



**CENTER
OF MARITIME
TECHNOLOGIES e.V.**

Entwicklung von Standardrohrhaltern
für den Schiffbau

Entwicklung von Standardrohrhaltern für den Schiffbau

von

W. Fricke

Technische Universität Hamburg-Harburg
Arbeitsbereich Schiffstechnische Konstruktionen und Berechnungen

B. Bohlmann

Flensburger Schiffbau-Gesellschaft mbH & Co. KG, Flensburg

Das im folgenden dargestellte Forschungsprojekt

Entwicklung von Standardrohrhaltern für den Schiffbau

wurde gefördert von der gemeinnützigen Stiftung Stahlanwendungsforschung im Stifterverband für die Deutsche Wissenschaft e.V. Zweck der Stiftung ist die Förderung der Forschung auf dem Gebiet der Stahlverarbeitung und -anwendung in der Bundesrepublik Deutschland. Geprüft wurde das Forschungsvorhaben von einem Gutachtergremien der Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e.V. (AVIF), das sich aus Sachverständigen der Stahl anwendenden Industrie und der Wissenschaft zusammensetzt.

Begleitet wurde das Projekt von einem Arbeitskreis des Center of Maritime Technologies e.V.

Der nachstehende Bericht fasst Zielsetzung und wichtigste Ergebnisse des Forschungsprojektes zusammen.

Übersicht

Die Rohrleitungen in den Maschinenräumen von Schiffen werden nach Örtlichkeit mit z. T. recht einfachen Rohrhaltern nach DIN 86027 gelagert, die aus Rohrschellen und Distanzhaltern aus Flachstählen bestehen. An diesen zeigten sich wiederholt bereits bei Probefahrten und in der frühen Einsatzphase Anrisschäden, welche aufwendige Reparaturen und Modifikationen der Rohrhalterung nach sich zogen. Eine Analyse des Ist-Zustandes zeigte, dass überwiegend schwächere Rohrhalter mit relativ schmalen Flachstählen betroffen waren, wobei zumeist der rohrseitige Anschluss schadensanfällig war.

In den vorliegenden Untersuchungen wurden Schwingungsmessungen an ausgewählten Rohrsystemen durchgeführt und mit begleitenden Berechnungen verglichen. Eine treffsichere Abschätzung der niedrigsten Eigenfrequenzen, die zur resonanzfreien Auslegung erforderlich ist, war nur unter Berücksichtigung der Teileinspannung der in Plattenfeldern gelagerten Rohrhalter möglich. Bei resonanter Erregung traten nennenswerte Schwingungsamplituden und Beanspruchungen auf, während die Beanspruchungen bei erzwungenen Schwingungen außerhalb der Eigenfrequenzen sehr niedrig waren. Hinsichtlich des Festigkeitsverhaltens wurden fünf Rohrhaltervarianten experimentell und rechnerisch untersucht. Neben statischen Messungen der Beanspruchungen beim Festziehen der Schrauben, welches an mehreren Stellen überelastische Dehnungen verursacht, wurden Schwingfestigkeitsversuche unter zyklischer Zug- und Biegebelastung der Rohrhalter durchgeführt. Hierbei wurde die Rohrhalterform im Hinblick auf ein möglichst gutes Schwingfestigkeitsverhalten bei geringem Materialeinsatz optimiert. Die Spannungsergebnisse aus den begleitenden Finite-Elemente-Rechnungen waren nur für Relativvergleiche nutzbar, weil die tatsächlichen Beanspruchungen sehr von Vorverformungen bzw. dem Kontakt der Schellen und von Reibeinflüssen beeinflusst wurden.

Abschließend wurde ein Leitfaden für den Konstrukteur erstellt, der die erzielten Ergebnisse und gewonnenen Erfahrungen zusammenfasst und Hinweise für den Einsatz der Rohrhaltervarianten gibt.

Abstract

Pipes in engine rooms of ships are fastened according to the local conditions with partly rather simple supports as defined in DIN 86027, which consist of pipe clamps and connectors made of flat bars. These showed sometimes cracks already during the trial trip or early service period, requiring costly repairs and modifications of the pipe supports. The analysis of the status-quo showed that mostly the weaker fasteners with relatively narrow flat bars are affected, where usually the connection to the pipe clamp was damaged.

In the present project, vibration measurements were performed at selected pipe systems and compared with computations. A relatively accurate prediction of the lowest natural frequencies, which is necessary for a resonant-free design, was shown to be possible only under consideration of the flexible end connection of those supports ending within plate fields. Notable vibration amplitudes and stresses occur only during resonant excitation, while forced vibrations between resonance peaks showed rather small stresses. Regarding the strength behaviour, five pipe support types were investigated experimentally and numerically. Apart from static measurements of the strains during fastening the screws, which showed over-elastic straining at different locations, fatigue tests under cyclic axial and bending load of the supports were performed. Here, the shape of the pipe support was optimised in view of good fatigue behaviour together with low material consumption. Stress results from finite element calculations were suitable only for comparisons, as the actual stresses were affected by pre-deformations and the resulting contact of the pipe clamp and by friction effects.

Finally, a guideline was given for the designer, which summarizes the achieved results and experiences and which gives hints for the application of the different support types saved.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Ausgangsbasis und Zielsetzung	5
2	Ist-Zustand und Schadensauswertungen	7
3	Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Rohrsystemen	12
3.1	Planung und Ablauf der messtechnischen und rechnerischen Untersuchungen	12
3.2	Durchführung der Messungen	15
3.3	Feuerlöschsystem	17
3.4	Messergebnisse zum Feuerlöschsystem	18
3.5	Berechnungen zum Feuerlöschsystem	21
3.6	Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen	23
3.7	Messergebnisse zu den Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen	23
3.8	Berechnungen zu den Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen	27
3.9	Schlussfolgerungen aus den Schwingungsuntersuchungen	29
4	Untersuchungen zur Festigkeit der Rohrhalter	30
4.1	Auswahl der zu untersuchenden Varianten und Lastfälle	30
4.2	Finite-Elemente-Berechnungen	32
4.3	Versuchsaufbau	37
4.4	Statische Vormessungen	38
4.5	Schwingfestigkeitsversuche	45
4.6	Lebensdauerabschätzung mit dem Strukturspannungskonzept	50
4.7	Schlussfolgerungen aus den Festigkeitsuntersuchungen	51
5	Regeln für die Anwendung	52
6	Zusammenfassung	53
7	Literatur	56
Anhang A: Berechnete Eigenformen der Rohrsysteme		A-1
Anhang B: Ergebnisse der Schwingfestigkeitsversuche		B-1
Anhang C: Leitfaden zum Einsatz von Rohrhaltern		C-1
C1	Vibrationsanalyse von Rohrsystemen	C-1
C2	Charakteristische Schwingfestigkeit	C-2
C3	Bauformen	C-4
C4	Überführung der Ergebnisse auf unterschiedliche Rohrnennweiten	C-8

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

In den Maschinenräumen von Schiffen wird eine Vielzahl von Rohrleitungssystemen verlegt. Die Befestigung dieser Systeme im Schiff geschieht zum überwiegenden Anteil mittels stählerner Rohrhalterkonstruktionen. Lediglich bei sehr kleinen Rohrdurchmessern werden auch alternative Werkstoffe verwendet. Die Hauptgründe für die Verwendung des Werkstoffs Stahl sind seitens der Schiffswerften die günstigen Kosten sowie die gute Verarbeitbarkeit. Seitens der Schiffsbetreiber spielen Wartungs- und Instandhaltungsaspekte eine dominierende Rolle. In der Vergangenheit haben sich die bisher verwendeten Halterungen zwar nicht ausnahmslos, aber insgesamt zufriedenstellend bewährt.

