

**Messung von erzielten  
Vorspannkraften unter realen  
Montagebedingungen**

**T 3112**

**T 3112**

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprotechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprotechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

Im Originalmanuskript enthaltene Farbvorlagen, wie z.B. Farbfotos, können nur in Grautönen wiedergegeben werden. Liegen dem Fraunhofer IRB Verlag die Originalabbildungen vor, können gegen Berechnung Farbkopien angefertigt werden. Richten Sie Ihre Anfrage bitte an die untenstehende Adresse.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2006, ISBN 3-8167-7104-1

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

**Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69  
70504 Stuttgart

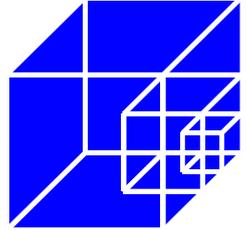
Nobelstraße 12  
70569 Stuttgart

Telefon (07 11) 9 70 - 25 00

Telefax (07 11) 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.IRBbuch.de](http://www.IRBbuch.de)



# Forschungsbericht

**Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben  
ZP 52-5- 16.110-1024/02**

**„Messung von erzielten  
Vorspannkraften unter realen Montagebedingungen“**

**Forschende Stelle:** Institut für Stahlbau  
Universität Hannover  
Appelstraße 9A  
30167 Hannover

**Leitung:** Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann

**Bearbeitung:** Dipl.-Ing. Tim Rutkowski

**Förderer:** Deutsches Institut für Bautechnik  
Kolonnenstraße 30 L  
10829 Berlin

**Berichtsumfang:** 109 Seiten

**Datum:** Fassung vom 13.03.2006

## Vorwort

Bei stählernen Rohrtürmen von Windenergieanlagen werden die Turmsegmente durch Ringflanschverbindungen mit hochfesten vorgespannten Schrauben großen Durchmessers verbunden. Die möglichst genaue Einhaltung der Vorspannkkräfte dieser Schrauben ist insbesondere für die Ermüdungsfestigkeit von großer Bedeutung.

Da in einzelnen Fällen zu geringe Vorspannkkräfte beobachtet wurden, gab es Anlass zu der Frage, ob in derartigen Ringflanschverbindungen, die planmäßige Nennvorspannkraft bei Standsicherheitsnachweisen zu Grunde gelegt wird, regelmäßig erreicht wird oder ob es Abweichungen gibt. Im Falle von Abweichungen sollten die Ursachen erforscht werden.

Daher wurde das Institut für Stahlbau der Universität Hannover mit Datum vom 01.03.2002 vom Deutschen Institut für Bautechnik (DIBt) beauftragt, das Forschungsvorhaben „Messung von erzielten Vorspannkkräften unter realen Montagebedingungen“ ZP 52-5- 16.110-1024/02 durchzuführen.

In dieser Arbeit werden Vorspannkraftmessungen an 1100 Schrauben in Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen durchgeführt. Abweichungen von der Nennvorspannkraft werden analysiert, mögliche Ursachen identifiziert und Vorschläge zur Verbesserung der Genauigkeit erarbeitet.

Die Autoren danken dem Deutschen Institut für Bautechnik (DIBt) für die finanzielle Förderung und die konstruktive Unterstützung bei der Durchführung des Vorhabens.

Die Autoren bedanken sich bei den Gutachtern des Forschungsprojektes: Herrn Dr.-Ing. Karsten Kathage, Herrn Prof. Dr.-Ing. Udo Peil und Herrn MR Ulrich Schulte.

Weiterhin möchten sich die Autoren bei den Personen und Firmen bedanken, die als Betreuer und durch ihre gute Zusammenarbeit das Vorhaben unterstützt haben:

Herrn Christian Becker (GE Energy GmbH), Herrn Dr.-Ing. Volker Dünkel (Fuchs Schraubenwerk GmbH), Herrn Dr.-Ing. Uwe Hasselmann (August Friedberg GmbH), Herrn Dr.-Ing. Alexander Jakobowski (Nordex AG), Herrn Patrick Junkers (Barbarino & Kilp GmbH), Herrn Herbert Kürten (Machinenfabrik Wagner GmbH & Co. KG), Herrn Roger Ludgen (Windwärts Energie GmbH), Herrn Stephan Schäfer, Herrn Dr.-Ing. Marc Seidel (beide REpower Systems AG), Herrn Christian Weber (Radolid Thiel GmbH), Herrn Joachim Weigel (Peiner Umformtechnik GmbH)

Hannover, März 2006

.....  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann

.....  
Dipl.-Ing. Tim Rutkowski

## Inhaltsverzeichnis

1	Einführung .....	1
1.1	Problemstellung.....	1
1.2	Zielsetzung und Vorgehensweise.....	3
2	Wissensstand.....	5
2.1	Zugbeanspruchte L-Flanschverschraubungen.....	5
2.2	Steifigkeitsverhältnisse.....	7
2.3	Beanspruchung während der Schraubenmontage .....	9
2.4	Montageverfahren .....	14
2.5	Montagegeräte.....	18
2.6	Vorspannkraftverluste .....	20
3	Entwicklung des Messverfahrens .....	21
3.1	Allgemeines.....	21
3.2	Messungen mit Dehnungsmessstreifen (DMS).....	21
3.3	Messungen mit Ultraschall.....	22
3.4	Mechanische Längenmessung.....	24
3.5	Optische Messverfahren .....	24
3.6	Auswahl Messverfahren .....	24
3.7	Funktion des mechanischen Messverfahrens .....	26
3.8	Validierung des Messverfahrens .....	29
3.9	Fehlerabschätzung.....	31
4	Messungen .....	32
4.1	Vorbemerkungen.....	32
4.2	Montageablauf von WEA-Türmen.....	32
4.3	Messkampagne 1 .....	33
4.3.1	Messresultate.....	35
4.3.2	Bewertung der Resultate .....	40
4.4	Messkampagne 2 .....	42
4.4.1	Messresultate.....	43
4.4.2	Bewertung der Resultate .....	47
4.5	Messung der Reibbeiwerte (Kampagne 1 und 2) .....	48
4.6	Messkampagne 3 .....	51
4.6.1	Messresultate.....	52



---

4.6.2	Bewertung der Resultate .....	54
4.7	Messkampagne 4 .....	55
4.7.1	Messresultate .....	57
4.7.2	Bewertung der Resultate .....	60
4.8	Messkampagne 5 .....	61
4.8.1	Messresultate .....	62
4.8.2	Bewertung der Resultate .....	66
4.9	Messkampagne 6 .....	67
4.9.1	Messresultate .....	68
4.9.2	Bewertung der Resultate .....	75
4.10	Messung der Reibbeiwerte Kampagne 6.....	78
5	Bewertung und Empfehlungen .....	81
5.1	Montagevorschriften .....	81
5.2	Wartung der Schraubenverbindungen .....	82
5.3	Lagerung von HV-Garnituren .....	83
5.4	Prüfung von Schraubenverbindungen .....	83
6	Zusammenfassung .....	84
7	Literatur .....	86

## Bezeichnungen

### Lateinische Buchstaben

$d$	Schaft- / Nenndurchmesser des Schraubenschaftes
$d_2$	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
$d_3$	Kerndurchmesser des Schraubengewindes
$d_a$	Außendurchmesser Auflage
$d_i$	Innendurchmesser Auflage
$d_h$	Lochdurchmesser
$d_w$	Durchmesser der Auflage
$l$	Schaftlänge der Schraube
$l_0$	Ausgangs- bzw. Gesamtlänge der Schraube
$l_{\text{Gew}}$	freie Gewindelänge
$l_K$	Klemmlänge
$p$	Wahrscheinlichkeit
$\Delta l_S$	Verlängerung der Schraube
$\Delta l_D$	Stauchung des Klemmpaketes
$A$	Fläche der Auflage
$A_N$	Schaftquerschnitt der Schraube
$A_S$	Spannungsquerschnitt der Schraube
$C_S$	Axialsteifigkeit der Schraube
$C_D$	Axialsteifigkeit des Klemmpaketes
$C_{SD}$	Steifigkeit des Schraubfalls
$C_{\text{Kopf}}$	Axialsteifigkeit des Schraubenkopfes
$C_{\text{Schaft}}$	Axialsteifigkeit des Schraubenschaftes
$C_{\text{freies Gewinde}}$	Axialsteifigkeit des freien belasteten Gewindes
$C_{\text{eingeschraubtes Gewinde}}$	Axialsteifigkeit des eingeschraubten Gewindes
$C_{\text{Mutter}}$	Axialsteifigkeit der Mutter
$D_{KM}$	Reibungsdurchmesser der Auflage
$E$	Elastizitätsmodul
$F_N$	Schrauben-Nennvorspannkraft
$F_S$	Schrauben-Zugkraft
$F_V$	Schraubenvorspannkraft
$F_{VR}$	Rest-Vorspannkraft
$F'_{VS}$	Zugkraft in der Schraube
$F'_{VD}$	Druckkraft im Klemmpaket
$M_A$	Anziehdrehmoment
$M_F$	Fügemoment
$M_{GR}$	Anziehdrehmoment
$M_{GSt}$	Nutzmoment
$M_{KR}$	Moment in der Auflage
$M_T$	Torsionsmoment der Schraube
$M_G$	Gewindemoment
$W_T$	Torsionswiderstandsmoment des Gewindes
$P$	Gewindesteigung
$Z$	äußere Zugkraft



$Z_D$	Abnahme der der Druckkraft im Klemmpaket
$Z_S$	Zusatz-Zugkraft in der Schraube

**Griechische Buchstaben:**

$\alpha$	Flankenwinkel Gewinde
$\alpha_T$	Temperaturausdehnungskoeffizient
$\phi$	Kegelwinkel der Lastausbreitung oder Winkel der Gewindesteigung oder Drehwinkel der Mutter
$\mu$	Mittelwert
$\mu_G$	Reibungskoeffizient des Gewindes
$\mu_K$	Reibungskoeffizient der Auflage
$\mu_{ges}$	Gesamt-Reibungskoeffizient der Schraube
$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma_V$	Mises-Vergleichsspannung
$\sigma_Z$	Zugspannung
$\tau_T$	Torsionsspannung
$\Theta_{Schraube}$	Temperatur der Schraube
$\Theta_{Bügel}$	Temperatur der Bügelmessschraube
$\Delta\Theta$	Temperaturdifferenz



# 1 Einführung

## 1.1 Problemstellung

Vorgespannte Schraubenverbindungen werden im Stahlbau vielfältig eingesetzt. Beispiele sind überwiegend scherbeanspruchte gleitfest vorgespannte (GV- und GVP-) Verbindungen sowie überwiegend zugbeanspruchte (SLV- und SLVP-) Verbindungen in nicht vorwiegend ruhend beanspruchten Bauteilen z. B. bei Gittermasten , bei Fahrgeschäften (Karussells) und Ringflanschverbindungen in Rohrtürmen von Windenergieanlagen (WEA).



Abbildung 1-1: WEA mit innen liegendem geschraubten L-Ringflansch



Abbildung 1-2: Gittermast mit scherbeanspruchten GV-Verbindungen

Während die Vorspannung bei statisch belasteten Verbindungen oft nur für den Korrosionsschutz von Bedeutung ist, kann die Höhe der Vorspannung bei dynamisch beanspruchten Verbindungen maßgebende Einflussgröße für den Ermüdungsnachweis sein.

Bei Gittermasten für Windenergieanlagen (Abb.1-2) ist die zulässige Grenzgleitkraft einer GV-Verbindung [2-1] direkt von der Höhe der planmäßigen Vorspannkraft der Schraube abhängig. Wird die Regelvorspannkraft bei der Montage nicht erreicht, kann die Verbindung möglicherweise durchrutschen. Auch wenn in diesem Fall die Schraube die Last über die Lochleibung abtragen kann, besteht die Gefahr des selbsttätigen Lösens der Verbindung und eines vorzeitigen Low-Cycle-Ermüdungsversagens der Schraube.

Die L-Flanschverbindungen von Vollwandstahlrohrtürmen von Windenergieanlagen besitzen aufgrund ihrer Geometrie und der veränderlichen Flächenpressung in der Kontaktfuge einen stark nichtlinearen Schraubenkraftverlauf (Abb. 1-3).

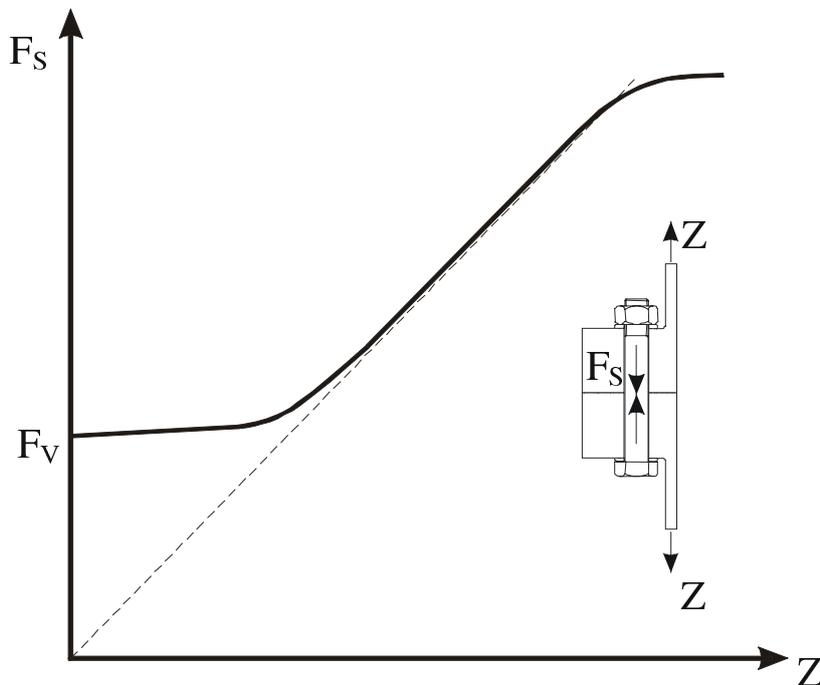


Abbildung 1-3: Nichtlinearer Schraubenkraftverlauf im L-Flansch

Für Schraubenvorspannkraften, die unterhalb der Nennvorspannung liegen, ergeben sich in der Regel steilere Schraubenkraftverläufe. Diese resultieren in größeren Spannungsschwingbreiten und kürzeren Lebensdauern für die Schraube bei gleichen äußeren Lasten.

Die Höhe der Schraubenvorspannkraften ist daher eine sicherheitsrelevante Größe, deren Übereinstimmung mit den rechnerischen Annahmen unbedingt sicherzustellen ist.

Durch Setzvorgänge ergeben sich nach der Montage Vorspannkraften, die unterhalb des planmäßigen Vorspannkraftniveaus liegen. Diesem Umstand wird Rechnung getragen, in dem bei der Berechnung der Schraubenverbindung nicht die volle Vorspannkraft angesetzt wird [2-1] und die Schrauben bei regelmäßigen Wartungen nachgezogen werden.

Von Sachverständigen wird aber gerade die nur unzureichend vorhandene Vorspannung bei wiederkehrenden Prüfungen häufig als Mangel erkannt [1-2]. Bei Untersuchungen des Antragstellers an Ringflanschverbindungen von WEA haben sich im Feldversuch teilweise deutlich vom Nennwert der Vorspannkraft nach unten abweichende Werte ergeben [1-3]. Auch in anderen Untersuchungen zu vorgespannten Verbindungen war eine solche Abweichung festzustellen [1-4] [1-5]. Diese Abweichungen waren jeweils durch den Vorspannvorgang bedingt und nicht auf Setzvorgänge zurückzuführen.

Es ist deshalb zu untersuchen, ob es sich um einen systembedingten Fehler handelt, der auch in anderen Fällen zur deutlichen Unterschreitung der Nennvorspannkraften führt. Dazu sollen innerhalb dieses Vorhabens systematische Überprüfungen vorgenommen werden. Ergänzend sind auch die Vorgehensweisen zur Überprüfung der vorhandenen Vorspannkraften zu hinterfragen, weil die in der DIN 18800 Teil 7 angegebenen Werte bei den in WEA vorliegenden Steifigkeitsverhältnissen nach eigenen Voruntersuchungen nicht sachgerecht sind.



Bei Windenergieanlagen, die einer hohen dynamischen Belastung mit teils über  $10^9$  Lastwechseln in 20 Jahren Lebensdauer ausgesetzt sind, ist die Vorspannung von besonders großer Bedeutung für die Sicherheit der Anlagen. Berichte über Schadensfälle, bei denen offensichtlich ein Ermüdungsbruch der Schrauben vorgelegen hat [1-6] [1-7], zeigen die Relevanz dieser Fragestellung.

## 1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Der Schwerpunkt der Untersuchungen lag in der systematischen Messung von erzielten Vorspannkräften, um daraus Einflussparameter auf die Höhe der Vorspannkraft zu identifizieren sowie eine statistische Aussage über das erreichte Vorspannniveau zu erhalten. Zur Absicherung der methodischen Vorgehensweise wurden zunächst mehrere Voruntersuchungen im Labor vorgenommen, um ein zuverlässiges und praxistaugliches Verfahren zur Vorspannkraftermittlung zu entwickeln.

Als Alternativen standen die Ultraschallmesstechnik und die Längenbestimmung mit einer Bügelmessschraube zur Verfügung. Da beide Messverfahren den Einsatz von für die Messung präparierten Schrauben voraussetzten, war sicherzustellen, dass die bei den Messungen verwendeten Schrauben die gleichen mechanischen Eigenschaften wie normgerechte Serienprodukte besitzen. Insbesondere war dabei eine Verunreinigung der Gewinde zu verhindern, um eine Verfälschung der Reibbeiwerte und des Anziehverhaltens auszuschließen. Dies wurde durch Laborprüfungen und Anziehversuche in Kooperation mit den Schraubenherstellern sichergestellt.

Die Genauigkeit des für die Feldversuche entwickelten Verfahrens wurde durch Einzelmessungen an Schrauben überprüft, die mit Dehnungsmessstreifen (DMS) versehen wurden und so eine sehr genaue Schraubenkraftbestimmung zuließen.

Durch diese Voruntersuchungen wurden zwei Ziele verfolgt:

1. Entwicklung bzw. Verifikation der Messtechnik zur Messung der Schraubenvorspannkräfte im Montage- und Einbauzustand;
2. Identifizierung von Einflussgrößen auf den Vorspannvorgang.

Zur Erfassung real erreichter Vorspannkräfte wurden darauf aufbauend die Montagevorgänge bei 9 Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen verfolgt. Die Beschränkung auf den Verbindungstyp „Ringflansch“ war berechtigt, da hier die Vorspannkraft eine besonders große Relevanz für die Sicherheit hat und durch die gute Zugänglichkeit Schrauben in großer Zahl vermessen werden konnten. Weiteres Argument für die Wahl dieses Parameterbereiches ist die Tatsache, dass die vorhandenen bautechnischen Regelwerke diese massiven Verbindungen nur sehr unzureichend abdecken, so dass sich ein erhöhter Forschungsbedarf ergibt. Die Entwicklung zu größeren Anlagen mit höherer Leistung ist zudem bei insgesamt steigender Ausnutzung aller mechanischer Komponenten ungebrochen. In Deutschland wurden alleine im Jahr 2004 1200 neue WEA mit einer Leistung von 2000 MW errichtet (siehe <http://www.dewi.de>).

Die Auswahl der Anlagen erfolgte in Absprache mit verschiedenen Herstellerfirmen, wobei ausschließlich Anlagen der Megawatt-Klasse betrachtet wurden. Um die Resultate durch die Messkampagne möglichst wenig zu beeinflussen, wurde bei der Montage und Wartung die jeweilige Montagepraxis des entsprechenden Herstellers übernommen. Auch das Montagewerkzeug wurde den jeweiligen Gegebenheiten angepasst. Zur Drehmoment- und Winkel-

messung während der Schraubenmontage mussten die Anziehgeräte mit Messelektronik versehen werden, die jedoch keinen direkten Einfluss auf den Anziehvorgang hatten.

Während der Montage wurden folgende Größen erfasst:

- Erzieltes Drehmoment und Drehwinkel des jeweiligen Vorspanngerätes
- Erreichte Vorspannkraft durch Messung der Längendifferenz der Schrauben vor und nach dem Anziehen
- Schichtdicken der Flanschbeschichtungen

Nach den firmenintern unterschiedlich gehandhabten Wartungsintervallen wurde der erste Wartungsvorgang nach der Inbetriebnahme der Anlage ebenfalls messtechnisch begleitet, um Aussagen für zukünftige Wartungsanweisungen geben zu können.



## 2 Wissensstand

### 2.1 Zugbeanspruchte L-Flanschverschraubungen

Die Rohrsektionen von Windenergieanlagen in Stahlrohrbauweise werden durch Ringflansche miteinander verbunden (Abb. 2-1).

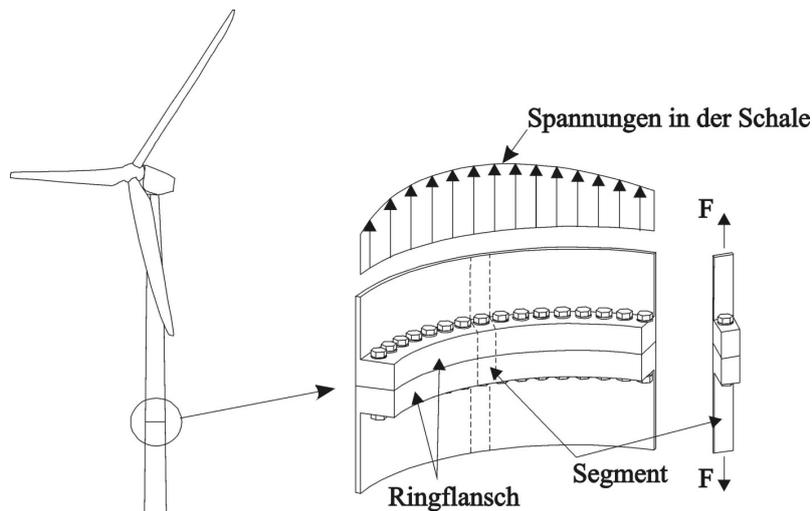
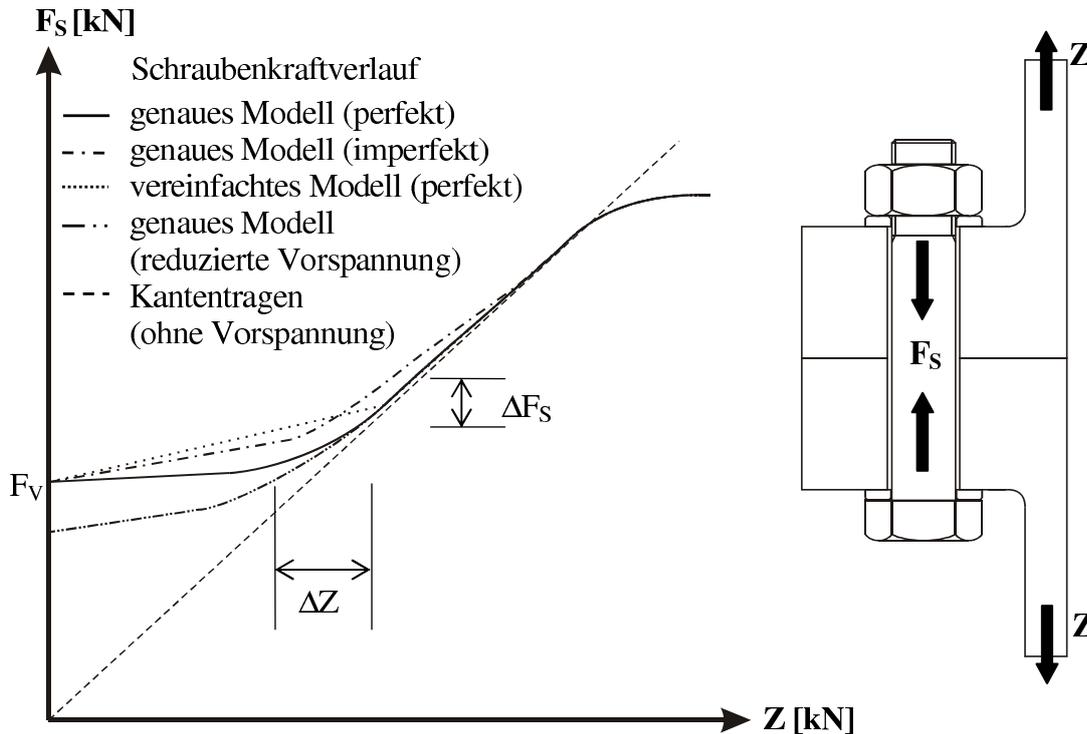


Abbildung 2-1: Windenergieanlage mit Ringflanschverbindung

Die horizontalen Windlasten erzeugen im Turm neben Querkräften und Torsionsmomenten Biegemomente, die wegen der großen Turmhöhen meist die maßgebende Belastung darstellen. Die Schnittgrößen-Ermittlung erfolgt mit speziellen Simulationsprogrammen, die das dynamische Verhalten der Windenergieanlage im Zeitbereich berechnen. Dabei wird neben der Bögigkeit des Windes und der Anlagensteuerung die Steifigkeits- und Massenverteilung der Windenergieanlage berücksichtigt. Aus den Berechnungen können extremale Schnittgrößen für den Tragsicherheitsnachweis und Belastungskollektive für den Betriebsfestigkeitsnachweis abgeleitet werden. Dieser wird mit der Schadensakkumulationshypothese nach Palmgren/Miner und den jeweiligen Kerbfallzahlen für das nachzuweisende Bauteil geführt.

Biegebelastungen erzeugen im Turmblech Zug- und Druckspannungen in Längsrichtung, die über die Flanschverbindungen hinweg übertragen werden müssen.

Für angreifende Zugbelastungen ist die Verbindung auf Tragsicherheit und Ermüdung nachzuweisen. Die Berechnung erfolgt meist an einem aus dem Ringflansch heraus gelösten Teilsegment mit einer Schraube (Abb. 2-1). Die am Segment angreifenden Zugspannungen werden dabei über den Umfang zu Zugkräften integriert. Der Tragsicherheitsnachweis der Flanschverbindung darf nach [2-1] ohne Berücksichtigung einer Vorspannkraft geführt werden. Für den Ermüdungsnachweis dürfen die durch die Vorspannkraft der Schraube im Flansch hervorgerufenen Druckspannungen rechnerisch berücksichtigt werden, da durch sie die Beanspruchungen der Schrauben reduziert werden. Abhängig von der Geometrie und der Schraubenvorspannkraft ergibt sich ein stark nichtlinearer Zusammenhang zwischen äußerer Zugbeanspruchung  $Z$  des Segmentes und der Schraubenzugkraft  $F_s$  (Abb. 2-2).

Abbildung 2-2: Nichtlinearer Schraubenkraftverlauf  $F_s$  für Mantelblechzugkraft  $Z$ 

Ein flacher Verlauf der Schraubenkraft ist für die Ermüdungsberechnung von Vorteil, da Wechsellasten  $\Delta Z$  geringere Schwankungen der Schraubenkraft  $F_s$  erzeugen als bei steileren Verläufen.

Der Schraubenkraftverlauf kann auf verschiedene Arten berechnet werden. Neben numerischen Methoden existiert eine Vielzahl von Berechnungsmodellen, die den Schraubenkraftverlauf annähern. Beispiele sind die bereichsweise linearen Verfahren oder der Polynomansatz von PETERSEN [1-8], Verfahren der VDI-Richtlinie 2230 [2-2], das Verfahren nach LEHMANN [1-9] oder das Verfahren nach SEIDEL [1-1]. Den einfachsten Verfahren liegt lediglich die Dehnsteifigkeit der Schraube und des verspannten Flansches zugrunde. Diese Verfahren sind einfach zu handhaben und überschätzen gewöhnlich die auftretenden Schraubenkräfte und liegen somit für einen Ermüdungsnachweis weit auf der sicheren Seite. Genauere Berechnungsansätze wie bspw. nach Lehmann oder Seidel berücksichtigen zusätzlich die Biege nachgiebigkeit des Flansches und liefern genauere Ergebnisse.

Fast allen Berechnungsansätzen gemein ist, dass ihnen eine perfekte Geometrie zugrunde liegt. Untersuchungen von EBERT/BUCHNER [1-10], JAKUBOWSKI [1-11] und POLLICINO [1-12] zeigen jedoch einen erheblichen Einfluss von Flanschimperfectionen auf den Schraubenkraftverlauf (Abb. 2-2). Insbesondere Flanschklaffungen über einen größeren Umfangswinkel führen zu vergrößerten Schraubenbeanspruchungen und Schädigungen. Perfekte Verbindungen sind bei den üblichen Fertigungsverfahren von Ringflanschen nicht immer zu gewährleisten und daher müssen auftretende Imperfectionen bei der Bemessung berücksichtigt werden. Dies kann durch aufwändige FE-Berechnungen am imperfekten 180°-Flanschmodell erfolgen oder durch Wahl eines vereinfachten Berechnungsverfahrens, welches die Schraubenkräfte überschätzt und so den Einfluss möglicher Imperfectionen abdeckt [2-1]. Von JAKUBOWSKI/SCHMIDT wird in [1-13] ein Verfahren vorgestellt, das Berechnungen



am Ein-Schrauben-FE-Segmentmodell erlaubt und den Imperfektionseinfluss des gesamten Ringflansches erfasst.

Neben der Flanschgeometrie und evtl. vorhandenen Imperfektionen hat auch die vorhandene Schraubenvorspannkraft großen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit der Verbindung. Im Grenzfall einer nicht vorgespannten Verbindung (Abb. 2-2) ist das Verhältnis von Schrauben- zu Mantelzugkraft konstant und bereits geringe Zugkraftschwankungen erzeugen entsprechende Schraubenkräfte. Hohe Vorspannkraften erzeugen einen zunächst horizontalen Verlauf des Schraubenkraftverlaufes, so dass Änderungen der Mantelzugkraft auf niedrigem Niveau kaum Auswirkungen auf die Schraubenkraft haben und Schädigungen klein bleiben. Die planmäßige Vorspannkraft von Flanschverschraubungen kann als unterer Fraktilwert angesehen werden, der bei der Montage aufgebracht wird. Da die Ermüdungsbemessung für die gesamte Betriebsdauer der Anlage erbracht wird, muss sichergestellt werden, dass die Berechnungsvoraussetzungen erhalten bleiben. Daher wird zur Ermittlung des Schraubenkraftverlaufes für den Ermüdungsnachweis der Verbindung nicht die volle Nennvorspannkraft zu Grunde gelegt (DIBt-Richtlinie [2-1]):

„Beim Ermüdungsnachweis darf die Vorspannkraft der Schrauben höchstens mit 70% der planmäßigen Schraubenvorspannkraft angesetzt werden. 90% der planmäßigen Schraubenvorspannkraft dürfen angesetzt werden, wenn innerhalb des 1. Halbjahres nach der Montage, jedoch nicht unmittelbar nach Inbetriebnahme, die planmäßige Vorspannung in den Schrauben durch Nachspannen sichergestellt wird.“

## 2.2 Steifigkeitsverhältnisse

Die Steifigkeitsverhältnisse der Schraube und des Klemmpaketes haben maßgeblichen Einfluss auf den Kraftverlauf in der Schraube. Ihre axiale Steifigkeit kann als Reihenschaltung linearer Federn veranschaulicht werden:

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{C_{\text{Kopf}}} + \frac{1}{C_{\text{Schaft}}} + \frac{1}{C_{\text{freies Gewinde}}} + \frac{1}{C_{\text{eingeschaubtes Gewinde}}} + \frac{1}{C_{\text{Mutter}}}$$

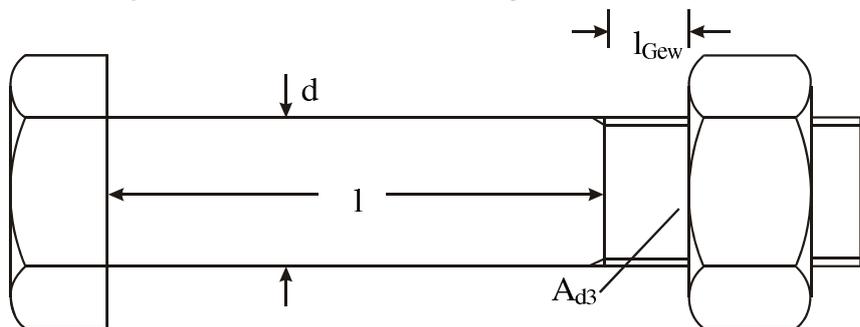


Abbildung 2-3: Schraubenabmessungen

mit:

- Steifigkeit des Schraubenkopfes:

$$C_{\text{Kopf}} = \frac{E \cdot A_N}{0,5 \cdot d} \quad \text{mit} \quad A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (\text{Schaftquerschnitt})$$

und  $0,5 \cdot d =$  Ersatzdehnlänge des Schraubenkopfes

- Steifigkeit des Schraubenschaftes:

$$C_{\text{Schaft}} = \frac{E \cdot A_N}{l}$$

- Steifigkeit des freien belasteten Gewindes:

$$C_{\text{freies Gewinde}} = \frac{E \cdot A_{d3}}{l_{\text{Gew}}} \quad \text{mit} \quad A_{d3} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (\text{Kernquerschnitt})$$

und  $d_3 =$  Kerndurchmesser

$l_{\text{Gew}} =$  freie Gewindelänge

- Steifigkeit der Mutter:

$$C_{\text{Mutter}} = \frac{E \cdot A_N}{0,4 \cdot d} \quad \text{mit} \quad 0,4 \cdot d = \text{Ersatzdehnlänge der Mutter}$$

Die Steifigkeit des verspannten Klemmpaketes ist aufwändiger zu ermitteln, da sich durch das Anziehen der Schraube erzeugte Druckspannungen seitlich ausbreiten können und die genauen Abmessungen des Druckkörpers daher nicht genau bestimmt werden können. Die VDI-Richtlinie 2230 [2-2] gibt für Durchsteckverbindungen folgende Steifigkeit an:

$$C_D = \frac{E \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi}{2 \cdot \ln \left[ \frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + l_k \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + l_k \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]} \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} d_h = \text{Lochdurchmesser} \\ d_w = \text{Auflageaußendurchmesser} \end{array}$$

Die Formel gilt für seitensymmetrische Druckkörper, die nicht durch Randabmessungen der verspannten Bauteile begrenzt sind. Der Kegelwinkel  $\varphi$  ist dabei von den Abmessungen des Klemmpaketes abhängig. Es existieren weitere Berechnungsvorschläge, die meist einfacher zu handhaben sind, deren Genauigkeit unter der der VDI-Richtlinie liegen. Generell kann aber gesagt werden, dass bei Ringflanschen von Windenergieanlagen die Steifigkeit wesentlich größer als die der Schrauben ist. Daher wirken sich Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Plattensteifigkeit nicht sehr stark aus. Eine am Schraubenkopf angreifende äußere Zugkraft bewirkt eine Änderung der Kräfte im verspannten Klemmpaket:

$$F'_{V,S} = F_V + Z_S = F_V + \frac{C_S}{C_S + C_D} \cdot Z \quad (\text{Zugkraft in der Schraube})$$

$$F'_{V,D} = F_V - Z_D = F_V - \frac{C_D}{C_S + C_D} \cdot Z \quad (\text{Druckkraft im Klemmpaket})$$

Die Änderung der Kräfte kann aus dem Verspannungsschaubild abgelesen werden:

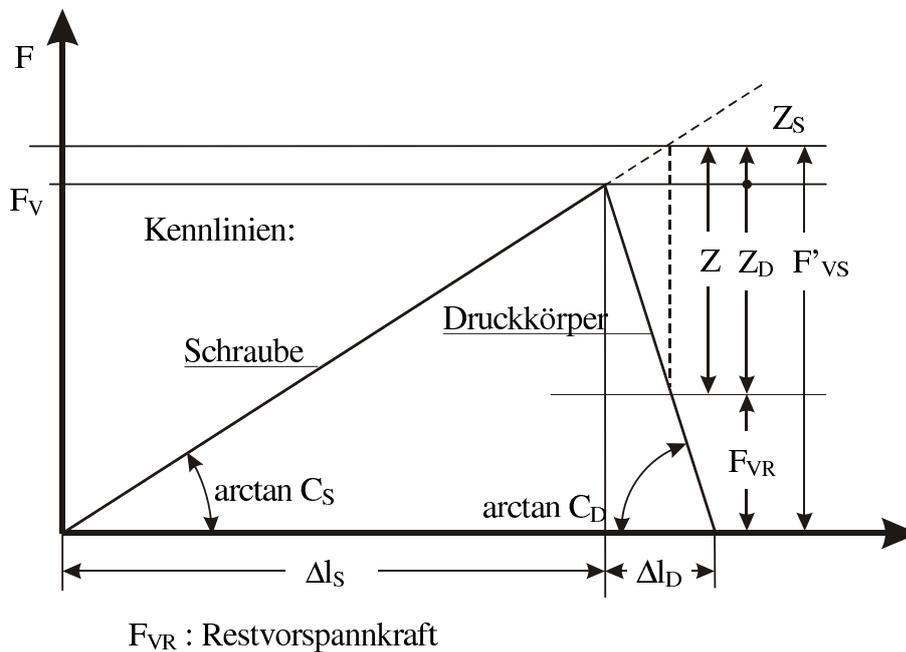


Abbildung 2-4: Verspannungsdreieck mit äußerer Zugbelastung

### 2.3 Beanspruchung während der Schraubenmontage

Die Montage von Stahlbauverschraubungen erfolgt in der Regel durch Drehen der Mutter auf der Schraube und kann in Ausnahmefällen auch durch Drehen des Schraubenkopfes erfolgen [2-3]. Für die Annahme einer unendlich langsam ablaufenden Schraubenmontage ergibt sich ein Momentengleichgewicht zwischen dem auf die Mutter aufgebrachtem Drehmoment und den entgegenwirkenden Momenten infolge Reibung und Gewindesteigung.

$$M_A = M_{GSt} + M_{GR} + M_{KR}$$

mit	$M_A$	Anziehdrehmoment
	$M_{GSt}$	Nutzmoment
	$M_{GR}$	Gewindereibungsmoment
	$M_{KR}$	Moment durch Auflagereibung

Werden die im Gewinde wirkenden Anteile  $M_{GSt}$  und  $M_{GR}$  zu  $M_G$  zusammengefasst, folgt:

$$M_A = M_G + M_{KR}$$

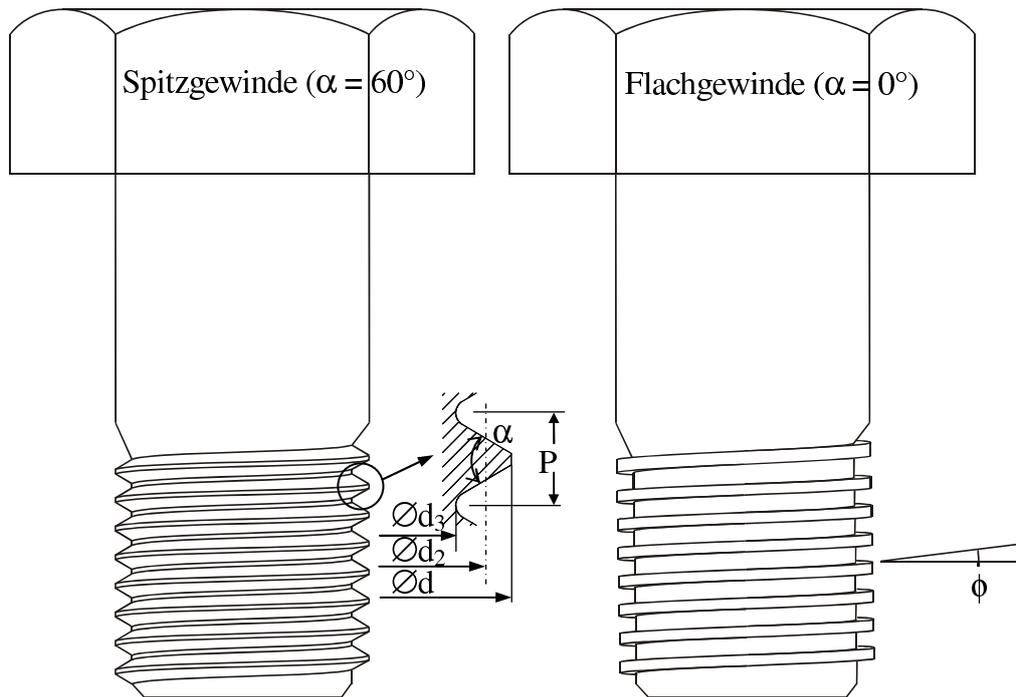


Abbildung 2-5: Gewindetypen

Die nachfolgende Herleitung der einzelnen Momentenanteile für Schrauben mit metrischem ISO-Gewinde ( $\alpha = 60^\circ$ ) [2-4] ist [1-14] entnommen. Das Kräftegleichgewicht in der Axialschnittebene der Schraube ist in Abb. 2-6 dargestellt.

