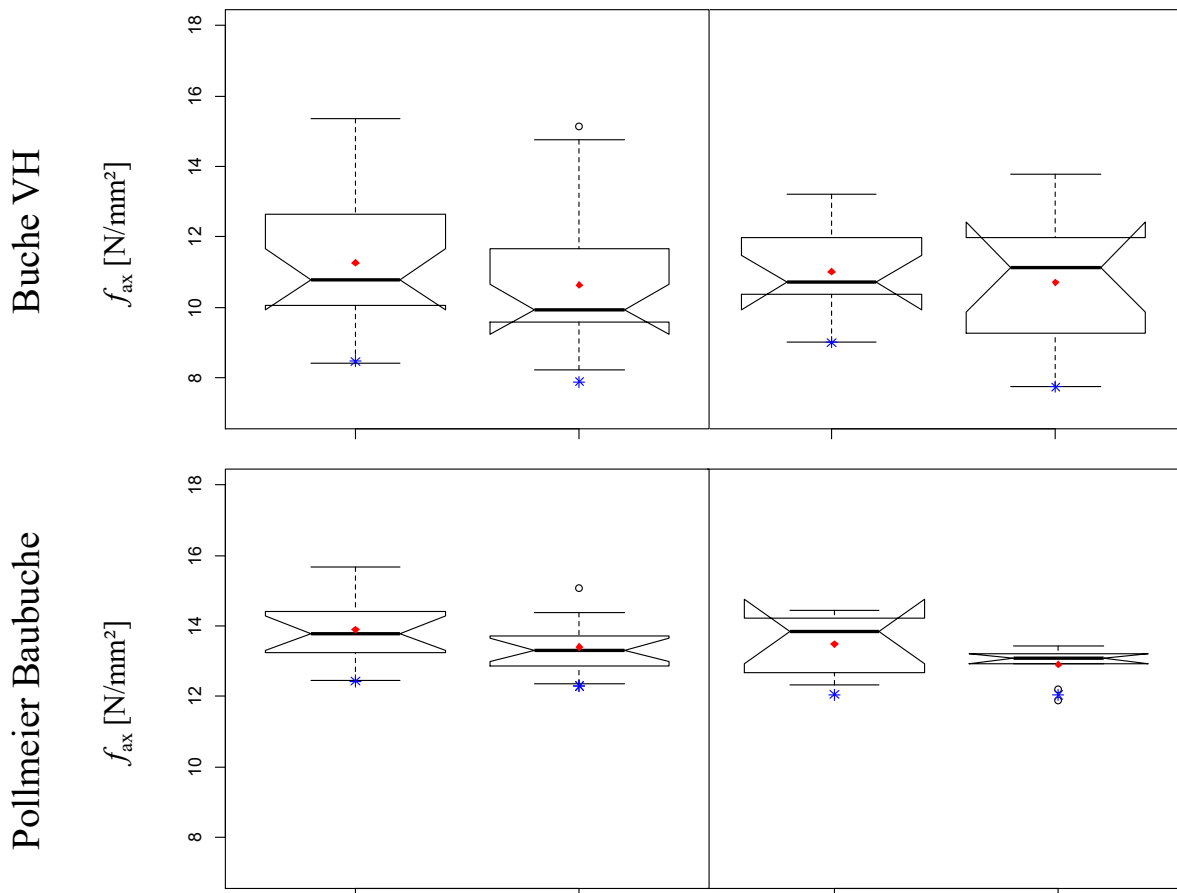


Abbildung 174: Vergleich der Ausziehfestigkeit: (links) Hauptserie; (rechts) Serie der Messschrauben

Als Fazit auf Basis der Mittelwerte können für die Hauptversuche folgende Fakten in Bezug auf den Eindrehwiderstand sowie den Ausziehkenngößen dargelegt werden:

- Das maximale Eindrehmoment ist für  $\alpha = 0^\circ$  um rund 13 – 15%, für  $\alpha = 90^\circ$  um rund 15 – 19% bei P1 und P2 höher als bei RF.
- Die Ausziehfestigkeit nimmt bei P1 und P2 für  $\alpha = 0^\circ$  um rund 11 – 17%, für  $\alpha = 90^\circ$  um rund 1 – 7% ab.
- $K_{\text{ser}}$  ist bei P2 bis 10% geringer als bei P1.