Die beschleunigte Entwicklung von Schiffen und speziell ihrer Maschinenräume führt zu ständig wachsenden Leistungsdichten bei gleichzeitig zunehmender Komplexität der Teilsysteme und damit naturgemäß zu steigenden Ansprüchen auch an untergeordnete Komponenten im Gesamtsystem. Im Bereich der Rohrhalterungen ist seit geraumer Zeit eine erhebliche Zunahme von Schäden festzustellen. Häufig zeigt sich schon bei den Standproben, der Probefahrt und den ersten Seereisen, dass die Halterungen der Rohre den Belastungen, die vor allem in Form von Vibrationen auftreten, nicht standhalten, so dass ständig Nachbesserungen anfallen, bis ein gebrauchsfähiges System entstanden ist. Die Kosten und der Zeitaufwand hierfür sind erheblich.

Darüber hinaus entstehen Gefahren für Besatzung, Ladung und Schiff, weil auch sicherheitsrelevante, nichtredundante Systeme wie z.B. heiße Druckleitungen betroffen sind. Als Beispiel werden Brennstoffleitungen genannt. Der derzeitige Zustand ist weder für die Betreiber, die mit Recht von deutschen Werften ein hohes Qualitätsniveau fordern, noch für die Werften, die diesen Anforderungen nicht mehr hinreichend gerecht werden können, akzeptabel.

Eine durchgreifende Abhilfe durch konstruktive Maßnahmen entzieht sich bisher der Realisierung aus verschiedenen Gründen, wie etwa wegen der lückenhaften Kenntnisse um relevante Eingangsgrößen wie z.B. den Beanspruchungen der Systemanalyse. Bisherige Ansätze zur Lösung des Problems durch Standardisierung werden den Anforderungen nicht gerecht.

Aus diesem Grunde wurden in dem vorliegenden Vorhaben Standardrohrhalter entwickelt, die als schiffbauliche Massenteile vielseitig und sicher verwendbar sind. Die künftigen Konstruktionen müssen über die Bedingungen geringer Herstell- und Montagekosten hinaus auch den Aspekten der Schwingfestigkeit genügen. Mit Hilfe von experimentellen und rechnerischen Untersuchungen sollen ausreichende Festigkeiten in verschiedenen Richtungen sowie gute Anschlussmöglichkeiten an typische Bauteile der Schiffsstruktur sichergestellt werden.

Mit dem Einsatz von Standardrohrhaltern mit abgesicherten Eigenschaften sind Einsparungen im Bereich der direkten Herstellkosten verbunden. Sie ergeben sich aus der kostengünstigen Fertigung der standardisierten Teile und aus deren rascher Verfügbarkeit. Wegen der großen Zahl der anzuordnenden Halter und der besonderen Verhältnisse bei der Montage der Rohrleitungssysteme im Maschinenraum von Schiffen sind diese Einsparungen durchaus erheblich.

Darüber hinaus erhöht die betriebssichere Ausführung der Rohrleitungssysteme die Qualität des stahlintensiven Gesamtproduktes Schiff und trägt damit dazu bei, die Wettbewerbsfähigkeit der deutschen Werftindustrie zu stärken.

Im folgenden werden nach einer Übersicht über den Stand der Technik und einer Bestandsaufnahme typischer Schäden an Rohrhaltern die im Vorhaben durchgeführten Untersuchungen beschrieben. Hierzu gehören Bordmessungen an Rohrleitungen, deren Ziel in der Erfassung des dynamischen Verhaltens sowie der an den Rohren und Rohrhaltern im Bordbetrieb auftretenden Beschleunigungen und Beanspruchungen bestand. Begleitende Berechnungen sollten Aufschluss über die Treffsicherheit der Berechnungen der Eigenfrequenzen und erzwungenen Schwingungen bringen.

Den zentralen Teil der Untersuchungen bilden Schwingfestigkeitsversuche an verschiedenen Rohrhalterformen, die mit dem Ziel durchgeführt wurden, günstige Formen des Rohrhalters zu finden. Hierfür wurden Spannungsanalysen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode sowie Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt. Abschließend werden die erzielten Ergebnisse und gewonnenen Erfahrungen in einem Leitfaden für den Konstrukteur in einem eigenständigen Kapitel (Anhang C) zur weiteren Verwendung in der Praxis zusammengefasst.

1.2 Stand der Technik

Stählerne Halter werden auf allen Seeschiffswerften und bei nahezu allen Schiffstypen eingesetzt. Sie bestehen üblicherweise aus Flach-, Rund- oder Winkelstahl oder einer Kombination aus diesen. Sie werden in der Regel rohseitig geschraubt und im Anschluss an die Schiffskonstruktion je nach Situation geschraubt oder geschweißt. Zur Erhöhung der Korrosionsbeständigkeit werden sie häufig verzinkt. In der Vergangenheit haben sich entsprechend den Anforderungen und den vorliegenden Erfahrungen z. T. sehr unterschiedliche Konstruktionen entwickelt.

Relevante Normen, z.B. [1], [2] behandeln die eigentliche Rohrschelle, also diejenigen Bauteile eines Halters, welche das Rohr umfassen. Diese Schellen geben keinen Anlass zur Klage. Der im Schiffbau besonders kritischen Konstruktion des Anschlusses der Schelle an den Distanzhalter widmet sich DIN 86027 [3], siehe Abb. 1.1. Allerdings wird lediglich der einfache Flachstahlhalter behandelt. Andere Haltertypen fehlen ebenso wie Hinweise auf die Betriebsfestigkeitseigenschaften.

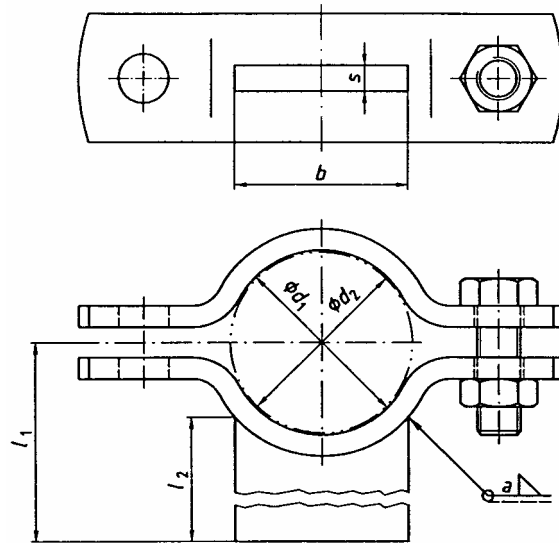


Abb. 1.1: Typische Rohrschelle mit Halter

Je nach aufzunehmender Belastung werden üblicherweise entweder relativ schmale oder sehr breite Flachstähle als Rohrhalter eingesetzt. Diese sind in Abb. 1.2 für ein Rohr der Nennweite DN 200 (Außendurchmesser $d_a = 219,1$ mm) dargestellt und werden im folgenden als Varianten 1 und 2 bezeichnet. Die Rohrhalter werden von Unterlieferanten als Massenware hergestellt und an Bord dem örtlichen Abstand zum tragenden Verband angepasst. Neben der Herstellung stellen die Montagezeiten in der Bauphase einen durchaus erheblichen Kostenfaktor dar. Von noch größerer Bedeutung können jedoch die eingangs erwähnten Reparaturkosten am neuen Schiff sein, die während der Standprobe, der Probefahrt und der ersten Ladungsreisen entstehen.