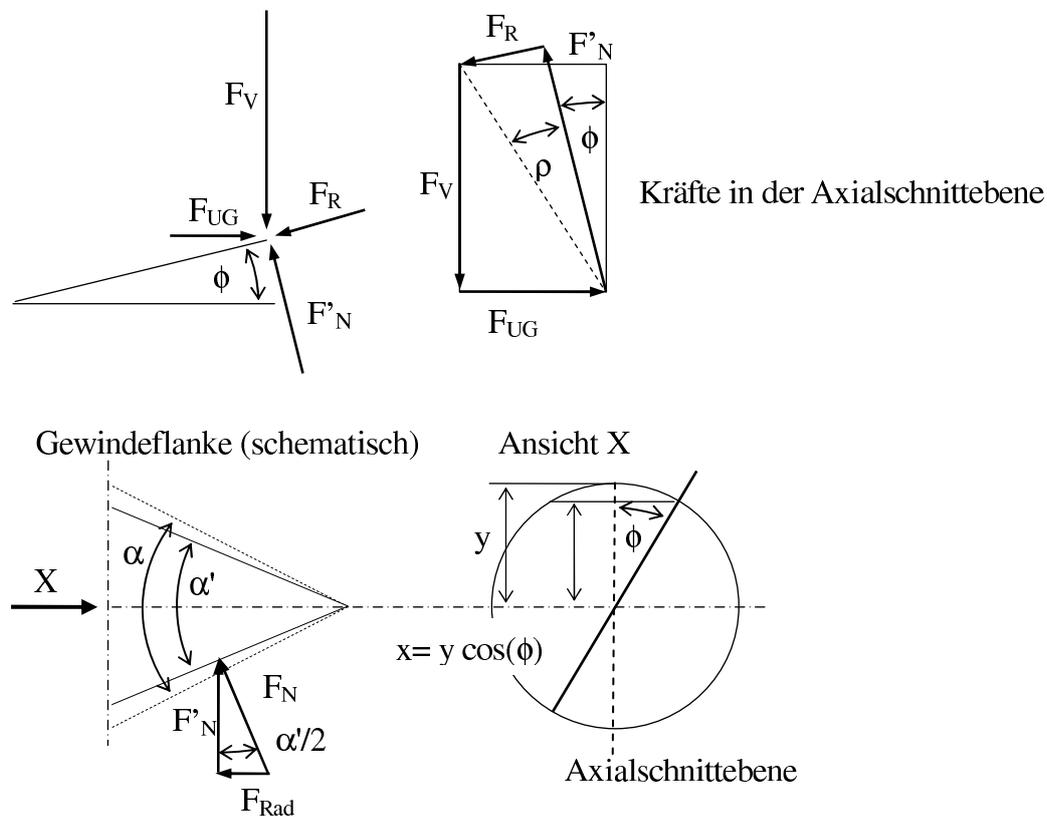


Abbildung 2-6: Kräfte in der Axialschnittebene und Wirkungsrichtung der Normalkraft  $F_N$



Die Komponente  $F_{\text{Rad}}$  bewirkt eine Ringzugkraft in der Mutter und ist im Weiteren ohne Bedeutung. Die Normalkraftkomponente  $F'_N$  wird aus der auf der Gewindeflanke senkrecht stehenden Kraft  $F_N$  ermittelt, wobei für ISO-Gewinde der Unterschied zwischen  $\alpha$  und  $\alpha'$  vernachlässigbar ist.

$$F'_N = F_N \cos \frac{\alpha'}{2} \cong F_N \cos \frac{\alpha}{2}$$

Damit ergibt sich das Kräftegleichgewicht in der Axialschnittebene zu:

$$\sum \vec{x} = 0: \quad F_{\text{UG}} - F'_N \sin \phi - F_R \cos \phi = F_{\text{UG}} - F_N \cos \frac{\alpha}{2} \sin \phi - F_R \cos \phi = 0$$

$$\sum y \uparrow = 0: \quad F'_N \cos \phi - F_R \sin \phi - F_V = F_N \cos \frac{\alpha}{2} \cos \phi - F_R \sin \phi - F_V = 0$$

$$\text{Reibkraft:} \quad F_R = \mu_G \cdot F_N = F_N \cdot \tan \phi$$

Das Gewindereibungsmoment  $M_{\text{GR}}$  beträgt:

$$M_{\text{GR}} = F_{\text{UG}} \cdot \frac{d_2}{2}$$

Durch Umformen und Einsetzen der Gleichgewichtsbeziehung folgt:

$$M_{\text{GR}} = F_V \left[ \frac{P}{2\pi} + \frac{d_2}{\sqrt{3}} \cdot \mu_G \right]$$

Das Kopfreibungsmoment wird für eine rotationssymmetrische Auflagefläche hergeleitet. Am infinitesimalen ringförmigen Flächenelement  $dA$  beträgt es:

$$dM_{\text{KR}} = \frac{F_V}{A} \cdot \mu_K \cdot dA \cdot r \quad \text{mit} \quad A = \text{Fläche der Kopfauflage}$$

$\mu_K$  = Reibkoeffizient der Kopfauflage

$d_a, d_i, r_a, r_i$  = Außen- und Innendurchmesser/-radius der Kopfauflage

$$M_{\text{KR}} = \frac{F_V}{A} \cdot \mu_K \cdot \int_A dA \cdot r = \frac{2 \cdot F_V \cdot \mu_K}{(r_a^2 - r_i^2)} \cdot \int_{r_i}^{r_a} r^2 dr = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{2}{3} \frac{(r_a^3 - r_i^3)}{(r_a^2 - r_i^2)} = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{1}{3} \frac{(d_a^3 - d_i^3)}{(d_a^2 - d_i^2)}$$

Wird der letzte Term durch den mittleren Reibungsdurchmesser  $D_{\text{KM}}$  ersetzt, folgt:

$$M_{\text{KR}} = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{\text{KM}}}{2} \quad \text{mit} \quad D_{\text{KM}} = \frac{2}{3} \frac{(d_a^3 - d_i^3)}{(d_a^2 - d_i^2)}$$

Damit ergibt sich als Beziehung zwischen Anziehdrehmoment und Schraubenvorspannkraft:

$$M_A = F_V \left[ \frac{P}{2\pi} + \mu_G \frac{d_2}{\sqrt{3}} + \mu_K \frac{D_{\text{KM}}}{2} \right]$$

Die Reibungskoeffizienten im Gewinde und in der Kopfauflage können durch Anziehversuche an Schrauben bestimmt werden. Dazu wird neben dem aufgebracht Anziehdrehmoment, die

Vorspannkraft und das Torsionsmoment in der Schraube gemessen, das dem Gewindemoment  $M_G$  entspricht.

Ohne Torsionsmessung kann lediglich ein gemittelter Gesamtreibungskoeffizient bestimmt werden und der Zusammenhang zwischen Vorspannkraft und Anziehmoment vereinfacht sich für  $\mu_{ges} = \mu_G = \mu_K$  zu:

$$M_A = F_V \left[ 0,159 \cdot P + \mu_{ges} \left( 0,577 \cdot d_2 + \frac{D_{Km}}{2} \right) \right] = \underbrace{F_V \cdot 0,159 \cdot P}_{M_{GSt}} + \underbrace{F_V \cdot 0,577 \cdot d_2 \cdot \mu_{ges}}_{M_{GR}} + \underbrace{F_V \cdot \mu_{ges} \cdot \frac{D_{Km}}{2}}_{M_{KR}}$$

In Abb. 2-7 sind die Anteile des Montagedrehmomentes über die Gesamtreibungszahl  $\mu_{ges}$  aufgetragen. Der zulässige Bereich zur Sicherstellung ausreichender Vorspannkraften ohne auftretende Plastizierungen in der Schraube ist dabei markiert. Zu beachten ist dabei der relativ geringe Anteil des Montagedrehmomentes, der in Vorspannkraft umgesetzt wird. Über 80% der des aufgebrauchten Drehmoments wird zur Überwindung der Reibung benötigt.

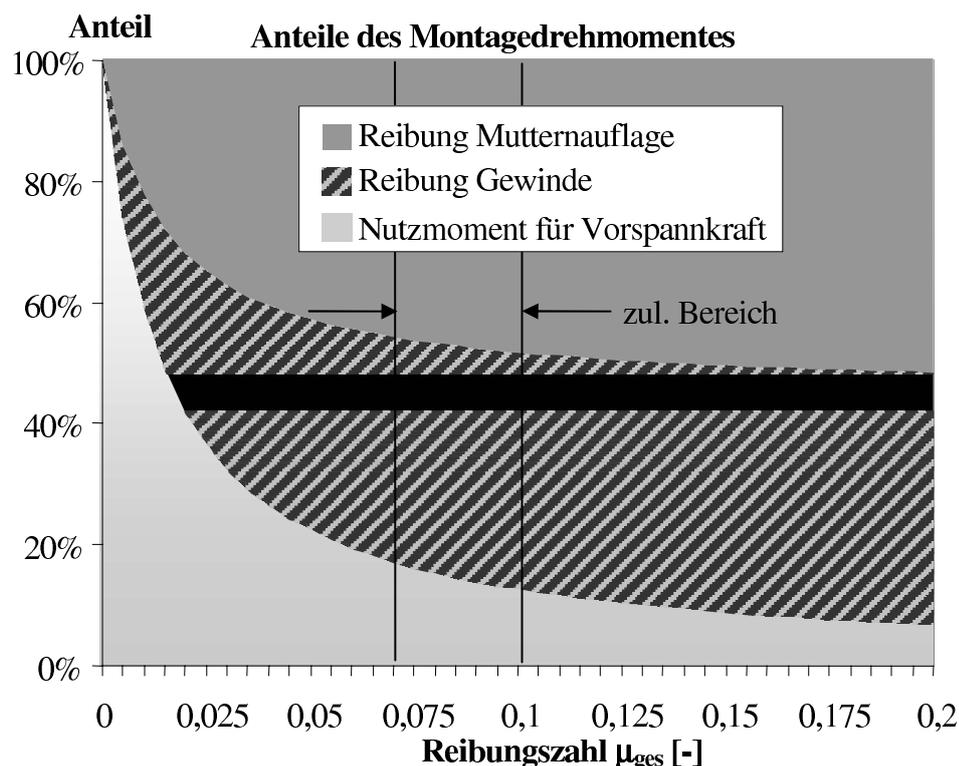


Abbildung 2-7: Reibungsanteile beim Anziehen einer Schrauben M36 HV

Für die meisten Anwendungen ist eine möglichst hohe Vorspannkraft erwünscht. Die maßgebende Obergrenze für die Vorspannkraft ist die Beanspruchbarkeit der Schraube. Die Beanspruchbarkeit der verspannten Bauteile ist bei Stahlbauverschraubungen in der Regel nicht maßgebend, da bei HV-Verbindungen entsprechend große Unterlegscheiben verwendet werden, so dass die Flächenpressung auch bei geringen Stahlgüten unterhalb der Fließgrenze des Klemmpaketes liegen.

Wie bereits dargestellt, wird die Schraube beim Vorspannen nicht nur durch ihre axiale Zugkraft belastet, sondern erhält auch ein Torsionsmoment, wenn der Montagevorgang durch



Drehen der Schraube oder der Mutter erfolgt. Beim Vorspannen durch Drehen der Mutter wirkt während des Anziehvorganges ein Torsionsmoment in Höhe des Gewindemoments  $M_G$ . Nach Beendigung des Verschraubungsvorganges kann die Mutter geringfügig zurückfedern, bis das in der Schraube verbleibende Torsionsmoment mit der Reibung in der Mutternauflage im Gleichgewicht steht. Genaue Aussagen über die Größe des verbleibenden Torsionsmomentes im Schraubenschaft können nur sehr schwer getroffen werden, da neben der Reibungsverteilung in der Mutternauflage und Gewinde auch die Torsionssteifigkeit des Schraubenschaftes von Bedeutung ist. Für die untersuchten HV-Verbindungen ist der Schraubkraftabfall bei Beendigung des Schraubvorganges jeweils vernachlässigbar und der Rückgang des Torsionsmomentes im Schraubenschaft betrug jeweils ca. 50% (Abb. 2-8)

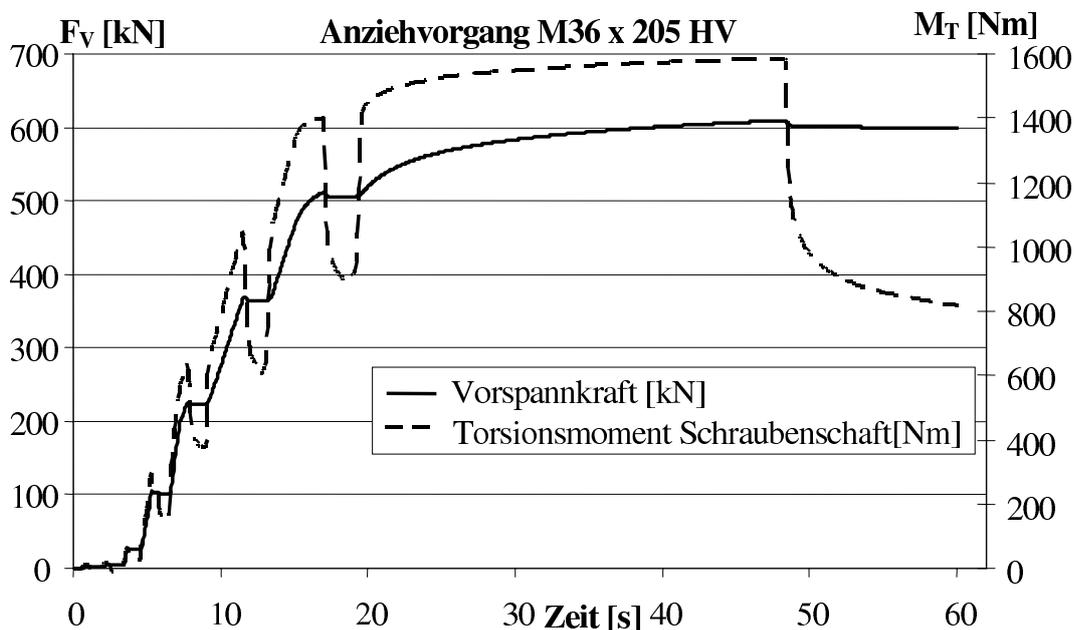


Abbildung 2-8: Anziehvorgang einer Schrauben M36 HV, Messung mit Dehnungsmessstreifen nach [1-1]

Die maximale Vergleichsspannung der Schrauben ergibt sich damit während des Anziehvorganges aus der Axial-Zugspannung und der Torsionsspannung:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_T^2}$$

Zur Bestimmung der Belastung werden die Kräfte auf den Spannungsquerschnitt der Schraube bezogen:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad \text{mit} \quad d_2, d_3 = \text{Nennmaß des Flanken-/Kerndurchmessers}$$

$$\Rightarrow \sigma_v = \sqrt{\left( \frac{F_v}{A_s} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{M_G}{W_T} \right)^2} = \frac{M_A}{\frac{P}{2\pi} + \mu_G \frac{d_2}{\sqrt{3}} + \mu_K \frac{D_{Km}}{2}} \sqrt{\left( \frac{1}{A_s} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{\frac{P}{2\pi} + \frac{d_2}{\sqrt{3}} \cdot \mu_G}{W_T} \right)^2}$$

$$\text{mit} \quad W_T = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad \text{Torsionswiderstandsmoment des Gewindes}$$

## 2.4 Montageverfahren

Zum Anziehen einer Schraubenverbindung existieren verschiedene Verfahren, die sich grob in zwei Kategorien einstufen lassen:

- Ziehende Verfahren (Torsionsfreies Anziehen)
- Drehende Verfahren

Bei Verfahren der ersten Kategorie erfolgt das Vorspannen der Verbindung, indem die Schrauben zunächst durch Aufbringen einer äußeren Zugkraft gedehnt werden. Anschließend wird dieser Dehnungszustand durch Beidrehen der Mutter fixiert.

Das Vorspannen mit Hilfe von hydraulischen Spannzylindern ist ein bei Windenergieanlagen häufig angewendetes Verfahren, bspw. bei Verschraubungen im Fundamentbereich oder für die Blattbefestigungen. Ein Vorteil des Verfahrens ist, dass die Schraube während des Spannens keiner Torsionsbelastung ausgesetzt ist, so dass höhere Schraubenvorspannkraft bei elastischer Ausnutzung der Schraube möglich sind. Weiterhin ist die Höhe der erzielten Vorspannkraft unabhängig von den Reibeigenschaften der Schrauben. Nachteil des Verfahrens ist das Zurückfedern der Verbindung beim Ablassen der äußeren Zugkraft, das zum Rückgang der Schraubkraft und der Klemmkraft führt. Die Größe des Vorspannkraftrückganges muss durch Versuche bestimmt werden.

Die im Stahlbau verwendeten HV-Schrauben gemäß DIN 6914 [2-9] besitzen ein relativ kurzes Gewinde. Der Einsatz von Spannzylindern ist bei Ihnen nicht möglich, da die Gewindelänge für den Einsatz der Geräte zu gering ist.

Das thermische Vorspannen erfolgt ebenfalls torsionsfrei und wird meist bei sehr großen Schrauben des Maschinenbaus angewendet. Durch Erhitzen der Schrauben werden thermische Dehnungen und damit eine Verlängerung der Schraube erzeugt. Anschließend wird die Mutter bis zur flächigen Anlage beidgedreht. Beim Abkühlen werden die thermischen in mechanische Dehnungen verwandelt und Erzeugen so eine Vorspannkraft in der Verbindung. Auch beim thermischen Vorspannen ist die Höhe der erzielbaren Vorspannkraft von der Nachgiebigkeit der verspannten Bauteile abhängig.

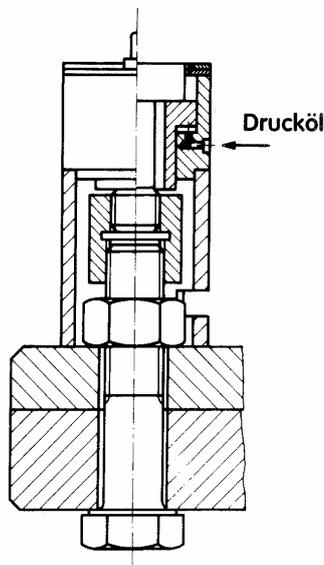


Abbildung 2-9: Hydraulischer Spannzylinder aus [1-21]



Im Bereich des Maschinenbaus kommt insbesondere für Schrauben kleiner Abmessungen häufig das streckgrenzengesteuerte Anziehen zur Anwendung. Dabei wird die Tatsache ausgenutzt, dass zwischen dem Anziehmoment und dem Drehwinkel der Mutter bei Erreichen der Fließgrenze der Schraube kein konstantes Verhältnis mehr besteht (Abb. 2-10). Das Verfahren setzt Verschraubungsgeräte voraus, die neben dem Drehmoment eine kontinuierliche Aufzeichnung des Drehwinkels erlaubt, da die Abschaltung des Schraubers aus dem Verlauf der beiden Größen folgt.

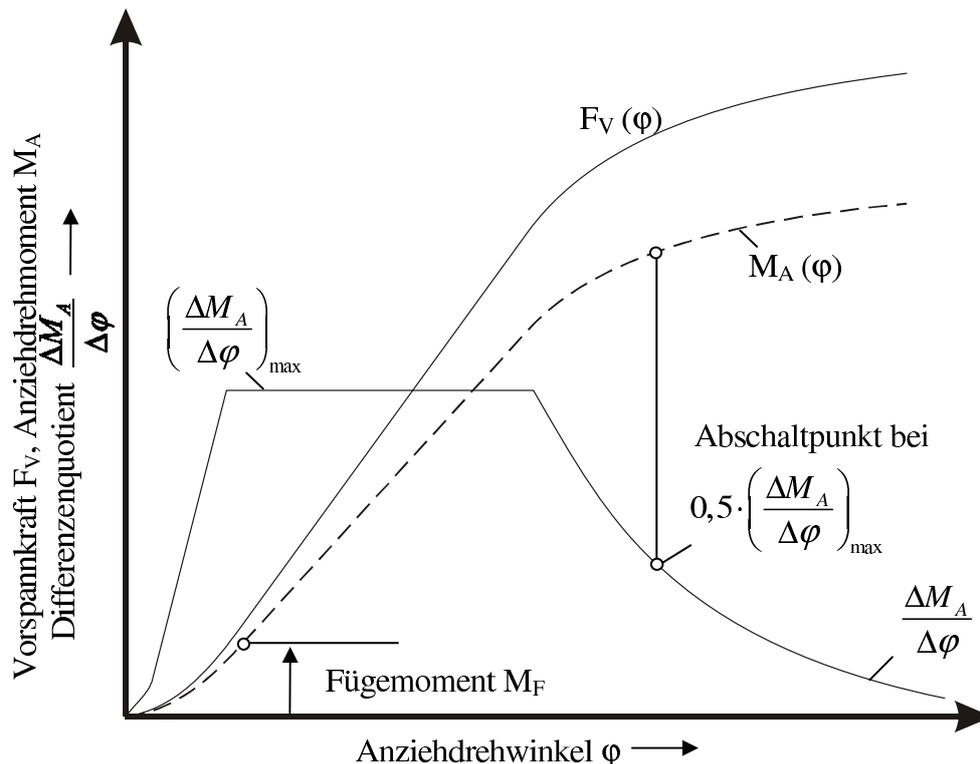


Abbildung 2-10: Drehmoment- / Drehwinkel-Verlauf beim streckgrenzengesteuerten Anziehen

Im Bereich des Stahlbaus werden von den Ausführungsnormen DIN 18800-7 [2-3] und ENV 1090-1 [2-5] folgende drehende Verfahren vorgesehen:

- Drehmomentverfahren
- Drehimpulsverfahren
- Drehwinkelverfahren
- Kombiniertes Verfahren
- Direkt-Zugkraftanzeige-Verfahren

Beim letztgenannten Verfahren werden spezielle Unterlegscheiben (Load-indicating Washers) und ihre plastischen Verformungen zur Kontrolle der Verschraubung benutzt. Erhebungen auf den mitverspannten Scheiben werden beim Anziehen der Schrauben beim Erreichen einer definierten Vorspannkraft plastisch eingeebnet, bevor die Schraube selbst plastiziert.

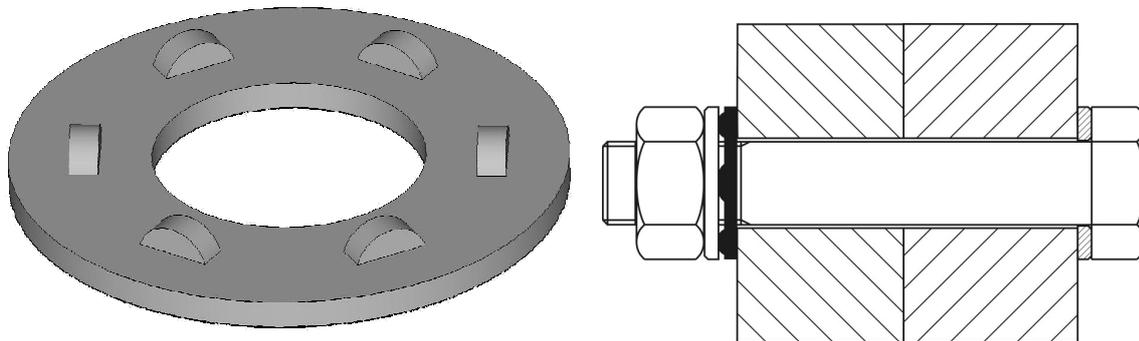


Abbildung 2-11: „Load-indicating washer“

Über Messung der Spaltbreite zwischen den Erhebungen kann auf die korrekte Vorspannkraft nach Beendigung des Anziehvorganges geschlossen werden.

Die drehenden Anziehverfahren für im Stahlbau verwendete HV-Schrauben sind in der DIN 18800-7 angegebenen (Abb. 2-12).

1	2	3	4	5	6	7	8	
Maße	Regel-Vorspannkraft $F_V$ kN	Drehmomentverfahren		Drehimpulsverfahren	Drehwinkelverfahren	Kombiniertes Verfahren		
		Aufzubringendes Anziehmoment $M_A$ zum Erreichen der Regel-Vorspannkraft $F_V$ Nm	Nm	Einzustellende Vorspannkraft $F_{V,DI}$ <sup>b</sup> zum Erreichen der Regel-Vorspannkraft $F_V$ kN	Voranziehmoment $M_{V,ADW}$ <sup>b</sup> Nm	Voranziehmoment $M_{V,AKV}$ Nm		
Oberflächenzustand								
		Feuerverzinkt und geschmiert <sup>a</sup>	wie hergestellt und leicht geölt	Wie in Spalte 3 oder 4 <sup>b</sup>	wie in Spalte 3 oder 4 <sup>b</sup>	Wie in Spalte 3 <sup>a</sup> 4		
1	M12	50	100	120	60	10	75	90
2	M16	100	250	350	110	50	190	260
3	M20	160	450	600	175	50	340	450
4	M22	190	650	900	210	100	490	680
5	M24	220	800	1100	240	100	600	825
6	M27	290	1250	1650	320	200	940	1240
7	M30	350	1650	2200	390	200	1240	1650
8	M36	510	2800	3800	560	200	2100	2850

<sup>a</sup> Müttern mit Molybdändisulfid oder gleichwertigem Schmierstoff behandelt  
<sup>b</sup> unabhängig von der Schmierung des Gewindes und der Auflagefläche von Mutter und Schraube

Abbildung 2-12: Vorspannkraft und Anziehmomente für HV-Schrauben [2-3]

Das in den allermeisten Fällen bei Flanschverschraubungen von Windenergieanlagen eingesetzte Verfahren ist das Drehmomentverfahren. Die Vorspannkraft wird durch Drehen der Mutter auf der Schraube erzeugt. Die Mutter wird dabei mit einem festgelegten Drehmoment beaufschlagt. Da die Geometrieparameter und Reibbeiwerte konstant sind, stehen Drehmoment und Vorspannkraft in einem konstanten Verhältnis:

$$M_A = F_V \left[ 0,159 \cdot P + \mu_{\text{ges}} \left( 0,577 \cdot d_2 + \frac{D_{\text{km}}}{2} \right) \right]$$

HV-Garnituren nach DIN 6914 – 6916 besitzen festgelegte Reibbeiwerte, so dass beim Anziehen mit Drehmomenten gemäß Abb. 2-12 Vorspannkraft erzeugt werden, die über dem Nennwert  $F_V$  liegen. Es muss jedoch auch sichergestellt werden, dass die Schraube bei der Montage nicht überdreht wird. Da die Größe evtl. vorhandener plastischer Verformungen



beim Drehmomentverfahren nicht begrenzt wird, muss die Höhe der erzielbaren Vorspannkraft nach oben hin begrenzt werden. Aus diesem Grund müssen die Reibungszahlen der verwendeten Garnituren innerhalb eines zulässigen Bereiches liegen, so dass ausreichende Vorspannkraft erzielt werden, ohne dass die Schraube plastiziert (Abb. 2-13).

Vorteil des Verfahrens ist, dass die Steifigkeit der Verschraubung und Imperfektionen nahezu ohne Bedeutung sind. Bspw. muss eine Klaffung innerhalb einer Flanschverbindung bei der Montage zunächst zugezogen werden. Bei Anwendung des Drehmomentverfahrens wird dabei in jedem Fall die gleiche Vorspannkraft erzielt.

Das Drehimpulsverfahren erzeugt die nötige Vorspannkraft ebenfalls über ein auf die Mutter aufgebracht Drehmoment, welches jedoch nicht kontinuierlich sondern in Form von einzelnen Schlagimpulsen aufgebracht wird. Dabei werden trotz geringer Motorleistung hohe Drehmomentspitzen erzeugt, die ein ruckweises Anziehen der Schraube bewirken. Die Größe des erreichbaren Drehmomentes ist neben weiteren Faktoren in starkem Maße vom vorhandenen Schraubfall abhängig. Auch bei Einstellung des Schraubers am Original-Schraubfall streut das Drehmoment sehr stark, so dass das Verfahren für hoch beanspruchte, hoch vorgespannte Verbindungen nicht empfohlen werden kann [1-14].

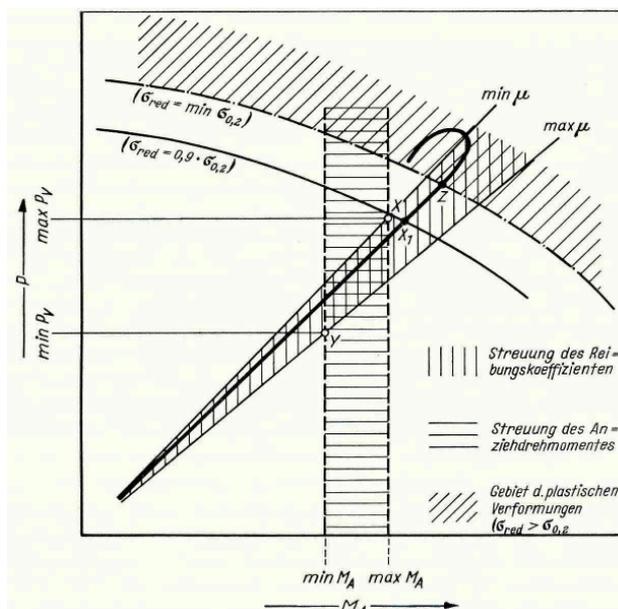


Abbildung 2-13: Reibungszahlfenster aus [1-15]

Das Drehwinkelverfahren erzeugt die Vorspannkraft, indem nach einem geringen Fügoment ein zusätzlicher Drehwinkel auf die Mutter aufgebracht wird. Das Fügoment ist nötig, um eine flächige Auflage der verspannten Bauteile zu erreichen. Da der zum Erreichen der vorgeschriebenen Vorspannkraft nötige Drehwinkel von der Steifigkeit der verspannten Bauteile abhängt, ist eine Verfahrensprüfung am entsprechenden Schraubfall nötig.

Das kombinierte Verfahren ähnelt dem Drehwinkelverfahren, wobei das anfänglich aufgebraute Fügoment wesentlich größer ausfällt. Es werden zunächst 75% des für das Drehmomentverfahren vorgeschriebenen Momentes aufgebracht. Der zusätzlich aufzubringende Schraubendrehwinkel hängt vom Verhältnis der Klemmlänge zum Schraubendurchmesser ab [2-3]. Den beiden letztgenannten Verfahren ist gemein, dass die Schraube bis in den plastischen Bereich hinein vorgespannt werden kann.

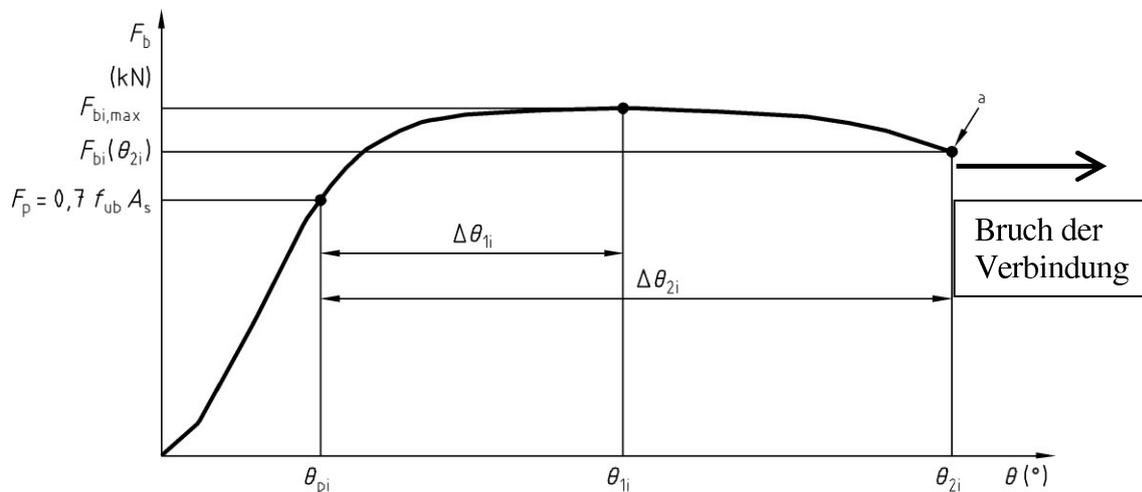


Abbildung 2-14: Abwürgediagramm einer vorspannbaren Schraubenverbindung, aus [2-6]

Wie aus Abb. 2-14 ersichtlich, ist es unkritisch, eine Schraube bis in den plastischen Bereich hinein vorzuspannen, wenn das Fließplateau (zwischen  $\theta_{pi}$  und  $\theta_{2i}$ ) nicht überschritten wird, was durch eine Kontrolle des Weiterdrehwinkels gewährleistet werden kann.

Der Nachteil von plastisch angezogenen Schrauben ist, dass ein Nachziehen der Verbindung, bspw. bei Wartungsarbeiten, nicht ohne weiteres möglich ist. Ein unkontrolliertes Weiterdrehen birgt die Gefahr eines Abwürgens der Verbindung (Drehwinkel  $> \theta_{2i}$ ), entsprechend Abb. 2-14. Gerade im Bereich von Mehrschraubenverbindungen wie etwa bei Ringflanschen von Windenergieanlagen sind die Voraussetzungen des Drehwinkel- und des kombinierten Verfahrens nicht immer gegeben. Vorhandene Klaffungen sind möglicherweise durch das Füge-moment nicht beizuziehen, so dass eine flächige Auflage der verspannten Bauteile nicht gewährleistet werden kann.

Aus diesem Grund und wegen der einfachen Handhabung ist das derzeit gebräuchlichste Verfahren zum Anziehen von Turmverschraubungen bei Windenergieanlagen das Drehmomentverfahren nach [2-3].

## 2.5 Montagegeräte

Für das Anziehen von Schraubenverbindungen mit dem Drehmomentverfahren im Bereich der Windenergie werden Verschraubungsgeräte eingesetzt. Die Größe der verwendeten Schrauben erfordert Drehmomente, die mit einem Drehmomentschlüssel nicht mehr zu erzielen sind. Für die übliche Schraubengröße M36 10.9 sind bspw. 2800 Nm für die planmäßige Vorspannung erforderlich. Daher können Kraftvervielfältiger verwendet werden, die das mit einem Schlüssel aufgebraachte Drehmoment über ein Getriebe auf das nötige Maß verstärken.

Um Montagezeiten zu verkürzen, werden zumeist elektrisch oder hydraulisch betriebene Verschraubungsgeräte eingesetzt.

Im Falle von elektrisch betriebenen Drehschraubern wird das von einem E-Motor erzeugte Drehmoment über ein stark untersetztes Getriebe auf die zu verschraubende Mutter aufgebracht. Das Drehmoment wird kontinuierlich erzeugt bis zum Abschalten der Maschine. Dies erfolgt entweder wenn die Leistungsaufnahme des Motors den eingestellten Schwellenwert erreicht oder wenn ein Messkopf am Abtrieb der Maschine das eingestellte Drehmoment re-



gistriert. Die Regelung über die Leistungsaufnahme des Motors erfordert eine Abstimmung des Schraubers auf den vorliegenden Schraubfall, da gleiche Einstellungen bei unterschiedlichen Nachgiebigkeiten der Verschraubung („harter“ oder „weicher“ Schraubfall) zu abweichenden Maximalmomenten führen. Ursache dafür sind Trägheitskräfte, die aus der sehr hohen Drehzahl des Motors folgen. Die Regelung eines Elektroschraubers über das am Abtrieb abgegebene Drehmoment erfordert relativ hohen technischen Aufwand und erfolgt nur in Einzelfällen.

Hydraulische Anziehgeräte bringen das erforderliche Drehmoment langsamer und in diskreten Arbeitshüben auf. Über einen Hydraulikzylinder und ein Ratschenrad wird am Abtrieb der Maschine ein Drehmoment erzeugt. Im Falle von größeren Drehwinkeln sind mehrere Arbeitshübe des Hydraulikzylinders nötig, um die Schraube zu montieren. Beim Erreichen des eingestellten Soll-Drehmomentes schaltet der Hydraulikschrauber nicht zwangsläufig ab. Es ist möglich, das maximale Drehmoment über einen längeren Zeitraum auf die Mutter zu übertragen. Im Gegensatz dazu schaltet ein Elektroschrauber beim Erreichen des Maximalmomentes ab, da für eine Übertragung eines Drehmomentes der Motor laufen muss. Ein statisch wirkendes Drehmoment kann nicht aufgebracht werden. Aus diesem Grund sind elektrisch betriebene Drehschrauber für Wartungsarbeiten an Schraubverbindungen oft ungeeignet, weil das eingestellte Drehmoment keinen Weiterdrehwinkel in der Mutter erzeugen kann. In diesem Fall übersteigt durch die Drehmomentsspitze im Augenblick des Losbrechens die Leistungsaufnahme des Schraubers den eingestellten Maximalwert und der Schrauber schaltet ab.

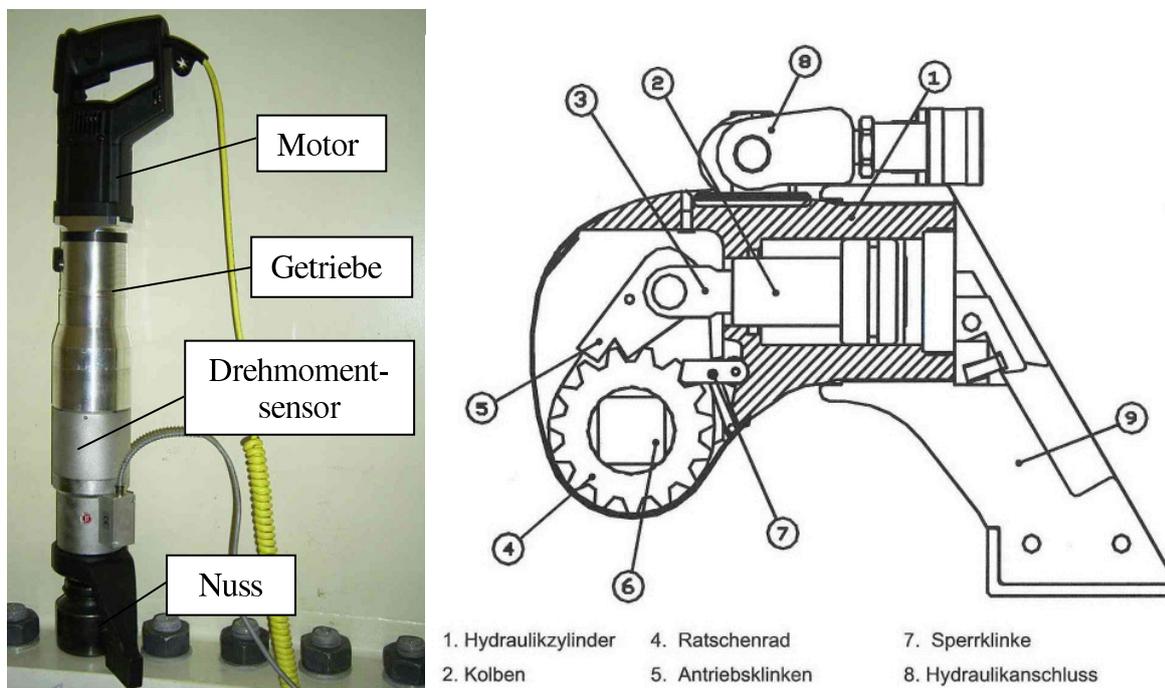


Abbildung 2-15: Elektrischer Drehschrauber und Hydraulikschrauber aus [1-17]

Um die während der Montage erzielten Drehmomente und –winkel erfassen zu können, wurden die während der Messungen verwendeten Anziehgeräte mit Sensoren ausgestattet. Bei den Elektroschraubern erfolgte die Messung mit einem Sensor am Abtrieb der Maschine zwischen Vierkant und Nuss (Abb. 2-15). Mit einem separaten Auswertegerät wurden das während des Verschraubungsvorganges maximal erreichte Drehmoment und der Drehwinkel aufgezeichnet. Bei den Hydraulikschraubern erfolgte die Messung durch eine Winkelmesseinheit

am Abtrieb der Maschine und einen Drucksensor an der Hydraulikpumpe. Auf Grundlage einer Kalibrierungskurve des entsprechenden Schraubers wurde so das Drehmoment ermittelt und von einem Messrechner erfasst.

### 2.6 Vorspannkraftverluste

Nachdem der Anziehvorgang der Schraube beendet ist, beginnt ein kontinuierlicher Abfall der Schraubenvorspannkraft, wie er von Seidel in [1-1] beschrieben wird. Dieser Rückgang der Schraubenkraft kann infolge Plastizierungen und Setzungen auftreten. Bei niedrigen Werkstofffestigkeiten der Flansche besteht die Gefahr, dass die Flächenpressungen die Fließgrenze des Werkstoffes überschreiten und lokale Plastizierungen entstehen. Dies wird begünstigt, wenn durch imperfektionsbedingte Schiefstellungen der Schraube Spannungsüberhöhungen an der Kontaktfläche Scheibe-Flansch entstehen und durch äußere Lasten Schraubenzusatzkräfte auftreten. Des Weiteren kann es durch lokale Überbeanspruchungen im Bereich des Schraubenloches zu Plastizierungen im Flansch kommen, wobei dies bei den untersuchten massiven Ringflanschen eher unwahrscheinlich ist. Letztlich sind auch Plastizierungen in der Schraube möglich [1-1].

Plastizierungen sind in jedem Fall zu vermeiden, z.B. durch hohe Anforderungen bzgl. Imperfektionen und entsprechende Materialauswahl. Setzungen hingegen sind unumgänglich. Sie sind ebenfalls Ursache von Plastizierungen, die allerdings nur auf mikroskopischer Ebene durch die Einebnung von Oberflächenrauigkeiten stattfinden. In der VDI-Richtlinie 2230 [2-2] sind Richtwerte für Setzungsbeträge von Klemmkörpern aus Stahl für verschiedene Oberflächenrauigkeiten angegeben. Die untersuchten Ringflanschverbindungen sind gewöhnlich beschichtet und die verwendeten HV-Garnituren besitzen eine Verzinkung, in der ebenfalls Setzungen auftreten können.

Positiv auf die Vorspannkraft wirkt sich aus, dass ein Großteil der auftretenden Setzungen bereits während der Montagevorgangs auftritt und so keine Verminderung der Vorspannkraft bewirkt. Im Bereich der Windenergie werden auftretenden Setzungen durch eine rechnerische Abminderung der Nennvorspannkraft berücksichtigt.



### 3 Entwicklung des Messverfahrens

#### 3.1 Allgemeines

Um Schraubenvorspannkkräfte zu messen, war zunächst ein geeignetes Messverfahren zu entwickeln, das den Anforderungen nach Genauigkeit und Baustellentauglichkeit entsprach. Die Untersuchungen sollten repräsentative Resultate für die mit üblichen Verfahren und Geräten erzielbaren Schraubenvorspannkkräfte liefern. Daher war besonders darauf zu achten, dass Änderungen an dem Vorgehen bei der Montage, den verwendeten Geräten und Schrauben keine Auswirkungen auf die Resultate haben. Dadurch wird sichergestellt, dass die Messresultate auf die übliche Montagepraxis übertragen werden können.

Übliche Verfahren zur Schraubenkraftbestimmung sind die Messung mit Dehnungsmessstreifen (DMS), Ultraschallmessungen und mechanische Längenmessungen, wobei alle Verfahren die Schraubenkraft indirekt über die Dehnungen bzw. Längenänderung bestimmen.

#### 3.2 Messungen mit Dehnungsmessstreifen (DMS)

Die Messung mechanischer Beanspruchungen mittels Dehnungsmessstreifen nutzt den Effekt, dass elektrische Leiter ihren Widerstand bei mechanischer Beanspruchung ändern. Die Änderung ist proportional der mechanischen Dehnung, so dass bei Kenntnis der Materialeigenschaften auf die mechanischen Spannungen geschlossen werden kann [1-18].



Abbildung 3-1: DMS-Schraube M36 HV zur Messung von Schraubenkraft, Biege- und Torsionsmoment

Bei der Vermessung von Schraubenvorspannkkräften mit Dehnungsmessstreifen kann die Messung kontinuierlich und über einen sehr langen Zeitraum erfolgen. So ist es, wie in Abb. 2-8 ersichtlich, möglich, die Beanspruchung der Schraube während des Anziehvorganges aufzuzeichnen und bspw. den Verlauf des Vorspannkraftrückganges infolge von Setzungen über einen längeren Zeitraum zu registrieren.

Die von SEIDEL [1-1] und JAKUBOWSKI [1-11] verwendete DMS-Methode bietet außerdem den Vorteil, neben der Schraubenkraft auch Biege- und Torsionsmomente erfassen zu können (Abb. 3-1). Nachteil des Verfahrens sind die hohen Kosten, da jede einzelne Schraube aufwändig präpariert werden muss. Bei einem angestrebten Umfang der Messungen von 1000 Schrauben, wurde die Schraubenkraftmessung mit DMS nur vereinzelt zu Kontrollzwecken vorgenommen.

### 3.3 Messungen mit Ultraschall

Die Messung mit Ultraschall ist ein etabliertes Verfahren zur Bestimmung von Schraubenzugkräften. Dabei wird ein Ultraschallsignal in die Schraube eingeleitet. Dieses wird an der gegenüberliegenden Stirnseite reflektiert und vom Schallkopf wieder aufgefangen.

Aus der Laufzeit des Signals durch die Schraube kann bei bekannter Schallgeschwindigkeit auf die Länge der Schraube geschlossen werden. Bei einer Axialbelastung, wie sie beim Vorspannen entsteht, dehnt sich die Schraube. Weiterhin ändert sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen im Schraubenmaterial bei mechanischen Dehnungen. Aus diesen beiden Faktoren ergibt sich eine Laufzeitänderung des Signals beim Vorspannen der Schrauben.