Bezüglich der Stahlzugtragfähigkeit und des Bruchdrehmoments können folgende relative Vergleiche dargelegt werden:

- Die Stahlzugtragfähigkeit nimmt für beide Prototypen um rund 36 – 37% zu.
- Das Bruchdrehmoment nimmt bei beiden Prototypen etwas mehr; um 52 – 53% zu.

Bei der Ermittlung der Spaltkräfte beim Applizieren sowie axialen Belasten der Schrauben weist P1 etwas höhere Spaltkräfte beim Eindrehen und Herausziehen auf im Vergleich zu P2.

In Summe ist somit Prototyp P1 etwas besser bzw. vergleichbar mit P2, aufgrund der symmetrischen Gewindeflanke aber einfacher herzustellen bzw. flexibler im Einsatz.

## 7-2 CONCLUSIO & AUSBLICK

Es stellt sich nun betreffend des Eindrehmoments die Frage: Kann man den entwickelten Prototyp 1 gemäß den Vorgaben des EAD (European Assessment Document) ohne Vorbohren applizieren?

Gemäß Gl. (3.16) muss für die technische Bewertung der Schraube das mittlere Eindrehmoment kleiner oder gleich der durch den Faktor 1,5 dividierten charakteristischen Torsionstragfähigkeit entsprechen. Demzufolge wird neben dem Tragfähigkeitsnachweis auf Basis der Mittelwerte dieser für die technische Bewertung relevante Nachweis in Tabelle 111 sowie in Abbildung 175 dargestellt, wobei vereinfacht und aufgrund der geringen Streuung dabei der 5 % Quantilwert der Torsionstragfähigkeit verwendet wird.

Obwohl das Eindrehmoment aus den Versuchen quer zur Faser für  $l_{ef} = 50$  mm nach Tabelle 104 bei RF und P1 um rund 3 bis 6 % höher ist als bei  $0^\circ$  zur Faser, werden, aufgrund fehlender Prüfergebnisse  $90^\circ$  zur Faser und  $l_{ef} = 80$  sowie 200 mm, die Prüfergebnisse für  $0^\circ$  zur Faser für die Bewertung herangezogen. Zudem ist festzuhalten, dass zwischen  $l_{ef} = 80$  und 200 mm nur geringe Steigerungen von  $M_{max,mean}$  beobachtbar sind; siehe Tabelle 111. Es wird angemerkt, dass die Prüfergebnisse für  $l_{ef} = 200$  mm bereits auf weitere Eindrehversuche zurückzuführen sind, die nicht Inhalt dieser Arbeit waren.

Für den Prototyp 1 kann auf Basis der vorliegenden Ergebnisse in Tabelle 111 und Abbildung 175 ein ausreichender Torsionswiderstand attestiert werden. Die Referenzschraube wäre dahingehend entsprechend nach Gl. (3.16) nur für eine effektive Einschraublänge von  $l_{ef} = 139$  mm technisch zu bewerten. Aufgrund der Erfahrung der Firma Schmid Schrauben Hainfeld GmbH, dass ab einer größeren Einschraublänge keine weitere Erhöhung des Eindrehmomentes zu erwarten ist und Prüfungen bis 200 mm Durchschraublänge vorliegen, wo P1 gemäß Gl. (3.16) zu 87 % ausgelastet ist, kann dieser Prototyp ohne Bedenken für eine effektive Einschraublänge von zumindest 200 mm ohne vorbohren eingesetzt werden. Zusätzlich kann auf Basis der einschlägigen praktischen Erfahrungen bzgl. der Handhabung der Schraube angemerkt werden, dass trotz des höheren Kerndurchmessers keine negativen Auswirkungen auf das Applizieren der Schrauben ohne Vorbohren beobachtet wurden.

**Tabelle 111: Betrachtung Eindrehmoment in Faserrichtung vs. Torsionstragfähigkeit**

$l_{ef}$	Schraube	$M_{max,mean}$		$f_{tor,max,mean}$	$f_{tor,05}$	$M_{max,mean}/f_{tor,max,mean}$	$M_{max,mean}/(f_{tor,05}/1,5)$
[mm]	[-]	Buche VH [Nm]	BauBuche [Nm]	Stahl [Nm]		[-]	
50	RF	8,50	12,34	28,8	28,4	43%	65%
	P1	9,60	13,57	43,8	43,2	31%	47%
80	RF	11,40	15,5	28,8	28,4	54%	82%
	P1	12,40	17,9	43,8	43,2	41%	62%
200	RF	-	22,5	28,8	28,4	78%	119%
	P1	-	25,2	43,8	43,2	58%	87%