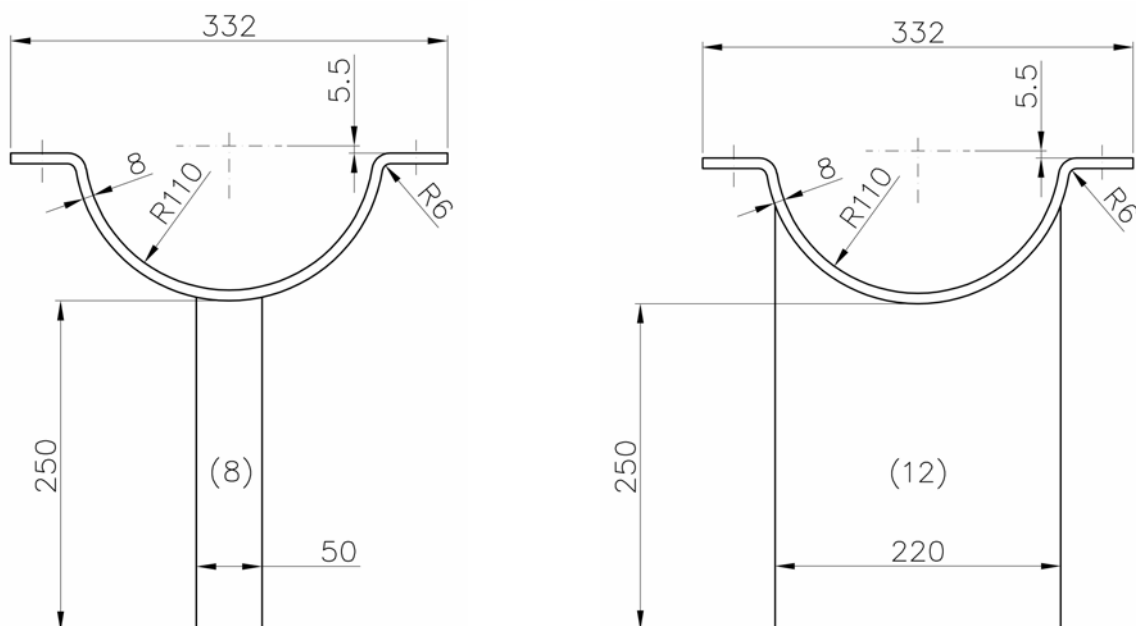


Abb. 1.2: Rohrhalter mit schmalem und breitem Flachstahl für Rohr DN 200 ($d_a = 219,1$ mm) (Varianten 1 und 2)

Schäden werden in erster Linie durch dynamische Belastungen verursacht, wobei die hohen Erregerfrequenzen im Maschinenbereich zu hohen Lastspielzahlen und ggf. zu einem frühen Eintreten des Schadens führen. Derzeit sind dynamische Vorausberechnungen des Verhaltens der Halter im Schiffsbetrieb nur sehr begrenzt durchführbar. Daneben erschwert die im Einzelfall benötigte große Anzahl an Einzelberechnungen mit jeweils großer Parametervielfalt die Zugänglichkeit erheblich. Systematische Untersuchungen liegen zu diesem Thema nicht vor. Zur sicheren Auslegung auf resonanzfreien Betrieb wären für die jeweiligen Teilsysteme die Rohrgeometrien einschließlich ihrer Verzweigungen, Bauteile wie Ventile, Filter, Rückschlagklappen, Flansche, Sensoren usw., Rohrinhalte, Anschlusssteifigkeiten an Rohrenden, Kompensatorelementen und Halterungen, Betriebszustände der Teilsysteme sowie Erregerfrequenzen von Motoren, Hilfsaggregaten, Propeller usw. zu berücksichtigen. Unterkritische Vibrationsauslegungen der Systeme können unter diesen Bedingungen nur fallweise erwartet werden. Berechnungen zum erzwungenen Schwingungsverhalten scheiden z. Z. bei der Vielzahl der Parameter schon mit Blick auf das Missverhältnis zwischen dem Berechnungsaufwand und die diesen Berechnungen anhaftenden Unsicherheiten im heutigen Ingenieursalltag ganz aus.

Seitens der Klassifikationsgesellschaften [4], [5] werden empirisch ermittelte Grenzwerte für Vibrationsniveaus angegeben, deren Überschreitung im Regelfall mit erhöhter Schadensanfälligkeit einhergeht. Damit wirken sie insbesondere unterstützend in der Erarbeitung von Abhilfemaßnahmen im Schadensfall; einer präventiven Rolle können sie unter den geschilderten derzeitigen Bedingungen nur eingeschränkt gerecht werden.

Deshalb werden Rohrleitungen nach „Örtlichkeit und Erfahrung“ in unterschiedlichster Form angebracht. Oft werden die oben erwähnten einfachen Halter aus Flachstählen verwendet, die nur in einer oder zwei Richtungen relativ steif sind. Durch Vermeidung großer freier Längen versucht man, starke Vibrationen der Rohre zu unterbinden. Brüche treten insbesondere an den rohrzugewandten Anschlüssen auf; die Anschlüsse an der schiffbaulichen Konstruktion sind demgegenüber in der Schadensstatistik weniger vertreten. Dies deutet auf mangelhafte Detailkonstruktion der Halter hin.

Infolge fehlender Kenntnisse über die charakteristischen Schwingfestigkeitswerte gängiger Konstruktionen erfolgt die Auswahl bisher jedoch ausschließlich nach Kriterien wie Beschaffung und Montagefreundlichkeit, jedoch nicht nach Vibrationsgesichtspunkten. Letztere versucht man im allgemeinen durch entsprechende Maximalabstände zwischen den Haltern zu berücksichtigen. Auch im derzeitigen Regelwerk und in den Empfehlungen zur Betriebsfestigkeit [6], [7] finden sich keine hinsichtlich Konstruktionsform und Lastfall zutreffenden Standardfälle.

Im Hinblick auf die zunehmend rechnergestützte Konstruktion im Schiffbau ist zu erwarten, dass die Hersteller von Softwaresystemen zur Rohrkonstruktion sich in absehbarer Zeit diesem Thema widmen. Die am Markt verfügbaren Systeme wie PDMS (allgemeines Rohrkonstruktionssystem), NUPAS-Cadmatic (schiffbauliches Rohrkonstruktionssystem) u. a. haben hinsichtlich des eigentlichen Konstruktionsprozesses

mittlerweile einen hohen Reifegrad erreicht. Die Integration dieser Module in die Gesamtkonstruktion durch geeignete Schnittstellen zeigt große Fortschritte. In einem gewissen Maße können heute für Rohrhalter geeignete schiffbauliche Hinterbauten von Rohrkonstruktionsprogrammen lokalisiert und festgeschrieben werden. Eine Ausdehnung dieser Programmpakete auf die Bearbeitung der Strukturanalyse ist der nächste logische Entwicklungsschritt [8].

Im Rahmen des Vorhabens „Beanspruchungsgerechte Gestaltung von Ausrüstungselementen an der tragenden Schiffskonstruktion“ [9] wurde u. a. der Einfluss von untergeordneten Ausrüstungskomponenten auf die Schwingfestigkeit der Schiffsstruktur experimentell und rechnerisch untersucht. U. a. wurde der Anschluss von Distanzhaltern senkrecht zu Plattenfeldern mit und ohne Dopplung untersucht. Die hier in Frage stehenden Rohrhalter wurden dabei nicht behandelt. Es ist ferner noch nicht gelungen, ingenieurmäßige Entwurfskriterien für diese Halter zu erarbeiten. Der in [9] gegebene Empfehlung, das Strukturspannungskonzept zur Bewertung der Schwingfestigkeit auf jeden relevanten Einzelfall anzuwenden, kann wegen des damit verbundenen Aufwandes [10], [11], [12] nicht gefolgt werden. Die Ergebnisse des Vorhabens wurden in Form eines Kataloges präsentiert, der von Anbeginn mit der Möglichkeit zur Erweiterung ausgelegt worden war. Mit den hier untersuchten Rohrhaltern wird dem Katalog ein weiteres, wichtiges Detail hinzugefügt.

1.3 Ausgangsbasis und Zielsetzung

Zur Verdeutlichung der Ausgangssituation dient ein Beispiel aus dem schiffbaulichen Alltag. Dieses Beispiel ist typisch für den Bau von Frachtschiffen mittlerer Größe. Die Zahlen charakterisieren die Verhältnisse der deutschen Produktpalette recht gut. Sie werden bei besonderen Schiffen (z.B. Marinehilfsschiffe, Fahrgastschiffe, Produktentanker) jedoch fallweise bei weitem überschritten.