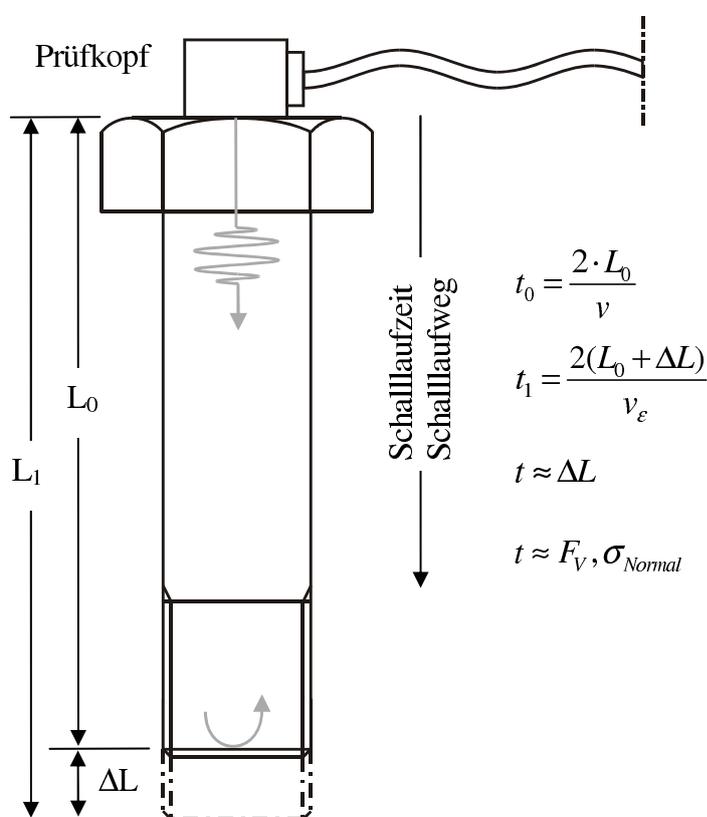


Abbildung 3-2: Schraubenkraftmessung mit Ultraschall, Geräte Boltmike, Panametrics

Wenn die Schraube sowohl im unbelasteten als auch im belasteten Zustand vermessen wird, ergibt sich die Laufzeitdifferenz aus den beiden genannten Effekten (Abb. 3-3).

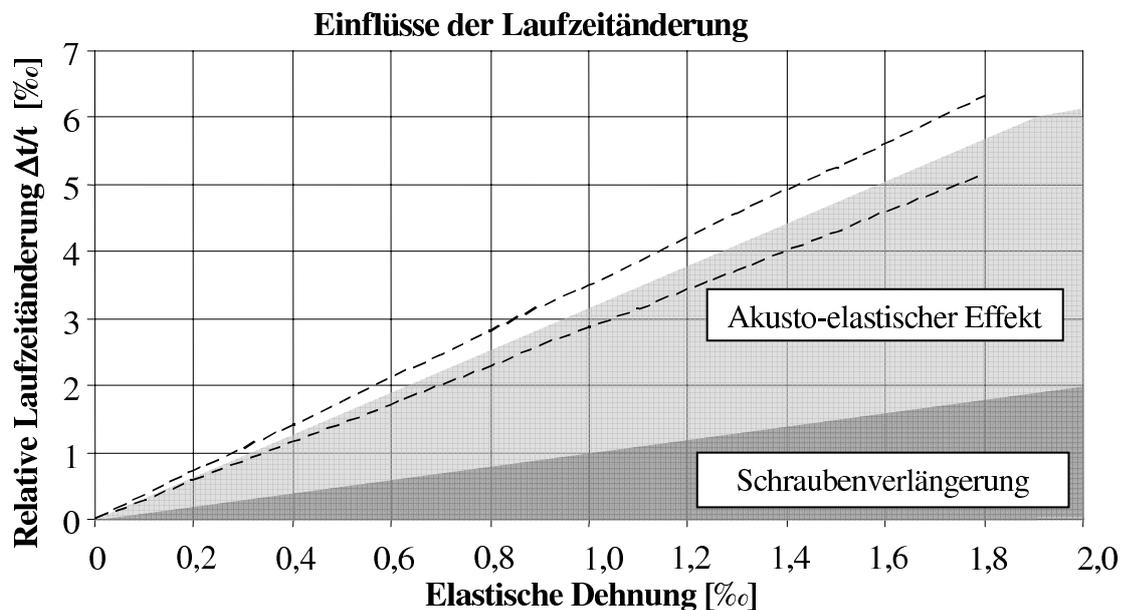


Abbildung 3-3: Einflüsse der Laufzeitänderung bei Dehnungsmessungen aus [1-19]

Die meisten der auf dem Markt befindlichen Ultraschallmessgeräte nutzen Longitudinalwellen zur Laufzeitmessung. Neuere Entwicklungen sind auch in der Lage Transversalwellen zu nutzen oder die Laufzeitdifferenz aus beiden Wellenformen.

Eine Beeinflussung der Ausbreitungsgeschwindigkeit durch Torsionsbeanspruchungen wird als gering eingeschätzt [1-19]. Ein Einfluss von Biegebeanspruchungen der Schraube bspw. durch Schiefstellungen infolge von Flanschimperfektionen auf die Signallaufzeit kann dagegen nur schlecht abgeschätzt werden.

Eine weitere Fehlerquelle ist das Koppelmedium zwischen Schallkopf und Schrauben. Es sorgt für eine einwandfreie Schallübertragung und besteht meist aus einem Öl oder Gel. Die Dicke des Mediums ist bei wiederholter Messung eine Fehlerquelle. Es besteht deshalb die Möglichkeit den Schallkopf fest mit der Schraube zu verbinden, indem dieser bspw. in Dünnschichttechnik auf die Schraube appliziert oder als Folie aufgebracht wird. Dieses Vorgehen bietet in der Großserienproduktion die Option, das Messergebnis zur Einstellung der Vorspannkraft während der Montage zu verwenden. In diesem Fall erfolgt die Steuerung des Anziehwerkzeuges über die in der Schraube vorhandene Vorspannkraft, so dass der Verschraubungsvorgang beendet wird, sobald die Regelvorspannkraft erreicht wird.

Die der Schraubenkraftmessung zu Grunde liegende Steifigkeit ist beim Ultraschallverfahren durch Versuche zu bestimmen, da die Änderung der Schallgeschwindigkeit unter Belastung einen großen Einfluss auf das Messergebnis hat. Auch thermische Dehnungen und der Einfluss von Temperaturänderungen auf die Schallgeschwindigkeit sind beim Ultraschallverfahren zu berücksichtigen.

### 3.4 Mechanische Längenmessung

Bei der mechanischen Methode wird aus der Verlängerung der Schraube, die sich beim Anziehen ergibt, auf die Zugkraft geschlossen. Als Bezugslänge kann bei beidseitig zugänglichen Schrauben, wie im Falle von Ringflanschverbindungen, die Gesamtlänge herangezogen werden. Dieses Verfahren wurde bspw. von STEURER [1-20] für seine Untersuchungen verwendet. Bei nur einseitig zugänglichen Schrauben wie etwa bei Sacklochverbindungen, kann die Länge eines in die Schraube eingebrachten Stiftes zur Messung benutzt werden.

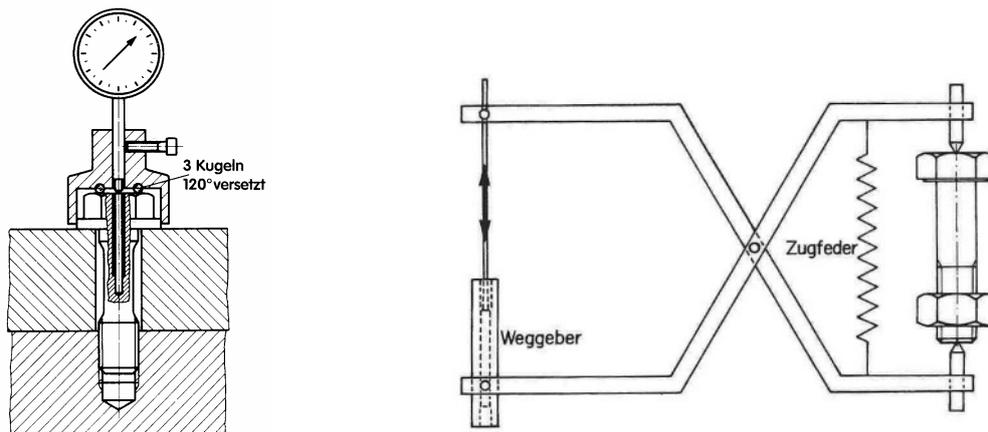


Abbildung 3-4: Mechanische Längenmessung (links einseitig aus [1-21], rechts beidseitig aus [1-20])

Ebenso wie beim Ultraschallverfahren ist bei der mechanischen Schraubenkraftbestimmung die Steifigkeit der Schraube für den gewählten Messaufbau zu ermitteln. Diese ergibt sich aus der Geometrie der Messeinrichtung, der zu vermessenden Schraube und dem verwendeten Material. Temperatureinflüsse sind ebenso wie bei Ultraschallmessungen zu berücksichtigen, wobei nur die thermischen Dehnungen der Schraube und der Messvorrichtung von Bedeutung sind.

### 3.5 Optische Messverfahren

Im Bereich der Streckenmessung bieten Lasergeräte eine sehr hohe Genauigkeit, die meist durch mechanische Verfahren nicht erreicht werden kann. Daher wurde untersucht, inwieweit optische Verfahren zur Schraubenkraftbestimmung über Längenmessung geeignet sind. Die angeführte hohe Messgenauigkeit von Lasergeräten wird meist nur bei Relativmessungen unter Ausnutzung von Interferenzerscheinungen erreicht. Bei der vorliegenden Aufgabe müssten die Messungen jedoch mehrfach mit jeweiligem Neuaufbau einer mechanischen Messvorrichtung durchgeführt werden. In diesem Fall müsste die Längenmessung mit Absolutwerten erfolgen, so dass die erzielbare Genauigkeit des Verfahrens auf dem Niveau der mechanischen Längenmessung liegt, bei sehr viel höheren Kosten.

### 3.6 Auswahl Messverfahren

Um ein geeignetes Verfahren für die Felduntersuchungen auszuwählen, wurden vergleichende Messungen mit dem mechanischen und dem Ultraschallverfahren durchgeführt. Dazu wurde eine HV-Schraube M20 x 100 10.9 axial in einer Prüfmaschine belastet und die Verlängerungen mit beiden Verfahren gemessen. Als Ultraschallgerät kam das System Boltmike SM II zum Einsatz. Für eine optimale Anbindung des Schallkopfes an die Schraube wurden die En-



den plan bearbeitet. Zur mechanischen Längenmessung wurde eine Bügelmessschraube mit ebenen Messflächen gemäß DIN 863 [2-7] verwendet (Abb. 3-5).



Abbildung 3-5: Messung mit Ultraschallverfahren und Bügelmessschraube

Nachstehend ist das ermittelte Kraft-Verschiebungsdiagramm dargestellt (Abb. 3-6). Beide Messverfahren weisen vergleichbare Genauigkeiten auf.

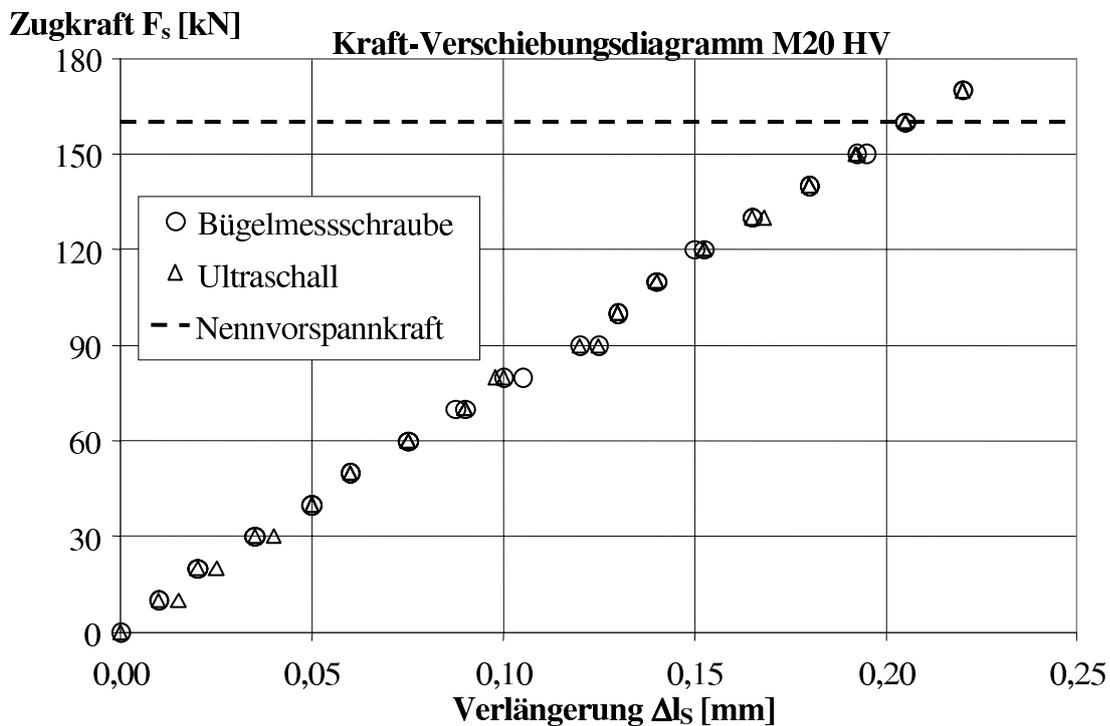


Abbildung 3-6: Kraft-Verschiebungskurve M20 x 100 HV 10.9

Für die angestrebten Feldmessungen an Ringflanschverbindungen wurde schließlich aus mehreren Gründen die mechanische Längenmessung bevorzugt. Zunächst wurde davon ausgegangen, dass sich die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Messung mit einer Bügelmessschraube gegenüber den Laborversuchen durch eine Optimierung der Messflächen verbessern lässt. Die zunächst verwendeten ebenen Messflächen bergen die Gefahr von Messfehlern bei Schiefe-

stellungen der Schrauben infolge von Imperfektionen. Durch eine Kontaktfläche Ebene-Kugel, bzw. Kugel-Kegel lässt sich diese Fehlerquelle ausschließen.

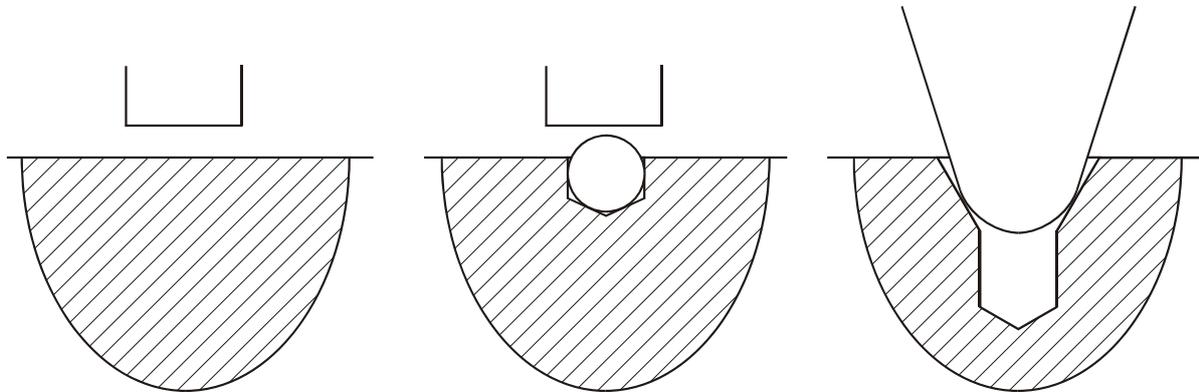


Abbildung 3-7: Messflächen: eben, mit eingepresster Kugel, kugelförmig mit Bohrung entsprechend [2-8]

Bei beiden Messverfahren müssen die Steifigkeiten der Schraubenverbindungen im Zugversuch an Stichproben der verwendeten Schrauben ermittelt werden. Die mechanische Längenmessung bietet darüber hinaus die Möglichkeit, mit Hilfe von FE-Modellen die Steifigkeit ohne Versuche zu ermitteln, bzw. Versuchsergebnisse zu überprüfen. Infolge des Einflusses der Spannung auf die Schallgeschwindigkeit ist dies für Ultraschallmessungen nicht möglich. Weiterhin ist der E-Modul als maßgeblicher Einflussfaktor für die Steifigkeit ein bei Schraubenwerkstoffen relativ gering streuender Faktor, der bei geringeren Anforderungen an die Genauigkeit auch der Literatur entnommen werden kann, so dass auf Zugversuche an Schrauben verzichtet werden kann. Die Steifigkeitseigenschaften für Ultraschallmessungen hingegen sind innerhalb einer Produktionscharge von Schrauben nahezu konstant, können aber bei ansonsten gleichen Spezifikationen der Chargen differieren [1-19]. Weiterhin ist die Spannungs-Dehnungslinie für Stahl auch für plastische Verformungen relativ gut bekannt, wohingegen die Veränderung der Schallgeschwindigkeit bei Plastizierungen des Schraubenmaterials kaum rechnerisch berücksichtigt werden kann. Auch aus diesem Grund wurde für die Feldmessungen die mechanische Längenmessung bevorzugt.

### 3.7 Funktion des mechanischen Messverfahrens

Die während den Feldmessungen verwendete Bügelmessschraube besitzt einen seriellen Anschluss, der eine direkte Speicherung und Verarbeitung der Messresultate in einem EXCEL-Arbeitsblatt erlaubt. Damit können Messresultate sofort grafisch dargestellt und grobe Messfehler weitgehend verhindert werden. Die Messspitzen wurden kugelförmig ausgeführt, und die zu vermessenden Schrauben wurden beidseitig mit kegelförmigen Zentrierbohrungen versehen. Dies stellt eine gute Reproduzierbarkeit der Messwerte auch bei Mehrfachmessungen sicher und bietet den Vorteil, dass die Auflageflächen innerhalb der Zentrierbohrung geschützt sind (Abb. 3-7). Beschädigungen durch den Transport der Schrauben oder die verwendeten Montagegeräte werden so ausgeschlossen.



Abbildung 3-8: Verwendete Bügelmessschraube

Die sich beim Anziehen der Schraube einstellende Dehnung wird mit der Bügelmessschraube gemessen. Sie ergibt sich aus der Differenz der Schraubenlänge im unbelasteten ( $l_0$ ) und im montierten Zustand ( $l$ ). Die Ausgangslänge der Schraube im unbelasteten Zustand wird durch wiederholtes Vermessen der Schraube im Labor vor ihrem Einbau bestimmt. Aus der sich ergebenden Längenänderung  $\Delta l$  kann bei bekannter Schraubensteifigkeit auf die Vorspannkraft  $F_s$  geschlossen werden:

$$F_s = k_s \cdot \Delta l = k_s \cdot (l_1 - l_0)$$

Die Schraubensteifigkeit  $k_s$  wird stellvertretend für alle Schrauben einer Charge an einer Stichprobe ermittelt. Dazu werden die Schrauben in einer Prüfmaschine axial belastet und die sich einstellenden Dehnungen gemessen. Die Dehnsteifigkeit  $k_s$  der Schraube wird dann aus den Messergebnissen durch eine Regressionsgerade ermittelt. Die Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen eines mit Hilfe von Literaturwerten validierten FE-Modells der Schraube ist generell sehr gut. Es treten dabei auch nur sehr geringe Schwankungen der Schraubensteifigkeit innerhalb einer Charge auf (Abb. 3-9).

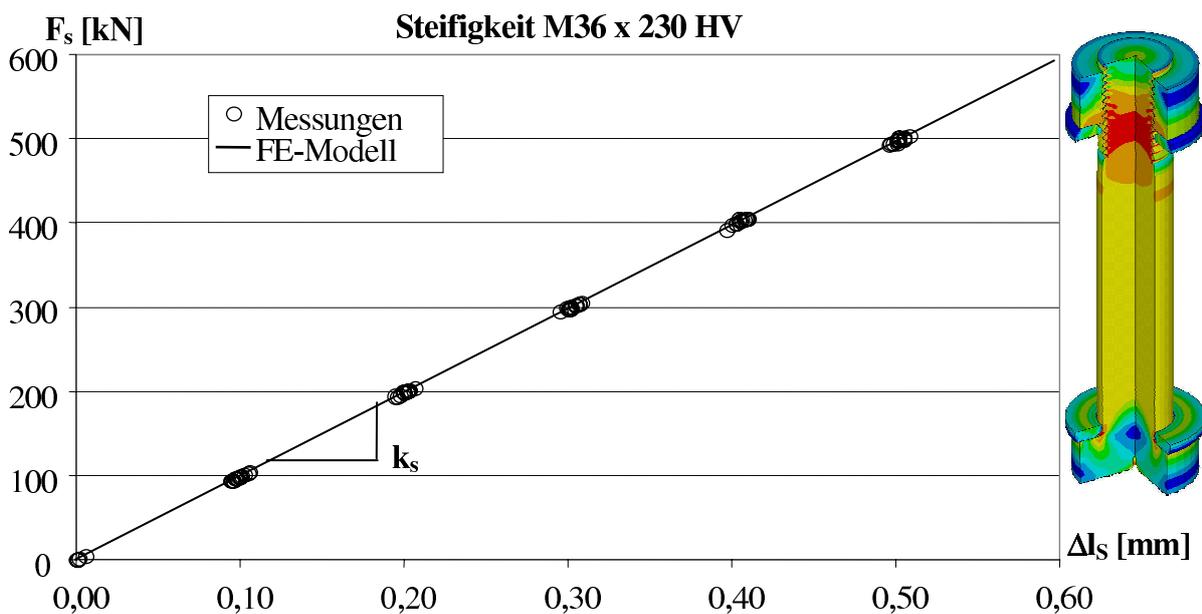


Abbildung 3-9: Schraubensteifigkeit  $k_s$  aus Messungen an verschiedenen Schrauben und FE-Berechnung

Für den Fall von Vorspannkraften, die zu plastischen Dehnungen innerhalb der Schraube führen, kann statt des linearen Verhaltens der Schraube eine nichtlineare Kraft-Verschiebungsfunktion der Vorspannkraftberechnung zu Grunde gelegt werden:

$$F_s = f(\Delta l)$$

Die Funktion  $f(\Delta l)$  verläuft für kleine Dehnungen linear und kann durch ein Polynom angenähert werden.

Temperaturen, die von den Laborbedingungen abweichen, führen zu thermischen Dehnungen der Schraube und der zu verbindenden Bauteile. Wenn Schraube und Klemmpaket einheitlich erwärmt oder abgekühlt werden, wovon bei massiven Ringflanschen ausgegangen wird, führt dies jedoch nicht zu einer Änderung der Vorspannkraft. Diese Tatsache muss bei den Messungen berücksichtigt werden. Bei Längenmessungen eines Stahl-Endmaßes wurde der Einfluss von einheitlichen Temperaturänderungen für Bügelmessschraube und Probekörper untersucht. Abbildung 3-10 zeigt die Längenänderung eines Endmaßes von 200 mm Länge, für verschiedene Temperaturen, die mit der auf die gleiche Temperatur gebrachte Bügelmessschraube gemessen wurden. Es zeigt sich, dass kaum Längenänderungen gemessen werden, wenn Endmaß und Bügelmessschraube gleichmäßig erwärmt oder abgekühlt werden. Zum Vergleich ist die Dehnung einer HV-Schraube M36 x 205 10.9 infolge Nennvorspannkraft dargestellt. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass der Temperatureausdehnungskoeffizient von Bügelmessschraube und zu vermessenden Schrauben gleich ist.

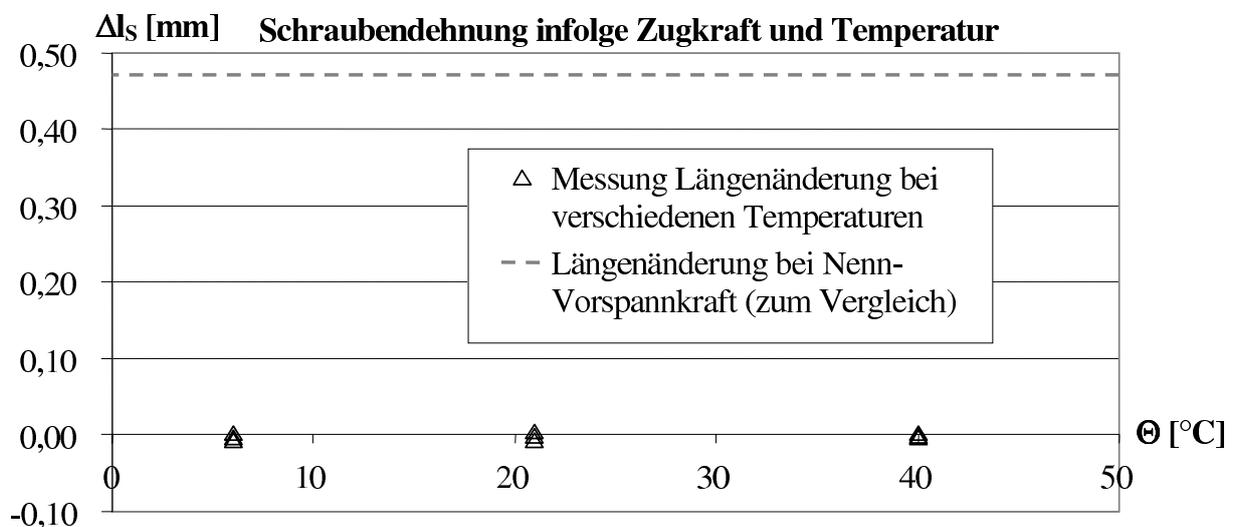


Abbildung 3-10: Schraubenverlängerung infolge von Zugkraft und Temperatureinwirkung

Temperaturendehnungen treten daher sowohl bei den zu vermessenden Schrauben als auch bei der Bügelmessschraube in gleichem Maße auf und haben auf das Messergebnis keinen Einfluss. Um Fehler aus Temperaturdifferenzen zwischen Messmittel und Probekörper zu verhindern, wird während der Feldmessungen die unterschiedliche Temperatur von Messwerkzeug ( $\Theta_{\text{Bügel}}$ ) und zu vermessender Schraube ( $\Theta_{\text{Schraube}}$ ) aufgezeichnet und der daraus entstehende Fehler rechnerisch berücksichtigt:

$$F_s = k_s \cdot \left[ \Delta l - \alpha_t \cdot (\Theta_{\text{Schraube}} - \Theta_{\text{Bügel}}) \cdot l_0 \right]$$



### 3.8 Validierung des Messverfahrens

Um die Messeinrichtung zu validieren, wurden vergleichende Messungen an DMS-Schrauben im Labor durchgeführt. Diese besaßen parallel zur Schraubenachse angeordnete DMS zur Erfassung der Schraubenkraft und des Schraubenbiegemomentes, sowie um 45° dazu versetzte DMS zur Messung des Torsionsmomentes im Schraubenschaft. Die Verschaltung erfolgte jeweils als Vollbrücke zur Temperaturkompensation. Weiterhin waren Zentrierbohrungen zur Verwendung der Bügelmessschraube vorhanden.

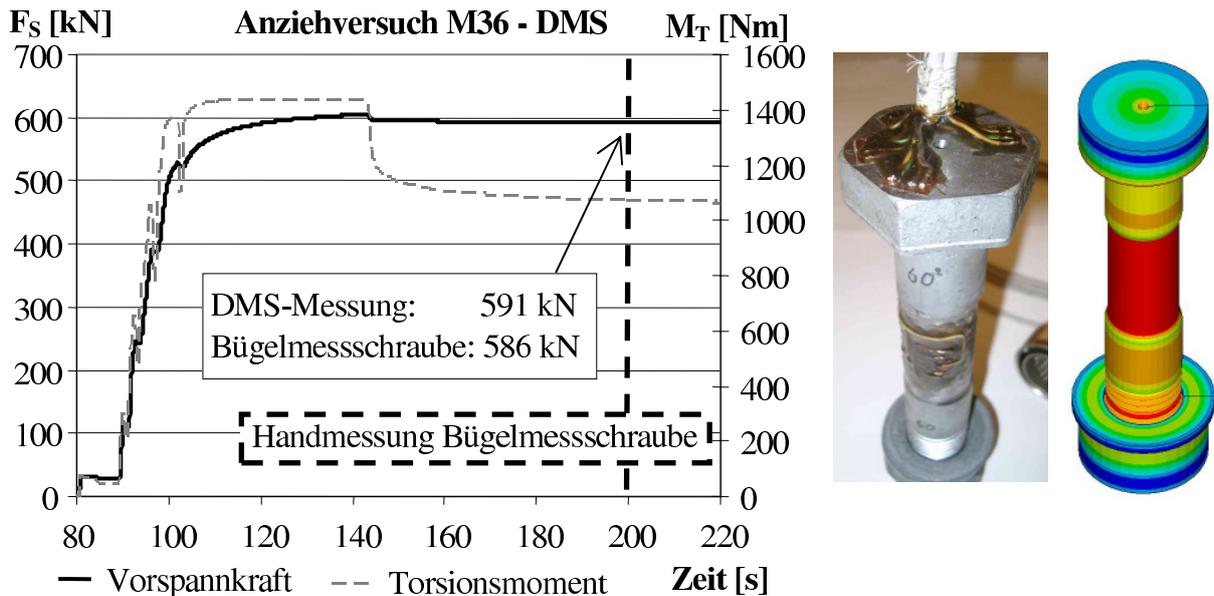


Abbildung 3-11: Messwerte Anziehversuch, DMS-Schraube, FE-Modell

Die Steifigkeit der Schrauben wurde zunächst im Zugversuch bestimmt und mit einem FE-Modell bestätigt. Anschließend wurden die Schrauben planmäßig vorgespannt und die Belastung der Schrauben während des Verschraubungsvorgangs mit den vorhandenen DMS registriert (Abb. 3-11). Nach Absetzen des Verschraubungsgerätes (bei 140 Sekunden) wurden die Vorspannkraft mit der Bügelmessschraube gemessen (200 Sekunden). Die Abweichung der mit beiden Methoden gemessenen Schraubenvorspannkraft lag jeweils unter 1%.

Zur Abschätzung des Einflusses von Schiefstellungen der Schrauben, bspw. infolge von Imperfektionen der Schraube oder der verspannten Bauteile, wurden Schrägzugversuche an Schrauben durchgeführt. Dabei wurde eine Keilscheibe mit 4° Neigung unter der Mutter mit verspannt. Abb. 3-12 zeigt das Kraft-Verschiebungsdiagramm des Versuches und des zentrischen Versuches zum Vergleich. Zu erkennen ist, dass für die schräg gezogene Schraube die Vorspannkraft bei Messung mit einer Bügelmessschraube um ca. 12% im Bereich der Nenn-Vorspannkraft von 510 kN überschätzt wird. Durch die unsymmetrische Belastung entsteht eine Biegebeanspruchung der Schraube, die zu frühzeitigen Plastizierungen führt, die mit dem Messsystem nicht berücksichtigt werden können. Die untersuchte Schiefstellung von 4° wurde sehr groß gewählt. Es kann davon ausgegangen werden, dass während der Feldmessungen evtl. vorhandene Schiefstellungen unter 1° liegen. Wenn der Fehler infolge Schiefstellung anhand des Winkels interpoliert wird, kann für eine Schiefstellung von 1° mit einem Fehler der Vorspannkraft von 4% bezogen auf die Nenn-Vorspannkraft gerechnet werden, was als vertretbar angesehen wird.

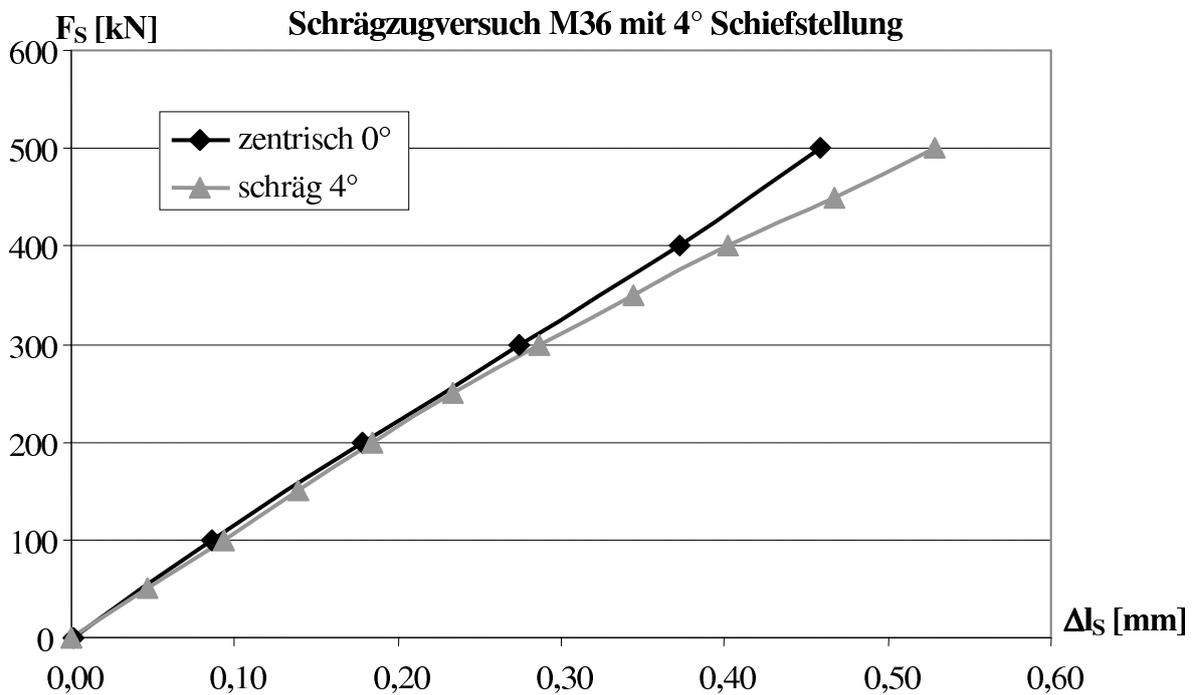


Abbildung 3-12: Messwerte Zugversuch, zentrisch und schräg

Um die Praxistauglichkeit des Messverfahrens zu erproben, wurden versuchsweise Schrauben innerhalb einer bestehenden Windenergieanlage vermessen. Vier vorhandene Schrauben M36 x 175 HV 10.9 wurden ausgebaut und durch Messschrauben mit Zentrierbohrungen ersetzt. Die Schrauben wurden planmäßig vorgespannt und die resultierenden Vorspannkraften mit Hilfe der Bügelmessschraube vermessen. Die Resultate sind in Abb. 3-13 dargestellt. Das verwendete Messverfahren hat sich dabei unter Montagebedingungen bewährt und die gemessenen Vorspannkraften geben einen Hinweis darauf, dass große Abweichungen zur bestehenden Montagepraxis und den damit erzielten Vorspannkraften nicht zu erwarten sind.

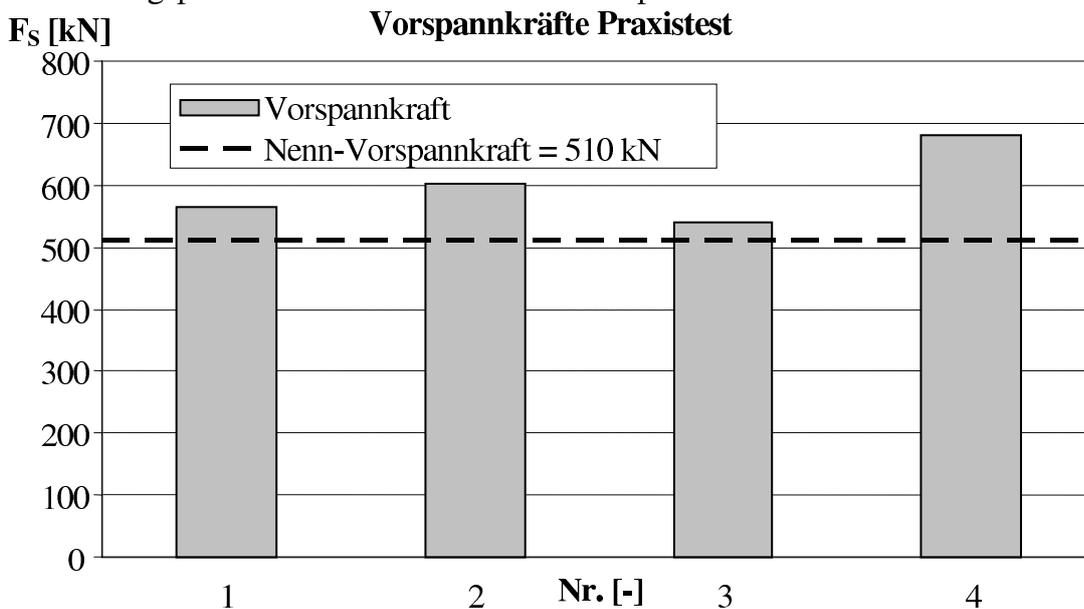


Abbildung 3-13: Vorspannkraft Praxistest



### 3.9 Fehlerabschätzung

Wie in Kapitel 3.7 dargestellt, besitzt das Verfahren der Schraubenkraftermittlung mit mechanischer Längenmessung mehrere Einflussgrößen:

$$F_S = k_S \cdot \left[ \Delta l - \alpha_t \cdot (\Theta_{\text{Schraube}} - \Theta_{\text{Bügel}}) \cdot l_0 \right]$$

Wird die Schraubensteifigkeit  $k_S$  durch einen Ersatzstab mit der Steifigkeit  $EA/l_0$  dargestellt, ergibt sich:

$$F_S = EA \cdot \left[ \frac{\Delta l}{l_0} + \alpha_t \cdot \Delta \Theta \right]$$

Der Fehler der Schraubenkraft ergibt sich aus den Fehlern der Eingangsgrößen über die Fehlerfortpflanzung [1-22]:

$$\sigma_{F_S}^2 = \sum_{i=1}^k \left( \frac{\partial F_S}{\partial x_i} dx_i \right)^2 \cdot \sigma_{x_i}^2$$

$$\sigma_{F_S}^2 = \left( \frac{\Delta l}{l_0} + \alpha_t \cdot \Delta \Theta \right)^2 \cdot \sigma_{EA}^2 + \left( \frac{EA}{l_0} \right)^2 \cdot \sigma_{\Delta l}^2 + (EA \cdot \Delta \Theta)^2 \cdot \sigma_{\alpha_t}^2 + (EA \cdot \alpha_t)^2 \cdot \sigma_{\Delta \Theta}^2 + \left( \frac{EA \cdot \Delta l}{l_0^2} \right)^2 \cdot \sigma_{l_0}^2$$

Die Einflussgrößen und ihre Fehler werden für eine Schraube M36 x 200 HV konservativ abgeschätzt:

Größe i	EA	$\Delta l$	$l_0$	$\alpha_t$	$\Delta \Theta$
Wert i	200.000 kN	0,5 mm	200 mm	$1,2 \cdot 10^{-5}$	20 °C
Fehler $\sigma_i$	2%·EA	0,01 mm	1 mm	5%· $\alpha_t$	1 °C

Tabelle 3-1: Fehlerabschätzung

Damit ergibt sich eine Standardabweichung der Messwerte von 15 kN, was bezogen auf die Nennvorspannkraft einer Schraube M36 2,9% entspricht.

## 4 Messungen

### 4.1 Vorbemerkungen

Bei den durchgeführten Messungen wurde angestrebt, den bei den jeweiligen WEA-Herstellerfirmen üblichen Montagevorgang der Schraubenverbindungen möglichst wenig zu beeinflussen. Zwar ist eine geringfügige Änderung des Montageablaufes allein durch den Vorgang der Schraubenkraftmessung unumgänglich, doch wurde darauf geachtet, den Anziehvorgang der Schrauben möglichst „wirklichkeitsnah“ durchzuführen. Die Änderungen im Ablauf, wie beispielsweise die geringen zeitlichen Verzögerungen durch den Messvorgang, können als unbedenklich für ein genaues Messresultat angesehen werden.

Die Durchführung der Messungen erfolgte mit Zustimmung der Windenergieanlagenhersteller. Mit den Firmen wurden individuelle Geheimhaltungsvereinbarungen im Vorfeld der Messungen unterzeichnet. Aus diesem Grund ist die Darstellung der Messresultate nicht einheitlich, sondern variiert, entsprechend den jeweiligen Anforderungen an die Geheimhaltung, wobei dies keinen Einfluss auf die Aussagekraft der Ergebnisse hat.

Aus Gründen der Geheimhaltung sind in dem vorliegenden Bericht die Hersteller der Schrauben, die Hersteller der Windenergieanlagen und die Hersteller der Anziehgeräte anonymisiert. Aus gleichem Grunde sind Angaben zu den Standorten und weitere Anlagendaten der WEA im Bericht nicht wiedergegeben.

### 4.2 Montageablauf von WEA-Türmen

Der überwiegende Anteil der Windenergieanlagen wird mit Stahlrohtürmen hergestellt. Diese bestehen aus einzelnen Sektionen, die durch Ringflanschverbindungen miteinander verbunden werden. Aus Kostengründen wird dabei die Einsatzzeit der verwendeten Kräne möglichst kurz gehalten. Daher werden zunächst alle Turmsektionen, die Gondel und der Rotor aufgebaut und provisorisch miteinander verschraubt. Dies erfolgt mit Schlagschrauben, die ein relativ ungenaues Drehmoment liefern, das etwa bei 30% des Nenndrehmomentes nach [2-3] für eine voll vorgespannte Schraubenverbindung liegt. Der Turm einer WEA ist ohne die große Kopfmasse des Maschinenhauses anfällig gegenüber Querschwingungen. Auch aus diesem Grund wird ein schneller Aufbau angestrebt. Weiterhin tritt durch die Belastung des kompletten Turmes mit dem Maschinenhaus bereits ein Großteil der unvermeidlichen Setzungen in den Flanschverbindungen auf. Würde jede Flanschverbindung sofort mit der vollen Schraubenvorspannkraft zusammengebaut, würden sich die Setzungen in größeren Vorspannkraftverlusten niederschlagen.

Nach dem Aufbau des kompletten Turmes erfolgt das definierte Anziehen der Schraubenverbindungen in den Montagestößen auf die volle Schraubenvorspannkraft. Dies geschieht in der Regel mit elektrisch oder hydraulisch betriebenen Drehmomentwerkzeugen. Während der durchgeführten Messungen wurden vom Verfasser Geräte benutzt, die denen vom jeweiligen WEA-Hersteller glichen. Sie wurden zur Erfassung und Dokumentation des Drehmomentes und Drehwinkels zusätzlich mit einem Messsystem ausgestattet, das die Funktion des Werkzeuges nicht nachteilig beeinflusst.



### 4.3 Messkampagne 1

Während der Messkampagne 1 wurden 2 Ringflansche einer WEA (Hersteller W1) komplett mit Messschrauben (Hersteller S1) ausgestattet. Aus einer Stichprobe der verwendeten Schraubencharge wurde in einem Zugversuch im Labor die Steifigkeit der Schrauben für die Feldmessung ermittelt. (Abb. 4-1). Die Standardabweichung der Steifigkeiten der vermessenen 11 Schrauben beträgt ca. 1% des Mittelwertes, der sehr gut mit der FE-Berechnung übereinstimmt.