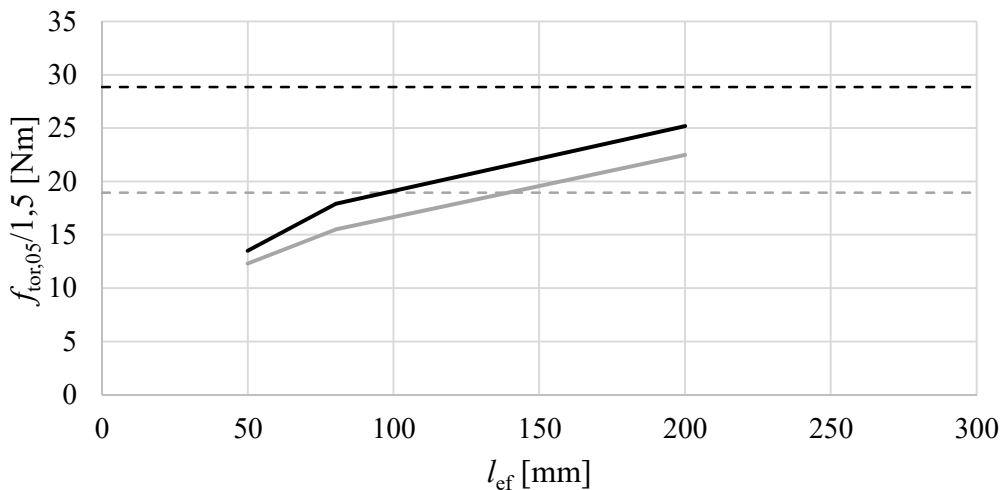


Abbildung 175: Gegenüberstellung  $M_{max,mean}$  zu  $f_{tor,0.5/1.5}$

Bezüglich der Leistungsfähigkeit zukünftiger Hartlaubholz-Schraubenverbindungen in Faserrichtung können durch Gleichsetzen der Zugtragfähigkeit der Schrauben, siehe Tabelle 90, mit der Ausziehfestigkeit der Verbindung nach Tabelle 92 und Tabelle 93 in Faserrichtung sowie nach Tabelle 95 und Tabelle 96 quer zur Faserrichtung folgende potentiellen effektiven Einschraubtlängen ermittelt werden; siehe Tabelle 112.

Tabelle 112: potentielle effektive Einschraubtlängen für Hartlaubholzverbindungen

$\alpha$ [°]	Schraube [-]	Buche VH			BauBuche		
		$l_{ef,mean}$	COV [%]	$l_{ef,0.5}$	$l_{ef,mean}$	COV [%]	$l_{ef,0.5}$
0	RF	86 (= 10,75d)	16,7	65	68 (= 8,5d)	5,1	63
	P1	132 (= 16,50d)	16,1	101	104 (= 13,00d)	6,0	94
	P2	141 (= 17,63d)	16,1	99	109 (= 13,63d)	5,1	100
90°	RF	68,1 (= 8,51d)	12,6	55,6	57,1 (= 7,14d)	3,8	53,6
	P1	93,7 (= 11,71d)	13,0	75,8	83,8 (= 10,48d)	4,2	78,6
	P2	94,1 (= 11,76d)	14,2	75,2	82,5 (= 10,31d)	4,7	77,1

Dabei kann für P1 sowohl in Buchen Vollholz als auch in BauBuche die Leistungsfähigkeit bei ausreichender Verankerungslänge um rund 50 % gesteigert werden.

Hinsichtlich Rohdichtekorrektur der Ausziehfestigkeit kann das Modell von (Hübner 2013) mit einer Potenz von 1,6 bestätigt werden. Aufgrund durchgehend höherer Werte aus den Ergebnissen der Vorversuch- und Hauptversuchsserie ist eine Erhöhung dieser Rohdichtekorrektur in Bezug auf die Ausziehfestigkeit auf 1,6 bis 1,8 andenkbar. Für die Rohdichtekorrektur des Eindrehmoments kann eine Empfehlung der Potenzzahl von 1,8 bis 2,0 angegeben werden.