Im Maschinenraum eines modernen Ro/Ro-Schiffes von 180 m Länge sind auf nur ca. 20 m Maschinenraumlänge Großmotoren und Aggregate mit insgesamt 21 MW Leistung installiert. In diesem Bereich sind ca. 6000 m Rohrleitungen zu verlegen. Davon gelten ca. 1500 m, zugehörig zu 8 Teilsystemen, als kritisch. Deren Durchmesser variieren von 50 mm bis 500 mm; die Anzahl der zugehörigen Halter beträgt etwa 750.

Dabei müssen wegen der eingeschränkten Verfügbarkeit geeigneter schiffbaulicher Hinterbauten in der gegebenen räumlichen Enge oft mehrere Halter in vergleichsweise kurzen Abständen gesetzt werden, die jeweils nur bestimmte Bewegungsrichtungen fesseln. Diese Halter sind oft sehr einfacher Bauart, z.B. nach DIN 86027 (Abb. 1.1) oder Werknorm und werden in Serie vorgefertigt. Soll aus Platz- oder anderen Gründen ein Halter alle Schwingrichtungen wirksam unterdrücken, wird dieser gesondert angefertigt, ohne dass hierfür abgesicherte Konstruktionsvorbilder zur Verfügung stehen (Abb. 1.3).



Abb. 1.3: Einzelanfertigung eines Rohrhalters zur Fixierung einer Hauptschmierölleitung

Darüber hinaus werden Rohre im Bündel oder Rohr gegen Rohr gehalten. Allen Arten der Befestigung ist gemeinsam, dass ihr Schwingfestigkeitsverhalten im konkreten Anwendungsfall oft unzureichend ist.

Ziel des im vorliegenden Bericht beschriebenen Vorhabens war, mit Hilfe von konstruktiven, rechnerischen und experimentellen Untersuchungen geeignete Konstruktionen zur Halterung von schiffsmaschinenbaulichen Rohrsystemen zu entwickeln. Am Ende sollten abgesicherte Erkenntnisse zur Betriebsfestigkeit einer Reihe von bekannten und neuartigen Fixierelementen vorliegen. Die Untersuchungen sollten den Einsatz von standardisierten Rohrhaltern im Schiffbau absichern bzw. ermöglichen und das damit verbundene Potential zur Einsparung von Herstellungskosten sowie zur Verbesserung der Produktqualität erschließen.

Das Hauptaugenmerk galt der Erzielung geringer Gestehungskosten zur Entwicklung von Flach-, Winkel- und Rundstahlhaltern, bei denen die Schwingfestigkeit in erster Linie durch die Gestaltung der Kerben im rohrseitigen Anschluss der Schelle an den Distanzhalter bestimmt wird.

Die technisch-wissenschaftlichen Einzelziele bestanden in der Erweiterung des Kenntnisstandes über das Betriebsfestigkeitsverhalten vorhandener und neuartiger Konstruktionen unter Berücksichtigung schiffstypischer Besonderheiten. Hierzu gehören Konstruktionsformen ebenso wie Lastfälle einschließlich anordnungs- und fertigungsbedingter Zusatzbiegungen.

2 Ist-Zustand und Schadensauswertungen

Die Flensburger Schiffbau-Gesellschaft (FSG) hat im Rahmen des Vorhabens Kontakt zu acht Werften aufgenommen mit der Bitte, geeignete Unterlagen zur Darstellung des jeweiligen Vorgehens bezüglich Rohrhalterungen zur Verfügung zu stellen.

Der Rücklauf war erfreulich positiv. Nahezu alle angesprochenen Werften haben ihre Hausnormen sowie in mündlichen Diskussionen darüber hinaus auch Details der praktischen Umsetzung des jeweiligen Hauses übermittelt. Im einzelnen sind dies:

- Schichau Seebeck Fähr- und Spezialschiffbau AG, Bremerhaven
- Nordseewerke GmbH, Emden
- Volkswerft Stralsund GmbH, Stralsund
- Peene Werft GmbH, Wolgast
- FSG, Flensburg

Außerdem wurden in mündlichen Diskussionen von folgenden Werften Informationen bereitgestellt:

- Blohm + Voss GmbH, Hamburg
- Jos. L. Meyer GmbH, Papenburg
- Sietas KG, Hamburg-Neuenfelde

Die Auswertung des Materials hat ergeben, dass sowohl über die Werftgrenzen hinweg als auch innerhalb der Werften verschiedenste Halterkonstruktionen für zum Teil gleiche Aufgaben verwendet werden. Die Spanne reicht im Bereich der durch die jeweilige Werftnorm abgedeckten Standardaufgaben von Flachstahlschellen an Flachstahl über Flachstahlschellen an U-, L- und MSH-Hohlprofilen bis hin zu Rundstahlhaltern auf gelochten L-Profilen.

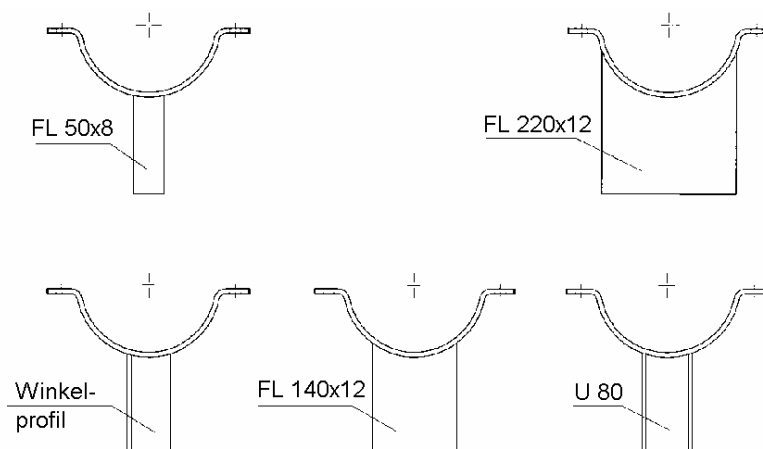


Abb. 2.1: Vergleich typischer Rohrhalter aus Flachstahlschellen
(für Rohrnennweite DN 200 mit $d_a = 219,1$ mm)

Hinzu kommen Sonderkonstruktionen zur Halterung hoch beanspruchter Rohrleitungen. Hier variiert die Konstruktion vom Aufschiessen von Flachstahlrohrschellen auf Halter, die aus 50 mm dicken Blechen herausgeschnitten werden, bis hin zu den in Abb. 1.3 und 2.2 dargestellten Konstruktionsformen. Letztere sind zwar im Gewichtsvorteil, aber wesentlich aufwendiger in der Herstellung.

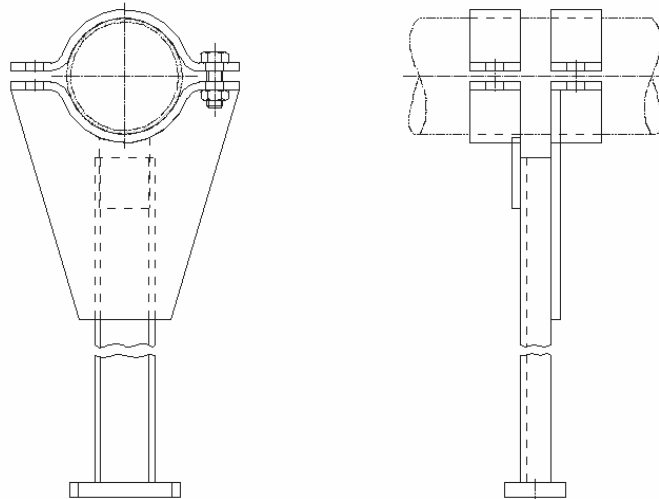


Abb. 2.2: Spezialanfertigung für hoch beanspruchte Rohrleitungen

Die DIN 86027 – Rohrschellen für den Schiffbau (vgl. Abb. 1.1) findet nur eingeschränkte Verwendung auf den Werften. Die Ablehnung wird begründet mit den zum Teil erheblichen Auswirkungen auf den Platzbedarf gerade im Bereich von Rohrbündeln oder sonst schwer zugänglichen Bereichen, was besonders in Räumen mit großer Rohrpackungsdichte erhöhten Koordinierungsbedarf erfordert. Bemängelt wurde des weiteren die vergleichsweise geringe Steifigkeit der Halter in Axialrichtung der Rohre. Schließlich wurden Nachteile in der Montagefreundlichkeit (Gewicht) und Kostengründe (Beschaffung und Montage) angeführt. Nur eine der Werften setzt annähernd durchgängig auf diese Baureihe; eine weitere setzt sie im Bereich der Maschinenräume ein.