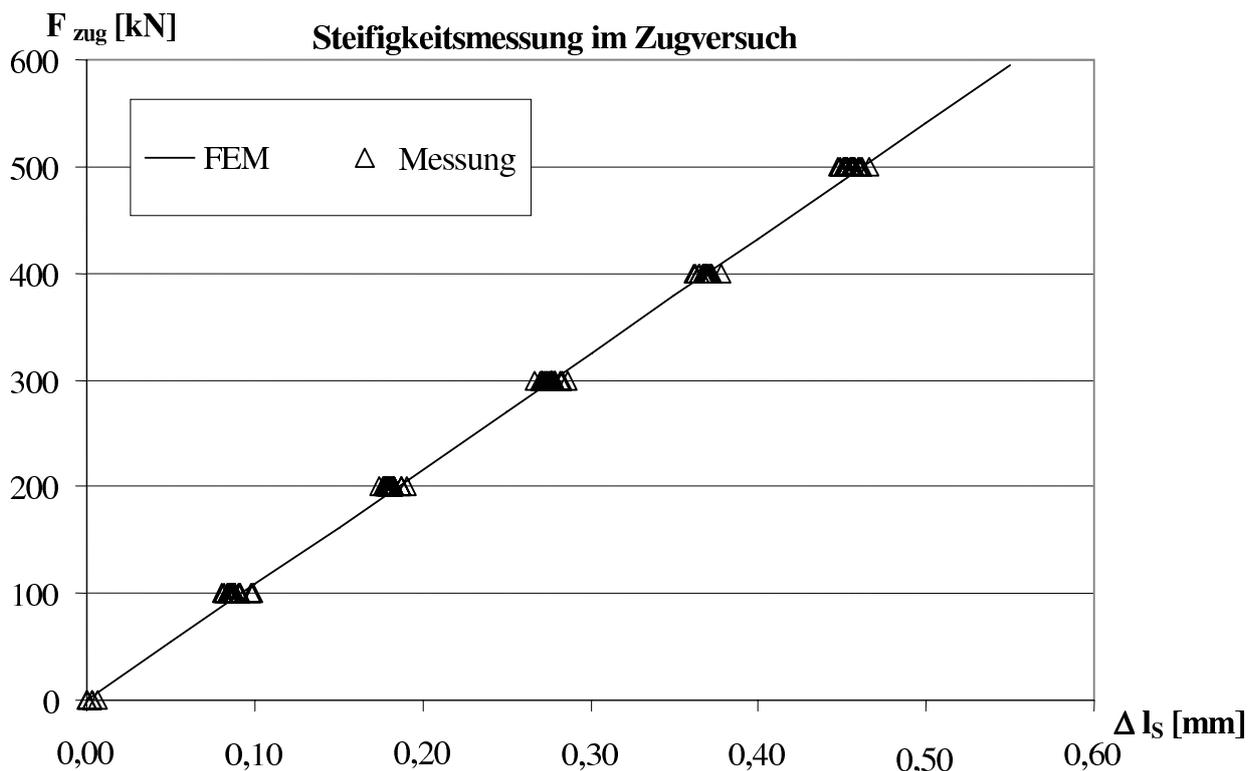


Abbildung 4-1: Steifigkeit M36 x 205

Der Ablauf und die verwendeten Materialien der Kampagne sind nachfolgend erläutert:

#### Schrauben:

- Montageflansch 1: 140 HV-Garnituren M36 x 205 10.9 nach DIN 6914 [2-9], 6915 [2-10] und DIN 6916 [2-11].
- Montageflansch 2: 130 HV-Garnituren M36 x 205 10.9.
- Lieferzustand der Garnituren:  
Schrauben in Kartons zu je 5 Stück, Muttern und Scheiben separat in Kartons.

#### Flanschbeschichtung: Beschichtungssystem entsprechend Werksnorm

- 50  $\mu\text{m}$  Grundbeschichtung (Zink)
- 150  $\mu\text{m}$  Deckbeschichtung
- Kontaktflächen: 75  $\mu\text{m}$  Grundbeschichtung

**Montagegerät:**

- Elektrisch betriebener Drehschrauber (Hersteller M1) mit Messvorrichtung zur Erfassung des maximalen Drehmomentes und des erreichten Drehwinkels.
- Montagedrehmoment eingestellt auf 2800 Nm nach [2-3] für 100% Vorspannung von Schrauben M36 10.9 HV.
- Stromversorgung durch separates Stromaggregat (kein Netzanschluss) während der Montage, Netzanschluss während der Wartungsarbeiten.

**Montageablauf:** (Abb. 4-2)

Schritt 1: Vorgang an der einzelnen Schraube, Anziehen aller Schrauben im Uhrzeigersinn

- Anziehen der provisorisch montierten Schrauben mit 50% des Nenndrehmomentes (1400 Nm).
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 20 Sekunden nach Erreichen des maximalen Drehmomentes.

Schritt 2: Vorgang an der einzelnen Schraube, Anziehen aller Schrauben im Uhrzeigersinn

- Messung der verbliebenen Vorspannkraft.
- Anziehen der bereits mit 50% des Nenndrehmomentes montierten Schrauben mit dem vollen Montagedrehmoment (100% = 2800 Nm).
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 20 Sekunden nach Erreichen des maximalen Drehmomentes.

**Weitere Messungen:**

- Stichprobenartiges Messen der Beschichtungsdicken der Flansche, um Setzungsvorgänge beurteilen zu können.
- Einschätzung der vorhandenen Flanschimperfektionen nach Augenschein.

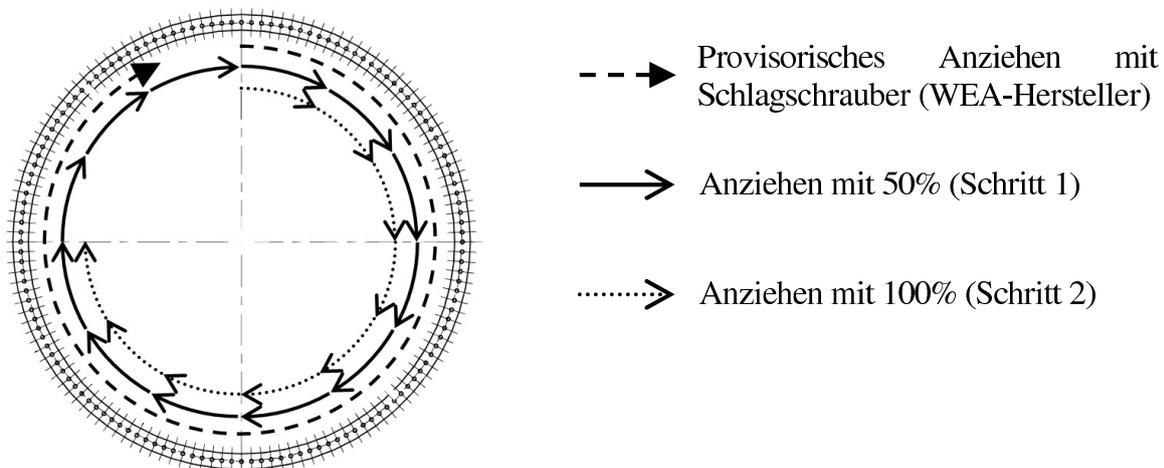


Abbildung 4-2: Vorgehen bei der Schraubenmontage am Ringflansch



Zur Wartung der Verbindungen wurden die Schrauben nach einem Zeitraum von 103 Tagen nachgezogen. Entsprechend den Vorgaben des WEA-Herstellers wurde dabei jede Schraube mit einem Drehmoment von 110% des Nenndrehmomentes ( $1,1 \times 2800 = 3080 \text{ Nm}$ ) nachgezogen. Während der Wartungsarbeiten wurden jeweils das aufgebrauchte Drehmoment sowie der erreichte Weiterdrehwinkel der Muttern aufgezeichnet, wobei das gleiche Verschraubungsgerät wie bei Montage verwendet wurde.

### 4.3.1 Messresultate

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Messkampagne 1 dargestellt. Fehlende Messwerte sind damit begründet, dass einige Schrauben für Vorspannkraftmessungen unzugänglich waren. Während der Wartungsarbeiten waren zusätzliche Kabelstränge an der Turmwand montiert, die weitere Schrauben verdeckten.

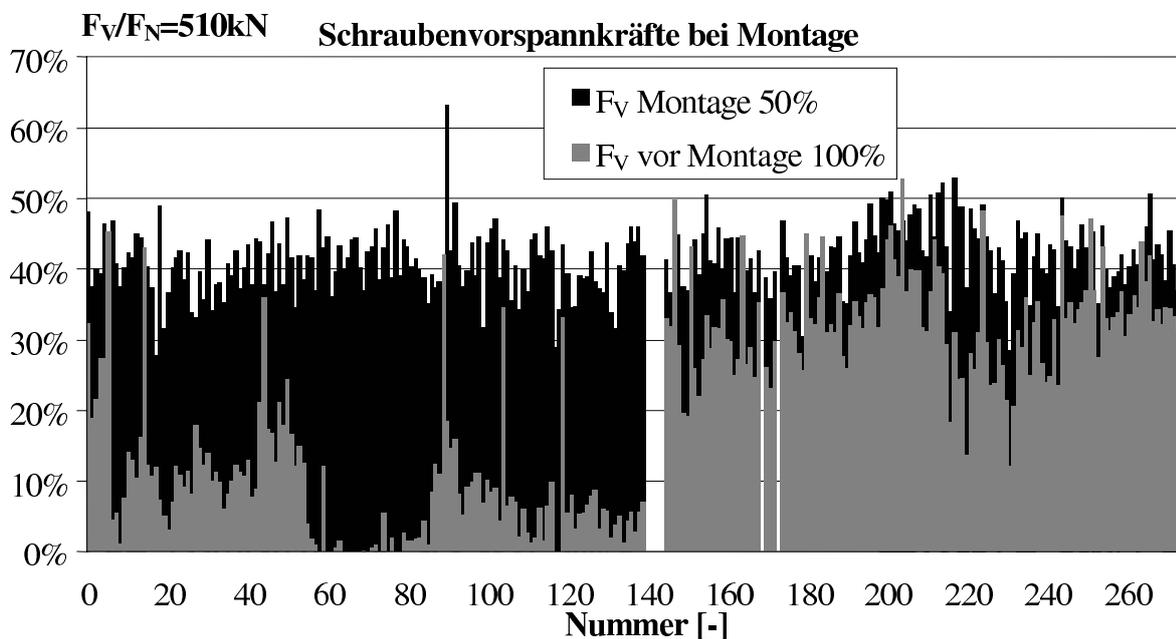


Abbildung 4-3: Vorspannkraft nach dem ersten Montagedurchgang

In Abb. 4-3 sind die Schraubenvorspannkraften dargestellt, die nach dem Anziehen mit 50% und unmittelbar vor dem Anziehen mit 100% des Montagedrehmomentes vorhanden waren. Die Schraubenvorspannkraften im ersten Flansch (Nr. 1-140) fielen während des ersten Montagevorganges sehr stark ab. Von einer ursprünglich erzielten Vorspannkraft von etwa 200 kN im Mittel (schwarz) sinkt der Wert durch das Anziehen der benachbarten Schrauben teilweise auf Null (Nr. 60 -80, grau). Dies ist mit vorhandenen Flanschimperfectionen zu erklären. Klaffungen der Flansche in diesem Bereich waren durch das Anziehen der Schrauben mit 50% des Nenndrehmomentes nicht beizuziehen. Das Anziehen der nächsten Schraube führte zu einer Verringerung der Klaffung und so zu einem starken Abfall der Vorspannkraft der vorangegangenen Schraube. Der teilweise Rückgang der Vorspannkraft auf Null konnte dabei durch Prüfung von Hand bestätigt werden. Die Schraubenvorspannkraften der Schrauben 146-270 (Flansch 2) lagen nach dem ersten Anziehvorgang auf gleichem Niveau wie die des ersten Flansches. Der Rückgang der Schraubenkräfte auf die grau dargestellten Werte fällt wesentlich geringer aus. Dies ist plausibel, da im zweiten Flansch nur sehr geringe Flanschimperfectionen vorhanden waren, die während des ersten Montagedurchganges weitgehend beizugezogen werden konnten.

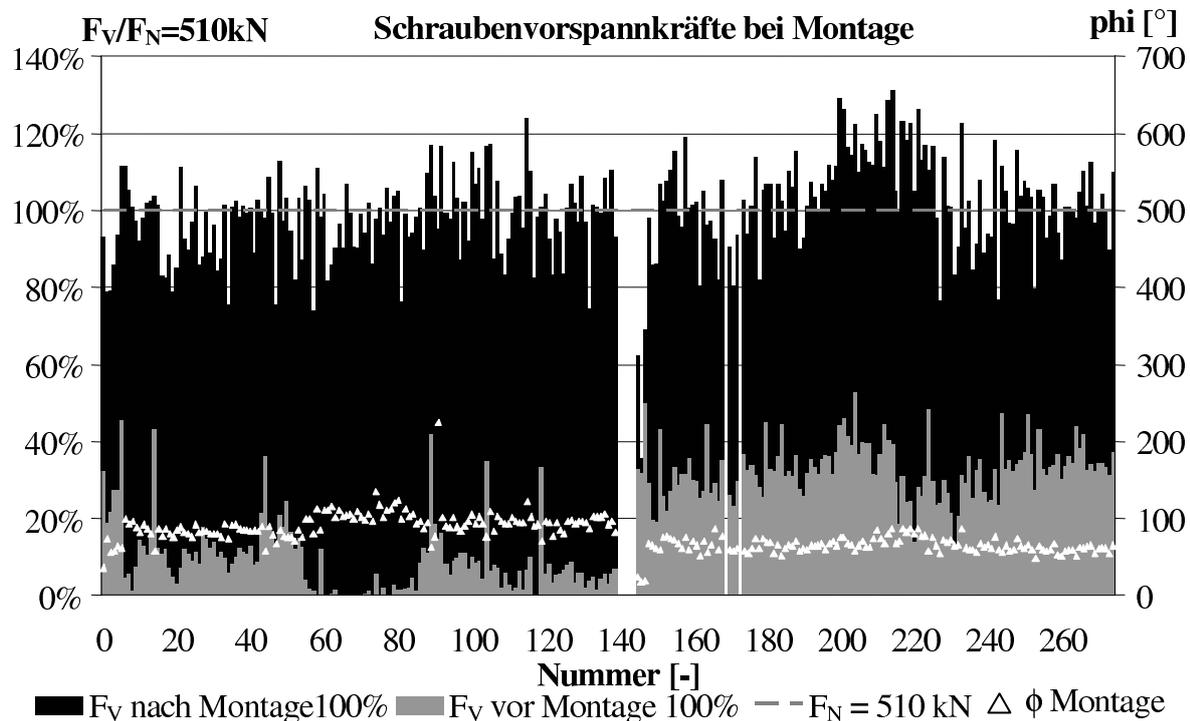


Abbildung 4-4: Vorspannkraften nach dem zweiten Montagedurchgang

In Abb. 4-4 sind die Schraubenvorspannkraften dargestellt, die sich direkt vor und unmittelbar nach dem Anziehen der Schrauben mit dem vollen Montagedrehmoment einstellten. Es ergaben sich Vorspannkraften nach Abschluss der Montagearbeiten von 510 kN im Mittel. Die beim letzten Montagedurchgang erzielten Drehwinkel des Verschraubungsgerätes sind als weiße Dreiecke dargestellt. In Flansch 1 (Nr. 1-140) und besonders im Bereich großer Imperfektionen (Nr. 60-80) sind erhöhte Drehwinkel zu erkennen, die mit der größeren Schraubenvorspannkraftzunahme der Schrauben in diesem Bereich korrespondieren. Die Nennvorspannkraft der Schrauben von 510 kN ist im Diagramm als gestrichelte Linie dargestellt. Nach Beendigung der Montagearbeiten waren alle Flanschklaffungen zugezogen.

Abb. 4-5 zeigt die Veränderung der Schraubenvorspannkraften, die zwischen Montage und Wartung stattgefunden hat. Die Kräfte sinken um den Betrag  $\Delta F$  (weiß) vom ursprünglichen Wert (schwarz) auf den Wert, der zu Beginn der Wartungsarbeiten vorhanden war (grau).

In Abb. 4-6 ist die Veränderung der Schraubenvorspannkraften durch das Nachziehen während der Wartungsarbeiten dargestellt. Die vor dem Nachziehen der Schrauben vorhandenen Kräfte (grau) steigen um den weiß dargestellten Betrag auf die nach dem Anziehvorgang vorhandenen Vorspannkraften (schwarz) an.

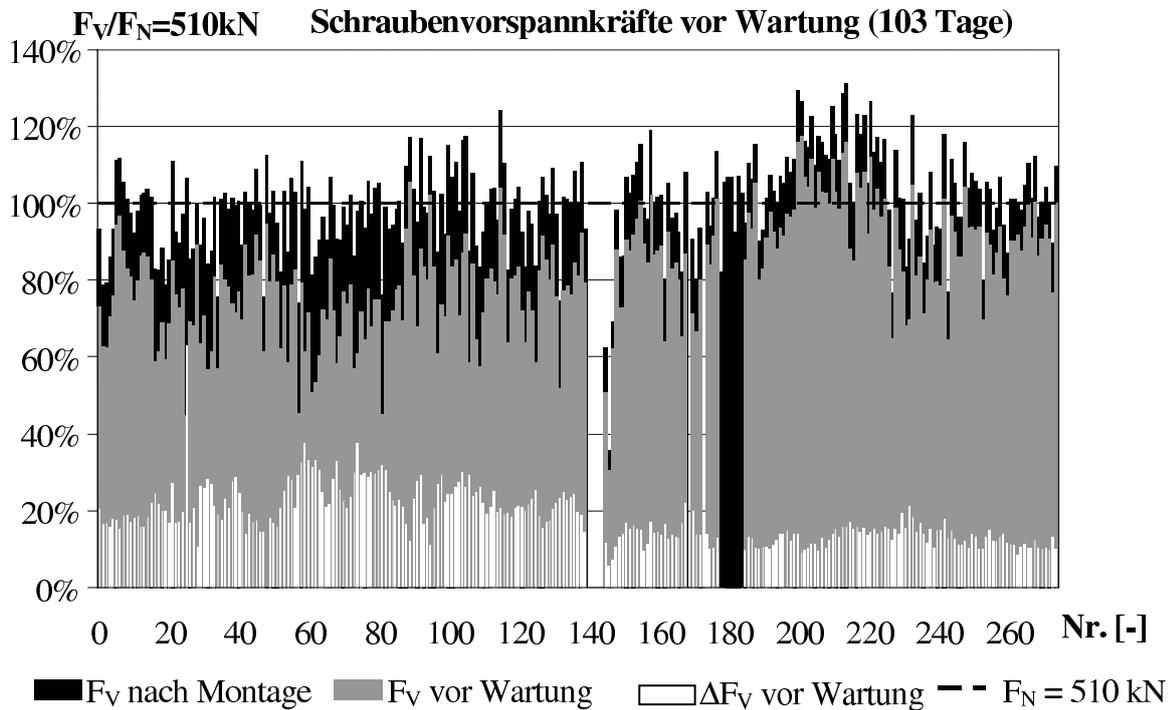


Abbildung 4-5: Vorspannkraftabfall zwischen Montage und Wartung

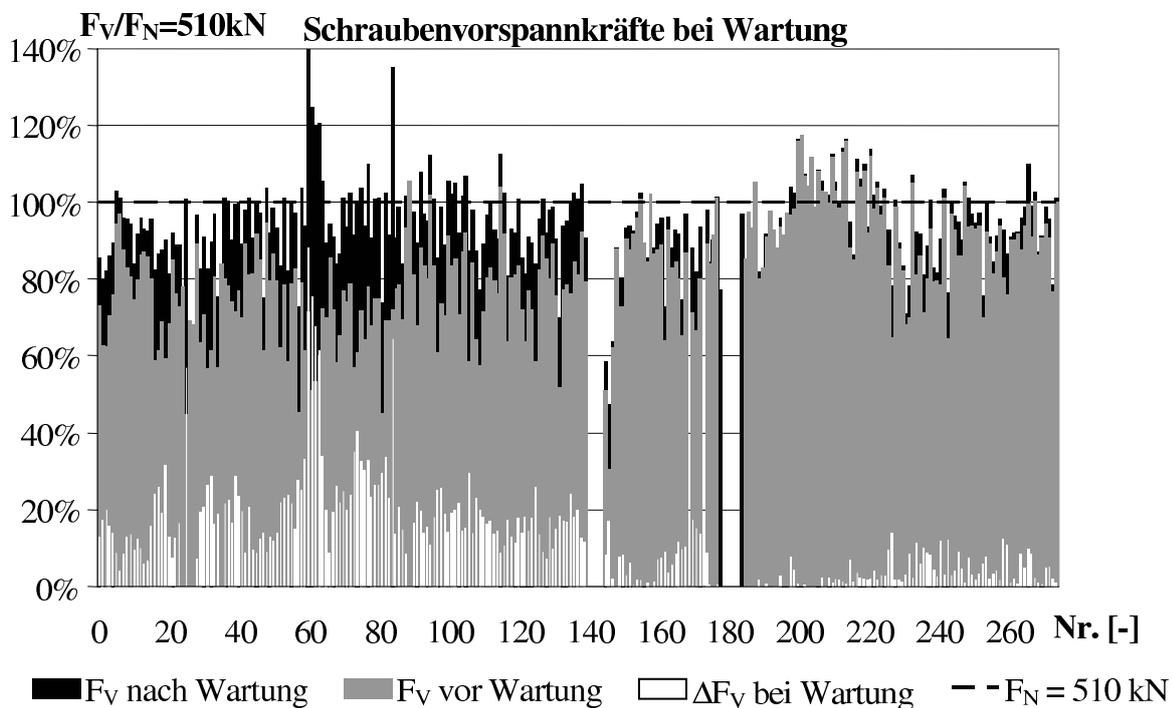


Abbildung 4-6: Vorspannkraftzunahme durch Wartung

Es ist deutlich zu erkennen, dass beim Flansch 2 (Nr. 145 - 275) die Zunahme der Schraubenvorspannkraft wesentlich geringer ausfällt als bei Flansch 1. Insgesamt ergibt sich eine Vorspannkraft von 482 kN als Mittelwert nach den Wartungsarbeiten.

In den nachfolgenden Tabellen werden die gemessenen Schraubenvorspannkraft statistisch ausgewertet. Nach einem  $\chi^2$ -Test kann von einer Normalverteilung der Schraubenvorspannkraft aus-

gegangen werden. Auch aus der summierten Wahrscheinlichkeit der Messwerte (Abb. 4-7) ist ersichtlich, dass die Messwerte eher durch eine Normal- als durch eine Log-Normalverteilung angenähert werden können.

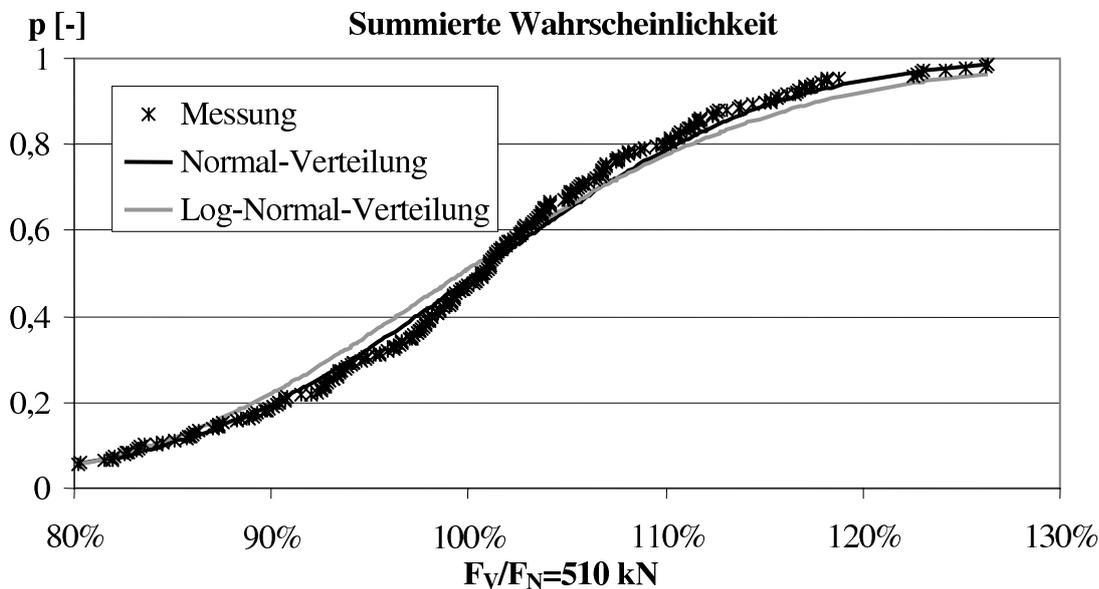


Abbildung 4-7: Summierte Wahrscheinlichkeit der Messwerte

	Montage $F_V$ [kN]			Wartung $F_V$ [kN]		
	Gesamt	Flansch 1	Flansch 2	Gesamt	Flansch 1	Flansch 2
Mittelwert $\mu$	510	497	523	482	485	478
Standardabweichung $\sigma$	62	51	71	58	61	58
$\sigma/\mu$	12%	10%	13%	12%	12%	12%
$F_V$ maximal	669	633	669	805	805	594
$F_V$ minimal	182	377	182	241	356	241

Tabelle 4-1: Statistische Auswertung der Vorspannkraft

Schrauben mit	Montage		Wartung	
	Zahl	Prozent	Zahl	Prozent
$F_V \geq F_N = 510$ kN nach [2-3]	141	53%	78	30%
$F_V < F_N = 510$ kN	127	47%	181	70%
Summe:	268	100%	259	100%
$F_V \geq 0,7 * F_N = 357$ kN [2-1]	265	99%	255	98%
$F_V \geq 0,9 * F_N = 459$ kN [2-1]	218	81%	183	71%

Tabelle 4-2: Anzahl der Schrauben mit ausreichenden Vorspannkraften

In Tabelle 4-2 ist der Anteil der Schrauben dargestellt, deren Vorspannkraft den Mindestwert von 510 kN nach [2-3] bei der Montage, bzw. Wartung erreichen. Für den Nachweis der Ermüdungssicherheit der Schrauben darf nach DIBt-Richtlinie [2-1] nicht die volle Vorspannkraft sondern nur 70% angesetzt werden. Wenn ein Nachspannen der Verbindung innerhalb des ersten Halbjahres nach Montage erfolgt, dürfen 90% des Nennwertes der Vorspannkraft rechnerisch berücksichtigt werden. Dieser Wert wird im vorliegenden Fall nur von 81% der Schrauben erreicht.



Das während des Anziehvorganges auf die Mutter aufgebrachte Montagedrehmoment ist ein wesentlicher Einflussfaktor für die erzielte Vorspannkraft. In Abb. 4-8 sind die Messergebnisse dargestellt:

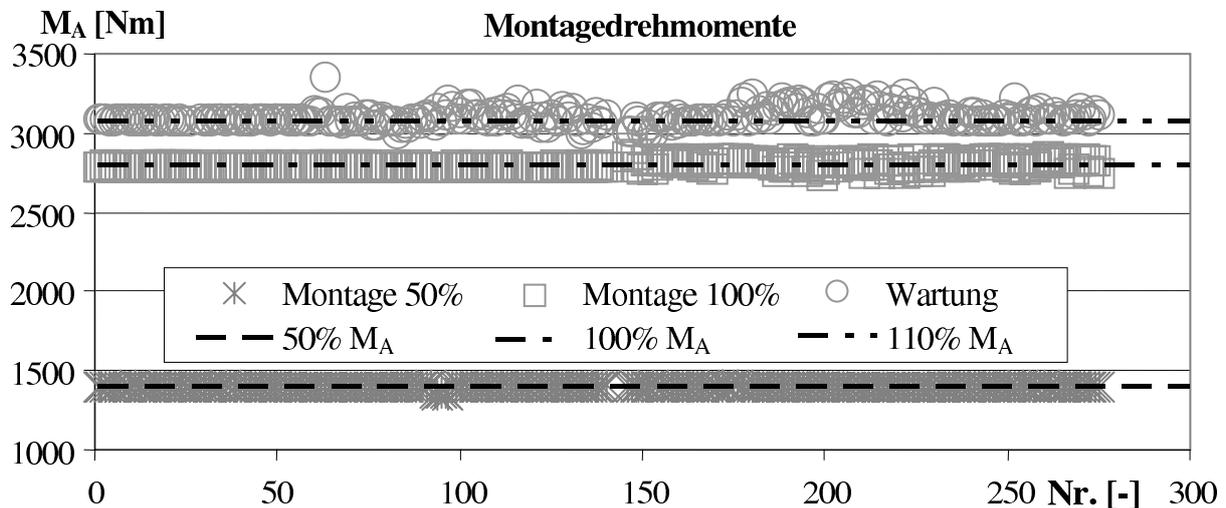


Abbildung 4-8: Drehmomente während Montage und Wartung

Die am Abtrieb des Montagegerätes gemessenen Drehmomente entsprechen den Vorgaben und schwanken nur geringfügig um den eingestellten Sollwert. Wie Tab. 4-3 zu entnehmen ist, wurde der Schrauber in zwei Betriebsarten verwendet. Beim geregelten Betrieb wird die Messvorrichtung zur Drehmomentenerfassung verwendet, um den Schrauber beim Erreichen des eingestellten Drehmomentes abzuschalten. Beim üblichen unregelmäßigen Betrieb erfolgt ein Abschalten des Schraubers über die Kenngröße der Leistungsaufnahme. Wie in Abb. 4-8 und Tab. 4-3 zu erkennen ist, liegt die Schwankungsbreite in dieser Betriebsart unwesentlich höher als beim geregelten Betrieb. Die Streuung des maximalen Drehmomentes bleibt jedoch gering und liegt weit unter der Streubreite der Schraubenvorspannkraft.

Arbeitsgang	Montage 50%	Montage 100%		Wartung 110%	
Betriebsart Schrauber	geregelt	geregelt	ungeregelt	geregelt	ungeregelt
Sollwert Drehmoment	1400	2800	2800	3080	3080
Mittelwert $\mu$	1398	2792	2810	3085	3113
Standardabweichung $\sigma$	7	2	28	2	54
$\sigma/\mu$	1%	0%	1%	0%	2%

Tabelle 4-3: Statistische Auswertung der Montagedrehmomente

Neben den Verschraubungsgrößen Drehmoment, Drehwinkel und erzielter Vorspannkraft wurden auch die Beschichtungsdicken der verschraubten Flansche stichprobenartig gemessen (Abb. 4-9 und Tab. 4-4). Die mittlere Beschichtungsdicke für Flansch 2 beträgt etwa nur 60% des Wertes für Flansch 1. Dies korrespondiert mit der geringeren Vorspannkraftabnahme der Schrauben in Flansch 2 nach der Montage (vgl. Abb. 4-4).

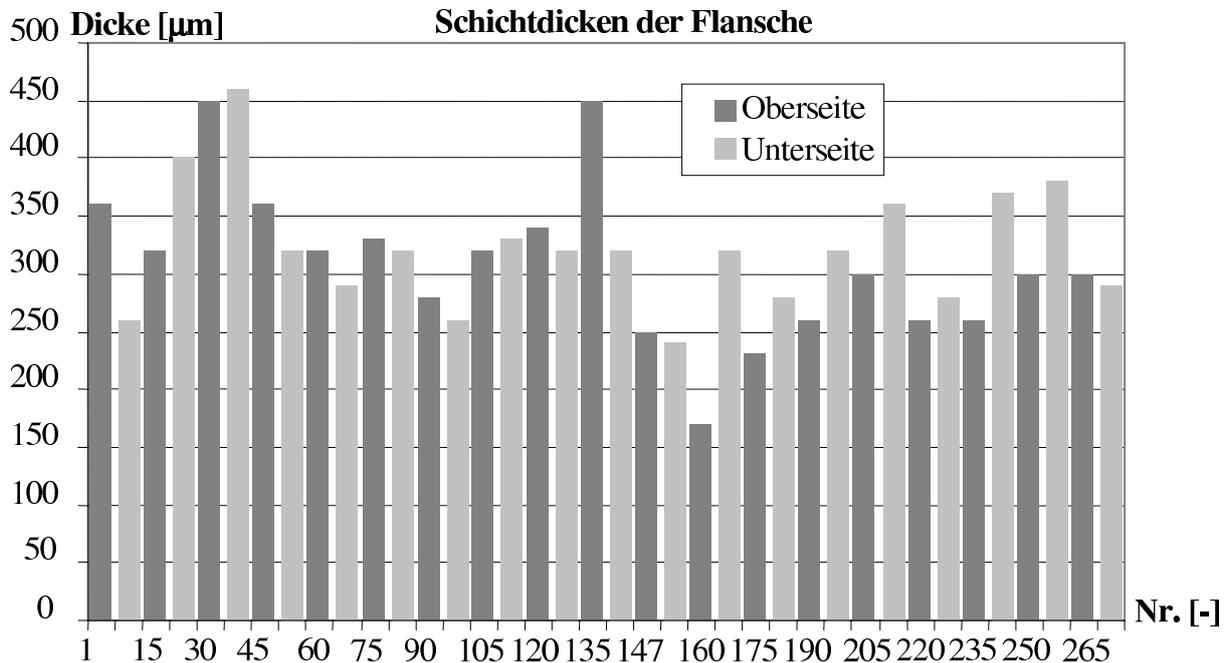


Abbildung 4-9: Stichprobenartige Messung der Beschichtungsdicken der Flansche

	Flansch 1 (1-140)	Flansch 2 (146-275)	Gesamt (1-275)
Mittelwert $\mu$	113	65	91
Standardabweichung $\sigma$	32	14	35
$\sigma/\mu$	21%	28%	38%

Tabelle 4-4: Statistische Auswertung der Beschichtungsdicken

### 4.3.2 Bewertung der Resultate

Die während der Messkampagne 1 aufgezeichneten Vorspannkraften müssen als zu niedrig angesehen werden. Der in [2-3] für die verwendeten HV Garnituren M36 10.9 angegebene Nennwert der Vorspannkraft wird nur als Mittelwert der Messungen erreicht, obwohl der Wert als unterer Fraktilwert der Vorspannkraft aufzufassen ist, der bei allen Verschraubungen erzielt werden sollte. Durch die Wartungsarbeiten konnten die gefallenen Schraubenvorspannkraften wieder gesteigert werden, es wurde allerdings nicht das Niveau der Erstmontage erreicht.

Das bei der Montage verwendete zweistufige Anziehverfahren soll bewirken, dass die erzielte Vorspannkraft einer Schraube durch das Anziehen der benachbarten Schraube nicht so stark absinkt. Dieser Effekt war bei den durchgeführten Messungen nicht vorhanden, da aufgrund der teilweise nicht unerheblichen Flanschklaffungen 50% des Nenndrehmomentes nicht ausreichen, den Spalt zu schließen. Daher betrug die Vorspannkraft einiger Schrauben vor dem zweiten Montagedurchgang Null. Ein erster Durchgang mit einem höheren, evtl. mit dem vollen Drehmoment erscheint daher sinnvoll.

Den größten Einfluss auf die Vorspannkraft während der Montage hat das aufgebrachte Drehmoment. Die Messungen, die während der Montage erbrachten Werte, wichen kaum



vom Nenndrehmoment ab. Die vorhandenen Schwankungen sind trotz der Verwendung eines separaten Stromaggregats während der Montage gering und stehen in keinem Verhältnis der Streuungen der Schraubenvorspannkkräfte. Fehlerhafte Drehmomente können daher als Ursache für zu geringe Vorspannkkräfte ausgeschlossen werden.

Vorhandene Imperfektionen der Flansche können zu Schiefstellungen zwischen Schraube, Mutter und den Auflageflächen führen und die Reibeigenschaften der Schrauben beeinträchtigen. Sie stellen eine mögliche Erklärung für geringe Vorspannkkräfte dar.

Der Schmierungsstatus der verwendeten Schrauben hat neben dem Anziehmoment den größten Einfluss auf die erzielbare Schraubenvorspannkraft. Die verwendeten HV-Garnituren sind werksseitig geschmiert und besitzen definierte Reibeigenschaften die vom Anwender nicht mehr verändert werden sollten. Ein vom Auslieferungszustand abweichender Schmierungsstatus hätte einen erheblichen Einfluss auf die erzielbaren Vorspannkkräfte. Die Überprüfung der in Kampagne 1 verwendeten Garnituren wird in Kapitel 4.5 beschrieben.

#### 4.4 Messkampagne 2

Für die zweite Messreihe wurde je ein Ringflansch in 2 WEA des Herstellers W2 mit Messschrauben (Hersteller S1) ausgestattet. Aus einer Stichprobe der verwendeten Schraubencharge wurde in einem Zugversuch im Labor die Steifigkeit der Schrauben für die Feldmessung ermittelt (Abb. 4-10). Die Standardabweichung der Steifigkeiten der vermessenen 7 Schrauben beträgt ca. 1% des Mittelwertes, der sehr gut mit der FE-Berechnung übereinstimmt.

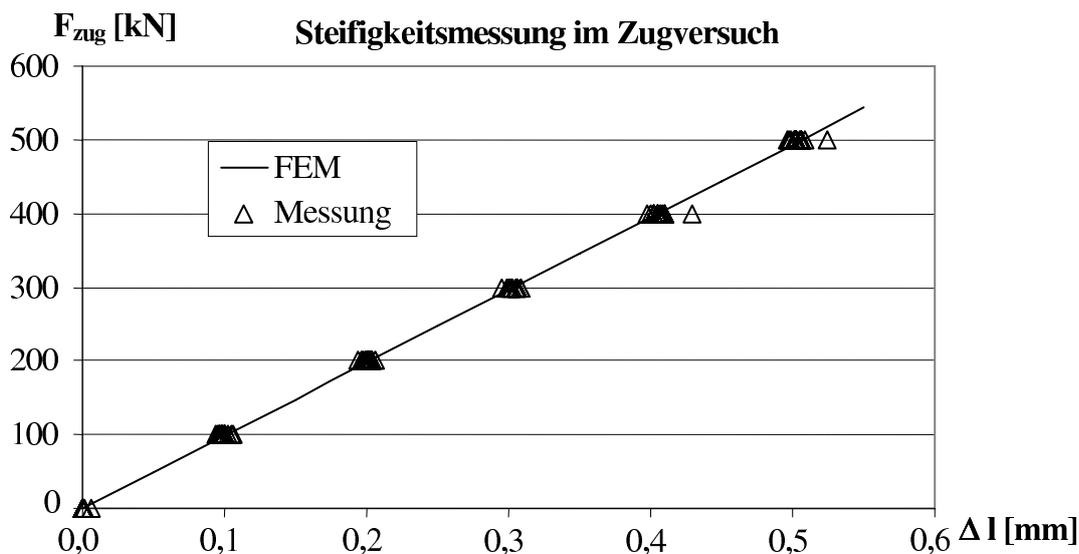


Abbildung 4-10: Steifigkeit M36 x 230

Der Ablauf und die verwendeten Materialien der Kampagne sind nachfolgend erläutert:

##### Schrauben:

- Turm 1 und 2: je 152 HV-Garnituren M36 x 205 10.9 nach DIN 6914 [2-9], 6915 [2-10] und DIN 6916 [2-11].
- Lieferzustand der Garnituren:  
Schrauben in Kartons zu je 5 Stück, Muttern und Scheiben separat in Kartons

##### Flanschbeschichtung:

- Grundbeschichtung: Epoxidharz 130  $\mu\text{m}$
- Deckbeschichtung: Polyurethan 50  $\mu\text{m}$
- Kontaktflächen: Zinksilikat 80  $\mu\text{m}$

##### Montagegerät:

- Hydraulischschrauber (Hersteller M2) mit Messvorrichtung zur Erfassung des maximalen Drehmomentes und des erreichten Drehwinkels.
- Montagedrehmoment eingestellt auf 2800 Nm nach [2-3] für 100% Vorspannung von Schrauben M36 10.9 HV.
- Stromversorgung durch vorhandenen Netzanschluss während der Montage und Wartung.



### Montageablauf: (Abb. 4-2)

Schritt 1: Vorgang an der einzelnen Schraube, Anziehen aller Schrauben im Uhrzeigersinn

- Anziehen der provisorisch montierten Schrauben mit 100% des Nenndrehmomentes (2800 Nm).
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 20 Sekunden nach Erreichen des maximalen Drehmomentes.

Schritt 2: stichprobenartiges Nachziehen

- Nachziehen der ersten 10 Schrauben mit dem vollen Montagedrehmoment.
- Bei vorhandenem Weiterdrehwinkel: Messung der Vorspannkraft und Nachziehen weiterer Schrauben.

### Weitere Messungen:

- Stichprobenartiges Messen der Beschichtungsdicken der Flansch, um Setzungsvorgänge beurteilen zu können.
- Einschätzung der vorhandenen Flanschimperfektionen nach Augenschein.

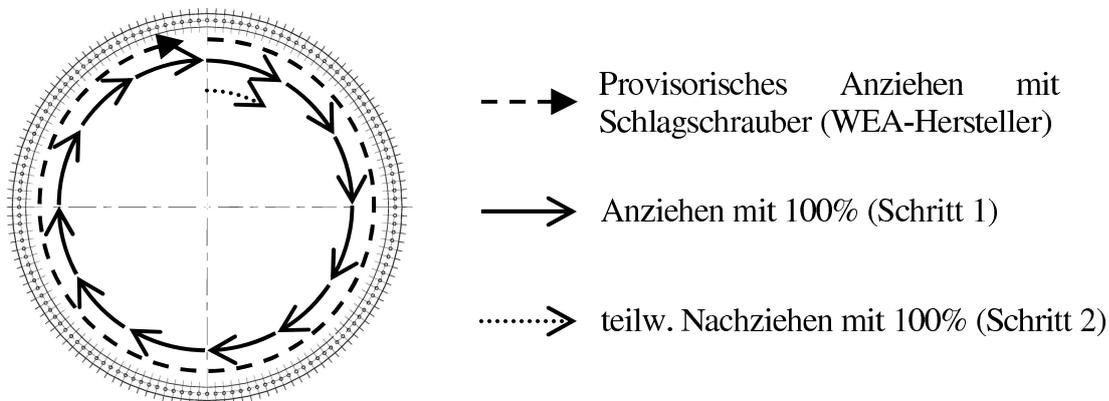


Abbildung 4-11: Vorgehen bei der Schraubenmontage am Ringflansch

Zur Wartung der Verbindungen wurden die Schrauben nach einem Zeitraum von 42 Tagen nachgezogen. Entsprechend den Vorgaben des WEA-Herstellers wurde dabei jede Schraube mit einem Drehmoment von 100% des Nenndrehmomentes (2800 = 2800 Nm) nachgezogen. Während der Wartungsarbeiten wurden jeweils das aufgebrauchte Drehmoment sowie der erreichte Weiterdrehwinkel der Muttern aufgezeichnet, wobei das gleiche Verschraubungsgerät wie bei der Montage verwendet wurde.

#### 4.4.1 Messresultate

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Messkampagne 2 dargestellt.

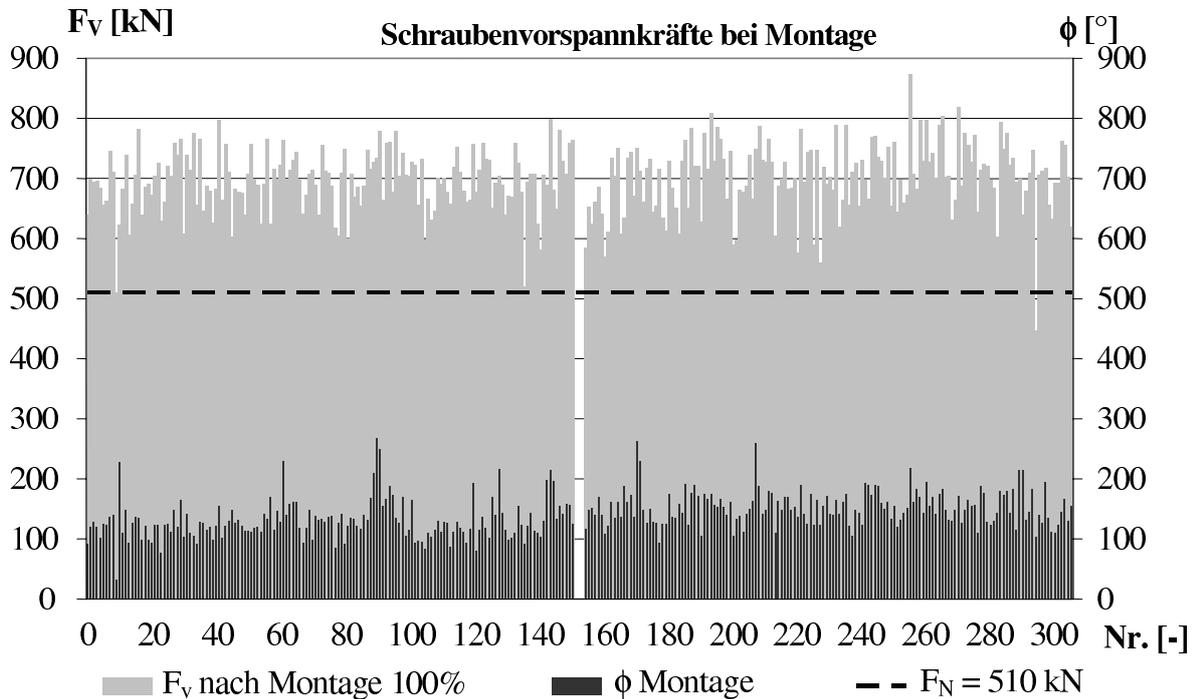


Abbildung 4-12: Vorspannkraften nach dem ersten Montagedurchgang

In Abb. 4-12 sind die Schraubenvorspannkraften dargestellt, die nach dem Anziehen mit 100% des Montagedrehmomentes vorhanden waren. Die erzielten Vorspannkraften liegen fast ausnahmslos über der Mindestvorspannkraft  $F_N$ . Die aufgezeichneten Drehwinkel sind weniger aussagekräftig als bei Kampagne 1, da durch die provisorische Montage der Schrauben mit dem Schlagschrauber die zu Beginn der Messung vorhandene Vorspannkraft stark streut.