Die Spaltkräfte erreichen beim Applizieren der Schrauben um rund 2 bis 4-fach höher Querkräfte als bei axialer Belastung auf Herausziehen, wobei dargelegt werden kann, dass bereits nach einer Stunde rund 30 % an Spaltkraftverlust auftritt.

Hinsichtlich zukünftiger Untersuchungen kann im Hinblick auf die FEA Studie und zukünftiger Produktionstechniken vor allem die globale Anpassung eines konisch verlaufenden Schraubenkernes, sowie lokal die Reduzierung von Kerbspannungen am Übergang des Gewindes zum Kern angedacht werden, etwas was z.B. bei medizinischen Schrauben Stand der Technik ist.

Des Weiteren wäre es denkbar zusätzliche Versuche mit verschiedenen Schraubenspitzengeometrien zur Reduzierung der Spaltwirkung bei Applizieren in Faserrichtung durchzuführen.

Aufgrund der raschen Abnahme der Spaltkräfte kann für zukünftige Montagelösungen ein sternförmiges Applizieren bei Schraubengruppen angedacht werden.



## KAPITEL 8: LITERATURVERZEICHNIS

Ali Taj; Najafi; Ebrahimi (2009): Withdrawal and lateral resistance of wood screw in beech, hornbeam and poplar. Eur. J. Wood Prod. Hg. v. Springer Verlag (67: 135–140).

ASTM D143, 1994 (2000): Standard Test Methods for Small Clear Specimens of Timber.

Baek; Morita; Shiiba; Yutaka limura; Fujio Imai (2012): Influence of shape factors of wood screw on withdrawal performance. Development of wood screw used for soft and lighth wood. Hg. v. World Conference on Timber Engineering. Auckland.

Bejtka (2005): Verstärkung von Bauteilen aus Holz mit Vollgewindeschrauben. Dissertation. Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe. Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktionen.

Blaß; Bejtka; Uibel (2006): Tragfähigkeit von Verbindungen mit selbstbohrenden Holzschrauben mit Vollgewinde. Forschungsbericht. Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe. Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktionen.

Blaß; Uibel (2009): Spaltversagen von Holz in Verbindungen. Ein Rechenmodell für die Rissbildung beim Eindrehen von Holzschrauben. Karlsruher Berichte zum Ingenieurholzbau. TU Karlsruhe, Karlsruhe. Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktionen.

Bolt Science (2016): Information on Screw Threads. Historical Background. Online verfügbar unter [www.boltscience.com/pages/screw2](http://www.boltscience.com/pages/screw2), zuletzt geprüft am 27.04.2016.

Brinckmann, Paul; Frobin, Wolfgang; Leivseth, Gunnar (2000): Orthopädische Biomechanik. Stuttgart u.a.: Thieme.

C. A. Eckelmann (1975): Screwholding Performance in Hardwoods and Particleboard.

Chapman; Harrington; Lee; Anderson; Tencer; Kowalski (1996): Factors Affecting the Pullout Strength of Canfellous Bone Screws. Vol. 118 / 391. Unter Mitarbeit von R. M. Harrington, K. M. Lee, P. A. Anderson, A. F. Tencer, D. Kowalski. Hg. v. Journal of Biomechanical Engineering.

Colton; Orson (2015): Schrauben - Form und Funktion. Hg. v. AOTrauma. Online verfügbar unter [https://aotrauma.aofoundation.org/Structure/education/educational-programs/operating-room-personnel/Documents/FSP\\_ORP\\_Handouts\\_German\\_Schrauben\\_Final.pdf](https://aotrauma.aofoundation.org/Structure/education/educational-programs/operating-room-personnel/Documents/FSP_ORP_Handouts_German_Schrauben_Final.pdf), zuletzt geprüft am 15.11.2016.

CUAP (2010): Self-tapping screws for use in timber constructions.

DIN 1052, 2008-12: Entwurf, Berechnung und Bemessung von Holzbauwerken-Allgemeine Bemessungsregeln und Bemessungsregeln für den Hochbau.

Dlubal Software GmbH (2016): RFEM. Version 5.07.11.

Dr. Antwerpes (2007): Spongiosa. Online verfügbar unter [www.flexikon.doccheck.com/de/Spongiosa](http://www.flexikon.doccheck.com/de/Spongiosa), zuletzt geprüft am 05.10.2016.

Eames (2012): Die Geschichte der Schraube. Hg. v. Bolted. Online verfügbar unter <http://www.nord-lock.com/de/bolted/the-history-of-the-bolt/>, zuletzt geprüft am 27.04.2016.