Das der Rohrschelle gegenüberliegende Halterende wird bei Befestigung an schiffbaulichen Strukturen entweder direkt auf das jeweilige Bauteil oder auf eine untergelegte Dopplung geschweißt. Der überwiegende Teil der Werften setzt dabei durchgängig auf Dopplungen, und zwar unabhängig davon, ob sie im Einzelfall tatsächlich notwendig sind. Lediglich ein Unternehmen differenziert hier stärker.

Die Montage von Rohrhaltern geschieht überwiegend nach Örtlichkeit; d.h. die Fertigungsstätten nutzen globale Anweisungen der Konstruktionsbüros zur eigenverantwortlichen Platzierung der Rohrhalter. Die Vorgaben betreffen Anweisungen zur Festlegung ununterstützter Längen und zielen dabei vor allem auf ein ausreichendes Vibrationsverhalten. Hier hat bereits ein Trend zur konkreten Vorgabe von Befestigungstyp und –ort eingesetzt. So wird bei einer Werft seit kurzem vom Konstruktionsbüro die Anordnung der Halter bis hinunter zu Rohrdurchmessern von 25 mm detailliert vorgeschrieben.

Eine Festlegung der Halter auf Basis von detaillierten Vibrationsanalysen ist derzeit von keiner Werft leistbar. Sie scheitert heute an der großen Anzahl solcher Bauteile und der damit verbundenen Vielfalt (Rohrabmessungen, -führungen, Bündel- und Hinterbausteifigkeiten, (Teil)füllungen, ...) und leidet zudem unter ungenügender Kenntnis der auftretenden Vibrationsbeanspruchungen.

Allen Bauformen ist gemeinsam, dass ihre charakteristischen Schwingfestigkeitskennwerte nicht bekannt sind. Die mit der Vermeidung von Schwingrissbildung typischerweise verbundenen Fragen nach geeigneten Detailkonstruktionen der Halter sind in keinem Fall bei deren Entwicklung durchgreifend ingenieurwissenschaftlich angegangen worden.

Die Analyse der aufgetretenen Schäden zeigt, dass mit Blick auf die Anzahl und Tragweite eindeutig die Rohrhalter in den Haupt- und Hilfsmotorenräumen den Schwerpunkt bilden. Sie befinden sich in unmittelbarer Nähe der dem Schiffsvortrieb dienenden Hauptmotoren sowie der Hilfsmotoren für die benötigte elektrische Energie.

Die Häufung der Schäden erklärt sich aus einer Kombination einer außerordentlich großen Häufung von Rohrleitungen in diesen Räumen (vgl. Abschnitt 1.3) bei gleichzeitig unmittelbarer Nähe des Eintrags von maschinenerregten periodischen Kräften in die Strukturen. Bei modernen Schiffen werden die Maschinenräume zudem oftmals möglichst weit hinten angeordnet, was dazu führt, dass auch die Erregung durch Propellerkräfte erheblichen Einfluss auf die Schwingfestigkeit der Halter nehmen kann.

Seltener sind Rohrhalter betroffen, die entlang von Rohrtrassen zum Ferntransport von Flüssigkeiten eingesetzt werden. Zu diesen Kategorien zählen z. B. die Zu-, Ablauf- und Entlüftungsleitungen von Brennstoff-, Öl- oder Wassertanks oder Schiffsrollschwingungsdämpfungsanlagen. Sie sind im Schadensfall in der Regel vergleichsweise leicht modifizierbar. Allerdings hat sich in diesen Bereichen die Inspektion der Rohrhalter fallweise als problematisch herausgestellt. So kann es infolge von Rohrhalterbrüchen mangels Detektierbarkeit zu Rohrbrüchen mit entsprechenden Folgeschäden kommen (z. B. Verschmutzung des zentralen Rohr- und Kabeltunnels durch Brennstoffe).

Zur Schadensauswertung stand eine Reihe angerissener Rohrhalter zur Verfügung. Die Auswertung basiert sowohl auf berichteten Schäden als auch auf geborgenen Exponaten. Demnach ergibt sich folgendes Bild:

- 1) Die Anrisse treten nahezu ausschließlich aufgrund mangelhafter Schwingfestigkeit der Halter auf.
- 2) Die Anrisse treten nahezu ausschließlich am Übergang zur Rohrschelle und nicht am Fußpunkt auf.
- 3) Der kritische Kraftangriff erfolgt weit überwiegend radial, nicht axial.

Die Rohrhalterungen brechen überwiegend an der Kehlnaht zur Verbindung des Abstandshalters mit der Schelle (Abb. 2.3). Der Anriss bildet sich dabei an der Nahtzehe zur Schelle und breitet sich dann im Flachstahl der Schelle in die Tiefe und Breite aus (Abb. 2.4). Der Restbruch erfolgt gewaltsam und meist mit kleiner Restbruchfläche, was auf geringe statische Lasten hinweist. Die Bruchflächen zeigen fallweise mit dem bloßen Auge erkennbare Rastlinien. Brüche an der der Schelle abgewandten Seite des Abstandshalters, also im Anschluss zur Schiffsstruktur, kommen nur selten vor. Da auch diese mit Kehlnahtanschluss ausgeführt werden, ist davon auszugehen, dass die Spannungsverteilung in der Schelle und damit die Detailkonstruktion eine signifikant ungünstige Rolle auf das Anrissverhalten der Rohrhalterungen nimmt.



Abb. 2.3: Typisches Schadensbild

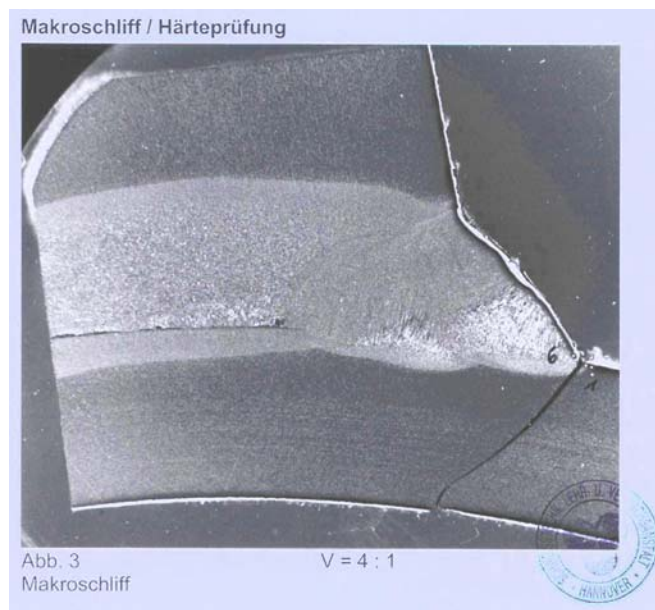


Abb. 2.4: Bruchanalyse (Quelle: SLV H, Gutachten 60832/64/0010)

Detaillierte Materialuntersuchungen der Schweißtechnischen Lehr- und Versuchsanstalt Hannover an einem Bruchstück, die von einer der beteiligten Werften in Auftrag gegeben worden war, bestätigen die Ausführungen: Der verwendete Werkstoff war schweißgeeignet, die durchgeführte Härteprüfung zeigt keine unzulässige Aufhärtung, und ein signifikanter Einfluss der Verzinkung auf das Schwingfestigkeitsverhalten kann ausgeschlossen werden.