Die nach der Montage und nach den Wartungsarbeiten aufgezeichneten Schraubenkräfte sind in Abb. 4-13 dargestellt. Das Nachziehen der Schrauben mit dem Montagedrehmoment war nur in Ausnahmefällen möglich. Lediglich bei 3 Schrauben stellte sich ein Weiterdrehwinkel ein, so dass durch die Wartungsarbeiten praktisch keine Veränderung der Vorspannkraft erzielt wurde. Der setzungsbedingte Rückgang der Schraubenvorspannkraften beträgt im Mittel 75 kN. Aufgrund der bei der Montage erzielten hohen Vorspannkraften liegen die Schraubenkräfte auch nach der Wartung noch auf hohem Niveau.

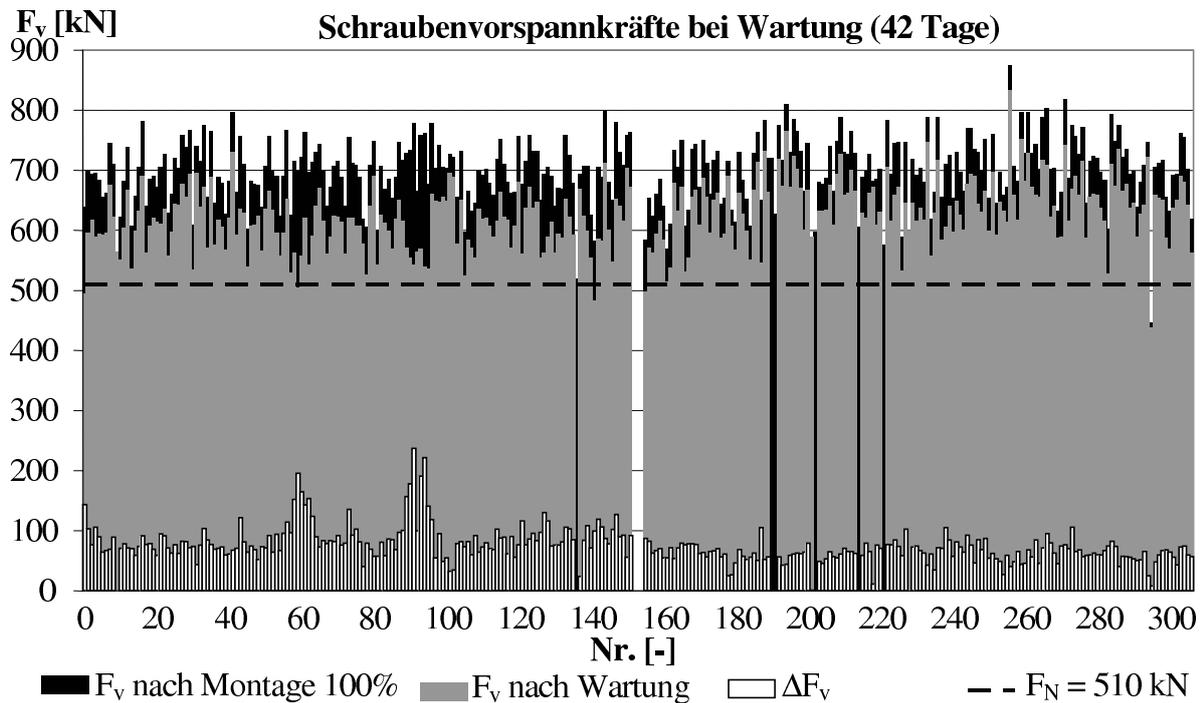


Abbildung 4-13: Vorspannkraftabfall zwischen Montage und Wartung

In den nachfolgenden Tabellen werden die gemessenen Schraubenvorspannkraften statistisch ausgewertet. Nach einem  $\chi^2$ -Test kann von einer Normalverteilung der Schraubenkräften ausgegangen werden. Auch aus der summierten Wahrscheinlichkeit der Messwerte (Abb. 4-14) ist ersichtlich, dass die Messwerte eher durch eine Normal- als durch eine Log-Normalverteilung angenähert werden können.

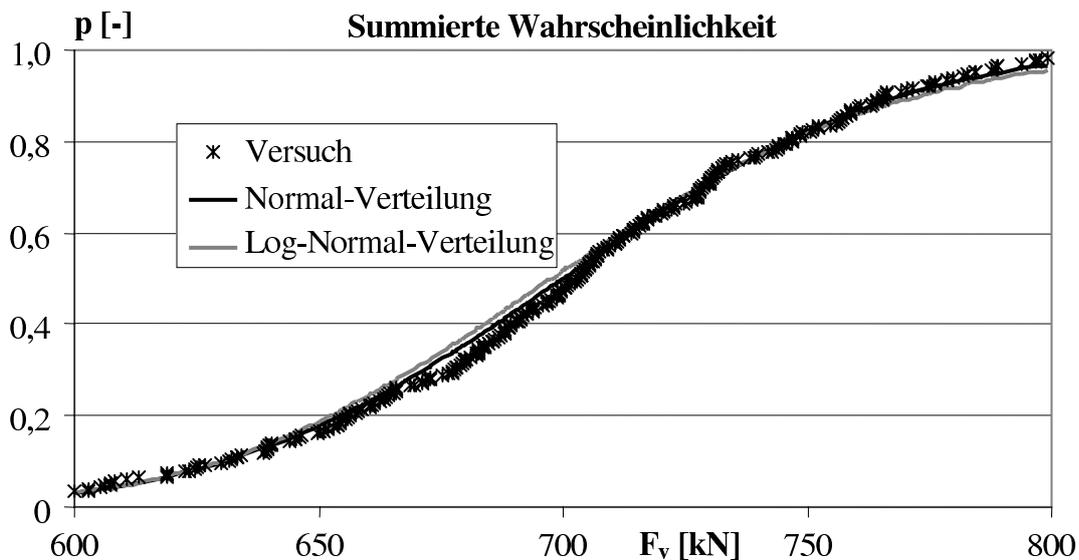


Abbildung 4-14: Summierte Wahrscheinlichkeit der Messwerte

	Montage $F_V$ [kN]			Wartung $F_V$ [kN]		
	Gesamt	Turm1	Turm 2	Gesamt	Turm 1	Turm 2
Mittelwert $\mu$	698	695	702	625	608	642
Standardabweichung $\sigma$	56	50	61	55	50	57
$\sigma/\mu$	8%	7%	9%	9%	8%	9%
$F_V$ maximal	874	799	874	834	730	834
$F_V$ minimal	447	510	447	438	483	438

Tabelle 4-5: Statistische Auswertung der Vorspannkraftfe

Schrauben mit	Montage		Wartung	
	Zahl	Prozent	Zahl	Prozent
$F_V \geq F_N = 510$ kN nach [2-3]	303	100%	293	89%
$F_V < F_N = 510$ kN	1	0%	5	2%
Summe:	304	100%	298	100%
$F_V \geq 0,7 * F_N = 357$ kN nach [2-1]	304	100%	298	100%
$F_V \geq 0,9 * F_N = 459$ kN nach [2-1]	303	100%	297	100%

Tabelle 4-6: Anzahl der Schrauben mit Vorspannkraften gemäß DIN 18800-7 bzw. DIBt-Richtlinie

In den voranstehenden Tabellen ist die statistische Auswertung der Messkampagne 2 dargestellt. Insgesamt werden sehr hohe Vorspannkraften mit geringen Streuungen erreicht. Alle vermessenen Schrauben besitzen Vorspannkraften, die über den rechnerischen Annahmen nach [2-1] liegen.

Die Auswertung des während des Anziehvorganges auf die Mutter aufgebrauchten Montage-drehmomentes ist in Tab. 4-7 dargestellt. Die gemessenen Werte entsprechen im Mittel den Vorgabewerten bei sehr geringen Streuungen.

Arbeitsgang	Montage 100%	Wartung 10%
Sollwert Drehmoment	2800	2800
Mittelwert $\mu$	2812	2742
Standardabweichung $\sigma$	26	31
$\sigma/\mu$	1%	1%

Tabelle 4-7: Statistische Auswertung der Montagedrehmomente

Die Beschichtungsdicken der Messflansche sind in Abb. 4-15 dargestellt.

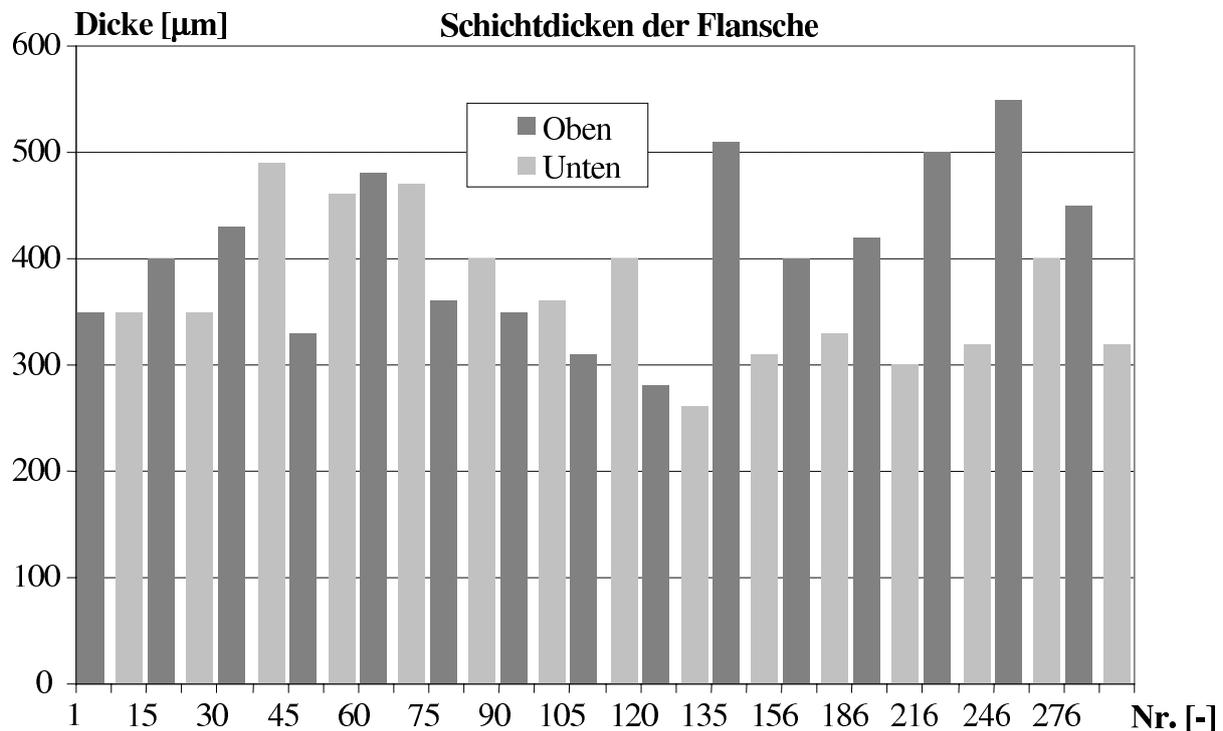


Abbildung 4-15: Stichprobenartige Messung der Beschichtungsdicken der Flansche

	Turm 1 (1-152)	Turm 2 (157-310)	Gesamt (1-310)
Mittelwert $\mu$	383	399	388
Standardabweichung $\sigma$	72	84	75
$\sigma/\mu$	19%	21%	19%

Tabelle 4-8: Statistische Auswertung der Beschichtungsdicken

#### 4.4.2 Bewertung der Resultate

Die während der Messkampagne 2 erhobenen Schraubenvorspannkraften liegen auf sehr hohem Niveau. Sie entsprechen den Mindestvorgaben der DIN 18800-7 und liegen über den Rechenwerten der DIBt-Richtlinie für den Ermüdungsnachweis. Die während der Montage und Wartungsarbeiten aufgezeichneten Drehmomente des Verschraubungsgerätes entsprechen ebenfalls den Anforderungen. Es stellt sich daher die Frage nach der Ursache der niedrigen Vorspannkraften, die während der Kampagne 1 aufgezeichnet wurden (510 kN im Mittel), und der im Vergleich dazu sehr hohen Vorspannkraften, die in Kampagne 2 erhoben wurden (698 kN im Mittel). Falsche bzw. zu niedrige Montagedrehmomente können aufgrund der durchgeführten Messungen ausgeschlossen werden. Eine Überprüfung der Reibbeiwerte der in den Messkampagnen 1 und 2 verwendeten Schrauben als mögliche Ursache von schwankenden Vorspannkraften folgt in Abschnitt 4.5.

### 4.5 Messung der Reibbeiwerte (Kampagne 1 und 2)

Stichproben der in Messreihen 1 und 2 verwendeten Schraubengarnituren wurden im Anziehprüfstand bzgl. der vorhandenen Reibeigenschaften überprüft. Die jeweils verwendeten Schrauben stammten von einem Hersteller (S1), wiesen bzgl. der Fertigung jedoch den Unterschied auf, dass die während der Messkampagne 2 eingesetzten Schrauben nach Anforderungen des WEA-Herstellers ein nach dem Verzinkungsprozess überrolltes Gewinde besaßen. In beiden Messkampagnen wurden Muttern derselben Herstellungsladung verwendet. Im Anziehprüfstand des Schraubenherstellers wurden Garnituren der Messschrauben mit dem Nenndrehmoment von 2800 Nm angezogen und die damit erreichte Schraubenvorspannkraft aufgezeichnet. Die Resultate sind in Abb. 4-16 dargestellt.

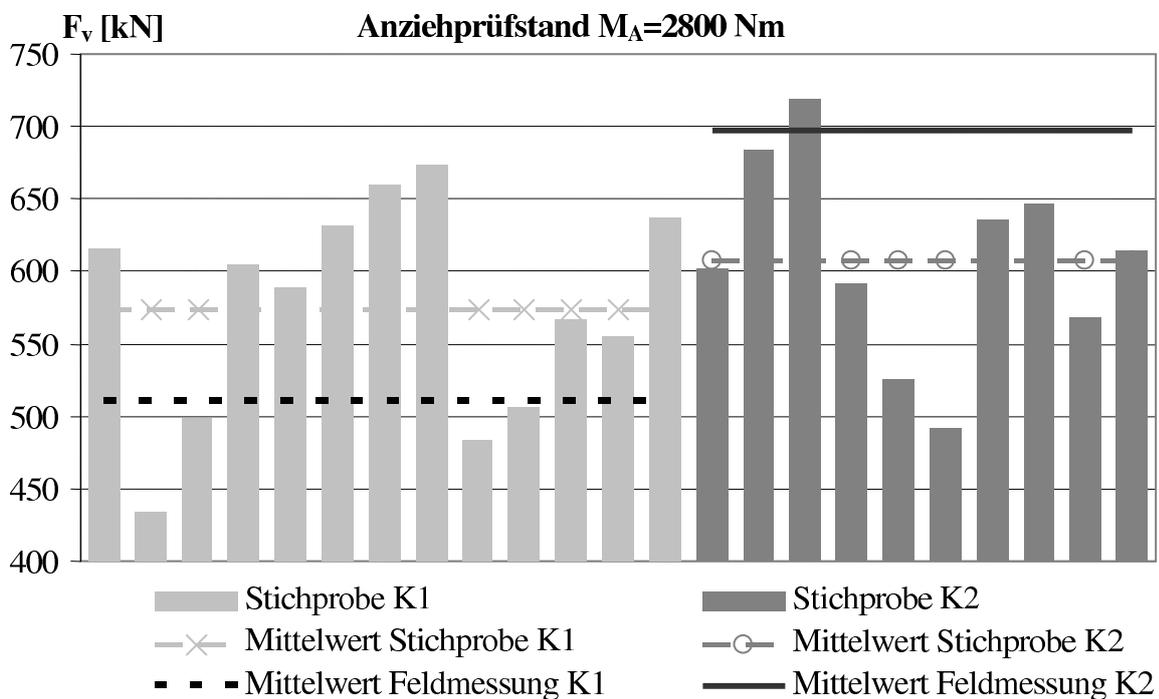


Abbildung 4-16: Messergebnisse Anziehprüfstand

	Schrauben K1	Schrauben K2	Gesamt
Mittelwert $\mu$	573	608	588
Standardabweichung $\sigma$	74	69	72
$\sigma/\mu$	13%	11%	12%

Tabelle 4-9: Statistische Auswertung der Messergebnisse der Versuche im Anziehprüfstand

Stichprobe	Nr. [-]	$M_A$ [Nm]	$F_v$ [kN]	$\mu_{ges}$	$\mu_K$	$\mu_G$
K1	1	2800	615	0,091	0,067	0,120
K1	142	2801	433	0,135	0,126	0,147
K1	143	2805	498	0,116	0,083	0,156
K1	144	2803	605	0,093	0,084	0,104
K1	145	2800	588	0,096	0,068	0,129
K1	276	2800	632	0,088	0,062	0,120
K1	277	2801	660	0,084	0,063	0,109
K1	278	2802	674	0,082	0,061	0,107



Stichprobe	Nr. [-]	$M_A$ [Nm]	$F_V$ [kN]	$\mu_{ges}$	$\mu_K$	$\mu_G$
K1	279	2804	484	0,119	0,097	0,147
K1	280	2801	506	0,113	0,087	0,147
K1	281	2804	566	0,100	0,082	0,122
K1	282	2801	555	0,102	0,070	0,142
K1	283	2803	636	0,087	0,062	0,119
K2	153	2801	603	0,093	0,082	0,107
K2	154	2800	684	0,080	0,066	0,098
K2	155	2801	720	0,075	0,063	0,091
K2	310	2802	525	0,109	0,103	0,117
K2	309	2802	591	0,095	0,075	0,121
K2	318	2801	492	0,117	0,129	0,103
K2	319	2801	635	0,087	0,075	0,103
K2	320	2801	646	0,086	0,079	0,094
K2	321	2802	568	0,100	0,086	0,117
K2	322	2801	614	0,091	0,069	0,118
K1	Mittelwert $\mu$	2802	<b>573</b>	0,100	0,078	0,128
	Standardabweichung $\sigma$	2	74	0,016	0,018	0,018
	$\mu/\sigma$	0,1%	12,9%	16,0%	23,7%	13,7%
K2	Mittelwert $\mu$	2801	<b>608</b>	0,093	0,083	0,107
	Standardabweichung $\sigma$	1	69	0,013	0,020	0,011
	$\mu/\sigma$	0,0%	11,4%	13,6%	24,1%	10,1%
K1 + K2	Mittelwert $\mu$	2802	588	0,097	0,080	0,119
	Standardabweichung $\sigma$	1	72	0,015	0,019	0,018
	$\mu/\sigma$	0,0%	12,3%	15,2%	23,5%	15,4%

Tabelle 4-10: Statistische Auswertung der Messergebnisse der Versuche im Anziehprüfstand

Die Mittelwerte der Vorspannkraft, die von den Schrauben der Kampagne 1 (K1) und der Kampagne 2 (K2) im Anziehprüfstand erreicht werden, lagen auf ähnlichem Niveau und deutlich über dem Mindestwert von 510 kN. Die geringfügig höheren Vorspannkraft und niedrigeren Gewindereibungszahlen der Stichprobe K2 könnten darauf hinweisen, dass die Reibung im Gewinde durch das Überwalzen nach dem Verzinkungsprozess sinkt. Der geringe Umfang der Stichproben und die relativ geringen Abweichungen lassen eine gesicherte Aussage nicht zu. Festzuhalten ist, dass die Schrauben nicht dem üblichen Auslieferungszustand entsprachen. Für die Messungen wurden nachträglich entsprechende Zentrierbohrungen angebracht und die Schrauben wurden teilweise unter Baustellenbedingungen gelagert. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die in den Feldversuchen verwendeten Garnituren ähnliche Reibungszahlen wie die im Anziehprüfstand gestestet aufweisen. Die großen Differenzen der während den Feldmessungen erzielten Vorspannkraft können daher nicht mit schwankenden Reibverhältnissen der verwendeten HV-Garnituren erklärt werden.

Eine gegenüber Labormessungen absinkende mittlere Vorspannkraft bei Feldmessungen könnte durch die äußeren Bedingungen während der Montage erklärbar sein. Verschmutzung oder Beschädigung des Gewindes oder der Einfluss von Flanschimperfektionen könnten möglicherweise bewirken, dass unter realen Montagebedingungen die unter Laborbedingungen erzielten Vorspannkraftwerte nicht erreicht werden. Unter diesen Annahmen erscheinen die Messwerte der Schrauben K1 unter Labor- und Feldbedingungen plausibel. Die Tatsache,

dass die Schrauben der Kampagne 2 unter Baustellenbedingungen bei der Montage der WEA wesentlich höhere Vorspannkraften erreichen als unter Laborbedingungen ist nur schwer erklärbar, wenn in beiden Fällen das korrekte Drehmoment aufgebracht wurde. Da durch die Messungen korrekte Montagedrehmomente bestätigt werden konnten, erscheinen die verschiedenen Montagegeräte, die bei den Messungen zum Einsatz kamen, als möglicher Einflussfaktor für unterschiedliche Vorspannkraftniveaus. Daher wurden die in den ersten beiden Messkampagnen verwendeten Montagewerkzeuge in einer gesonderten Messreihe vergleichend untersucht (Kapitel 4.8).



## 4.6 Messkampagne 3

Die Kampagne 3 unterscheidet sich im Umfang der Arbeiten grundlegend von den ersten beiden Messkampagnen. Im Gegensatz zu ihnen wurden Schrauben der Abmessung M48 in einem Flansch einer WEA (Hersteller W3) auf ihre Montagevorspannkraft hin untersucht und die Messung wurde bereits während der laufenden Turmmontage durchgeführt. Nachfolgend sind die Randbedingungen der Kampagne dargestellt.

### Schrauben:

- 50 HV-Garnituren M48 x 220 10.9 nach DASt-Richtlinie 021 [2-12] (Hersteller S2). Lieferzustand der Garnituren: Schrauben in Kartons zu je 2 Stück, Muttern und Scheiben separat in Kartons.
- Flansch: T-Flansch mit ca. 300 Schrauben, davon 50 Messschrauben auf der Innenseite fortlaufend montiert.

### Montagegerät:

- Hydraulikschrauber (Hersteller M2).
- Montagedrehmoment eingestellt auf 6500 Nm nach [2-12] für 100% Vorspannung von Schrauben M48 10.9 HV.
- Stromversorgung durch vorhandenen Netzanschluss während der Montage.

### Montageablauf: (Abb. 4-17)

Vorgang an der einzelnen Schraube:

- Einsetzen der Schrauben in den Flansch.
- Anziehen der Schrauben mit elektrisch betriebenem Schlagschrauber (ca. 1000 Nm).
- Nachziehen der Schrauben mit elektrisch betriebenem Drehschrauber (ca. 3000 Nm Drehmoment mit ca. 30 Schrauben Nachlauf gegenüber Schlagschrauber).
- Planmäßiges Anziehen der Schrauben mit Hydraulikschrauber (100% = 6500 Nm mit ca. 20 Schrauben Nachlauf gegenüber Elektro-Drehschrauber).
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 10 Minuten nach Anziehen der Schraube.
- Zeitnahe Montage der Schrauben auf der Turmaußenseite mit gleichem Verfahren. Über die genaue zeitliche Abstimmung der Montage an der Außen- und Innenseite können keine Aussagen gemacht werden.

### Weitere Messungen:

- Stichprobenartiges Messen der Beschichtungsdicken des Flansches.
- Einschätzung der vorhandenen Flanschimperfektionen nach Augenschein.

Aus Gründen der Bauablaufplanung konnten die Messungen während der Montage des Turmes durchgeführt werden. Aufgrund des großen Montagedrehmomentes musste ein Verschraubungsgerät ohne Messvorrichtung verwendet werden. Daher können keine Aussagen über das aufgebrachte Drehmoment während des Anziehens der Schrauben gemacht werden. Da das benutzte Gerät dem in Messkampagne 2 verwendeten in seiner Bauart gleicht, kann davon ausgegangen werden, dass die Streuungen und Abweichungen des Montagedrehmo-

menten in der gleichen Größenordnung liegen und unkritisch sind. Für Schrauben der Abmessung M48 stand keine Prüfmaschine zur Messung der Schraubensteifigkeit zur Verfügung. Daher wurden für die Schraubenkraftbestimmung ausschließlich die Resultate einer FE-Berechnung am Schraubenmodell verwendet. Wie sich in allen anderen durchgeführten Messungen der Schraubensteifigkeit gezeigt hat, ist das verwendete Modell sehr genau und damit hinreichend für die Schraubenkraftbestimmung.

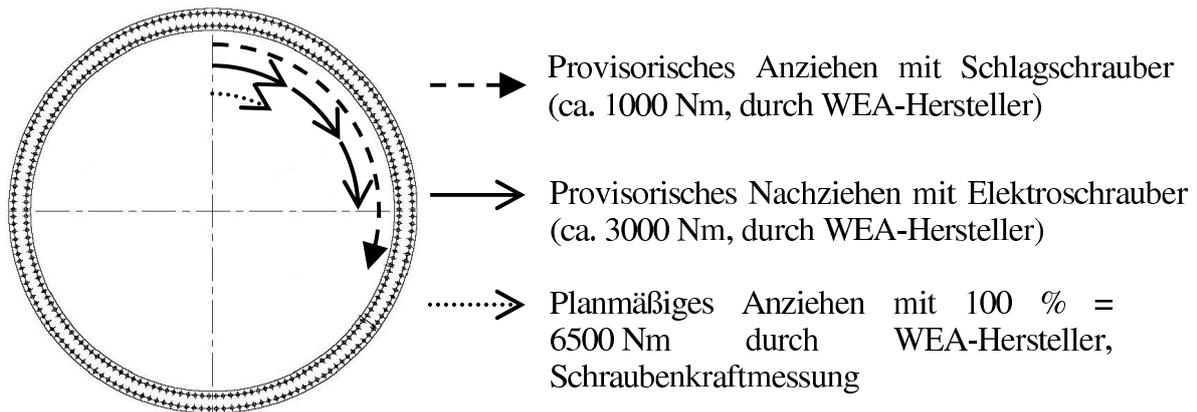


Abbildung 4-17: Montageablauf Kampagne 3

#### 4.6.1 Messresultate

In Abb. 4-18 sind die Ergebnisse der Messkampagne 3 dargestellt.

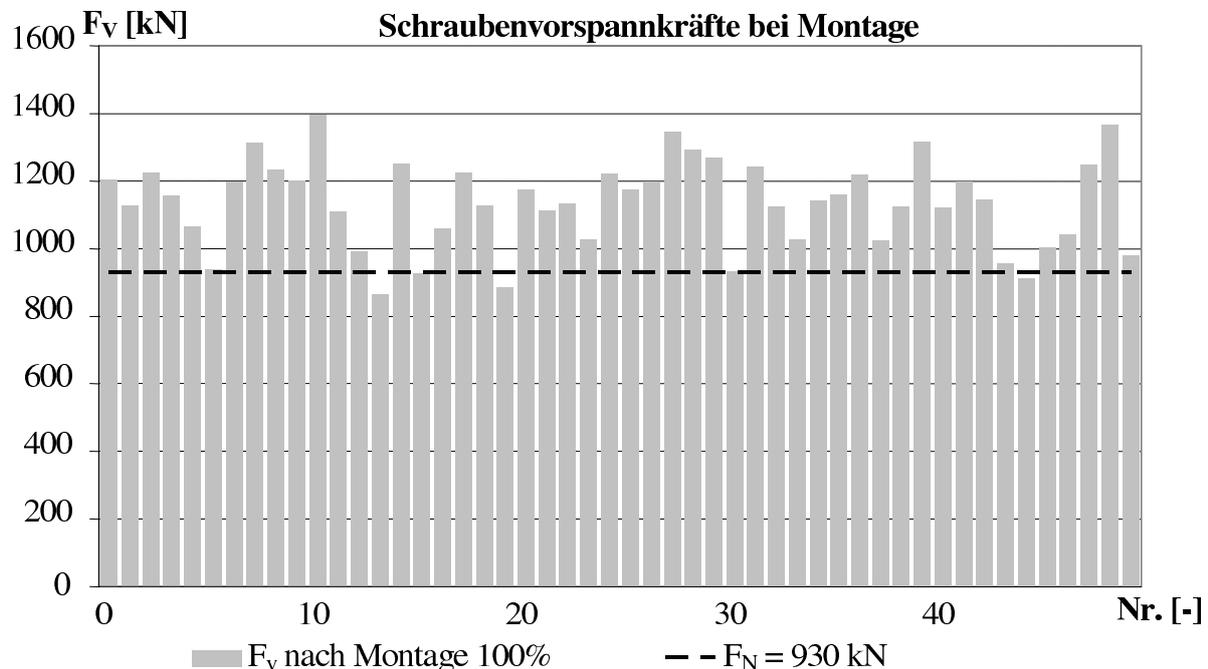


Abbildung 4-18: Vorspannkraften nach der Montage

Die erzielten Vorspannkraften liegen fast ausnahmslos über der Mindestvorspannkraft  $F_N$  von 930 kN. In Tabelle 4-11 ist die statistische Auswertung der Messergebnisse dargestellt.

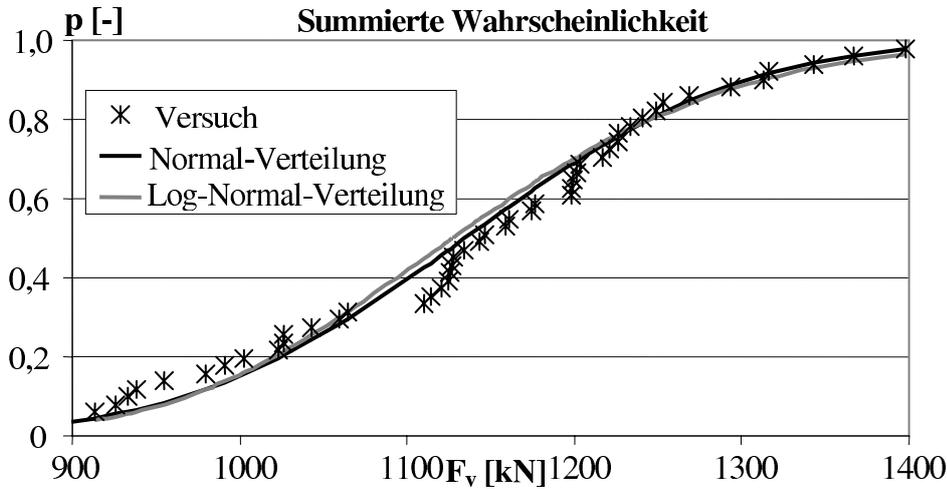


Abbildung 4-19: Summierte Wahrscheinlichkeit der Messwerte

	Montage $F_V$ [kN]		Montage	
	Gesamt	Schrauben mit	Zahl	Anteil
Mittelwert $\mu$	1135	$F_V \geq F_N = 930$ kN	46	92%
Standardabweichung $\sigma$	131	$F_V < F_N = 930$ kN	4	8%
$\sigma/\mu$	12%	Summe:	50	100%
$F_V$ maximal	1398	$F_V \geq 0,7 * F_N = 651$ kN	50	100%
$F_V$ minimal	867	$F_V \geq 0,9 * F_N = 837$ kN	50	100%

Tabelle 4-11: Anzahl der Schrauben mit Vorspannkräften gemäß DAST-Richtlinie 021 bzw. DIBt-Richtlinie

Die gemessenen Beschichtungsdicken der Flansche sind in Abb. 4-20 dargestellt.

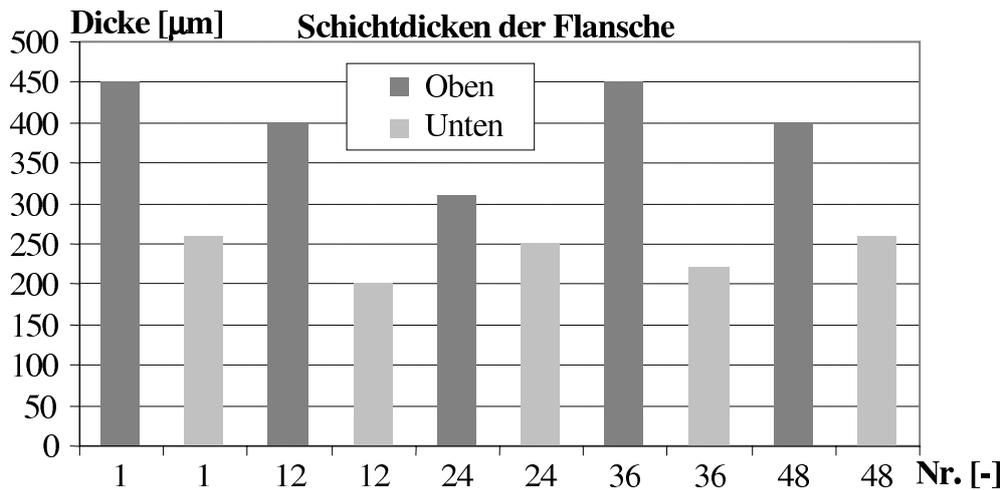


Abbildung 4-20: Stichprobenartige Messung der Beschichtungsdicken der Flansche

	Oben	Unten	Gesamt (1-310)
Mittelwert $\mu$	402	238	320
Standardabweichung $\sigma$	57	27	96
$\sigma/\mu$	14%	11%	30%

Tabelle 4-12: Statistische Auswertung der Beschichtungsdicken

### 4.6.2 Bewertung der Resultate

Ablaufbedingt erfolgte die Schraubenkraftmessung während der Messkampagne 3 nicht im direkten Anschluss an den Anziehvorgang der betreffenden Schraube, sondern mit einer Nachlaufzeit von ca. 10 Minuten gegenüber dem Anziehen der Schraube. Daher sind in den Resultaten größere Setzungsbeträge und die gegenseitige Beeinflussung der Schrauben untereinander enthalten. In den in Abb. 4-18 dargestellten Vorspannkraften ist daher ein größerer Teil der Setzungsvorgänge bereits abgeschlossen. Vor diesem Hintergrund können die Vorspannkraften als ausreichend bzgl. der rechnerischen Annahmen für den Ermüdungsnachweis bewertet werden.



## 4.7 Messkampagne 4

Während Messkampagne 1 und 2 wurden Vorspannkkräfte gemessen, deren Größe stark voneinander abwich. Da viele Begebenheiten der jeweiligen Messreihe übereinstimmten, stellt sich die Frage nach der Ursache für die niedrigen Vorspannkkräfte in Kampagne 1 und die großen Klemmkkräfte in Kampagne 2. Abweichende Drehmomente oder unterschiedliche Reibverhältnisse der verwendeten Garnituren können aufgrund der durchgeführten Drehmomentmessungen und Untersuchungen im Anziehprüfstand mit großer Wahrscheinlichkeit ausgeschlossen werden. Daher wurden in einer Reihe von Messungen im Labor die jeweils verwendeten Montagegeräte bzgl. ihrer Anzieh-Leistung vergleichend untersucht.

Aus einer Stichprobe der verwendeten Schraubencharge wurde in einem Zugversuch im Labor die Steifigkeit der Schrauben für die Feldmessung ermittelt. Die Standardabweichung der Steifigkeiten der vermessenen 7 Schrauben beträgt ca. 1% des Mittelwertes, der sehr gut mit der FE-Berechnung übereinstimmt (Abb. 4-21).

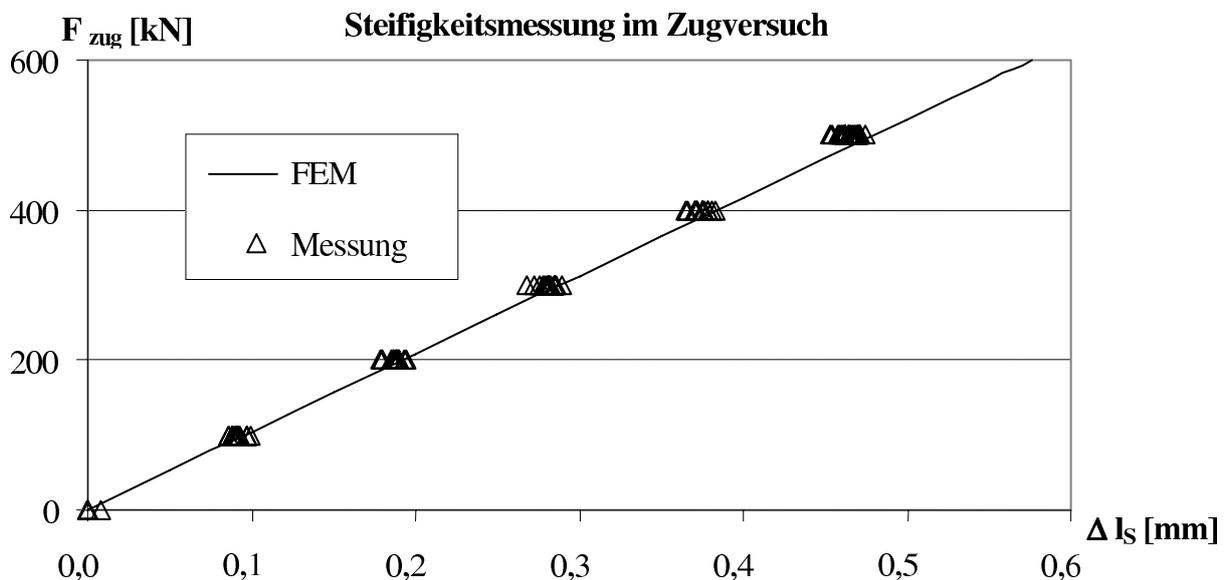


Abbildung 4-21: Steifigkeit M36 x 205 Kampagne 4

Die Messungen fanden an einem verspannten L-Flanschsegment statt (Abb. 4-22), bei dem jeweils nur eine Schraube eingebaut und vermessen wurde. In einer ersten Versuchsserie wurden die Schrauben mit einem Elektroschrauber und dem vorgegebenen Montagedrehmoment angezogen.



Abbildung 4-22: Messaufbau Laborversuche

Nach Messung der erzielten Vorspannkraft wurde die bereits montierte Schraube mit einem Hydraulikschrauber bei gleichem Drehmoment nachgezogen. Nach theoretischer Betrachtungsweise dürfte die Schraubenkraft dabei nicht zunehmen, da kein höheres Drehmoment aufgebracht wird. Nach der Montage treten zwar Setzungen auf, die zu einem geringen Vorspannkraftverlust führen, allerdings muss auch eine erhöhte Haftreibung überwunden werden, so dass, wenn überhaupt, nur ein kleiner Weiterdrehwinkel zu erwarten ist. Der Ablauf der Messungen ergab sich wie folgt:

### Schrauben:

- HV-Garnituren M36 x 205 10.9 (Hersteller S2).  
Lieferzustand der Garnituren: Schrauben in Kartons zu je 5 Stück, Muttern und Scheiben separat in Kartons
- Flansch: L-Flanschsegment mit 3 Löchern. Flansch verspannt mit den außen liegenden Schrauben und Einbau einer Messschraube dazwischen.

### Montagegerät:

- Elektroschrauber (Hersteller M1)
- Hydraulikschrauber (Hersteller M2).

### Montageablauf:

Vorgang an der einzelnen Schraube:

- Einsetzen der Schraube in den Flansch
- Voranziehen der Schraube mit Drehmomentschlüssel von Hand (800 Nm)
- Definiertes Anziehen der Schrauben mit elektrisch betriebenen Drehschrauber (2800 Nm Drehmoment für 100% Vorspannung)
- Messung von Drehmoment, Drehwinkel und erzielter Vorspannkraft, Kontrolle des Drehwinkels von Hand (Abb. 4-22)
- Definiertes Nachziehen der Schrauben mit einem Hydraulikschrauber (2800 Nm Drehmoment für 100% Vorspannung)



- Messung von Drehmoment, Drehwinkel und erzielter Vorspannkraft

#### 4.7.1 Messresultate

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Messkampagne 4 dargestellt.

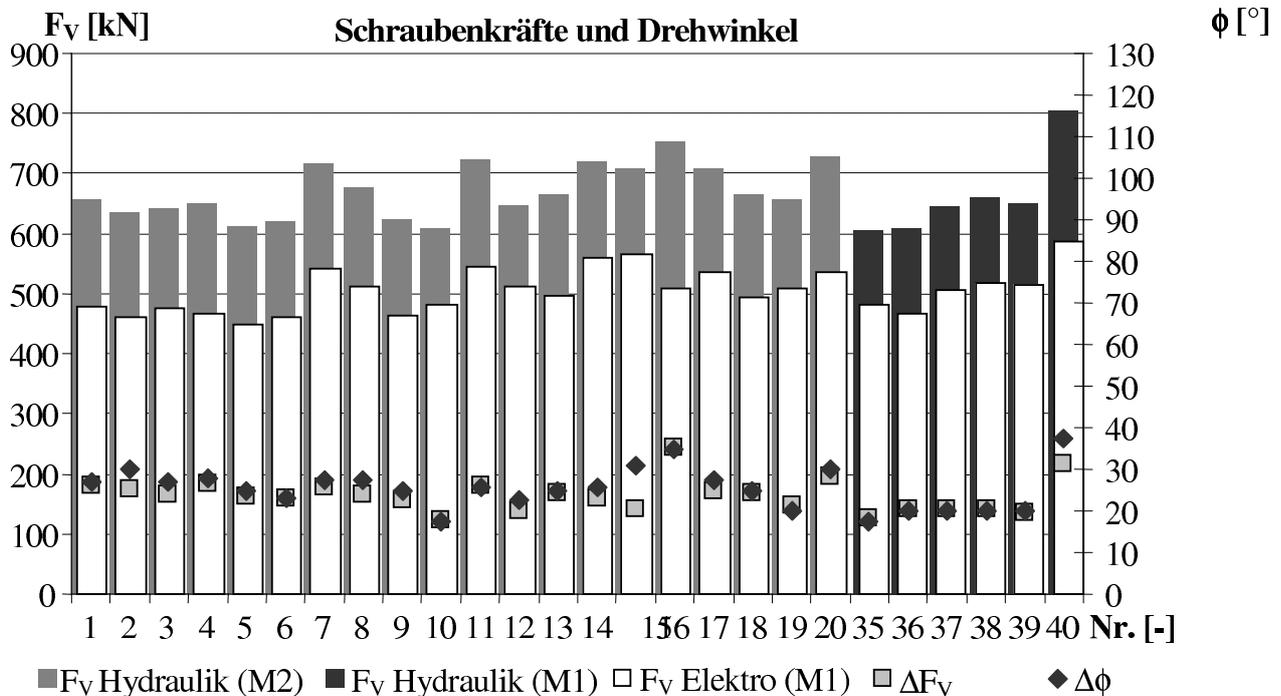


Abbildung 4-23: Vorspannkraft und Drehwinkel nach kombinierter Montage

In Abb. 4-23 sind die Ergebnisse der Versuchsreihe dargestellt. Im ersten Montagevorgang mit dem Elektroschrauber ergab sich eine mittlere Vorspannkraft von 530 kN, die etwa auf dem Niveau der während Kampagne 1 erhobenen Messwerte liegt (510 kN). Im zweiten Anziehvorgang, der mit Hydraulikschraubern verschiedener Hersteller durchgeführte wurde (M1 und M2), ergaben sich in allen Fällen Weiterdrehwinkel und eine entsprechende Vorspannkraftzunahme. Die mittlere Vorspannkraft nach dem Anziehen mit einem Hydraulikschrauber betrug 670 kN. Dies entspricht etwa den Kräften die während Kampagne 2 gemessen wurden (700 kN).