Eckardt (2012): Untersuchungen an Verbindungselementen für Holzkonstruktionen im Maschinen- und Anlagenbau. Dissertation. Technischen Universität Chemnitz, Chemnitz. Fakultät für Maschinenbau.

EJOT GmbH & Co. KG (2014): Die EJOT DELTA PT Schraube. Berechenbar mehr Leistung in thermoplastischem Kunststoff. Hg. v. EJOT GmbH & Co. KG. Bad Laasphe. Online verfügbar unter [www.ejot.de](http://www.ejot.de).



- Ellingsbo; Malo (2010): Cantilever glulam beam fastened with long threaded steel rods. Hg. v. 11th World Conference on Timber Engineering.
- Ellingsbo; Malo (2012): Withdrawal capacity of long self-tapping screws parallel to grain direction. Department of structural Engineering, NTNU. Auckland.
- Enders-Comberg (2015): Leistungsfähige Verbindungen des Ingenieurholzbau. Einsatzmöglichkeiten für Nadel- und Laubholz. Karlsruher Berichte zum Ingenieurholzbau. TU Karlsruhe, Karlsruhe. Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
- ETA-12/0373, 05.11.2011 - 04.11.2017: Selbstbohrende Schrauben zur Verwendung im Holzbau.
- ETA-14/0354: 2015, Europäisch Technische Bewertung: Brettschichtholz aus Bauholz - Buchenfurnierschichtholz für tragende Zwecke
- ETA-14/0354, 20.02.2015: Brettschichtholz aus Laubholz-Buchenfurnierschichtholz für tragende Zwecke.
- Franke (2013): Hoch belastet - optimieren mit Laubholz. Hg. v. Holzbautag Biel. Fachhochschule Bern. Biel.
- Frese; Fellmoser; Blaß (2009): Modelle für die Berechnung der Ausziehtragfähigkeit von selbstbohrenden Holzschrauben. Hg. v. TH Karlsruhe. Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktionen.
- Gaunt (o. A.): The effect of thread geometry on screw withdrawal strength. Issue 3, Volume 6. Hg. v. NZ Timber Design Journal. New Zealand Forest Research Institute. Rotorua, New Zealand.
- Gaunt (1997): A structural end-grain screw for heavy timber construction. Vol. 24, No. 1/CE. Hg. v. IPENZ Transactions.
- Gobernatz (2012): Light Weight Fastening Solutions for Thermoplastics Applications. Hg. v. ATF.
- Grosser, Dietger (2003): Die Hölzer Mitteleuropas. Ein mikrophotographischer Lehratlas. Repr. der Orig.-Ausg. von 1977. Remagen: Kessel.
- Hankinson (1921): Investigation of crushing strength of spruce at various angles to the grain. Nr. 259. Hg. v. Air Service Information Circular 3 (Materials Section Paper No. 130).
- Hans Schriever GmbH & Co. KG - Verbindungstechnik (2014): STS plus. Die optimierte Verbindung für Thermoplaste. Hg. v. Hans Schriever GmbH & Co. KG - Verbindungstechnik. Lüdenscheid.
- Hewertson (2005): Another Turn of the Wood Screw. Online verfügbar unter <http://taths.org.uk/tools-trades/articles/42-another-turn-of-the-wood-screw>, zuletzt geprüft am 27.04.2016.
- Holzforschung Austria (2014): Laubholz ist in aller Munde. Georg Erlacher im Gespräch über die Stellung des Laubholzes bei den Österreichischen Bundesforsten. 3/2014. Hg. v. Holzforschung Austria.
- Hübner (2013): Mechanische Kenngrößen von Buchen-, Eschen- und Robinienholz für lastabtragende Bauteile. Dissertation. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Holzbau und Holztechnologie.
- IndiaMart (2016): Cannulated Screw. Online verfügbar unter <http://www.indiamart.com/sg-medicare/bone-screws.html>, zuletzt geprüft am 15.11.2016.
- IQWIG (2014): Wie sind die Knochen aufgebaut? Institut für Qualität und Wirtschaftlichkeit im Gesundheitswesen. Online verfügbar unter <https://www.gesundheitsinformation.de/wie-sind-die-knochen-aufgebaut.2063.de.html>.
- Kim; Choi; Rhyu (2012): Assessment of pedicle screw pullout strength based on various screw designs and bone densities - an ex vivo biomechanical study. 12, 164-168. Unter Mitarbeit von Kee-Won Rhyu Woo-Sung Choi. Hg. v. The Spine Journal.
- Kollmann (1951): Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe, Band 1. Hg. v. Springer Verlag.
- Kramer (2016): Screw. History. Hg. v. Made How. Online verfügbar unter <http://www.madehow.com/Volume-3/Screw.html>, zuletzt geprüft am 27.04.2016.