Es wurden auch Anrisse gesichtet bzw. darüber berichtet, die offensichtlich durch mangelhafte Fertigungsqualität entstanden sind. Diese betreffen nicht die werkstattgefertigten Schweißungen zwischen Schelle und Halter, sondern die baustellengefertigten Schweißungen zwischen Halter und Schiffsstruktur bzw. anderen Haltern eines Rohrbündels. Dies ist insofern von besonderer Bedeutung, als den Baustellenschweißungen wegen der häufig mangelhaften Zugänglichkeit, der in der Regel für alle Schweißpositionen konstanten Stromstärke, der beim Schweißen verbrennenden (End-) Beschichtung u. a. durchweg schlechtere Qualität unterstellt werden muss. Interessanterweise ist trotzdem in den seltensten Fällen hier der Schaden aufgetreten.

Schäden aus unzureichender statischer Festigkeit spielen keine Rolle. Ursächlich für die Anrissbildung sind erzwungene und freie Vibrationen der betroffenen Leitungssysteme. Sie werden entweder als schiffstypische Fußpunkterregung aufgrund von Kräften aus Propellern, Motoren, Hilfsaggregaten usw. eingetragen oder auch durch fluide Pulsationen in den Leitungen selbst, wie sie z. B. bei bestimmten Pumpen- und Motorenreihen beobachtet wurden. Mit Blick auf die Anzahl der Schäden spielen die resonanten Vibrationen von Rohrleitungen eine dominante Rolle. Schäden aus nicht-resonanten Vibrationen sind seltener, aber erheblich schwieriger zu bekämpfen.

3 Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Rohrsystemen

3.1 Planung und Ablauf der messtechnischen und rechnerischen Untersuchungen

Wie eingangs geschildert, wurden in dem Vorhaben Bordmessungen zur Erfassung des dynamischen Verhaltens durchgeführt. Die Ziele der Bordmessungen bestanden in der:

- Messung von typischen an Rohren und Rohrhaltern auftretenden Beanspruchungen im Bordbetrieb,
- Messung des dynamischen Verhaltens ausgewählter Rohrleitungen,
- Messung vorwiegend an Orten und Systemen, an denen bei Vorbauten Schäden auftraten.

Begleitend hierzu wurden Berechnungen mit der Methode der finiten Elemente durchgeführt.

Zur Berücksichtigung des drittgenannten Punktes boten sich Messungen an dem letzten Neubau einer Serie von sechs Ro/Ro-Schiffen der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft an, bei denen anfangs einige Probleme aufgetreten waren. Abb. 3.1 zeigt einen Generalplan der Schiffe.

Die Hauptdaten der Schiffe sind:

Länge über Alles	=	193,00 m	Hauptmotoren	=	2 MAK 9M43
Breite	=	26,00 m	Max. Leistung	=	2 x 8100 kW
Seitenhöhe	=	16,70 m	Drehzahl	=	500 min ⁻¹
Tiefgang	=	7,40 m	Propellerzahl	=	2
Geschwindigkeit	=	21,60 kn	Flügelzahl	=	4
			Drehzahl	=	126,4 min ⁻¹

Die genannten Probleme bei dem ersten Schiff der Serie betrafen u. a.:

- 1) das Feuerlöschsystem im Stb.-Pumpenraum (im markierten Bereich in Abb. 3.1): Resonanzartige Schwingungen (Frequenz wurde nicht gemessen), die durch einen zusätzlichen Halter beseitigt wurden. Außerdem wurde die Pumpe besser abgestützt.
- 2) die Kurbelwannenentlüftung an Hinterkante Bb.-Hauptmotor: Resonanzartige Schwingungen (Frequenz wurde nicht gemessen), die durch zusätzliche Halter beseitigt wurden.
- 3) die Schmierölleitung vor dem Stb.-Hauptmotor: Schwingungen von ca. 50 Hz, die durch zusätzliche Halter reduziert wurden. Die Erregung erfolgte offenbar untypisch durch Druckschwankungen aus der Schmierölpumpe, vgl. auch Kapitel 2.

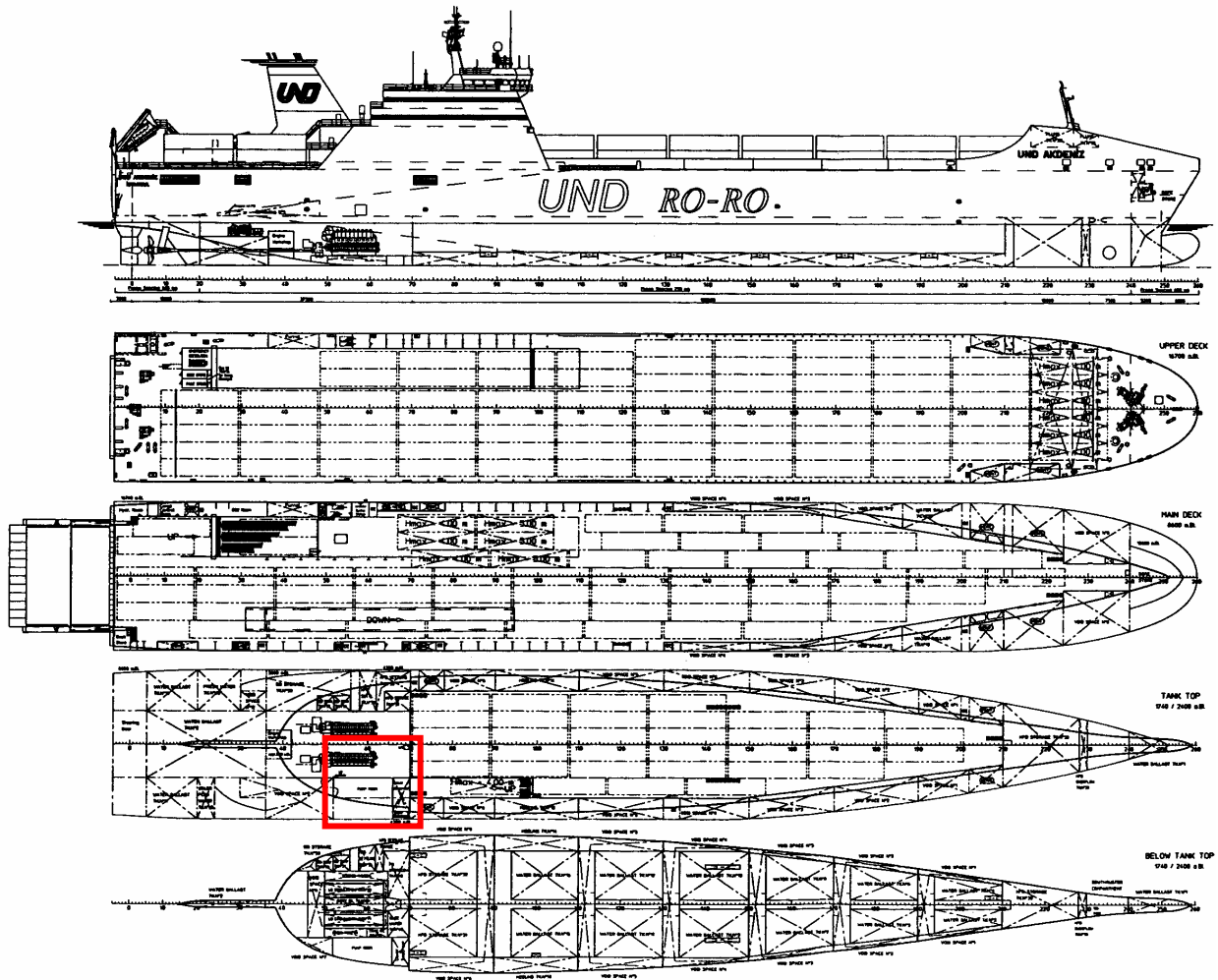


Abb. 3.1: Generalplan der Neubauten 711 - 716 der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft

Auf dem letzten Schiff der Serie (Neubau 716) ergab sich die Möglichkeit einer Messung vor und während der Probefahrt (22./23. März 2002). Ausgewählt wurden die unter 1) und 2) genannten Rohrleitungen (Feuerlöschsystem und Kurbelwannenentlüftung). Bei gelöstem und festem zusätzlichem Halter sollten Beschleunigungen und Beanspruchungen an ausgewählten Stellen der Rohrleitungen gemessen werden.