Die Vorspannkraftzunahme betrug bei einem mittleren Weiterdrehwinkel von 25° im Durchschnitt 164 kN, was auf den Nennwert bezogen ein Anstieg von 32% bedeutet. Die Zunahme des Drehwinkels und der Vorspannkraft sind analog und das Verhältnis entspricht der Steifigkeit des vorliegenden Schraubfalles, die mit einem FE-Modell bestimmt wurde.

$$\Delta F = C_{SD} \cdot \Delta l = \frac{1}{\frac{1}{C_S} + \frac{1}{C_D}} \cdot \frac{\Delta \phi}{2 \cdot \pi \cdot P} \quad \text{mit } \begin{array}{l} C_{SD} = \text{Steifigkeit des Schraubfalles} \\ C_S = \text{Steifigkeit der Schraube} \\ C_D = \text{Steifigkeit des Klemmpaketes} \end{array}$$

Daher sind die gemessenen Drehwinkel nicht auf evtl. vorhandene Setzungen zurückzuführen. Sie bestätigen vielmehr die gemessenen Vorspannkraft. Die durchgeführten Messungen haben den Nachteil, dass die Verschraubungsgeräte nicht unter gleichen Voraussetzungen zum Einsatz kamen, da mit den Hydraulikschraubern eine bereits angezogene Schraube weiterge-

dreht wurde. Einflüsse aus diesem Umstand sind aber als gering einzuschätzen. Gleiche Voraussetzungen sind für einen Schraubvorgang nie möglich, da die individuellen Reibbeiwerte einer Schraubengarnitur innerhalb der Charge relativ stark schwanken. Daher ist es gerechtfertigt, ähnliche Bedingungen für eine Garnitur bei einem gestaffelten Anziehvorgang vorzusetzen. Um die Größe des Einflusses dieses Umstandes zu untersuchen, wurde die beschriebene Versuchsdurchführung mit zwei Hydraulikschraubern wiederholt. Dabei wurden Schrauben mit einem Hydraulikschrauber angezogen und mit einem zweiten Schrauber nachgezogen, wobei das Drehmoment identisch war. Um Einflüsse der Verschraubungsgeräte auszuschließen, wurde die Reihenfolge der Schrauber zur Kontrolle gewechselt. Die Resultate sind in Abb. 4-24 dargestellt.

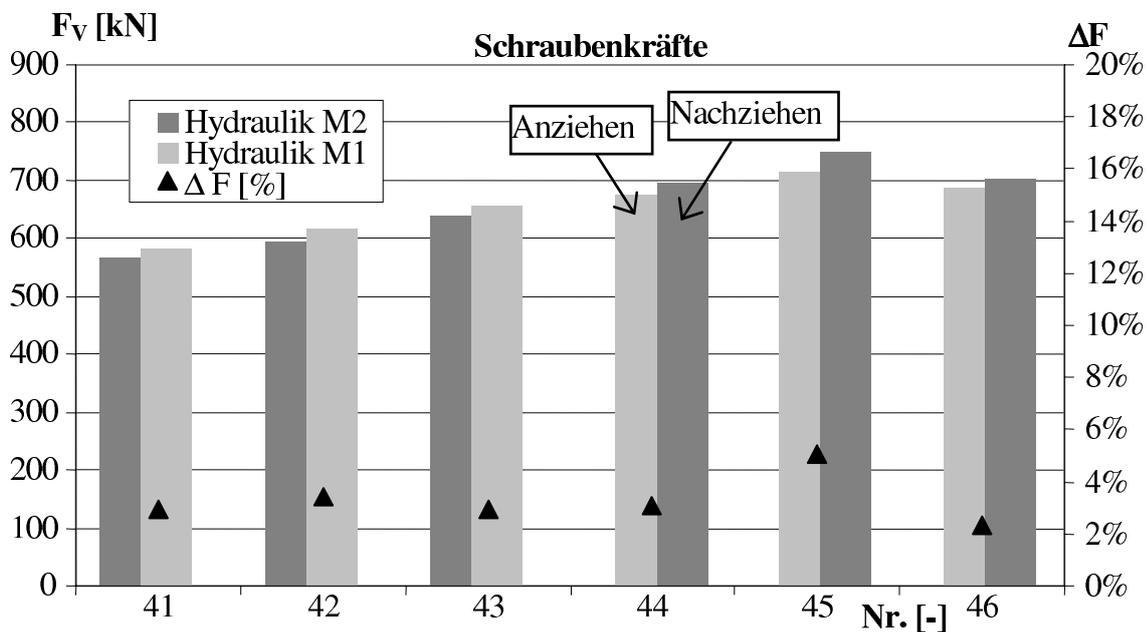


Abbildung 4-24: Einfluss des zweistufigen Vorspannvorgangs

Das Nachziehen der planmäßig montierten Schraube war in allen Fällen möglich. Die Zunahme an Schraubendrehwinkel und Vorspannkraft war dabei sehr klein. Der Anstieg der Vorspannkraft betrug höchstens 5%. Die Reihenfolge, in der die Verschraubungsgeräte benutzt wurden, spielte keine Rolle, so dass gleiche Anziehleistung bzw. Drehmoment unterstellt werden können.

Die in Abb. 4-23 dargestellten Messresultate sind nicht plausibel, wenn davon ausgegangen wird, dass allein der Spitzenwert des während eines Verschraubungsvorgangs aufgebrauchte Drehmoment die Vorspannkraft einer Schraube beeinflusst. Daher wurde der zeitliche Verlauf des Drehmoment- und Drehwinkels während der durchgeführten Verschraubungen aufgezeichnet. Nachfolgend ist der Verlauf für einen Elektroschrauber und einen Hydraulikschrauber dargestellt (Abb. 4-25):

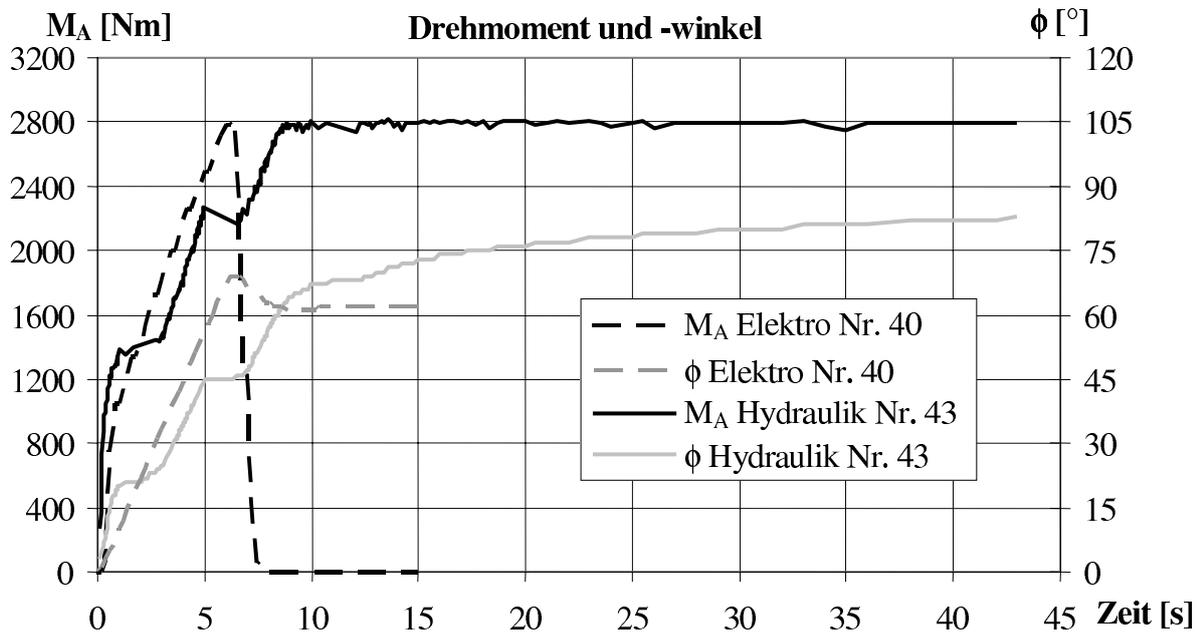


Abbildung 4-25: Einfluss des zweistufigen Vorspannvorgangs

Der Elektroschrauber erreicht das maximale Drehmoment von 2800 Nm bereits nach ca. 6 Sekunden. Der steile Anstieg des Drehmomentes zu Beginn ist damit zu erklären, dass die Schrauben bereits mit einem Drehmoment von 800 Nm vorangezogen waren. Im weiteren Verlauf steigen Drehmoment und Drehwinkel gleichmäßig (gestrichelte Linie). Beim Erreichen des Abschaltmomentes fährt der Schrauber um wenige Winkelgrade zurück um die Torsion des Gerätes und des Reaktionsarmes zu lösen. Das Drehmoment sinkt auf Null und der Drehwinkel, der vom Gerät aufgezeichnet wird, sinkt um ca. 5 Grad. Dieser Rückgang ist durch die Verwindung des Gerätes und nicht durch ein Zurückdrehen der Mutter begründet. Die Drehmoment-Drehwinkel-Beziehung des Elektroschraubers entspricht den theoretischen Grundlagen, die in Kapitel 2 dargestellt wurden. Drehmoment und Drehwinkel, bzw. Vorspannkraft stehen in einem konstanten Verhältnis zueinander.

Das Drehmoment beim Hydraulikschrauber verläuft nicht stetig. Wenn der Hydraulikkolben das Ende des Arbeitsweges erreicht hat, erfolgt ein Rückhub, der im Diagramm an Sprüngen im zeitlichen Verlauf zu erkennen ist (bspw. bei 5 und 11 Sekunden). Zu diesem Zeitpunkt erfolgt keine Drehbewegung, was an dem horizontalen Verlauf des Drehwinkels zu erkennen ist (bei 45 und 62°). Das maximale Drehmoment wird nach ca. 8 Sekunden erreicht. Dies führt aber nicht zwangsläufig zum Abschalten und zur Beendigung des Montagevorganges. Wenn das maximale Drehmoment gehalten wird, erfolgt eine weitere Zunahme des Drehwinkels und damit der Vorspannkraft. Im dargestellten Beispiel steigt der Drehwinkel um weitere 16°, was einer Vorspannkraftsteigerung von ca. 130 kN entspricht. Das Verhältnis von Drehmoment und erreichtem Drehwinkel ist für längere Montagevorgänge nicht mehr konstant und daher kann auch nicht mehr vom Drehmoment auf die vorhandene Vorspannkraft geschlossen werden.

### 4.7.2 Bewertung der Resultate

Das An- und Nachziehen von Schrauben mit Hydraulikschraubern verschiedener Hersteller bei gleichem Drehmoment zeigt, dass der Einfluss eines Nachspannens auf die Schraubenvorspannkraft gering ist. Die Klemmkraft lässt sich auf diese Weise erhöhen, wobei der Zuwachs vernachlässigbar ist (Abb. 4-24). Daher können die Reibungsverhältnisse an einer Schraube beim An- und Nachziehen vereinfachend gleichgesetzt werden. Mit der Vertauschbarkeit der Reihenfolge, in der die Geräte benutzt wurden, kann die Korrektheit des eingestellten und gemessenen Drehmomentes bestätigt werden.

Das Nachziehen einer mit einem Elektroschrauber montierten Garnitur mit einem Hydraulikschrauber führte in allen untersuchten Fällen zu einer erheblichen Zunahme an Schraubenvorspannkraft und Drehwinkel der Mutter. Es wurde festgestellt, dass die Vorspannkraft der untersuchten Schrauben daher nicht nur von der Gewindegeometrie, den Reibungsverhältnissen und dem Maximalwert des während des Verschraubungsvorganges aufgebrachten Drehmoments abhängig war. Es müssen daher weitere Faktoren vorhanden sein, die die Vorspannkraft in nicht zu vernachlässigendem Maße beeinflussen.

Der zeitliche Verlauf der Drehmoment-Drehwinkel-Beziehung der durchgeführten Verschraubungen zeigt, dass für länger andauernde Verschraubungsvorgänge kein konstantes Verhältnis von Drehmoment und Drehwinkel vorhanden ist. Auch bei als bekannt vorausgesetzten Reibungszahlen kann nicht vom maximal erreichten Montagedrehmoment auf die erzielte Vorspannkraft geschlossen werden. Die Geschwindigkeit mit der das Drehmoment aufgebracht wird und die Dauer des maximal wirkenden Drehmomentes haben für die untersuchten Schraubenverbindungen der Abmessungen M36 großen Einfluss auf die erreichbare Vorspannkraft. Die Laboruntersuchungen erklären damit die Resultate der ersten beiden Messkampagnen. Schraubengarnituren, die im Anziehprüfstand vergleichbare Vorspannkraften erzielten, zeigten bei Verwendung eines schnell drehenden Elektroschraubers geringere und beim Anziehen mit einem langsam arbeitenden Hydraulikschrauber höhere Vorspannkraften.

Im Verlauf der Messungen wurde eine Zunahme von Vorspannkraften und Drehwinkeln registriert (Abb. 4-23). Die Zunahme der Vorspannkraft betrug im Mittel 32% der Nennvorspannkraft. In ca. 90% der Fälle wurde dabei ein Weiterdrehwinkel  $\phi < 30^\circ$  erzielt. Entsprechend den Anforderungen an die Prüfung von Schraubenverbindungen nach [2-3] wäre damit eine ausreichende Vorspannkraft vor dem Nachziehen nachgewiesen. Die Versuche und auch numerische Berechnungen bestätigen daher die Vermutung, dass die angegebenen Weiterdrehwinkel für massive Ringflanschverbindungen ungeeignet sind, da bereits geringe Drehwinkel große Vorspannkraftänderungen erzeugen.



## 4.8 Messkampagne 5

Die Resultate der vorangegangenen Messreihen haben gezeigt, dass die Verwendung bestimmter Montagegeräte zu Vorspannkraften führen kann, die als zu niedrig eingestuft werden müssen. Dies liegt darin begründet, dass die Prüfbedingungen für den Test von Schraubenverbindungen zur Reibbeiwertermittlung nicht unbedingt die gängige Montagepraxis und die dabei verwendeten Werkzeuge widerspiegeln. Während der Feldmessung der Reihe 5 wurde daher untersucht, unter welchen Bedingungen mit den vorhandenen Montagegeräten (Elektroschrauber) zufrieden stellende Vorspannkraften erzielt werden können. Da das maximal erreichte Drehmoment als Maß für die erreichbare Vorspannkraft nicht aussagekräftig ist, wurde in einem ersten Arbeitsschritt die Anziehleistung des Elektroschraubers der eines auf Nenndrehmoment eingestellten Hydraulikschraubers angepasst. Da zum Zeitpunkt der Messungen keine Windparkprojekte mit der Möglichkeit zur Schraubenkraftmessung vorhanden waren, wurden die Versuche an zwei noch unbeschichteten Fundamentsektionen durchgeführt (Abb. 4-26). Bei diesen Randbedingungen waren geringere Setzungen der Schraubenverbindungen zu erwarten, da neben der Flanschbeschichtung auch die Belastung der Verbindung durch den Anlagenbetrieb fehlte. Allerdings kann davon ausgegangen werden, dass der Montage- und Wartungsablauf der Verbindung von den Änderungen nicht betroffen war.



Abbildung 4-26: Verspannte Fundamenteinbauteile

### Schrauben:

- L-Ringflanschverbindung (WEA-Hersteller W1) mit 140 HV-Garnituren M36 x 205 10.9 (Hersteller S2, gleiche Charge wie bei Kampagne 4).
- Lieferzustand der Garnituren:  
Schrauben in Kartons zu je 5 Stück, Muttern und Scheiben separat in Kartons

### Montagegerät:

- Elektrisch betriebener Drehschrauber (Hersteller M1) mit Messvorrichtung zur Erfassung des maximalen Drehmomentes und des erreichten Drehwinkels.
- Hydraulikschrauber (Hersteller H2), Montagedrehmoment eingestellt auf 2800 Nm nach [2-3] für 100% Vorspannung von Schrauben M36 10.9 HV.

- Stromversorgung durch Netzanschluss während der der Montage und Wartungsarbeiten.

### Montageablauf:

#### Schritt 1: Einstellung des Elektroschraubers

- Der verwendeter Elektroschrauber wurde so eingestellt, dass eine damit angezogene Schraube beim Nachziehen mit einem auf Nenndrehmoment eingestellten Hydraulikschrauber minimal weitergedreht werden konnte. Damit wurde analog zu den Versuchen der Kampagne 4 (Abb. 4-24) die Anziehleistung des Elektroschraubers dem eines Hydraulikschraubers angepasst. Das so ermittelte Abschalt Drehmoment des Elektroschraubers entsprach dann allerdings nicht mehr den Vorgaben nach [2-3].

#### Schritt 2: Vorgang an der einzelnen Schraube, Anziehen aller Schrauben im Uhrzeigersinn

- Anziehen der Schraube mit dem entsprechend eingestellten Elektroschrauber.
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 20 Sekunden nach Erreichen des maximalen Drehmomentes
- Nachziehen der ersten 20 Schrauben

### Weitere Messungen:

- Einschätzung der vorhandenen Flanschimperfektionen nach Augenschein

Zur Wartung der Verbindungen wurden die Schrauben nach einem Zeitraum von 75 Tagen nachgezogen. Entsprechend den Vorgaben des WEA-Herstellers wurde dabei jede Schraube mit einem Drehmoment von 110% des Nenndrehmomentes ( $1,1 \times 2800 = 3080 \text{ Nm}$ ) weitergedreht. Während der Wartungsarbeiten wurden jeweils das aufgebrauchte Drehmoment sowie der erreichte Weiterdrehwinkel der Muttern aufgezeichnet, wobei ein Hydraulikschrauber (Hersteller M2) verwendet wurde.

#### 4.8.1 Messresultate

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Messkampagne 5 dargestellt.

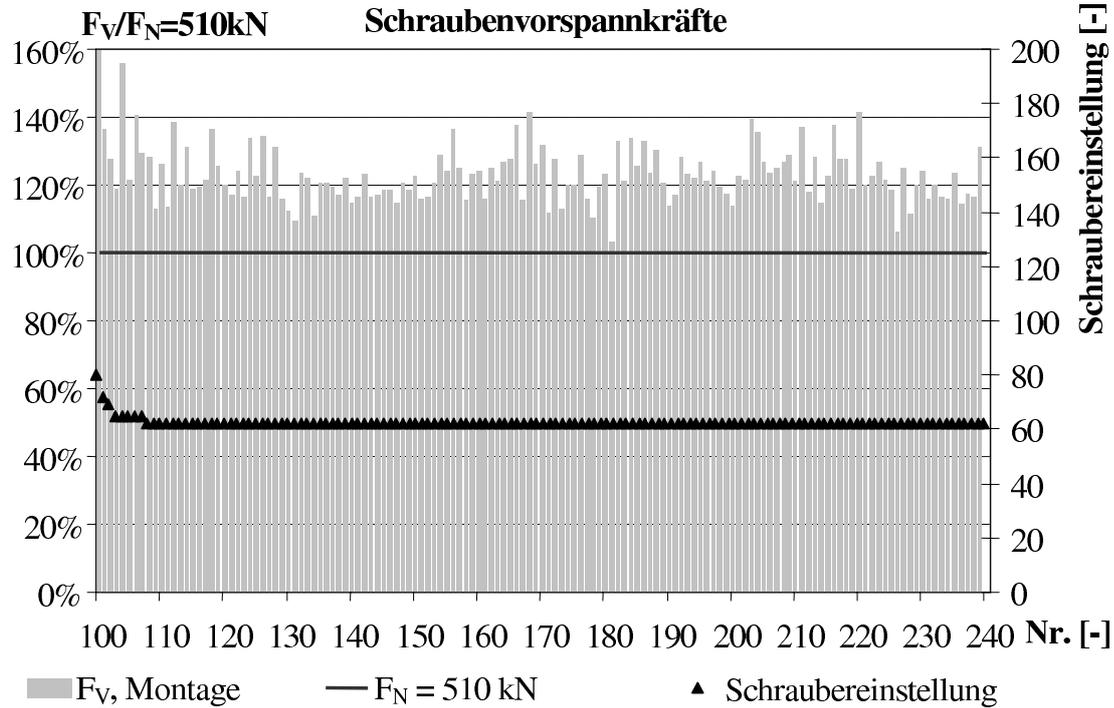


Abbildung 4-27: Vorspannkraft nach der Schraubenmontage

In Abb. 4-27 sind die Schraubenvorspannkraften dargestellt, die sich nach dem Anziehen der Schrauben mit dem Elektroschrauber ergaben.

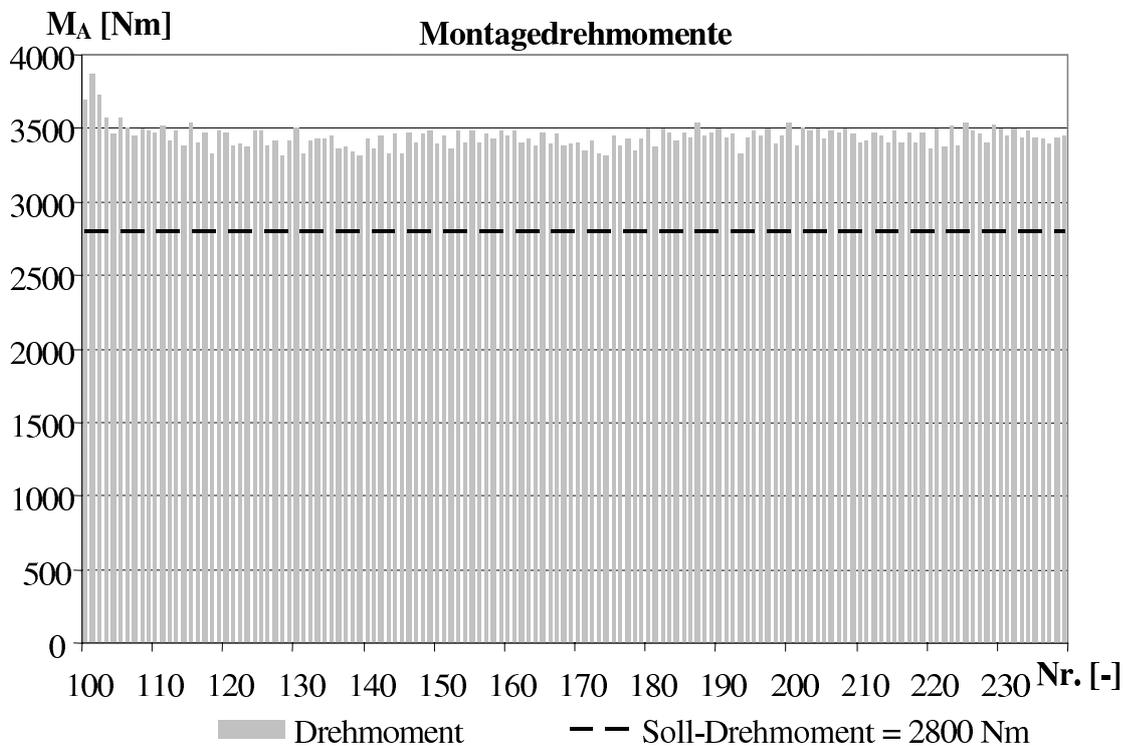


Abbildung 4-28: Montagedrehmomente Kampagne 5

Die anfänglich sehr hohe Einstellung des Schraubers wurde planmäßig abgesenkt, bis die Schrauben mit einem Hydraulikgerät bei Nenndrehmoment weiter angezogen werden konnten. Ab der 10. Schraube blieb die Einstellung unverändert. Die erzielten Vorspannkraften lagen ausnahmslos über der Mindestvorspannkraft von 510 kN. In Abb. 4-28 sind die aufgebrauchten Drehmomente dargestellt. Es ist ersichtlich, dass für den verwendeten Elektroschrauber wesentlich höhere Maximalwerte nötig sind, um Vorspannkraften zu erzielen, die ein Hydraulikschrauber bei Nenndrehmoment erzeugt.

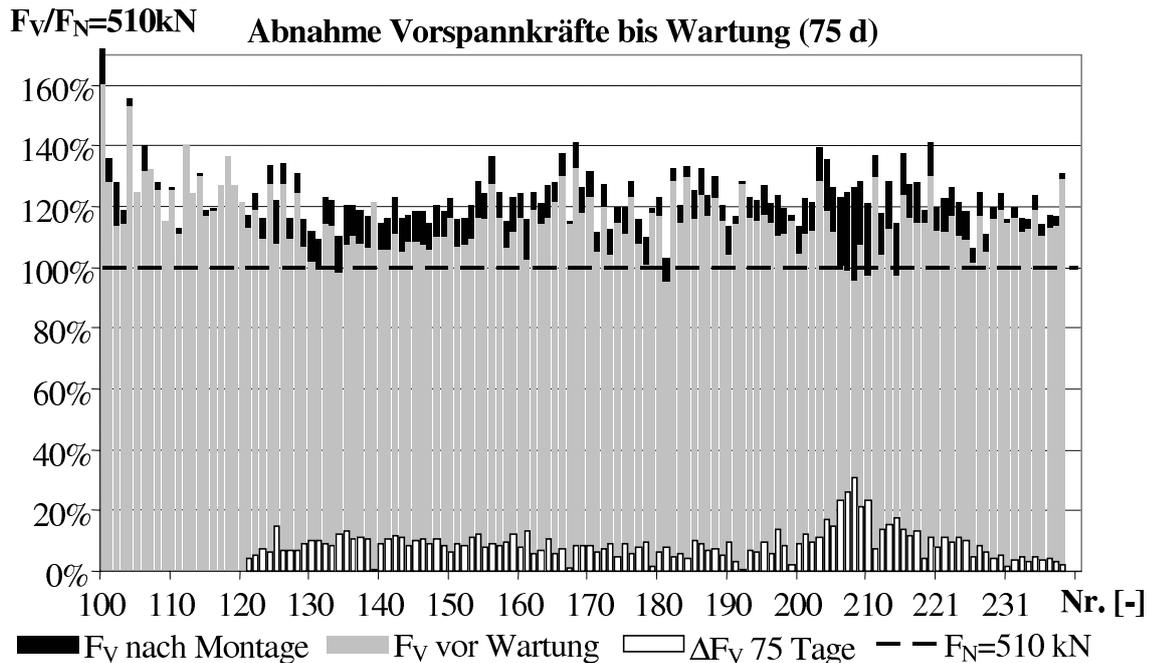


Abbildung 4-29: Vorspannkraftrückgang Kampagne 5

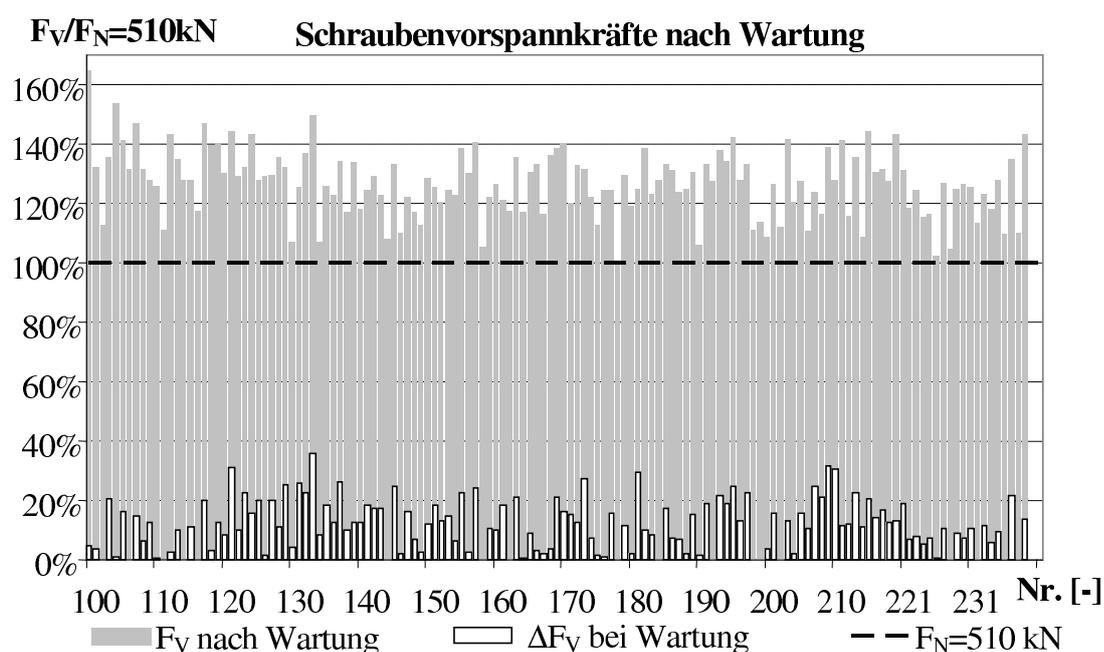


Abbildung 4-30: Vorspannkraften nach Wartung Kampagne 5

Vor der planmäßigen Wartung der Schraubenverbindung nach 75 Tagen wurden die verbliebenen Schraubenvorspannkraften gemessen, die in Abb. 4-29 dargestellt sind. Nach der Wartung, die mit einem Hydraulikschrauber und 110% des Nenndrehmomentes durchgeführt wurde, verblieben die in Abb. 4-30 dargestellten Schraubenvorspannkraften.

In den nachfolgenden Tabellen werden die gemessenen Schraubenvorspannkraften statistisch ausgewertet. Die in Abb. 4-31 dargestellte summierte Wahrscheinlichkeit macht eine Log-Normal-Verteilung wahrscheinlicher als eine Normalverteilung und auch eine  $\chi^2$ -Test auf Normalverteilung fällt schlechter aus als bei den übrigen Messreihen. Für die Nachfolgende Berechnung der Mittelwerte und Standardabweichung wird dennoch eine Normalverteilung unterstellt, da die Unterschiede gering sind.

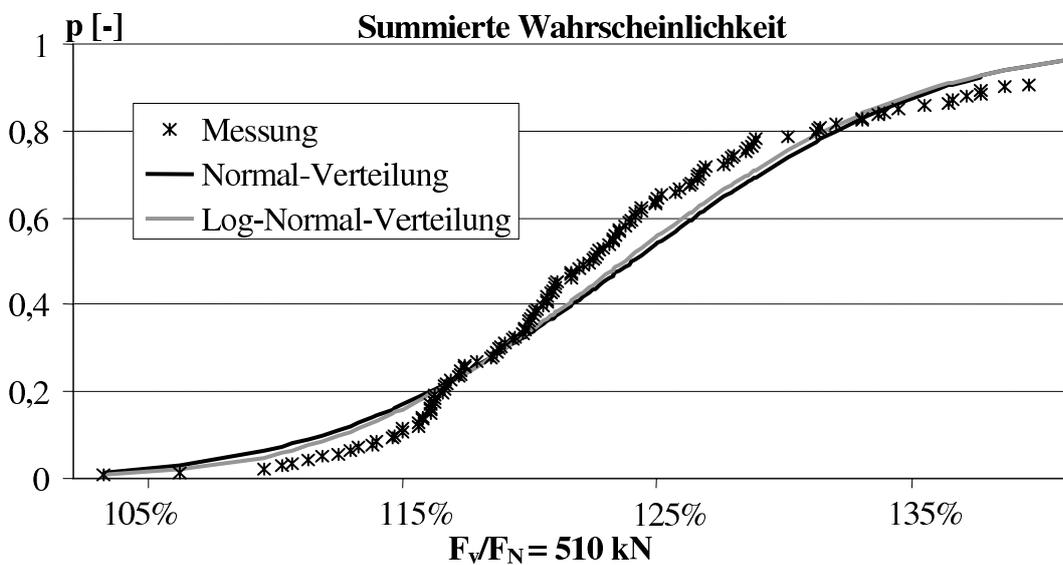


Abbildung 4-31: Summierte Wahrscheinlichkeit der Messwerte

	Vorspannkraften		Drehmomente	
	Montage	Wartung	Montage	Wartung
Mittelwert $\mu$	624	648	3434	3059
Standardabweichung $\sigma$	38	62	53	31
$\sigma/\mu$	6,0%	9,5%	1,6%	1,0%
$F_V$ maximal	722	841	3536	2956
$F_V$ minimal	526	510	3312	3136

Tabelle 4-13: Statistische Auswertung der Vorspannkraften und Montagedrehmomente

Schrauben mit	Montage		Wartung	
	Zahl	Prozent	Zahl	Prozent
$F_V \geq F_N = 510$ kN nach [2-3]	140	100%	140	100%
$F_V < F_N = 510$ kN nach [2-3]	0	0%	0	0%
Summe:	140	100%	140	100%
$F_V \geq 0,7 * F_N = 357$ kN [2-1]	140	100%	140	100%
$F_V \geq 0,9 * F_N = 459$ kN [2-1]	140	100%	140	100%

Tabelle 4-14: Anzahl der Schrauben mit Vorspannkraften gemäß DIN 18800-7 bzw. DIBt-Richtlinie

Das verspannte Flanschpaar wurde mit einer umlaufenden flanschseitigen Winkelklaffung gefertigt, die während der Montage zu erkennen war. Sie wurde durch das Anziehen der Schrauben mit dem vollen Montagedrehmoment geschlossen.

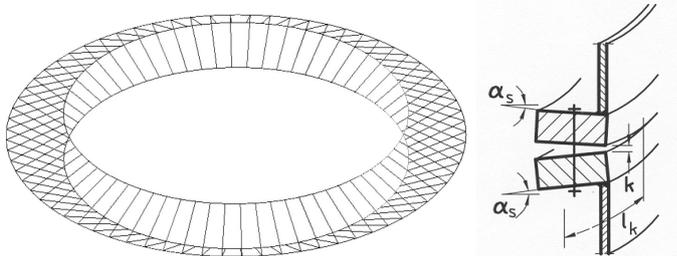


Abbildung 4-32: Flanschseitige Winkelklaffung (aus [1-11], [2-1])

### 4.8.2 Bewertung der Resultate

Die während der Messreihe 5 ermittelten Schraubenvorspannkraften entsprechen den Anforderungen der [2-3] und [2-1] für die Ausführung und den Ermüdungsnachweis der Verbindung. Die während der Montage aufgebrauchten Drehmomente lagen weit höher als die Vorgaben der Norm, gingen jedoch aus einer Angleichung an die Anziehleistung eines auf Nenndrehmoment eingestellten Hydraulikschraubers hervor. Da während der Messungen der Kampagne 4 festgestellt wurde, dass der Wert des maximalen Montagedrehmomentes nur eine geringe Aussagekraft bzgl. der erzielbaren Vorspannkraft hat, erscheint das Vorgehen als gerechtfertigt und sicher. Die ursprüngliche Vermutung, dass Flanschimperfectionen während Kampagne 1 zu niedrigen Vorspannkraften geführt haben könnten, konnten nicht bestätigt werden. Während der Kampagne 5 waren ebenfalls planmäßige Flanschklaffungen vorhanden, die ebenfalls zugezogen wurden, aber die Vorspannkraften anscheinend nicht negativ beeinflusst haben.



## 4.9 Messkampagne 6

Während der Messungen der Kampagne 6 wurde jeweils eine Flanschverbindung von 3 WEA des Herstellers W3 montiert. Zum Einsatz kamen dabei HV-Garnituren der Abmessung M36 des Schraubenherstellers S3. In Abb. 4-33 sind die Ergebnisse des Zugversuches an einer Stichprobe der Schraubencharge zur Steifigkeitsbestimmung dargestellt.

Aus einer Stichprobe der verwendeten Schraubencharge wurde in einem Zugversuch im Labor die Steifigkeit der Schrauben für die Feldmessung ermittelt (Abb. 4-10). Die Standardabweichung der Steifigkeiten der vermessenen 8 Schrauben beträgt ca. 1% des Mittelwertes, der etwa 2% von dem der FE-Berechnung abweicht.

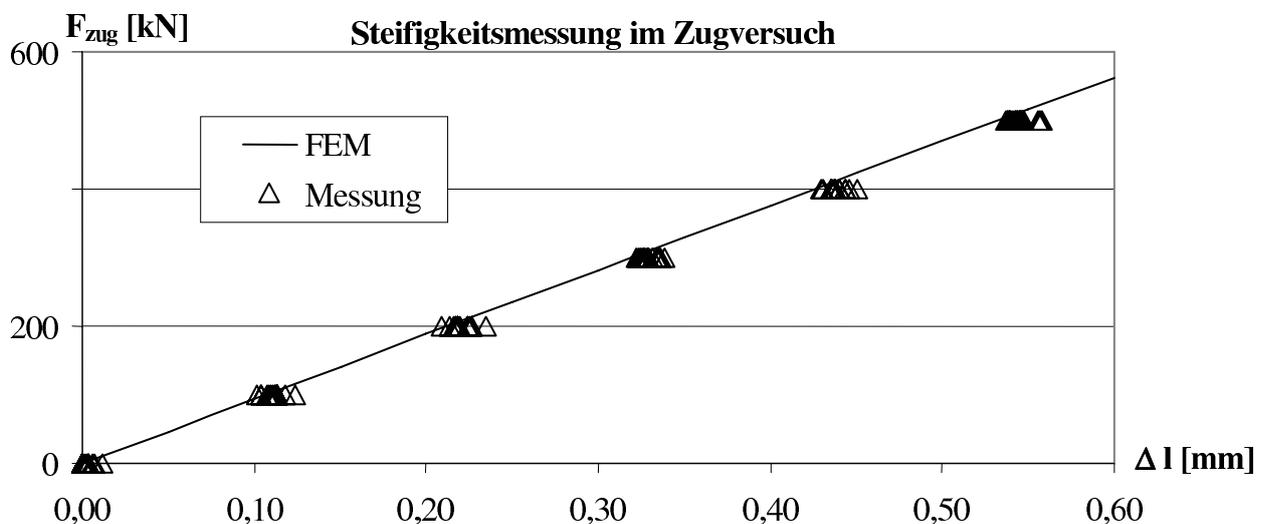


Abbildung 4-33: Steifigkeit M36 x 235

Der Ablauf und die verwendeten Materialien der Kampagne sind nachfolgend erläutert:

### Schrauben:

- Turm 1 bis 3: je 112 HV-Garnituren M36 x 205 10.9 nach DIN 6914 [2-9], 6915 [2-10] und DIN 6916 [2-11].
- Lieferzustand der Garnituren:  
Aufgemutterte Garnituren in Metallkiste, Garnituren für einen Flansch jeweils komplett.



### Flanschbeschichtung:

- Es konnten keine Angaben zum Aufbau gemacht werden.

### Montagegerät:

- Hydraulikschrauber (Hersteller M2) mit Messvorrichtung zur Erfassung des maximalen Drehmomentes und des erreichten Drehwinkels.

- Montagedrehmoment eingestellt auf 2800 Nm nach [2-3] für 100% Vorspannung von Schrauben M36 10.9 HV.
- Stromversorgung durch vorhandenen Netzanschluss während der Montage und Wartung.

### Montageablauf: (Abb. 4-34)

Schritt 1: Vorgang an der einzelnen Schraube, Anziehen aller Schrauben im Uhrzeigersinn

- Anziehen der provisorisch montierten Schrauben mit 100% des Nenndrehmomentes (2800 Nm). Das Anziehen erfolgte ein bzw. vier Tage nach der Montage des Flansches mit einem Schlagschrauber.
- Messung der erzielten Vorspannkraft ca. 20 Sekunden nach Erreichen des maximalen Drehmomentes

### Weitere Messungen:

- Stichprobenartiges Messen der Beschichtungsdicken der Flansche, um Setzungsvorgänge beurteilen zu können
- Einschätzung der vorhandenen Flanschimperfektionen nach Augenschein

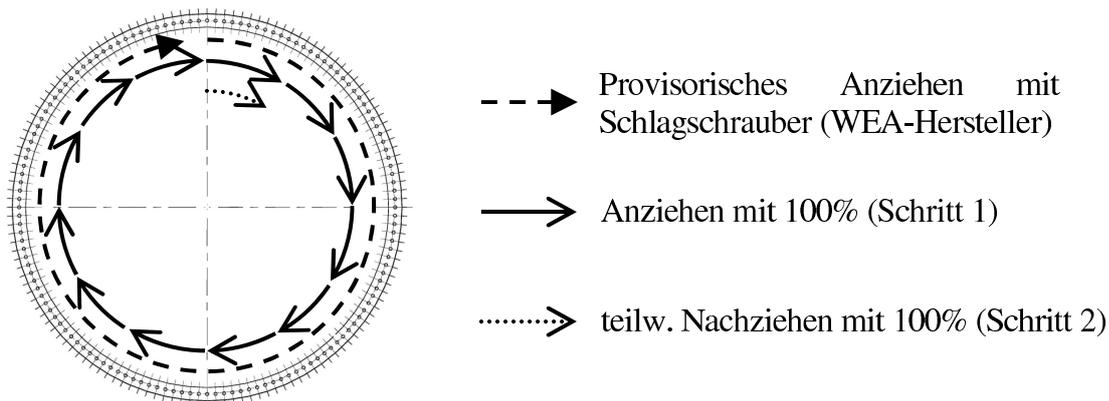


Abbildung 4-34: Vorgehen bei der Schraubenmontage am Ringflansch

Zur Wartung der Verbindungen wurden die Schrauben nach einem Zeitraum von 76 Tagen nachgezogen. Entsprechend den Vorgaben des WEA-Herstellers wurde dabei jede Schraube mit einem Drehmoment von 100% des Nenndrehmomentes (2800 = 2800 Nm) nachgezogen. Während der Wartungsarbeiten wurden jeweils das aufgebrachte Drehmoment sowie der erreichte Weiterdrehwinkel der Muttern aufgezeichnet, wobei das gleiche Verschraubungsgerät wie bei Montage verwendet wurde.

### 4.9.1 Messresultate

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Messkampagne 6 dargestellt.

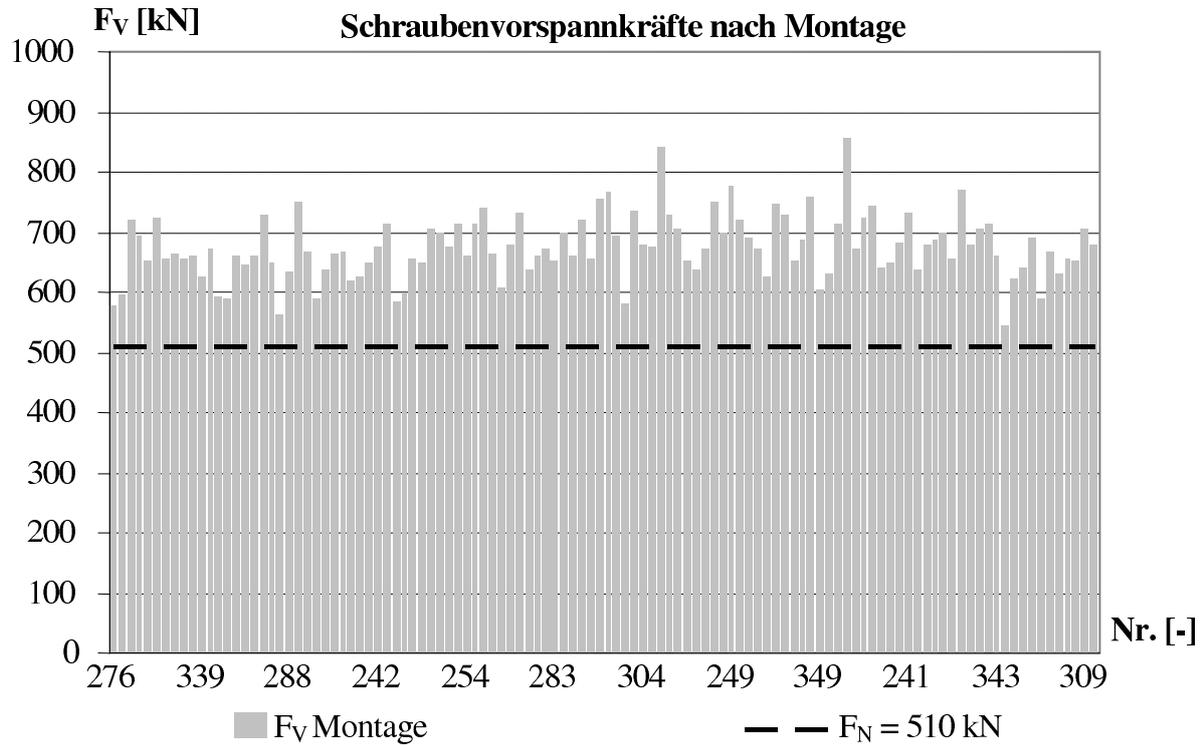


Abbildung 4-35: Vorspannkraften Turm 1 bei Montage

In Abb. 4-35 sind die Resultate des ersten Ringflansches zu erkennen. Alle Schrauben erreichen die Mindestvorspannkraft von 510 kN, wobei die Streuung der Messwerte gering ist.