- Krenn; Piotrowski, Penzkofer; Augat (2008): Influence of thread design on pedicle screw fixation. 9:90-95. Unter Mitarbeit von W. P. Piotrowski, R. Penzkofer, P. Augat. Hg. v. J. Neurosurg Spine.
- M. Evans; M. Spencer; Q. Wang; S.H. Whit; J.L. Cunningham (1990): Design and testing of external fixator bone screws. Hg. v. J. Biomed. Eng. 1990, Vol. 12, November.
- Machinery's Handbook. A reference book for the mechanical engineer, designer, manufacturing engineer, draftsman, toolmaker, and machinist (2008). 28th ed. New York: Industrial Press.
- Mattheck, Claus (1997): Design in der Natur. Der Baum als Lehrmeister. 3., überarb. und erw. Neuaufl. Freiburg im Breisgau: Rombach (Rombach Wissenschaften Reihe Ökologie, 1).
- Mattheck, Claus (2006): Verborgene Gestaltgesetze der Natur. Optimalformen ohne Computer. 1. Aufl. Karlsruhe: Forschungszentrum Karlsruhe.
- Mattheck, Claus; Bethge, Klaus (2003): Warum alles kaputt geht. Form und Versagen in Natur und Technik. 1. Aufl., 3. Nachdr. Karlsruhe: Forschungszentrum Karlsruhe.
- Mattheck, Claus; Bethge, Klaus; Weber, Karlheinz (2014): Die Körpersprache der Bäume. Enzyklopädie des Visual Tree Assessment. 1. Aufl. Karlsruhe: Inst. für Technologie - Campus Nord (KIT).
- Möhler; Herröder (1979): Obere und untere Reibbeiwerte von sägerauhem Fichtenholz. 37. Aufl. Hg. v. Holz als Roh- und Werkstoff. Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktionen.
- Müller; Sretenovic; Gindl; Grabner; Wimmer; Teischinger (2004): Effects of macro- and micro-structural variability on the shear behavior of softwood. University of Natural Resource and Life Science, Vienna. Institute of Wood Science and Technology.
- NDS: 2004: National Design Specification for wood structures.
- Niemz (2005): Physik des Holzes. Skriptum. ETH Zürich, Zürich. Institut für Baustoffe.
- ON EN 10263:, 2002: Walzdraht, Stäbe und Draht aus Kaltstauch- und Kaltfließpresstählen - Teil 4: Technische Lieferbedingungen für Vergütungsstähle.
- ÖNORM EN 338:, 01.06.2016: Bauholz für tragende Zwecke — Festigkeitsklassen.
- ÖNORM EN 384:, 01.11.2016: Bauholz für tragende Zwecke— Bestimmung charakteristischer Werte für mechanische Eigenschaften und Rohdichte.
- ÖNORM EN 1382:, 01.11.1999: Prüfverfahren-Ausziehtragfähigkeit von Verbindungsmitteln.
- ÖNORM EN 1993-1-1: 2014: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten.
- ÖNORM EN 1995-1-1: 2004:A1, 2004-11: Eurocode 5 - Design of timber structures - Part 1-1: General - Common rules and rules for buildings.
- ÖNORM EN 1995-1-1, 15.06.2015: Eurocode 5: Bemessung und Konstruktion von Holzbauten.
- ÖNORM EN 14081-1, 2016 06 01: Holzbauwerke - Nach Festigkeit sortiertes Bauholz für tragende zwecke mit rechteckigem Querschnitt - Teil 1: Allgemeine Anforderungen.
- ÖNORM EN 380, 1993 10 01: Holzbauwerke - Prüfverfahren - Allgemeine Grundsätze für die Prüfung unter statischen Belastungen.
- ÖNORM EN 14592, 2012: Holzbauwerke - Stiftförmige Verbindungsmittel - Anforderungen.
- ÖNORM EN 14080, 01.08.2013: Holzbauwerke-Brettschichtholz und Balkenschichtholz-Anforderungen.
- ÖNORM EN 14374, 01.02.2005: Holzbauwerke-Furnierschichtholz für tragende Zwecke-Anforderungen.
- ÖNORM ISO 3131, 01.06.1996: Holz-Bestimmung der Dichte für physikalische und mechanische Prüfungen.
- ÖNORM B 3012 (2013): Holzarten - Kennwerte zu den Benennungen und Kurzzeichen der ÖNORM EN 13556.