Vor der Probefahrt wurden mit der Impact-Methode die Eigenfrequenzen und Eigenformen ermittelt. Während der Meilenfahrt wurden die erzwungenen Antworten gemessen. Bei gelöstem zusätzlichem Halter wurde das Auftreten der beim ersten Serienschiff beobachteten resonanzartigen Schwingungen erwartet.

Allerdings waren die Ergebnisse der Messung aus mehreren Gründen nicht zufriedenstellend:

- Die resonanzartigen Schwingungen konnten bei gelöstem zusätzlichem Halter nicht reproduziert werden. Es wird vermutet, dass weitere Modifikationen des Systems die Eigenfrequenzen verändert haben (z.B. verbesserte Halterung der Pumpe).

- Dadurch waren die erzwungenen Antworten bei der Probefahrt (Schwinggeschwindigkeiten und Spannungen) sehr klein.
- Außerdem war die Anzahl der vorhandenen Beschleunigungsaufnehmer zu gering, um ein zutreffendes Bild über das Schwingungsverhalten zu erhalten.
- Darüber hinaus war der gemessene Frequenzbereich zu groß gewählt, was die Auswertung und die Schlussfolgerungen erschwerte.

Aus diesem Grund wurde beschlossen, an zwei leicht modifizierten Nachbauten (Neubau 717 und 718) weitere Messungen durchzuführen. Bei diesen Nachbauten zeigte die erste Probefahrt (18. bis 21. Juli 2002) erneut resonanzartige Schwingungen:

- an den Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen im vorderen Maschinenraumbereich bei 8,3 Hz (1. Ordnung Hauptmotor) mit ca. 40 mm/s,
- an der Schmutzwasser-Austrittsleitung im Pumpenraum bei 4,14 Hz mit ca. 20 mm/s.

Abb. 3.2 zeigt diese beiden Rohrleitungen zusammen mit dem weiter oben erwähnten Feuerlöschsystem im Stb.-Pumpenraum in einer CAD-Darstellung des in Abb. 3.1 markierten Bereiches.

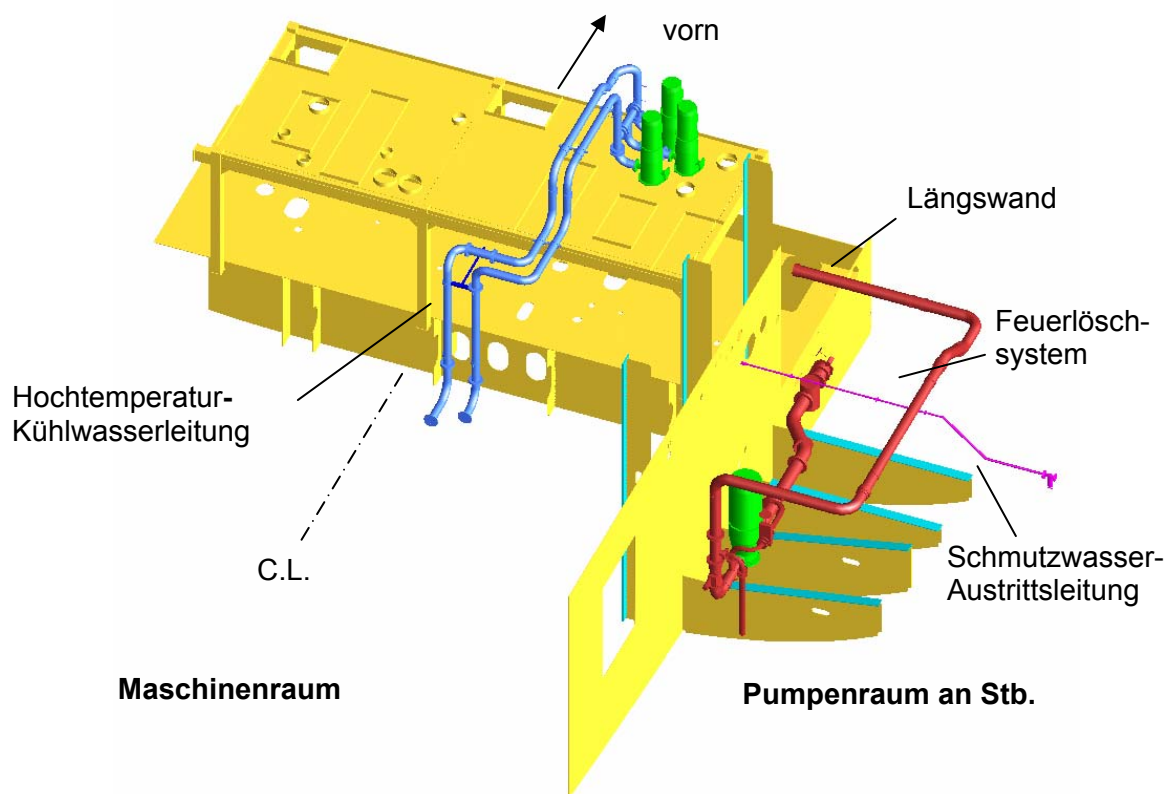


Abb. 3.2: Betrachtete Rohrleitungen im vorderen Maschinenraum und Pumpenraum

An diesen Systemen konnte das Eigenschwingungsverhalten mit der Impact-Methode zwischen der Standprobe und der Ablieferung der Schiffe gemessen werden. Hierfür wurden weitere Beschleunigungsaufnehmer beschafft.

Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen beziehen sich allerdings nur auf das Feuerlöschsystem und auf die Hochtemperatur-Kühlwasserleitung, weil die Schmutzwasser-Austrittsleitung mit 50 mm Rohrdurchmesser ein für Maschinenräume eher untypisches System darstellt, bei welchem eine sehr einfache, zusätzliche Halterung Abhilfe brachte.

Bei den beiden anderen Systemen konnte während der Messungen der jeweils nachträglich eingebaute Halter gelöst werden, so dass zwei Zustände (Halter fest bzw. gelöst) betrachtet wurden.

3.2 Durchführung der Messungen

Für die Messungen wurden folgende Geräte und Sensoren verwendet:

- Impulshammer mit 5,7 kg Gesamtmasse und eingebautem Beschleunigungsaufnehmer (Frequenzbereich 0 – 160 Hz)
- Beschleunigungsaufnehmer:
 - 2 x Kistler 8692C50 mit 3 Messachsen (0,5 Hz – 6 kHz, bis 50 g)
 - 3 x B+K 4506 B mit 3 Messachsen (0,6 Hz – 3 kHz, bis 70 g)
 - 4 x PCB 308 B, einachsig, kombinierbar (1 Hz – 3 kHz, bis 50 g)
- Frequenzanalysator
 - DIFA Measuring Systems, Typ DAS 220 C
 - 20 Eingänge (für piezo-elektrische Sensoren geeignet)
 - Diverse Analyse- und Anzeigemöglichkeiten
- Lineare Dehnungsmessstreifen (Messgitterlänge 3 mm) mit entsprechendem Messverstärker

Mit den Beschleunigungsaufnehmern war es möglich, an bis zu 6 Stellen die Schwingbeschleunigungen in allen drei Richtungen zu erfassen. Bei den Impact-Messungen wurde das System mehrmals hintereinander an unterschiedlichen Stellen und in verschiedenen Richtungen angeregt. Aus der Vielzahl der Ergebnisse wurden diejenigen ausgewählt, die hinsichtlich der Eigenfrequenzen des Systems besonders aussagefähig waren.