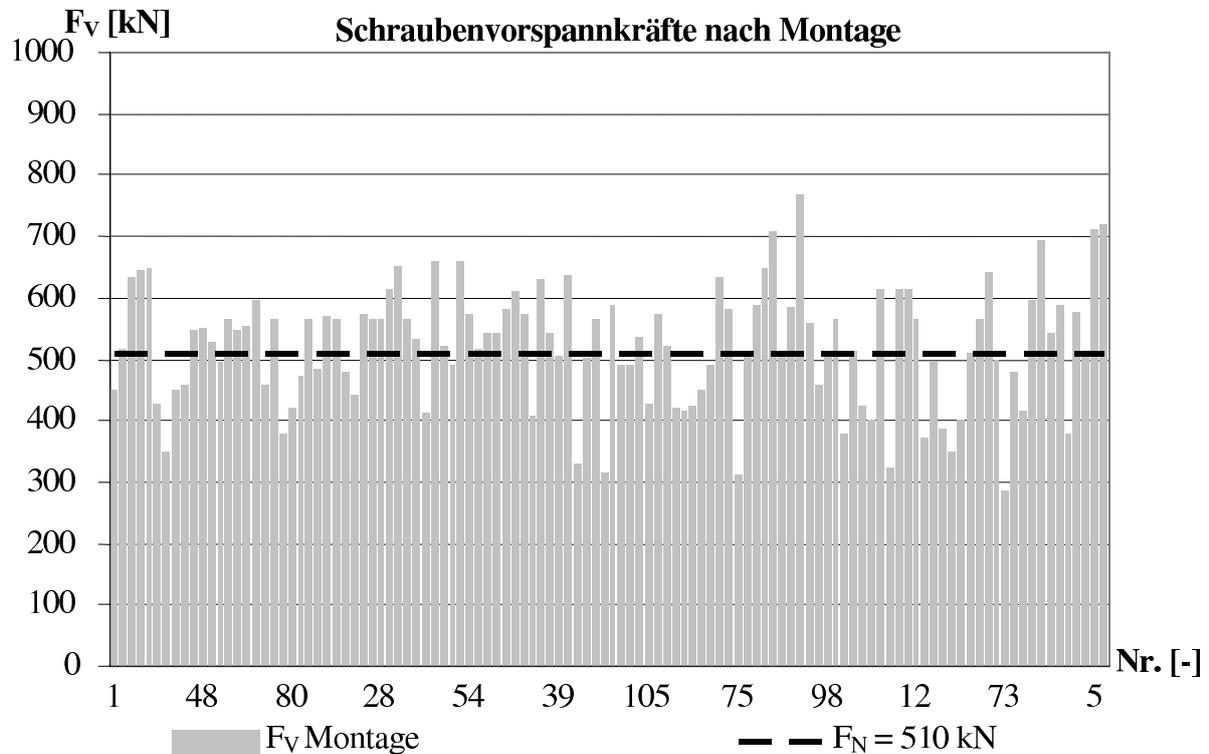


Abbildung 4-36: Vorspannkraften Turm 3 bei Montage

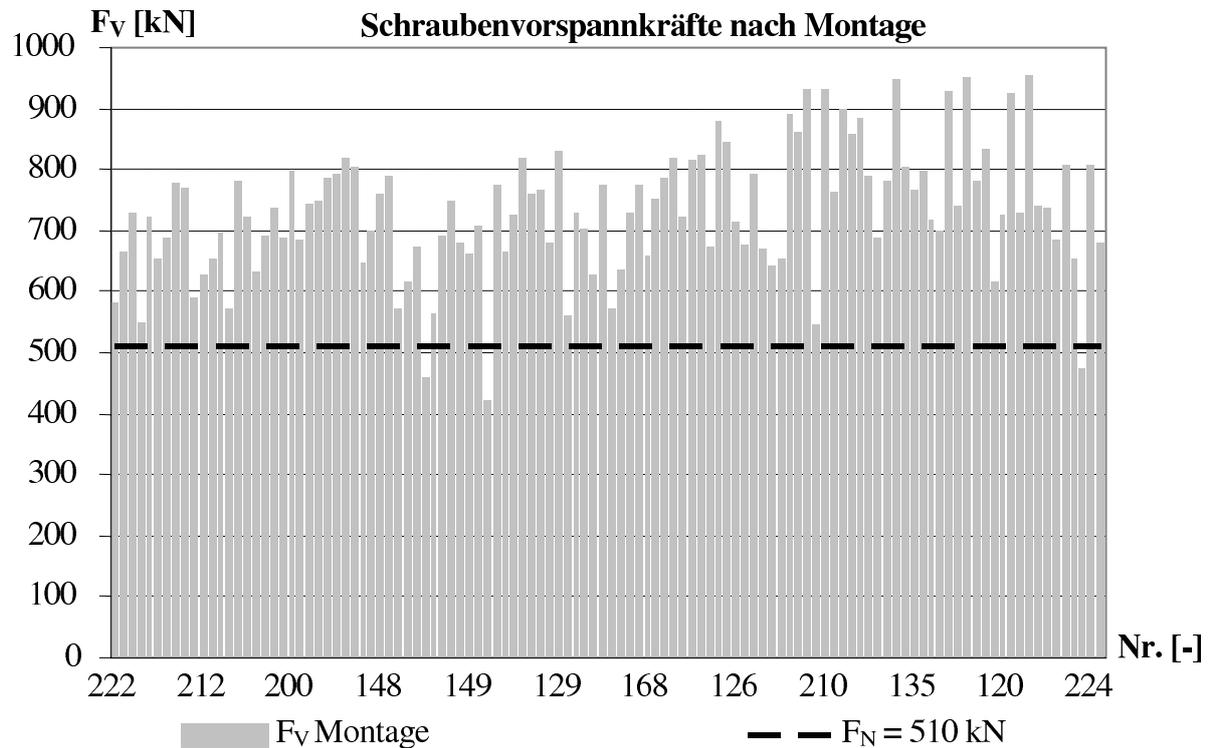


Abbildung 4-37: Vorspannkraften Turm 2 bei Montage

Die Vorspannkraften, die während der Montage in Turm 3 gemessen wurden (Abb. 4-36) liegen im Mittel unterhalb denen der ersten Messung und zum Teil unter der Nennvorspannkraft. Während der Messungen in Turm 2 (Abb. 4-37) werden meist Vorspannkraften über der Nennvorspannkraft erzielt, jedoch bei wesentlich größeren Streuungen als bei Turm 1.

Flanschimperfectionen in Form von Klaffungen konnten bei keinem der 3 untersuchten Flansche festgestellt werden.

Nach einem Zeitraum von 76 Tagen wurden die Schraubenverbindungen der Montageflansche gewartet. Dabei wurden die Muttern mit einem Drehmoment von 2800 Nm analog zur Erstmontage nachgezogen, wobei zuvor die verbliebene Vorspannkraft und im Anschluss die durch die Wartungsarbeiten erzielte Vorspannkraft gemessen wurde.

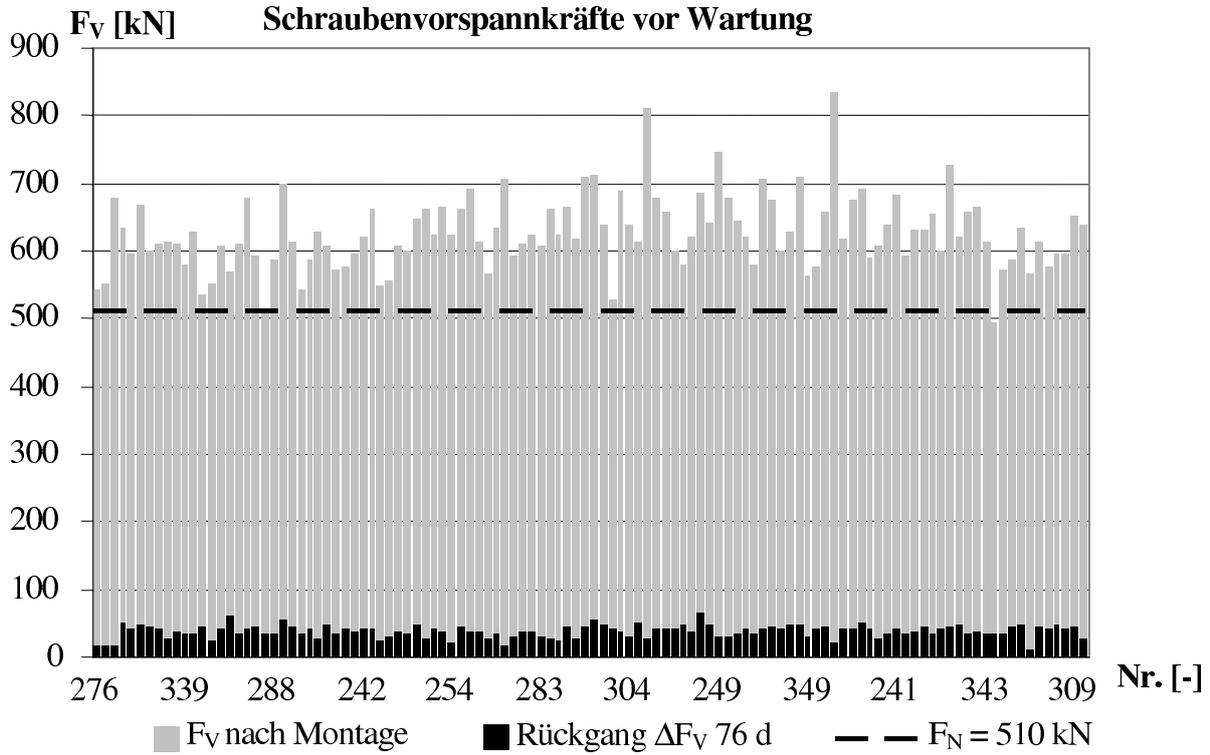


Abbildung 4-38: Rückgang der Vorspannkräfte Turm 1 in 76 Tagen

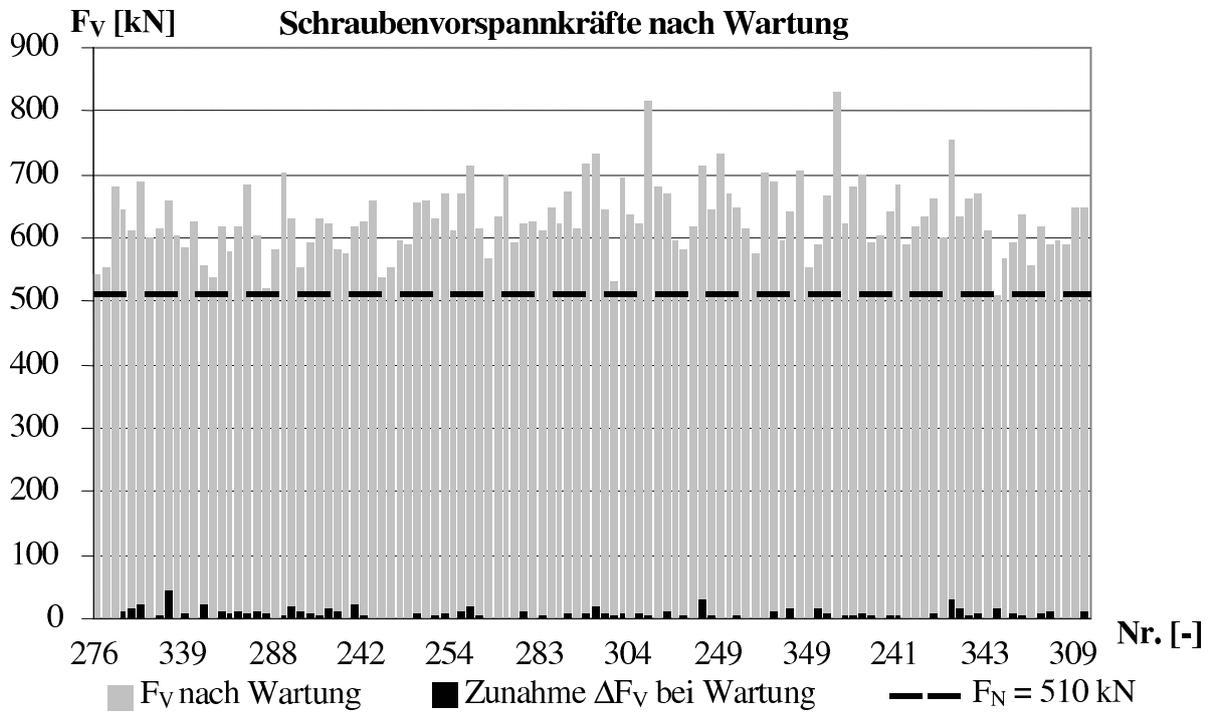


Abbildung 4-39: Vorspannkräfte Turm 1 nach Wartungsarbeiten

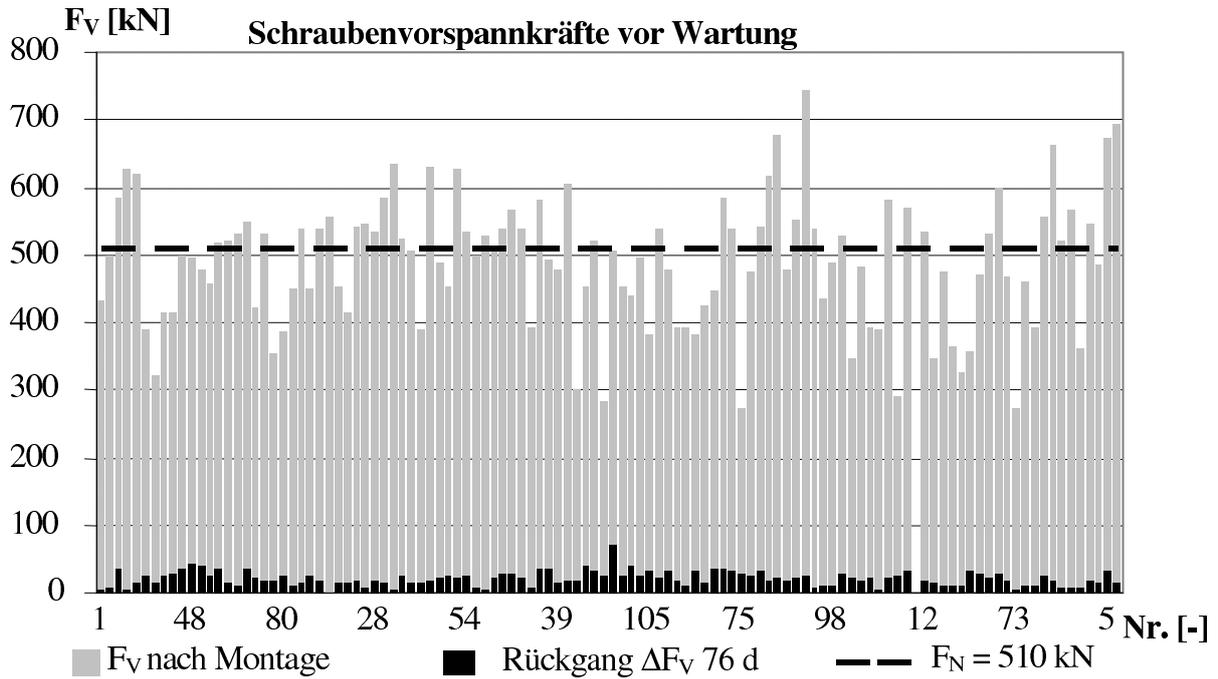


Abbildung 4-40: Rückgang der Vorspannkraften Turm 3 in 76 Tagen

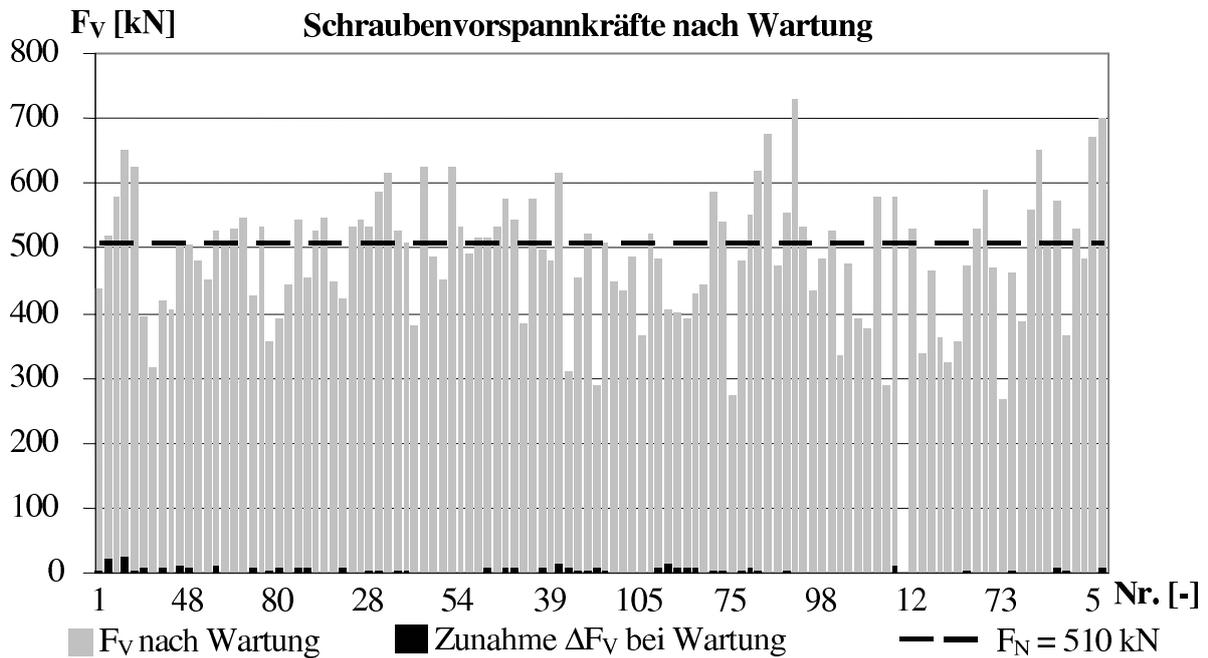


Abbildung 4-41: Vorspannkraften Turm 1 nach Wartungsarbeiten

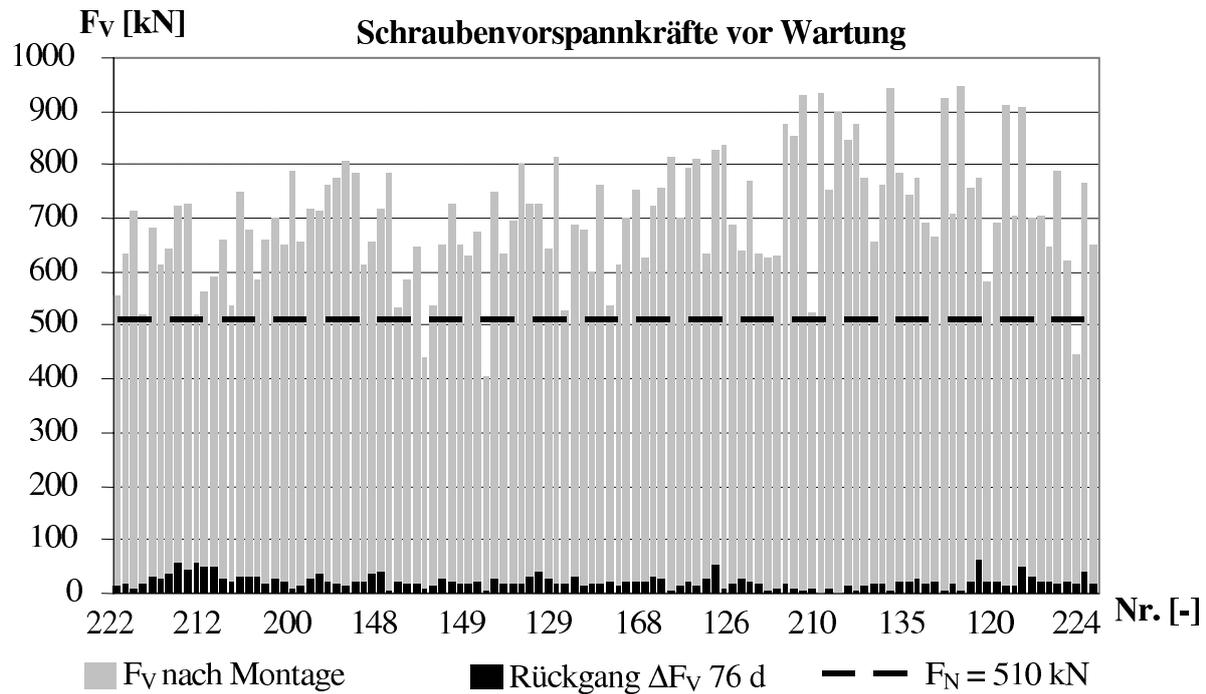


Abbildung 4-42: Rückgang der Vorspannkraften Turm 2 in 76 Tagen

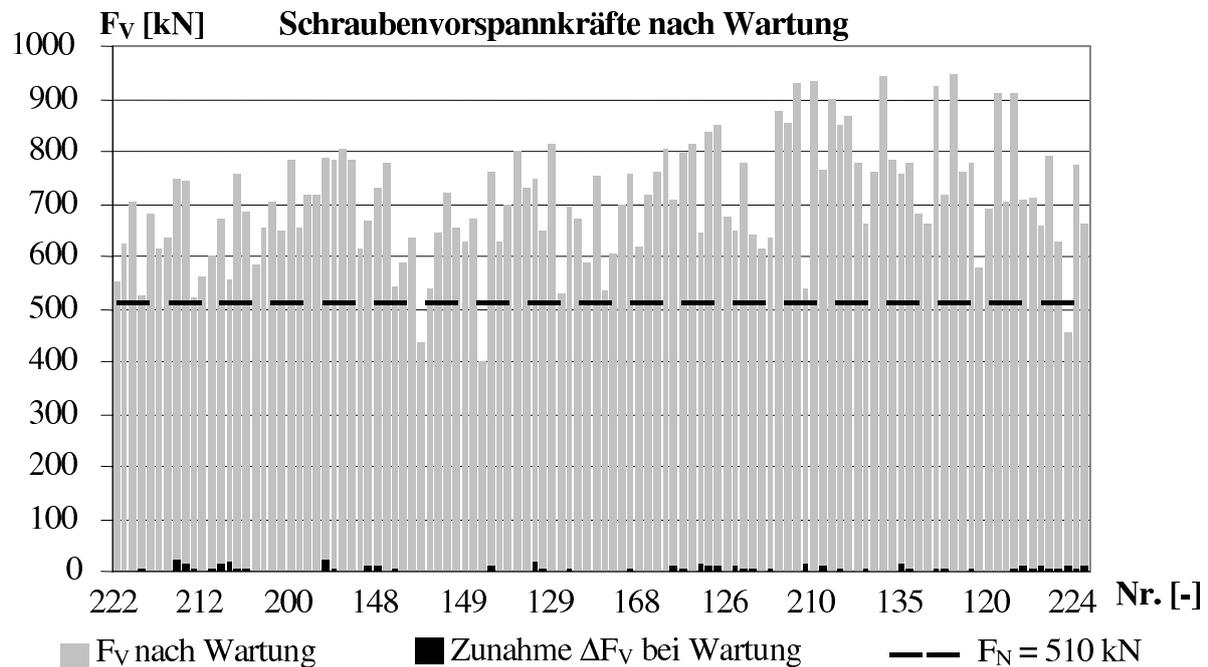


Abbildung 4-43: Vorspannkraften Turm 2 nach Wartungsarbeiten

Für die Schraubenvorspannkraften kann in guter Näherung eine Normalverteilung für die Schraubenvorspannkraften angenommen werden (Abb. 4-44).

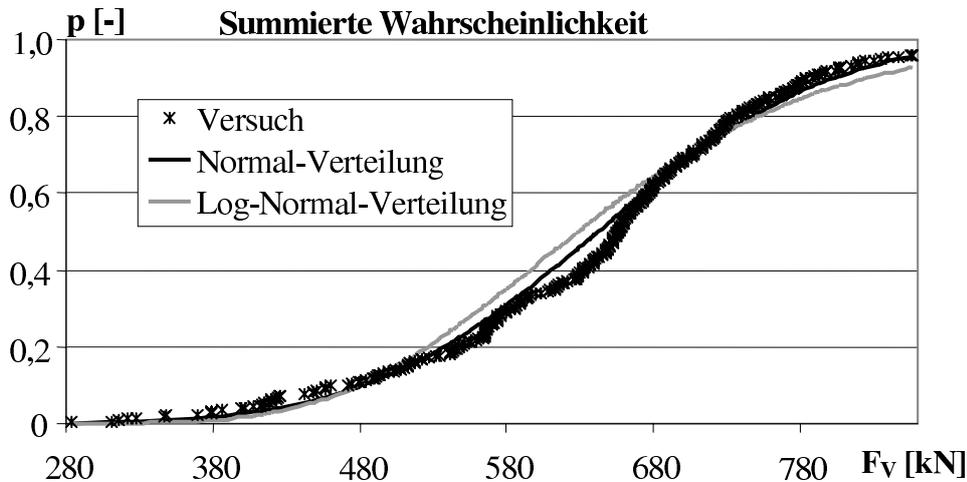


Abbildung 4-44: Summierte Wahrscheinlichkeit der Messwerte

	Montage $F_V$ [kN]			Rückgang $\Delta F_V$ [kN]			vor Wartung $F_V$ [kN]		
	Turm 1	Turm 2	Turm 3	Turm 1	Turm 2	Turm 3	Turm1	Turm 2	Turm 3
Mittelwert $\mu$	664	724	510	38	21	21	626	702	488
Standardabw. $\sigma$	57	110	97	9	12	11	55	111	96
$\sigma/\mu$	9%	15%	19%	6%	4%	3%	9%	16%	20%
$(\Delta)F_V$ maximal	857	955	769	66	61	71	835	946	745
$(\Delta)F_V$ minimal	529	409	275	10	0	0	494	404	272

Tabelle 4-15: Statistische Auswertung der Vorspannkraften nach Montage und Abnahme bis zur Wartung

	vor Wartung $F_V$ [kN]			Zunahme $\Delta F_V$ [kN]			nach Wartung $F_V$ [kN]		
	Turm 1	Turm 2	Turm 3	Turm 1	Turm 2	Turm 3	Turm1	Turm 2	Turm 3
Mittelwert $\mu$	626	702	488	3	1	0	629	703	488
Standardabw. $\sigma$	55	111	96	10	7	8	56	112	96
$\sigma/\mu$	9%	16%	20%	1%	0%	0%	9%	16%	20%
$(\Delta)F_V$ maximal	835	946	745	43	24	23	829	947	730
$(\Delta)F_V$ minimal	494	404	272	-15	-13	-17	510	399	266

Tabelle 4-16: Statistische Auswertung der Vorspannkraften vor der Wartung und Zunahme durch Wartung

Schrauben mit	Montage $F_V$ [kN]			Wartung $F_V$ [kN]		
	Turm1	Turm2	Turm 3	Turm1	Turm2	Turm 3
$F_V \geq F_N = 510$ kN nach [2-3]	100%	97%	52%	99%	97%	44%
$F_V < F_N = 510$ kN	0%	3%	48%	1%	3%	56%
$F_V \geq 0,9 * F_N = 459$ kN [2-1]	100%	98%	72%	100%	97%	64%
$F_V \geq 0,7 * F_N = 357$ kN	100%	100%	94%	100%	100%	90%

Tabelle 4-17: Anzahl der Schrauben mit Vorspannkraften gemäß DIN 18800-7 bzw. DIBt-Richtlinie

In den voranstehenden Tabellen ist die statistische Auswertung der Messkampagne 6 dargestellt.

Die Auswertung des während des Anziehvorganges auf die Mutter aufgebrauchten Montage-drehmoments ist in Tab. 4-7 dargestellt. Die gemessenen Werte entsprechen im Mittel den Vorgabewerten bei sehr geringen Streuungen.

Arbeitsgang	Montage 100%	Wartung 100%
Sollwert Drehmoment	2800	2800
Mittelwert $\mu$	2788	2787
Standardabweichung $\sigma$	16	34
$\sigma/\mu$	1%	1%

Tabelle 4-18: Statistische Auswertung der Montagedrehmomente

Die Beschichtungsdicken der Messflansche sind in Abb. 4-15 dargestellt.

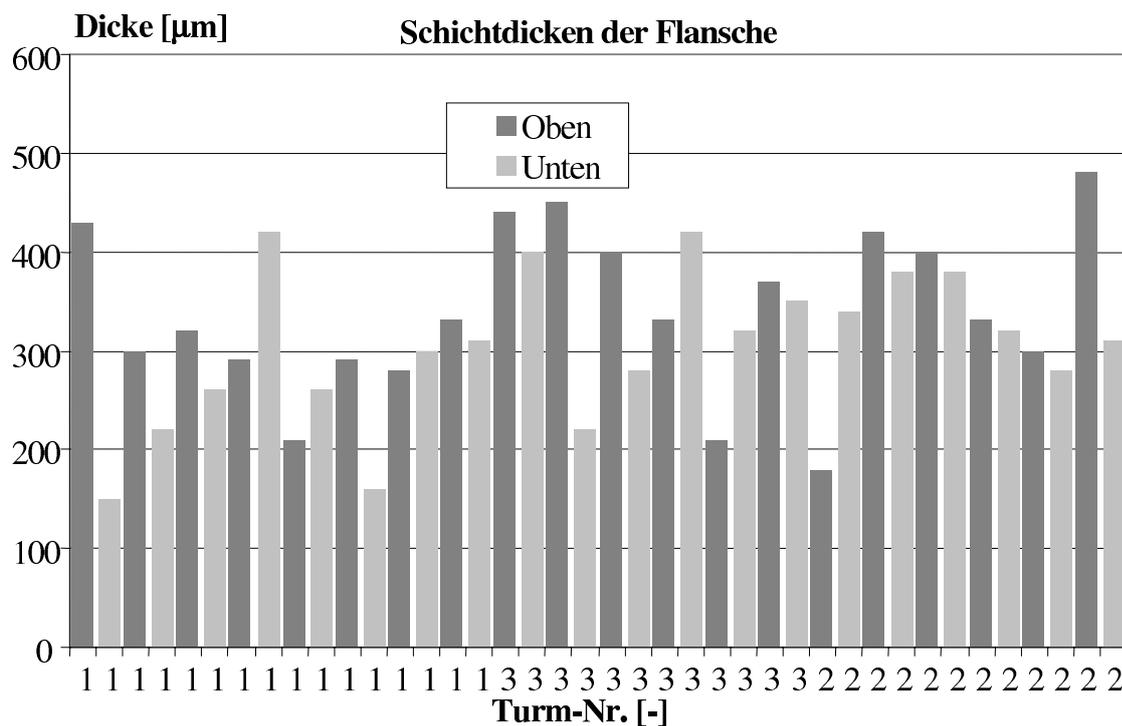


Abbildung 4-45: Stichprobenartige Messung der Beschichtungsdicken der Flansche

	Turm 1	Turm 2	Turm 3	Gesamt
Mittelwert $\mu$	283	349	343	321
Standardabweichung $\sigma$	77	80	77	82
$\sigma/\mu$	27%	23%	22%	26%

Tabelle 4-19: Statistische Auswertung der Beschichtungsdicken

### 4.9.2 Bewertung der Resultate

Die während der Montage von Turm 1 gemessenen Schraubenvorspannkkräfte sind hoch und ihre Streuung ist gering. Setzungsbedingt nahmen die Vorspannkkräfte bis zum Zeitpunkt der Wartungsarbeiten ab; im Mittel um 38 kN. Ein Nachziehen der Schrauben während der Wartung konnte in der Regel nicht erfolgen. Die Zunahme der Vorspannkkräfte (Abb. 4-39, 4-41, 4-43) lag im Bereich der Messunsicherheit der Vorspannkkräftermittlung. Auch ein Drehwinkel während der Wartungsarbeiten konnten nicht bestimmt werden, da für kleine Drehwinkel der Einfluss durch die Torsion des Anziehgerätes überwog und die Schraubenverbindung nach Absetzen des Verschraubungsgerätes zurückfederten. Nur in Einzelfällen wurde eine Zunahme der Vorspannkraft gemessen. Der Effekt der Wartungsarbeiten auf die Vorspann-

kräfte war daher gering. Da der Rückgang der Vorspannkraften durch Setzungen ebenfalls gering war, ist dies nicht negativ zu bewerten.

Die in Turm 3 während der Montage gemessenen Vorspannkraften (Abb. 4-36) lagen auf niedrigem Niveau und streuten stark. Bis zum Zeitpunkt der Wartung nahmen die Vorspannkraften ebenfalls ab, im Mittel um 21 kN. Die geringeren Setzungsbeträge können nicht abschließend erklärt werden. Zwar bewirken geringere Vorspannkraften auch geringere Setzungsverluste, allerdings wurden bei Turm 3 auch größere Beschichtungsdicken als bei Turm 1 gemessen, welche wiederum zu größeren Setzungsverlusten geführt hätten müssen. Die Wartungsarbeiten hatten bei Turm 3 einen ähnlichen Effekt wie bei Turm 1.

Die in Turm 2 gemessenen Vorspannkraften liegen sehr hoch. Der Mittelwert liegt über dem der Messungen von Turm 1, wobei die Streuung auch höher ausfiel. Vereinzelt wurden Schrauben bis in den plastischen Bereich hinein angezogen (Abb. 4-37,  $F_S > 800$  kN). Nahezu alle Schrauben erreichten die Nennvorspannkraft von 510 kN. Der Rückgang der Vorspannkraften liegt auf ähnlichem Niveau wie bei den anderen beiden Türmen. Der Effekt der Wartungsarbeiten auf die Vorspannkraften ist ebenfalls gering, da eine Zunahme der Vorspannkraften nur in Einzelfällen zu beobachten war.

Auffällig an den Resultaten der Messkampagne 6 sind die Schwankungen der während der Montage erzielten Vorspannkraften zwischen den 3 Flanschen. Obwohl verwendete Garnituren-Charge, Anziehgerät und Montageverfahren bei allen Türmen identisch waren, sind große Unterschiede zwischen den Resultaten zu erkennen. Die Schrauben in Turm 1 und 2 zeigten hohe Vorspannkraften, wobei die Streuungen bei Turm 2 wesentlich höher lagen. Augenfällig sind die geringen Vorspannkraften, die in Turm 3 während der Montage erzielt wurden.



Abbildung 4-46: Schraubengarnituren in Turm 3 mit Weißrost und Turm 1 ohne Korrosion

Einen Hinweis auf veränderte Randbedingungen während des Anziehvorganges in Turm 3 ist der an den Schrauben vorhandene Weißrost (Abb. 4-46). Obwohl die 3 Türme unmittelbar nacheinander unter gleichen Bedingungen errichtet wurden, war Weißrost bei den beiden anderen Ringflanschen nicht zu erkennen. Wahrscheinlich ist die Korrosion der Schrauben von Turm 3 auf den starken Regen während der Montage und des Schraubeneinbaus zurückzuführen. Dabei wurden die Schrauben direkt der Witterung ausgesetzt, was die Korrosion begünstigte. Bedingt durch den Bauablauf im Windpark wurden die Schrauben in Turm 3 sechs Tage nach dem Einbau planmäßig angezogen. Dies ist als relativ großer zeitlicher Abstand zwischen dem Einbau und dem Anziehvorgang anzusehen, der die Korrosion ermöglichte. Andererseits ist der Zeitraum von sechs Tagen auch nicht ungewöhnlich, da Verzögerungen im Bauablauf auch nie zu verhindern sind.



Der Zustand der Schrauben scheint einen maßgeblichen Einfluss auf die erzielbare Vorspannkraft zu haben. Das unterschiedliche Vorspannkraftniveau von korrodierten und nicht korrodierten Schraubengarnituren in Messkampagne 6 macht diese Annahme wahrscheinlich. Um zu untersuchen, welche möglichen Abweichungen im Schmierungszustand von Schrauben unter Baustellenbedingungen auftreten können, wurden eine Stichprobe der in Messkampagne 6 verwendeten Schrauben im Anziehprüfstand bzgl. der Reibkennwerte untersucht.

#### 4.10 Messung der Reibbeiwerte Kampagne 6

Die Überprüfung der Reibeigenschaften von Schrauben, die den Anforderungen nach DIN 18800-7 genügen, erfolgt werksseitig. Unsachgemäßer Umgang mit HV-Garnituren kann jedoch dazu führen, dass sich die garantierten Reibeigenschaften, bspw. durch Verschmutzung oder Korrosion, verschlechtern.

Daher wurde parallel zur durchgeführten Messkampagne 6 untersucht, wie sich der Transport, die Lagerung und die Handhabung von HV-Garnituren unter praxisnahen Bedingungen auf die Reibeigenschaften auswirken. Dazu wurden Stichproben der verwendeten Garnituren beim Hersteller und beim Verfasser eingelagert. Eine zusätzliche Stichprobe folgte dem üblichen Vertriebsweg vom Schraubenhersteller über den Großhändler zum WEA-Hersteller auf die Baustelle. Diese Stichprobe wurde unter den gleichen äußeren Bedingungen gelagert und transportiert wie die eingebauten Schrauben. Nach Abschluss der Messkampagne 6 wurden die einzelnen Stichproben im Anziehprüfstand bzgl. ihres Anziehverhältnes verglichen.

Die auf die Baustelle transportierte Stichprobe Schraubengarnituren zeigte starken Weißrost an der Oberfläche, wie er auch bei denen in Turm 3 der Messkampagne 6 verwendeten vorhanden war. Der Transport der HV-Garnituren erfolgte im aufgemutterten Zustand, so dass ein Korrosionsschutz des unverzinkten Muttergewindes durch die verzinkte Schraube gewährleistet war. Bei Untersuchung der Baustellen-Stichprobe zeigte sich jedoch neben Weißrost an der Oberfläche auch vereinzelt Rotrost im Gewinde (Abb. 4-47). Wie aus Abb. 4-48 ersichtlich ist, zeigen Schraubengarnituren mit Weißrost ein ähnliches Anziehverhalten wie unkorrodierte Garnituren. Die Garnituren, bei denen zusätzlich Rotrost vorhanden war, zeigten dagegen ein deutlich schlechteres Anziehverhalten, so dass die erzielten Vorspannkraft die Nennvorspannkraft nicht immer erreichten.

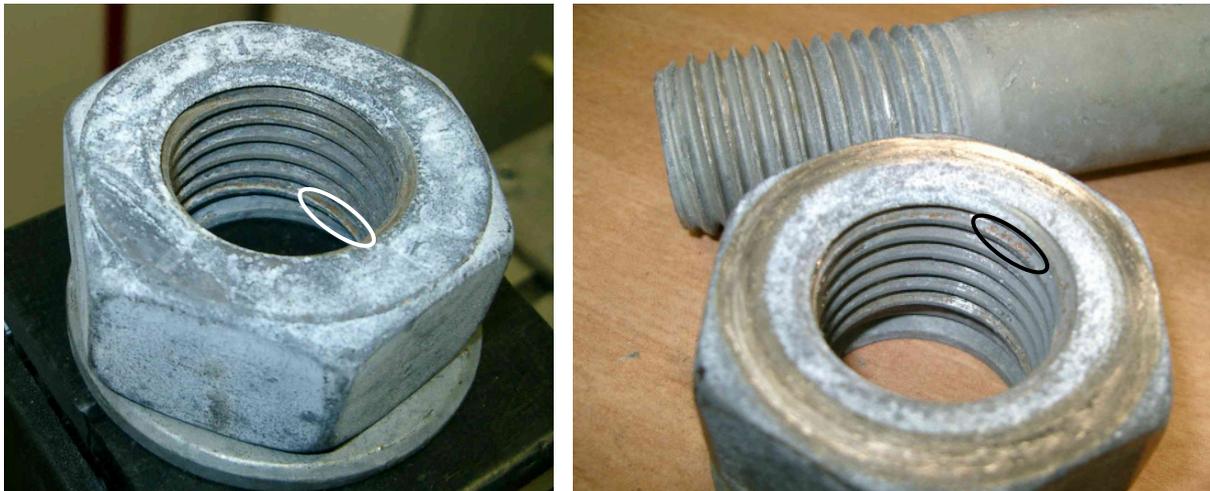


Abbildung 4-47: Schraubengarnituren mit Weiß- und Rotrost (Markierung)

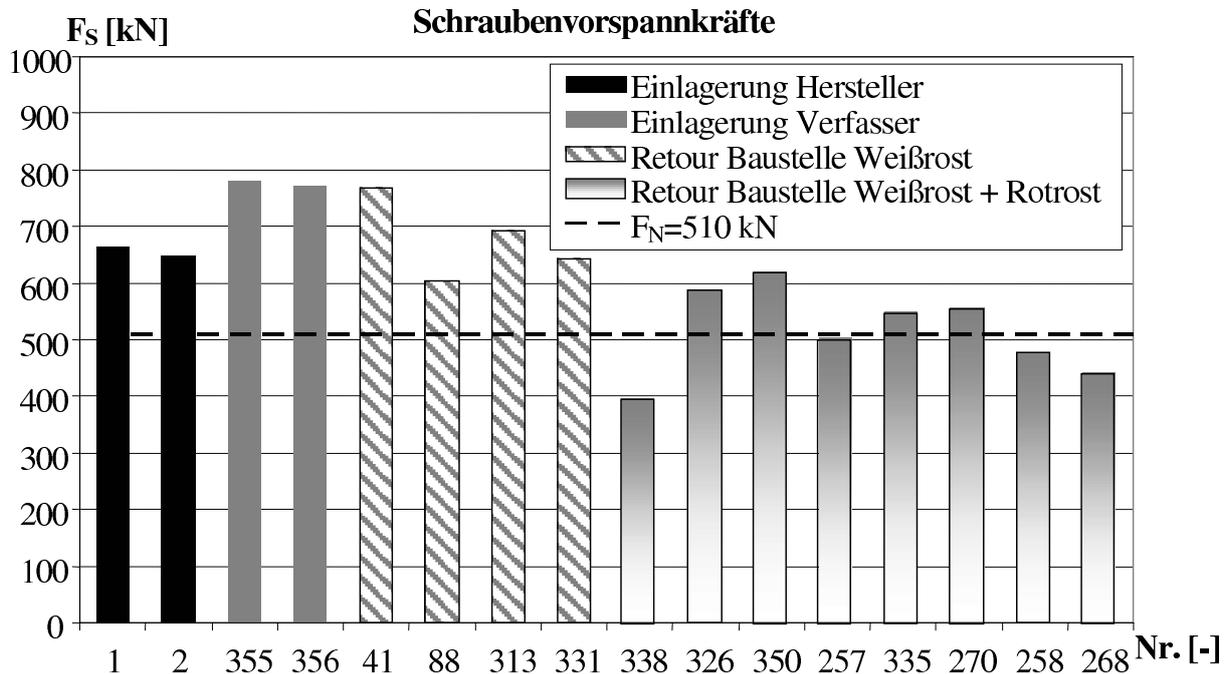


Abbildung 4-48: Resultate Anziehprüfstand Garnituren der Messkampagne 6

	Einlagerung	Baustelle Weißrost	Baustelle Weißrost + Rotrost
Mittelwert $\mu$	716	677	514
Standardabweichung $\sigma$	69	70	76
$\sigma/\mu$	10%	10%	15%

Tabelle 4-20: Statistische Auswertung der Messergebnisse der Versuche im Anziehprüfstand

Tabelle 4-20 zeigt, dass Rotrost einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Höhe der erzielbaren Vorspannkraft hat. Die Mindestvorspannkraft wird nicht sicher erreicht. Die Garnituren, bei denen lediglich Weißrost an der Oberfläche der Muttern auftrat, erreichten die Nennvorspannkraft in allen Fällen. Ein negativer Einfluss auf die Reibeigenschaften ist daher als gering einzustufen.