- ÖNORM EN 13183-1:01.02.2004: Feuchtegehalt eines Stückes Schnittholz Teil 1: Bestimmung durch Darrverfahren.
- Pirnbacher (2007): Schrauben im Vergleich -eine empirische Betrachtung. TU Graz. 6. Grazer Holzbaufachtagung.
- Pirnbacher; Brandner; Schickhofer (2009): Base Parameter of self-tapping screws. International Council for research and innovation in building and construction. Switzerland (Working commission W18 - timber structures).
- Pollmeier (2017): Vergleich mit anderen Materialien. Hg. v. Pollmeier. Online verfügbar unter [www.pollmeier.com](http://www.pollmeier.com).
- REMINC; CONTI (2016): REMFORM II HS. Hg. v. Research Engineering & Manufacturing Inc. und Conti Fasteners AG. Online verfügbar unter [www.remform.com](http://www.remform.com).
- Ringhofer (Ifd.): Axially Loaded Self-Tapping Screws in Solid Timber and Laminated Timber Products. Doctoral thesis. Graz University of Technology, Graz. Institute of Timber Engineering and Wood Technology.
- Ringhofer; Brandner; Flatscher; Schickhofer (2015a): Axial beanspruchte Holzschrauben in Vollholz, Brettschichtholz und Brettsperrholz. Bautechnik 92. Hg. v. Ernst & Sohn. Institut für Holzbau und Holztechnologie (Heft 11).
- Ringhofer; Brandner; Schickhofer (2015b): A Universal Approach for Withdrawal Properties of Self-Tapping Screws in Solid Timber and Laminated Timber Products. Hg. v. TU Graz. Institut für Holzbau und Holztechnologie. Graz.
- Ringhofer; Grabner; Silva; Branco; Schickhofer (2014): The influence of moisture content variation on the withdrawal capacity of self-tapping screws. Holztechnologie 55. Hg. v. Institut für Holztechnologie Dresden. Institut für Holztechnologie Dresden. Dresden.
- Ringhofer; Schickhofer (2014): Investigations Concerning the Force Distribution along Axially Loaded Self-tapping Screws. Materials and Joints in Timber Structures. Institute of Timber Engineering and Wood Technology, Graz University of Technology, Austria (RILEM Bookseries 9).
- S. Ritddech; P. Aroonjarattham; K. Aroonjarattham (2015): The Effect of Screw Parameters on Pullout Strength of Screw Fixation in Cervical Spine. Vol: 9, No:3. Hg. v. International Scholarly and Scientific Research & Innovation (International Journal of Medical, Health, Biomedical, Bioengineering and Pharmaceutical Engineering).
- Schanz (2015/16): Baumechanik 1 + 2. Statik und Festigkeitslehre. Skriptum. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Baumechanik.
- Schickhofer (2006): Holzbau. Der Roh- und Werkstoff Holz. Skriptum. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Holzbau und Holztechnologie.
- Schickhofer (2016): Formelsammlung Holzbau. Formelsammlung. Technische Universität Graz, Graz. Institut für Holzbau und Holztechnologie.
- Sell, Jürgen (1987): Eigenschaften und Kenngrößen von Holzarten. 2., vollst. Neubearb. Aufl. Zürich Dietikon: Baufachverlag.
- Stanley Black & Decker (2015): Engineered Threaded Fasteners for Plastics. Hg. v. Stanley.
- Sydor; Zmyslony; Pinkowski; Szymanski (2015): The influence of pitch on the holding power of Screws in Scots pine wood. Forestry and Wood Technology No 90, 2015: 196-200. Hg. v. Annals of Warsaw University of Life Sciences - SGGW.
- Tokyo Sokki Kenkyojo (2016): Spezialklebstoff A-2.
- Vismann, Ulrich; Wendehorst, Reinhard; Biener, Ernst (Hg.) (2015): Wendehorst Bautechnische Zahlentafeln. Deutsches Institut für Normung. 35. Aufl. Wiesbaden, Berlin: Springer Vieweg; Beuth. Online verfügbar unter <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01689-0>.

Volkersen (1953): Die Schubkraftverteilung in Leim-, Niet- und Bolzenverbindungen. Teil 1-3. Hg. v. Energie und Technik.

Wagenführ (1999): Anatomie des Holzes. Strukturanalytik, Identifizierung, Nomenklatur, Mikrotechnologie. 5., völlig überarb. Aufl. Leinfelden-Echterdingen: DRW-Verl. (Holz).

Wagenführ (2000): Holzatlas. 5., erg. u.erw. Aufl. Leipzig: Fachbuchverl. im Hanser Verl.

White (2005): Observations on the Development of Wood Screws in North America. Museum of Fine Arts, Boston.

Wolfram (2014): Mathematica. Version 10: Wolfram.

Würth (2016): Herstellung von Schrauben und Muttern. Online verfügbar unter [http://www.wuerth-industrie.at/web/media/de/pictures/wuerthindustrie/technikportal/geschuetzer\\_bereich/Kapitel\\_04\\_DI\\_NO\\_techn\\_Teil.pdf](http://www.wuerth-industrie.at/web/media/de/pictures/wuerthindustrie/technikportal/geschuetzer_bereich/Kapitel_04_DI_NO_techn_Teil.pdf), zuletzt geprüft am 14.09.2016.

Z-9.1-847 (2014): Furnierschichtholz "Kerto-S" und "Kerto-Q" nach EN 14374.

Dies ist eine Veröffentlichung des

### **FACHBEREICHS INGENIEURBAUKUNST (IBK) AN DER TU GRAZ**

Der Fachbereich Ingenieurbaukunst umfasst die dem konstruktiven Ingenieurbau nahe stehenden Institute für Baustatik, Betonbau, Stahlbau & Flächentragwerke, Holzbau & Holztechnologie, Materialprüfung & Baustofftechnologie, Baubetrieb & Bauwirtschaft, Hochbau & Industriebau, Bauinformatik und Allgemeine Mechanik der Fakultät für Bauingenieurwissenschaften an der Technischen Universität Graz.

Dem Fachbereich Ingenieurbaukunst ist das Bautechnikzentrum (BTZ) zugeordnet, welches als gemeinsame hochmoderne Laboreinrichtung zur Durchführung der experimentellen Forschung aller beteiligten Institute dient. Es umfasst die drei Laboreinheiten für konstruktiven Ingenieurbau, für Bauphysik und für Baustofftechnologie.

Der Fachbereich Ingenieurbaukunst kooperiert im gemeinsamen Forschungsschwerpunkt „Advanced Construction Technology“. Dieser Forschungsschwerpunkt umfasst sowohl Grundlagen- als auch praxisorientierte Forschungs- und Entwicklungsprogramme.

Weitere Forschungs- und Entwicklungskooperationen bestehen mit anderen Instituten der Fakultät, insbesondere mit der Gruppe Geotechnik, sowie nationalen und internationalen Partnern aus Wissenschaft und Wirtschaft.

Die Lehrinhalte des Fachbereichs Ingenieurbaukunst sind aufeinander abgestimmt. Aus gemeinsam betreuten Projektarbeiten und gemeinsamen Prüfungen innerhalb der Fachmodule können alle Beteiligten einen optimalen Nutzen ziehen.

Durch den gemeinsamen, einheitlichen Auftritt in der Öffentlichkeit präsentiert sich der Fachbereich Ingenieurbaukunst als moderne Lehr- und Forschungsgemeinschaft, welche die Ziele und Visionen der TU Graz umsetzt.

Nummerierungssystematik der Schriftenreihe

S – Skripten, Vorlesungsunterlagen | F – Forschungsberichte  
V – Vorträge, Tagungen | M – Masterarbeiten

Institutskennzahl:

1 – Allgemeine Mechanik | 2 – Baustatik | 3 – Betonbau  
4 – Holzbau & Holztechnologie | 5 – Stahlbau & Flächentragwerke  
6 – Materialprüfung & Baustofftechnologie | 7 – Baubetrieb & Bauwirtschaft  
8 – Hochbau & Industriebau | 9 – Bauinformatik

Fortlaufende Nummer pro Reihe und Institut / Jahreszahl