Vor dem Hintergrund der Messergebnisse der Anziehversuche können die Resultate der Messkampagne 6 beurteilt werden:

Die in Turm 1 verwendeten Schrauben erreichen hohe Vorspannkraft bei geringen Streuungen. Die Garnituren zeigen keine Korrosion und es kann daher auf unbeeinträchtigte Reibeigenschaften geschlossen werden, wie sie Schrauben bei der Qualitätskontrolle besitzen.

Die in Turm 2 verwendeten Garnituren zeigen ähnliche Korrosionsspuren wie die im Anziehprüfstand getesteten. Teilweise vorhandener Rotrost beeinträchtigt die Reibeigenschaften und es kann unterstellt werden, dass die im Feldversuch gemessenen geringen Vorspannkraft auf Korrosion in Form von Rotrost zurückzuführen sind. Ob bei den eingebauten Schrauben Rotrost vorhanden war, konnte nicht nachgeprüft werden. Der äußerlich erkennbare Korrosionszustand ist jedoch vergleichbar und es wird daher auf ähnliche Zustände des Gewindes und der Reibeigenschaften geschlossen.

Eine Erklärung für die sehr hohen Vorspannkraft bei erhöhter Streuung, die in Turm 2 gemessen wurden, kann nicht gegeben werden. Äußerlich entsprachen die Garnituren denen in

Turm 1 verwendeten, so dass von vergleichbaren Reibeigenschaften ausgegangen werden muss. Die Rahmenbedingungen der Schraubenmontage waren in beiden Fällen identisch, bzgl. des verwendeten Werkzeugs und Vorgehen. Der einzige erfasste Unterschied war die stichprobenartig gemessene Temperatur der eingebauten Schrauben. Infolge der Sonneneinstrahlung betrug die Temperatur während der Montage in Turm 2 teilweise bis zu 42 °C. Solch hohe Temperaturen wurden nicht über den gesamten Flansch gemessen, sondern ausschließlich im Bereich besonders stark vorgespannter Schrauben (Abb. 4-37 rechts,  $F_S$  über 900 kN).



## 5 Bewertung und Empfehlungen

### 5.1 Montagevorschriften

Die von den verschiedenen beteiligten WEA-Herstellerfirmen verwendeten Montagevorschriften sind grundsätzlich dazu geeignet, die Nenn-Vorspannkkräfte sicherzustellen. Allen Verfahren ist das sukzessive Anziehen aller Schrauben eines Ringflansches im Uhrzeigersinn in einem oder zwei Durchgängen gemein. Andere Vorgehensweisen, wie etwa das Anziehen über Kreuz, sind bei der Montage von Ringflanschverbindungen von WEA-Türmen unüblich.

Ob die Schrauben in einem Durchgang mit dem vollen Drehmoment angezogen werden oder ob dies zunächst mit dem halben und in einem zweiten Durchgang mit dem vollen Drehmoment erfolgt, ist davon abhängig, welches Montagewerkzeug verwendet wird. Hintergrund dafür ist, dass es möglich sein soll, eine bereits angezogene Schraube nachzuziehen. Es ist sinnvoll, die erste Schraube eines Ringflansches nach Beendigung des Durchganges nachzuziehen, da die Möglichkeit besteht, dass durch vorhandene Imperfektionen und das Anziehen weiterer Schrauben, die Vorspannkraft abfällt.

Da es mit einem Elektroschrauber unmöglich sein kann, eine bereits angezogene Schraube weiterzudrehen (siehe Kapitel 2.5), soll ein reduziertes Drehmoment im ersten Montagedurchgang sicherstellen, dass ein Weiterdrehen mit dem vollen Montagedrehmoment möglich ist. Bei der Messkampagne, in der ein zweistufiges Verfahren zur Anwendung kam, stellte sich heraus, dass vorhandene Flanschkloffungen im ersten Durchgang nicht zugezogen werden konnten. Daher waren die Vorspannkkräfte vor dem zweiten Durchgang teilweise auf Null zurückgegangen. In diesem Fall wäre evtl. ein einziger Montagedurchgang mit dem vollen Drehmoment sinnvoller gewesen.

Während der Messkampagne 5 wurde ebenfalls ein Elektroschrauber verwendet, der die Schrauben in einem Durchgang anzog. Da bei den ersten Schrauben zunächst ein höheres Drehmoment aufgebracht wurde, war ein Nachziehen dieser Schrauben am Ende des Durchgangs mit dem angepassten und reduzierten Drehmoment nicht möglich. Es wurde mit dem verwendeten Verfahren eine ausreichende Vorspannkraft bei allen Schrauben in nur einem Montagedurchgang erreicht. Es scheint fraglich, ob ein zweistufiges Anziehen mit einem in der Höhe gestaffelten Drehmoment Vorteile bzgl. erzielbarer Vorspannkkräfte bringt.

Wenn die Vorspannkkräfte, die in einem ersten Montagedurchgang erzielt werden, so hoch sind, dass ein Weiterdrehen mit einem Elektroschrauber nicht möglich ist, dann sind die Vorspannkkräfte wahrscheinlich ausreichend, wenn bei der Montage das volle Drehmoment verwendet wurde. Wenn andererseits ein Weiterdrehen möglich ist, dann wäre ein höheres Drehmoment im ersten Durchgang sinnvoll gewesen.

Bei Verwendung von Hydraulikschraubern wurden die Schrauben stets in einem Durchgang angezogen. Da das Nachziehen bereits fest vorgespannter Schrauben in jedem Fall möglich ist, ist das Verfahren gut geeignet, die Schrauben schnellstmöglich auf volle Vorspannkraft anzuziehen. Das stichprobenartige Nachziehen der ersten Schrauben oder in Bereichen von großen Imperfektionen erscheint dabei sinnvoll, um Vorspannkraftrückgänge infolge gegenseitiger Beeinflussung der Schrauben bei der Montage auszuschließen.

### 5.2 Wartung der Schraubenverbindungen

Die Wartung von Ringflanschverbindungen erfolgt meist mit Hydraulikschraubern. Da sich herausgestellt hat, dass diese Geräte bei gleichem Maximalmoment höhere Vorspannkraften erzeugen als die untersuchten Elektroschrauber, ist der Einsatz bei Wartungsarbeiten sinnvoll. Evtl. zu geringe Vorspannkraften infolge des Gebrauchs von Elektroschraubern während der Erstmontage von Schraubenverbindungen können damit ausgeglichen werden.

Wurde die Erstmontage und die Wartung mit Hydraulikschraubern bei gleichem Drehmoment durchgeführt, ließen sich nur selten Weiterdrehwinkel während der Wartung erzielen (Kampagnen 2 und 6). Der setzungsbedingte Vorspannkraftrückgang ließ sich dabei nicht immer ausgleichen, da für ein Weiterdrehen der Mutter die erhöhte Haftreibung überwunden werden muss. Wenn die Frist bis zur ersten Wartung länger ist, sind größere Setzungen zu erwarten und die Wahrscheinlichkeit, dass diese durch ein Weiterdrehen der Mutter ausgeglichen werden können, steigt. Daher erscheint es sinnvoll, die erste Wartung eher später als früher innerhalb des ersten Halbjahres nach Montage der Schraubenverbindung durchzuführen. Ein quantitativer Zusammenhang zwischen dem Rückgang der Vorspannkraften und der Zeitdauer bis zur Wartung ist nur schwer herzustellen, da die Betriebsdauer der verschiedenen Anlagen vor den Wartungsarbeiten sehr unterschiedlich ausfallen kann und Betriebslasten Setzungs Vorgänge beschleunigen und vergrößern können. Auch spielt die Beschichtung der verspannten Flansche eine große Rolle, von der nur die Dicke, aber nicht der Aufbau bekannt war. Es wurden im Rahmen dieses Forschungsvorhabens keine Messungen über die Beschaffenheit der Kontaktfuge der Flansche durchgeführt.

Wenn während der Erstmontage der Schrauben die Nennvorspannkraft erreicht wurde, konnten auch nach den Wartungsarbeiten Vorspannkraften erzielt werden, die den rechnerischen Grundlagen der DIBt-Richtlinie für Wartung innerhalb des ersten Jahres zu Grunde liegen. Die Annahme von 90% der Nennvorspannkraft für den Ermüdungsnachweis ist daher gerechtfertigt.

Einige Hersteller führen Wartungsarbeiten mit einem Drehmoment durch, das über dem Montagedrehmoment liegt. Dies bietet den Vorteil, dass damit die erhöhte Haftreibung überwunden werden kann, so dass Setzungsverluste besser ausgeglichen werden können. Dies konnte während Messkampagne 5 bestätigt werden, bei der nach der Wartung im Durchschnitt sogar höhere Vorspannkraften als nach der Montage vorhanden waren. Ein höheres Drehmoment während der Wartungsarbeiten bringt das Risiko mit sich, die Schrauben bis in den plastischen Bereich hinein vorzuspannen. Über die Veränderung der Reibeigenschaften von HV-Verbindungen bei mehrmaligem An- bzw. Nachziehen können keine gesicherten Aussagen getroffen werden. Da verringerte Reibungskoeffizienten bspw. infolge von Oberflächenglättung beim Anziehen nicht ausgeschlossen werden können, besteht auch die Möglichkeit des Anziehens über die elastische Grenzzugkraft hinaus. Dies wurde während der Messungen bei erhöhtem Wartungsdrehmoment jedoch nicht beobachtet.

Die Regelung der DIN 18800-7 zur Überprüfung von ausreichenden Vorspannkraften ist für steife Schraubfälle zu überarbeiten. Die untersuchten Schrauben- und Flanschgeometrien benötigen weniger als 90° Drehwinkel zum Erreichen der Nennvorspannkraft. Dementsprechend sind die in Tabelle 8 angegebenen Werte der Weiterdrehwinkel zu groß und sollten für steife Schraubfälle, bzw. große Schraubendurchmesser angepasst werden.



### 5.3 Lagerung von HV-Garnituren

Schlechte oder fehlerhafte Reibeigenschaften der verwendeten HV-Garnituren konnten als systematische Fehlerquelle von zu niedrigen Vorspannkräften bei den Untersuchungen ausgeschlossen werden. Vereinzelt wurden jedoch zu niedrige Vorspannkräfte beobachtet, die auf zu hohe Reibungskoeffizienten zurückzuführen waren (Kampagne 6). Die Verschlechterung der Reibeigenschaften war auf Korrosion zurückzuführen. Während der Montage der entsprechenden Garnituren herrschte starker Regen. Innerhalb des Zeitraums von sechs Tagen zwischen Einbau und Endmontage der Schrauben mit dem vollen Drehmoment verschlechterten sich die Reibeigenschaften der Garnituren infolge Korrosion, so dass die Nennvorspannkraft nicht sicher erreicht werden konnte. Die Korrosion im Gewinde wurde dadurch begünstigt, dass ein Abtrocknen im Inneren des Turmes nicht möglich war. Es sollte daher nicht nur jegliche Verschmutzung und Beschädigung von HV-Garnituren, sondern auch die feuchte Lagerung vermieden werden. Da dies im Hinblick auf den Einbau im Freien nicht immer zu gewährleisten ist, muss zumindest die Endmontage mit dem Nenndrehmoment möglichst schnell erfolgen, solange die Reibeigenschaften noch nicht durch Rost beeinträchtigt sind.

### 5.4 Prüfung von Schraubenverbindungen

Die Prüfung des Anziehverhaltens von Schraubenverbindungen ist in DIN 946 [2-13] geregelt. Diese schreibt eine Winkelgeschwindigkeit zwischen 0 und 180° pro Sekunde während des Anziehvorganges für die Prüfung vor. Montagegeräte besitzen nicht zwangsläufig eine konstante Anziegeschwindigkeit. Die verwendeten Elektroschrauber zogen etwa mit 10° pro Sekunde an. Hydraulikschrauber dagegen arbeiteten nicht kontinuierlich, sondern in einzelnen Arbeitshüben des Hydraulikzylinders. Die Drehgeschwindigkeit nimmt dabei kontinuierlich und asymptotisch ab, so dass es dem Monteur überlassen bleibt, wie lange das maximale Drehmoment an der Mutter anliegt. Teilweise ließ sich auch nach 50 Sekunden noch eine Zunahme des Drehwinkels und der Vorspannkraft beobachten. Dies entspricht einer mittleren Winkelgeschwindigkeit von ca. 1,5 °/s bei der vorhandenen Steifigkeit der Schraubfälle. Beide Winkelgeschwindigkeiten liegen innerhalb der Grenzen der Norm, führen jedoch zu unterschiedlichen Vorspannkraftniveaus, wie sich in den Messkampagnen und Laboruntersuchungen zeigte.

Die werksseitige Prüfung von Schraubenverbindungen gestattet eine Prüfung mit realistischen Winkelgeschwindigkeiten, die in der Praxis auch vorliegen. Allerdings entsprechen die mit üblichen Montagegeräten erzielten Anziegeschwindigkeiten nicht zwangsläufig den Prüfbedingungen der Norm. Aufgrund des vorhandenen Einflusses der Geschwindigkeit können die momentan vorhandenen zulässigen Prüfbedingungen nicht als Maß für eine objektive Einschätzung des Anziehverhaltens und des erzielbaren Vorspannkraftniveaus herhalten.

Da sich die Anziegeschwindigkeiten von Montagegeräten schlecht beeinflussen lassen, ist es ratsam, die Prüfbedingungen genauer zu spezifizieren und möglicherweise Reibbeiwerte für verschiedene Anziegeschwindigkeiten anzugeben.

Die Verwendung von schnell anziehenden Schrauben bei HV-Garnituren der untersuchten Abmessungen kann zu Vorspannkräften unterhalb der Nennvorspannkraft führen, da der Größtwert des aufgebrachtten Drehmomentes kein objektives Maß für die erzielbare Vorspannkraft ist. Daher wird empfohlen, die Schrauber nicht das Nenndrehmoment einzustellen, sondern auf die Vorspannkraft, die ein langsam laufender (Hydraulik-) Schrauber beim vorliegenden Schraubfall erzielt.

### 6 Zusammenfassung

In dem bearbeiteten Forschungsvorhaben wurden während der Montage von Windenergieanlagen die in Ringflanschverbindungen erzielten Schraubenvorspannkraften ermittelt.

Dazu wurde zunächst ein Messverfahren zur Schraubenkraftbestimmung entwickelt, das sich in Bezug auf Genauigkeit und Baustellentauglichkeit hervorragend bewährt hat. Auch wenn Beeinträchtigungen und Abweichungen vom üblichen Montageablauf der Schraubenverbindungen unumgänglich waren, können doch realitätsnahe Randbedingungen während der Montage und repräsentative Resultate unterstellt werden.

Es zeigte sich ein uneinheitliches Bild der erzielten Schraubenvorspannkraften. Es wurden sowohl sehr niedrige, als auch sehr hohe Vorspannkraften gemessen, wobei die Schwankungen innerhalb der einzelnen Messkampagnen meist gering waren. Größere Unterschiede traten zwischen verschiedenen Messreihen auf, was durch die jeweils unterschiedlichen Randbedingungen zu erklären ist. Es konnte gezeigt werden, dass die verwendeten Anziehwerkzeuge die vorgegebenen Drehmomente zuverlässig bei geringen Schwankungen erzielen.

Die Reibeigenschaften der verwendeten Schrauben sind ebenfalls als unkritisch zu betrachten. Schwankungen der Reibbeiwerte innerhalb einer Charge von Garnituren lagen innerhalb der zulässigen und von den Herstellern sicherzustellenden Grenzen.

Durch äußere Einwirkungen wie bspw. starken Niederschlag und Nässe können die Reibeigenschaften jedoch stark verschlechtert werden, so dass nur geringe Vorspannkraften erzielt werden können. Daher ist verstärkt darauf zu achten, dass Schrauben während des Transportes und der Lagerung vor schädlichen Einflüssen ausreichend geschützt werden. Im Falle von Niederschlag während der Montage sind die Schrauben schnellstmöglich auf volle Vorspannkraft vorzuspannen, um zu verhindern, dass durch Korrosion eine Verschlechterung der Reibeigenschaften eintritt.

Eine vergleichende Untersuchung von Montagewerkzeugen zeigte, dass der zeitliche Verlauf des aufgetragenen Drehmomentes einen großen Einfluss auf die erzielbare Vorspannkraft hat. Die Messresultate deuten auf geschwindigkeitsabhängige Reibeigenschaften bei den untersuchten Schraubenverbindungen hin. In diesem Fall wäre damit auch ein Größeneinfluss der Schrauben verbunden, so dass das beobachtete Phänomen eher bei großen als bei kleinen Schrauben zu erwarten ist.

Wenn die nach DIN 18800-7 vorgeschriebenen Werte des Montagedrehmomentes für das Drehmomentverfahren außer acht gelassen werden und die Anziehleistung der Verschraubungsgeräte vergleichend über die erzielbare Vorspannkraft eingestellt werden, können auch mit schnell drehenden Geräten gute Resultate erzielt werden.

Die normativ geregelte Prüfung der Reibeigenschaften von Schraubenverbindungen legt sehr weite Grenzen bzgl. der Anziehgesewindigkeit. Die in der Praxis erzielten Geschwindigkeiten liegen innerhalb der Grenzen, können jedoch zu großen Schwankungen der Vorspannkraften führen. Untersuchungen zum Reibverhalten von Schraubenverbindungen sind daher wünschenswert. Die durchgeführten Versuche an großen HV-Garnituren haben gezeigt, dass kurze, schnelle Anziehvorgänge eher niedrige Vorspannkraften bewirken. Daher ist ggf. das Verschraubungsgerät bzgl. der am Schraubfall erzielbaren Vorspannkraft zu kalibrieren und nicht am erzielten Maximaldrehmoment.

Bei sorgfältiger Ausführung und bei Beachtung der zusätzlich durch dieses Forschungsvorhaben gewonnenen Erkenntnisse können die in der DIBt-Richtlinie für Windenergieanlagen



enthaltenen Bemessungsregeln für vorgespannte Ringflanschverbindungen hinsichtlich der anzusetzenden Vorspannkkräfte als angemessen und sicher eingestuft werden.

## 7 Literatur

- [1-1] *Seidel, M.*: Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Schriftenreihe Institut für Stahlbau (Heft 20). Aachen: Shaker-Verlag 2001.
- [1-2] *Buchmann, K.*: Schäden an Windenergieanlagen lassen sich oft in den Anfangsstadien vermeiden - Was Betreiber selbst tun können. Erneuerbare Energien 06/2000, S. 23-26.
- [1-3] *Schaumann, P.; Seidel, M.*: Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen. Schriftenreihe des Instituts für Stahlbau (Heft 21), Universität Hannover 2001.
- [1-4] *Sedlacek, G.; Kammel, C.*: Dauerverhalten von GV-Verbindungen bei verzinkten Konstruktionen im Freileitungs-, Mast- und Kaminbau (P209). Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., Düsseldorf 2001.
- [1-5] *Scheer, J.; Krümming, S.; Reim, H.*: Auswirkungen der Anziehverfahren Drehmoment- und Drehwinkel-Verfahren auf das Tragverhalten von HV-Schrauben, Abschlussbericht, Fraunhofer IRB-Verlag, Stuttgart 1992.
- [1-6] *Bracht, W.*: Orkan knickt S-46 - und nun? Erneuerbare Energien 06/2000, S. 41-43.
- [1-7] *Katzorke*: Bericht über eine fraktographische Untersuchung von vier Bruchflächen. TÜV Hannover/Sachsen-Anhalt e.V., Bericht 4178PS00097, Hannover 2000.
- [1-8] *Petersen, C.*: Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen. Stahlbau 67 (1998), S. 60-67
- [1-9] *Lehmann, D.*: Nichtlinearer Längskraft- und Biegemomentenverlauf in der Schraube vorgespannter L-Flansche, Stahlbau 72 (2003), S. 653-663, S. 734-743
- [1-10] *Bucher, C.; Ebert, M.*: Nichtlineare Berechnung von Stahlflanschverbindungen mit gemessenen Imperfektionen. Stahlbau 71 (2005) Heft 7, S. 516 - 522
- [1-11] *Jakubowski, A.*: Ermüdungssichere Bemessung geschraubter Ringflanschstöße in turmartigen Stahlbauten unter besonderer Berücksichtigung von Flanschimperfektionen. Cuvillier Verlag Göttingen 2003
- [1-12] *Pollicino, F.*: Tragverhalten imperfekter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Germansicher Lloyd Wind Energy GmbH, Hamburg 2004. URL: [http://www.gl-group.com/pdf/Tragverh\\_impf\\_RFV\\_Poll.pdf](http://www.gl-group.com/pdf/Tragverh_impf_RFV_Poll.pdf)



- [1-13] *Jakubowski, A.; Schmidt, H.:* Ermüdungssichere Bemessung vorgespannter Ringflanschstöße unter Berücksichtigung von Flanschimperfectionen. Stahlbau 74 (2005) Heft 6, S. 452 - 461
- [1-14] *Wiegand, H.; Kloos, K.-H.; Thomala, W.:* Schraubenverbindungen. Berlin: Springer-Verlag 1988.
- [1-15] *Steinhardt, O.; Möhler, K.; Valtinat, G.:* Versuche zur Anwendung vorgespannter Schrauben im Stahlbau, IV. Teil, Berichte des Deutschen Ausschusses für Stahlbau, Heft 25, Stahlbau-Verlags GmbH Köln, 1969
- [1-16] *Schmidt, H.; Jakubowski, A.:* Ermüdungssicherheit imperfekter vorgespannter Ringflanschstöße in windbeanspruchten turmartigen Stahlbauten. Bericht 100230-35, Universität GH Essen 1999.
- [1-17] *Oehms, U.; Junkers, P.:* Prüfplanung und dokumentiertes Verspannen in der Hochmomentschraubmontage am Beispiel von Babcock-Sempell-Armaturen im Kernkraftwerk Grohnde, VDI-Berichte Nr. 1735, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 2002
- [1-18] *Hoffmann, K.:* Eine Einführung in die Technik des Messen mit Dehnungsmessstreifen, Herausgeber: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987
- [1-19] *Schneider, E.:* Ultraschallsystem zur Online-Bestimmung der Schraubenvorspannkraft und zur Steuerung des Schraubprozesses, Tagungsbeitrag 1. Forum Verbindungstechnologie, München, 2004
- [1-20] *Steuere, A.:* Das Tragverhalten und Rotationsvermögen geschraubter Stirnplattenverbindungen, Basel: Birkhäuser Verlag, 1999
- [1-21] *Illgner, K. H.; Esser, J.:* Schrauben Vademecum. Textron Verbindungstechnik, Rasch Verlag, Bramsche, 2001
- [1-22] *Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.; Musiol, G.; Mühlning, H.:* Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch. Thun , Frankfurt am Main, 1993

## Normen

- [2-1] DIBt (Hrsg.): Richtlinie Windenergieanlagen Einwirkungen und Standsicherheitsnachweise für Turm und Gründung, Entwurf März 2003
- [2-2] VDI 2230, Bl. 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Einschraubenverbindungen, zylindrische Einschraubenverbindungen. Beuth-Verlag Berlin. 2003
- [2-3] DIN 18800, Teil 7: Stahlbauten - Herstellen, Eignungsnachweise zum Schweißen, April 1983.
- [2-4] DIN 13, Teil 1: Metrische ISO-Gewinde, Regelgewinde von 1 bis 68 mm Gewinde-Nenn Durchmesser, Nennmaße.1986.
- [2-5] DIN V ENV 1090-1: Ausführung von Tragwerken aus Stahl, Teil 1: Allgemeine Regeln und Regeln für Hochbauten, Deutsche Fassung ENV 1090-1: 1996.
- [2-6] prEN 14399-2: Hochfeste planmäßig vorspannbare Schraubenverbindungen für den Metallbau, Teil 2 : Prüfung der Eignung zum Vorspannen, 2004
- [2-7] DIN 863: Prüfen geometrischer Größen - Messschrauben - Teil 1: Bügelmessschrauben, Normalausführung; Begriffe, Anforderungen, Prüfung; Ausgabe:1999-04
- [2-8] DIN EN ISO 898-1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungsmitteln aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl, Teil 1: Schrauben, 1999
- [2-9] DIN 6914: Sechskantschrauben mit großer Schlüsselweite, HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen, Oktober 1989
- [2-10] DIN 6915: Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten für Verbindungen mit HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen, Dezember 1999
- [2-11] DIN 6916: Scheiben rund für HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen, Oktober 1989
- [2-12] DASt-Richtlinie 021: Schraubenverbindungen aus Garnituren M42 bis M64 entsprechend DIN 6914, DIN 6915, DIN 6916, Entwurf Juni 2005
- [2-13] DIN 946: Bestimmung von Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen, Oktober 1991



## Anhang

### Resultate der Schraubenvorspannkkräfte

Die folgenden Tabellen enthalten die während der Messkampagnen erhobenen Daten der Schraubenvorspannkkräfte. Fehlende Werte für Vorspannkkräfte oder Schraubendrehwinkel sind darauf zurückzuführen, dass Schrauben für Messungen teilweise unzugänglich waren.

Kampagne 2:

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
1	639	92	495	495
2	699	120	595	595
3	694	128	617	617
4	696	119	592	590
5	684	101	594	594
6	656	125	592	592
7	663	123	596	596
8	745	137	676	676
9	711	139	622	622
10	510		476	564
11	623	227	551	551
12	682	110	604	604
13	739	148	668	668
14	606	93	536	536
15	658	126	599	599
16	706	137	632	632
17	782	135	691	691
18	640	98	563	563
19	686	122	607	607
20	691	99	621	621
21	673	93	614	614
22	704	124	610	610
23	726	124	635	635
24	630	76	558	558
25	660	123	597	597
26	721	125	644	644
27	704	111	642	642
28	759	149	676	676
29	738	120	656	656
30	766	165	694	694
31	608	103	534	534
32	740	141	696	696
33	715	109	638	638

## Messung von erzielten Vorspannkraften unter realen Montagebedingungen

A-2

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
34	776	104	672	672
35	657	91	572	572
36	766	128	688	688
37	646	126	577	577
38	688	115	617	617
39	679	119	606	606
40	627	98	567	567
41	682	121	621	621
42	798	154	730	730
43	664	102	592	592
44	757	121	635	635
45	711	129	629	629
46	603	148	539	539
47	683	126	608	608
48	677	132	609	609
49	676	122	623	623
50	639	113	566	566
51	707	113	635	635
52	757	112	665	665
53	699	117	634	634
54	689	119	595	595
55	624	112	557	557
56	691	141	595	595
57	766	134	651	651
58	625	170	528	528
59	716	114	563	563
60	699	146	504	504
61	723	128	558	558
62	763	230	620	620
63	697	139	543	543
64	714	158	591	591
65	731	162	641	641
66	744	161	671	671
67	700	117	616	616
68	640	93	561	561
69	672	118	589	589
70	707	147	625	625
71	714	99	623	623
72	689	138	613	613
73	640	132	560	560
74	756	133	620	620
75	712	127	620	620



<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
76	709	137	606	606
77	688	138	606	606
78	619	85	578	578
79	605	126	526	526
80	710	141	640	640
81	749	91	691	691
82	600	121	542	542
83	706	135	626	626
84	670	133	612	612
85	686	121	599	599
86	654	116	569	569
87	688	139	619	619
88	747	131	650	650
89	716	168	616	616
90	728	209	571	571
91	733	268	555	555
92	779	249	542	542
93	665	154	429	564
94	759	167	569	569
95	761	187	539	539
96	677	173	537	537
97	779	135	660	660
98	704	126	649	649
99	742	170	647	647
100	705	105	656	656
101	704	115	649	649
102	727	165	695	695
103	723	94	688	688
104	657	96	578	578
105	732	95	650	650
106	598	83	524	524
107	665	109	583	583
108	631	103	560	571
109	646	114	554	554
110	700	130	636	636
111	691	111	619	619
112	701	127	621	621
113	678	126	608	608
114	658	87	589	589
115	719	111	616	616
116	752	127	664	664

## Messung von erzielten Vorspannkraften unter realen Montagebedingungen

A-4

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
117	711	117	622	622
118	679	111	617	617
119	661	93	571	571
120	664	116	608	608
121	757	193	680	680
122	677	80	560	560
123	714	115	637	637
124	758	136	672	672
125	732	117	636	636
126	731	101	647	647
127	651	170	554	554
128	692	140	562	562
129	705	216	589	589
130	689	143	615	615
131	639	114	563	563
132	671	99	595	595
133	669	101	587	587
134	759	110	653	653
135	725	154	622	622
136	678	123	593	593
137	520	91		
138	694	121	670	670
139	707	143	623	623
140	708	113	599	599
141	625	110	554	554
142	582	103	483	483
143	705	130	586	586
144	689	198	582	582
145	799	214	712	712
146	680	197	602	602
147	650	134	548	548
148	780	155	652	652
149	730	141	640	640
150	708	158	615	615
151	759	156	703	703
152	764	125	672	672
156	585	116	498	498
157	653	149	570	570
158	625	151	562	562
159	660	140	593	593
160	686	169	616	616
161	640	140	585	585



<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
162	570	108	515	515
163	611	122	538	538
164	733	162	679	679
165	705	135	633	633
166	751	161	671	671
167	607	136	531	531
168	633	189	555	555
169	734	161	656	656
170	744	173	667	667
171	671	136	609	609
172	751	262	687	687
173	712	230	655	655
174	661	147	595	595
175	717	126	651	651
176	732	150	662	662
177	644	128	588	588
178	654	126	593	593
179	716	94	690	690
180	634	125	607	607
181	613	125	567	567
182	730	174	661	661
183	684	137	627	627
184	652	135	600	600
185	607	158	552	552
186	729	144	666	666
187	764	191	714	714
188	650	124	545	545
189	784	177	732	732
190	721	190	664	664
191	721	171		
192	628	104		
193	775	174	718	718
194	716	167	674	674
195	810	175	765	765
196	730	156	671	671
197	784	152	724	724
198	765	166	703	703
199	732	152	670	670
200	666	139	602	602
201	746	160	667	667
202	590	105	589	589

## Messung von erzielten Vorspannkraften unter realen Montagebedingungen

A-6

Nummer [-]	$F_v$ nach Montage 100% [kN]	$\phi$ Montage [°]	$F_v$ vor Wartung 100% [kN]	$F_v$ nach Wartung 100% [kN]
203	597	134		
204	680	138	632	632
205	678	112	632	632
206	687	142	634	634
207	740	150	675	675
208	666	163	609	609
209	749	259	694	694
210	788	189	727	727
211	731	141	660	660
212	727	147	662	662
213	766	179	700	700
214	728	177	665	665
215	605	110		
216	688	163	629	629
217	699	148	620	620
218	727	170	662	662
219	683	170	672	672
220	685	149	609	609
221	702	152	631	631
222	576	136		
223	783	190	705	705
224	694	141	617	617
225	744	125	659	659
226	747	174	673	673
227	590	123	532	532
228	747	165	645	645
229	559	123	598	598
230	719	155	646	646
231	691	171	616	616
232	703	141	636	636
233	681	140	618	618
234	789	164	746	746
235	619	141	558	558
236	663	160	629	629
237	789	174	717	717
238	655	121	584	584
239	711	104	606	606
240	725	148	640	640
241	654	143	597	597
242	731	124	649	649
243	698	193	625	625
244	666	190	601	601

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
245	769	172	676	676
246	770	190	694	694
247	736	187	689	689
248	730	159	644	644
249	700	150	631	631
250	752	160	665	665
251	654	133	600	600
252	760	155	698	698
253	645	119	592	592
254	697	131	648	648
255	659	144	631	631
256	673	151	614	614
257	874	218	834	834
258	707	160	659	659
259	683	182	617	617
260	797	170	752	752
261	728	144	683	683
262	797	195	728	728
263	728	155	672	672
264	743	170	658	658
265	701	141	656	656
266	788	175	717	717
267	804	183	709	709
268	703	147	623	623
269	704	131	641	641
270	632	129	587	587
271	664	149	589	589
272	818	171	741	741
273	687	126	616	616
274	775	148	669	669
275	756	164	691	691
276	727	154	659	659
277	771	156	715	715
278	645	109	587	587
279	714	189	655	655
280	723	176	660	660
281	720	128	660	660
282	697	124	638	638
283	683	130	617	617
284	603	143	528	528
285	794	180	711	711

## Messung von erzielten Vorspannkräften unter realen Montagebedingungen

A-8

---

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>φ Montage</b> [°]	<b>F<sub>v</sub> vor</b> Wartung 100% [kN]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Wartung 100% [kN]
286	749	173	674	674
287	776	179	736	736
288	722	144	665	665
289	734	182	677	677
290	694	114	638	638
291	699	215	646	646
292	639	215	589	589
293	680	132	628	628
294	709	145	643	643
295	747	183	721	721
296	447	103	438	438
297	706	140	658	658
298	712	126	653	653
299	717	195	650	650
300	655	135	587	587
301	633	111	569	569
302	692	109	637	637
303	692	124	649	649
304	763	145	690	690
305	755	167	680	680
306	703	129	643	643
307	619	154	562	562

Tabelle A-1: Schraubenkräfte und Drehwinkel der Messkampagne 2



## Kampagne 3:

<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]	<b>Nummer</b> [-]	<b>F<sub>v</sub> nach</b> Montage 100% [kN]
1	1204	18	1226	35	1143
2	1128	19	1127	36	1161
3	1226	20	884	37	1217
4	1159	21	1174	38	1023
5	1064	22	1114	39	1125
6	939	23	1134	40	1317
7	1198	24	1026	41	1121
8	1313	25	1221	42	1198
9	1233	26	1176	43	1146
10	1201	27	1199	44	955
11	1398	28	1344	45	913
12	1110	29	1293	46	1003
13	991	30	1268	47	1043
14	867	31	933	48	1249
15	1253	32	1241	49	1367
16	925	33	1125	50	980
17	1059	34	1026		

Tabelle A-2: Schraubenkräfte der Messkampagne 3

Kampagne 4:

Nummer	$M_{\text{Elektro}}$	$M_{\text{Hydraulik}}$	$\phi_{\text{Elektro}}$	$\Delta\phi$	$F_V$	$F_V$	$\Delta F_V$
[-]	[Nm]	[Nm]	[°]	Hydraulik [°]	Elektro [kN]	Hydraulik [kN]	[kN]
1	2817	2817	53	27	478	657	179
2	2816	2816	50	30	462	636	174
3	2819	2819	50	27	477	642	165
4	2816	2816	52	28	468	651	184
5	2817	2817	50	25	448	611	163
6	2816	2816	47	23	460	619	159
7	2819	2819	60	28	541	717	176
8	2819	2819	55	28	511	678	167
9	2823	2823	50	25	464	622	158
10	2817	2817	48	18	482	607	125
11	2819	2819	63	26	543	723	179
12	2821	2821	55	23	510	648	138
13	2817	2817	53	25	497	666	169
14	2814	2814	63	26	560	719	159
15	2819	2819	64	31	566	708	142
16	2817	2817	60	35	509	753	244
17	2817	2817	58	28	534	707	173
18	2816	2816	53	25	495	664	169
19	2816	2816	55	20	509	657	149
20	2817	2817	65	30	535	730	195
35	2800	ca.2800	50	18	481	606	126
36	2844	ca.2800	50	20	466	609	143
37	2890	ca.2800	55	20	504	644	140
38	2823	ca.2800	60	20	519	659	140
39	2831	ca.2800	55	20	515	651	135
40	2819	ca.2800	63	38	588	805	217

Tabelle A-3: Schraubenkräfte, Drehmomente und -winkel der Messkampagne 4



## Kampagne 6:

Turm 1				Turm 2				Turm 3			
Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung
[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]
276	557	541	540	222	569	555	551	1	436	432	437
275	569	551	551	221	652	635	623	2	505	499	519
261	697	679	679	220	719	713	704	25	619	584	581
247	684	634	643	219	536	519	525	23	632	627	651
293	639	598	613	217	712	682	680	3	637	621	625
308	715	667	688	218	641	613	613	49	414	390	396
300	645	600	600	216	676	642	636	64	338	323	318
301	651	611	614	215	778	722	745	65	439	413	418
340	644	615	658	214	770	727	743	63	444	415	405
237	647	609	605	213	577	519	522	61	534	498	508
339	615	580	586	212	613	566	560	48	538	497	504
284	661	627	627	211	640	592	598	62	514	477	478
341	580	535	555	192	684	660	672	76	481	457	452
236	576	552	538	208	559	536	555	86	552	516	528
290	649	607	618	207	782	751	754	81	535	520	509
245	632	570	578	206	710	680	682	7	541	530	529
299	646	610	620	205	619	587	582	57	582	548	548
253	718	678	684	204	680	660	653	67	445	422	428
250	637	592	603	203	728	701	702	91	551	532	532
266	548	514	521	202	675	653	649	9	369	352	355
288	621	588	582	200	797	787	784	80	408	385	391
259	750	697	701	201	672	657	655	108	460	451	443
251	657	614	630	181	745	718	714	87	553	538	545
232	577	544	553	195	747	714	714	77	472	449	454
260	627	585	592	194	784	763	786	85	557	539	527
267	654	627	629	191	794	776	781	4	554	554	548
264	654	607	622	196	820	805	805	26	467	452	449
314	607	572	581	197	804	782	782	66	431	416	422
230	615	575	576	198	635	611	612	20	560	541	534
252	635	597	619	146	689	656	666	84	553	544	543
242	664	622	625	148	759	717	727	28	552	533	535
279	702	660	659	173	789	782	777	114	600	584	588
280	573	550	537	174	557	535	541	111	637	632	615
262	586	556	551	167	602	585	584	18	551	525	528
231	644	608	598	171	662	646	635	56	519	505	507
246	635	600	588	172	449	441	434	59	401	388	379
307	696	649	654	164	552	539	538	19	647	630	627
302	688	661	659	170	679	653	644	55	509	488	488

Messung von erzielten Vorspannkraften unter realen Montagebedingungen

A-12

Turm 1				Turm 2				Turm 3			
Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung
[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]
303	665	625	628	157	749	725	720	109	477	451	452
346	701	664	670	158	669	651	652	43	647	627	626
254	646	625	611	149	649	630	625	54	561	535	535
292	704	660	671	145	696	675	671	96	505	498	491
229	731	693	713	150	409	404	399	103	532	528	515
244	651	613	616	152	776	751	758	72	530	508	516
316	596	567	566	151	652	635	628	37	567	538	535
243	668	633	632	159	714	696	696	10	597	567	576
265	723	705	699	123	820	803	801	78	561	538	543
263	624	594	591	122	759	726	727	89	397	391	383
273	649	611	621	160	766	728	747	82	617	581	577
274	661	625	624	175	668	644	648	8	529	492	498
283	640	607	611	129	830	813	812	39	492	479	478
281	687	660	648	183	547	530	530	38	623	604	617
347	647	624	622	176	718	689	695	101	319	303	309
348	711	666	673	182	691	678	671	53	491	453	456
354	643	616	615	184	616	598	586	27	552	520	523
282	755	709	716	130	776	760	750	113	308	282	288
311	768	712	730	177	560	540	532	44	576	505	510
235	683	637	642	125	624	613	606	97	478	453	449
234	567	527	532	169	721	699	700	33	478	439	434
305	725	688	693	163	775	752	756	79	521	496	488
304	667	636	635	168	647	626	616	105	415	382	368
294	663	612	621	166	751	722	714	45	560	538	524
312	840	811	815	165	784	757	758	22	509	478	485
239	720	679	679	162	819	813	806	92	409	392	407
310	696	657	669	161	713	700	709	34	404	393	401
287	642	600	598	155	814	793	796	107	414	382	390
286	627	579	581	156	824	810	811	29	437	423	430
238	659	622	617	154	661	635	646	30	480	445	445
319	752	686	714	153	880	828	835	40	619	583	588
315	687	641	643	124	847	837	847	35	567	537	539
249	778	746	731	126	705	685	677	75	302	274	273
248	709	679	670	128	663	637	647	70	500	474	479
330	677	644	648	186	793	770	776	14	573	543	552
328	660	621	615	188	656	636	639	36	637	618	619
331	615	581	575	178	631	626	614	104	696	677	676
329	746	704	703	185	640	631	635	17	496	478	473
320	720	675	686	193	891	876	876	112	572	552	554
321	640	599	598	190	862	855	852	110	769	745	730



Turm 1				Turm 2				Turm 3			
Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung	Nr.	F <sub>v</sub> nach Montage	F <sub>v</sub> vor Wartung	F <sub>v</sub> nach Wartung
[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]	[-]	100% [kN]	100% [kN]	100% [kN]
318	675	626	641	199	932	928	930	50	543	537	533
317	757	709	707	189	534	525	537	83	445	434	435
349	591	561	554	210	933	933	935	98	501	489	483
327	616	576	589	187	763	754	762	46	553	526	526
323	702	658	664	209	897	899	897	58	369	348	335
353	857	835	829	147	856	845	847	52	500	482	476
333	659	617	620	140	882	876	867	106	413	393	391
256	716	676	679	142	789	777	777	74	392	388	375
255	742	691	700	143	677	658	661	94	601	582	580
306	628	588	591	138	780	762	760	95	313	290	289
324	636	608	605	144	946	942	943	13	602	570	581
325	672	637	639	141	806	784	783	69	600		
241	721	681	682	135	767	743	755	12	554	536	529
240	626	593	588	137	798	774	778	71	360	346	339
322	668	631	617	136	707	690	681	60	483	474	465
297	676	632	631	139	689	667	664	11	376	366	361
272	687	654	661	133	928	923	926	102	338	327	322
296	644	602	599	134	730	711	714	68	389	357	354
295	771	726	754	132	952	946	947	32	497	470	474
289	666	620	633	127	781	759	760	15	554	532	530
298	695	659	663	131	835	774	778	90	627	598	591
291	703	665	671	121	605	583	576	47	487	469	468
343	649	615	610	120	715	694	688	73	275	272	266
345	529	494	510	119	924	912	911	99	469	458	463
337	608	573	569	118	717	703	700	100	403	392	389
344	629	585	592	117	955	906	910	31	581	557	558
351	680	633	636	116	732	700	707	21	680	662	651
285	576	565	554	115	728	706	710	93	531	522	507
336	657	613	620	228	673	649	659	6	574	568	574
342	619	577	588	227	807	787	793	16	369	362	365
332	645	598	597	226	642	620	625	42	563	545	531
278	640	598	588	225	462	445	452	51	500	484	482
309	695	650	649	224	807	769	774	5	702	672	670
277	666	637	647	223	668	651	661	24	710	694	700

Tabelle A-4: Schraubenkräfte der Messkampagne 6