Wegen der im Maschinenraum in Betrieb befindlichen Hilfsaggregate musste eine Filterung der Signale vorgenommen werden. Ein weiteres Problem stellten fallweise überlagerte Schwingungen dar (Abb. 3.3), die offenbar durch eine Kopplung von mehreren schwingungsfähigen Systemen verursacht wurden.

Nach der Auswertung der spektralen Leistungsdichte der angeregten Schwingungen (Abb. 3.4) wurden die Eigenfrequenzen mit der stochastischen Subspace-Methode identifiziert [13] bis [15].

Bei dem Feuerlösch-System wurden während der Probefahrt die Beschleunigungen sowie die Beanspruchungen an zwei Haltern mittels linearer Dehnungsmessstreifen (DMS) bestimmt.

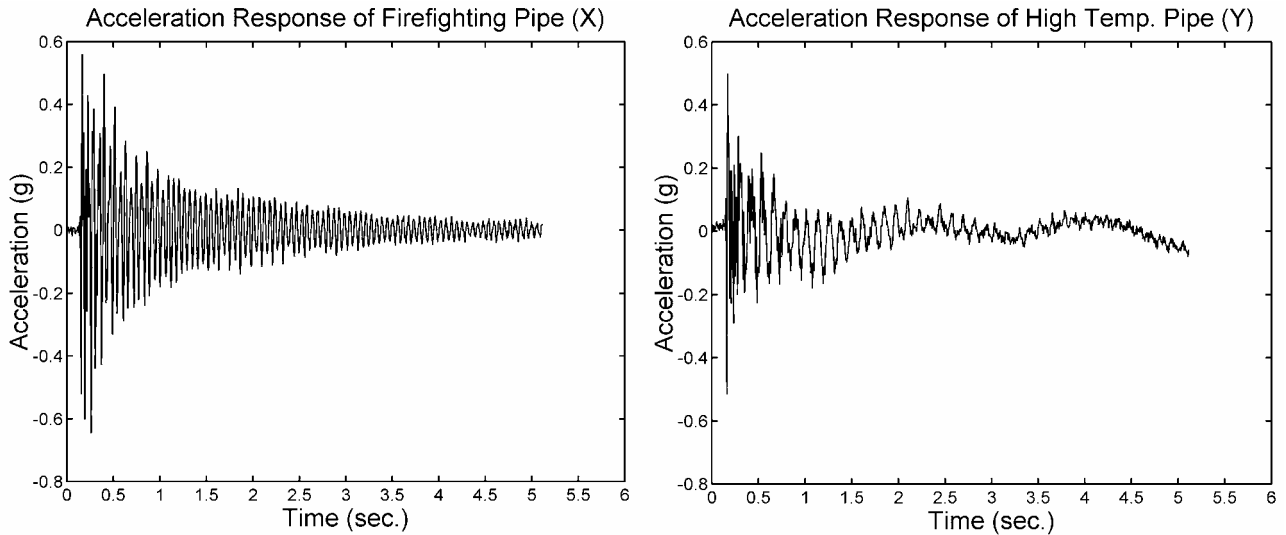


Abb. 3.3: Typische Zeitreihen aus der Impact-Messung

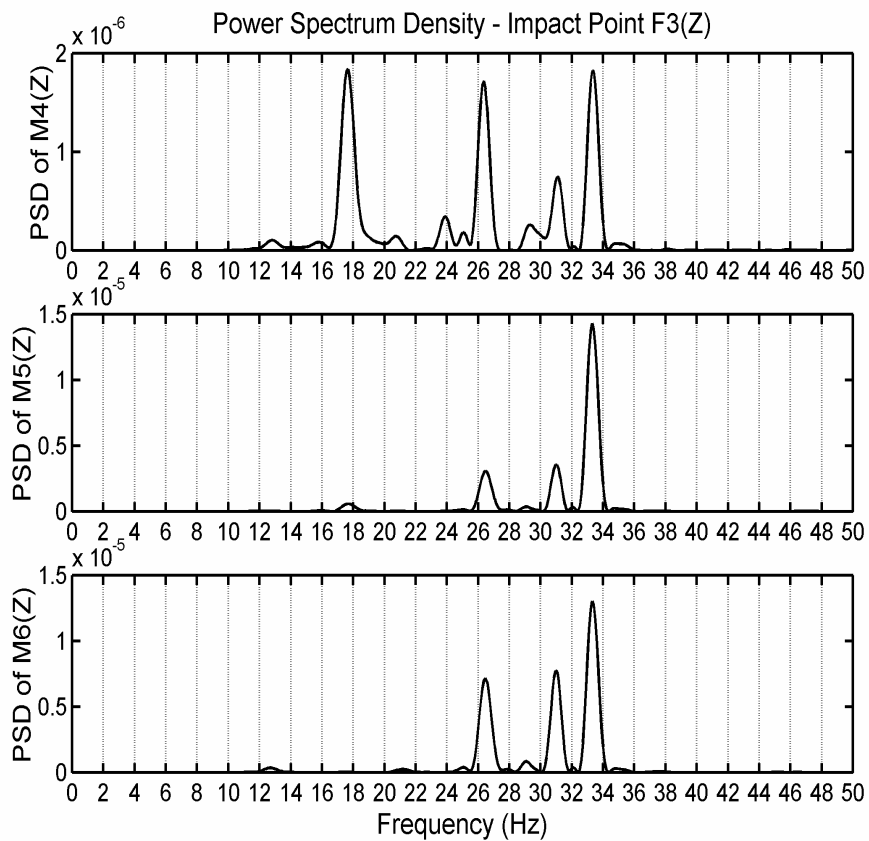
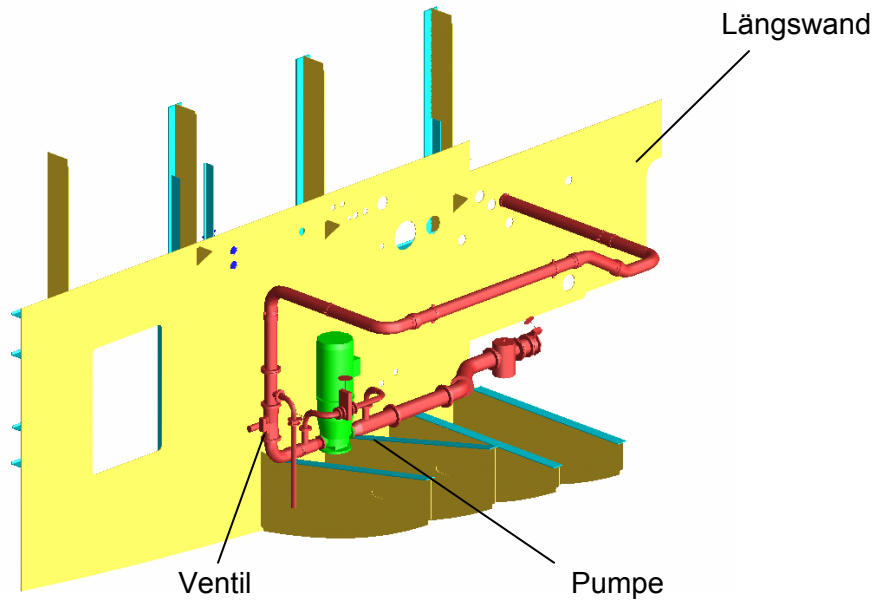


Abb. 3.4: Typische spektrale Leistungsdichte der z-Schwingung an drei Messpunkten

3.3 Feuerlöschsystem

Das Feuerlöschsystem im Stb-Pumpenraum ist noch einmal in Abb. 3.5 als CAD-Darstellung und in Abb. 3.6 isometrisch mit den Flanschen, Ventilen und Muffen sowie der Pumpe dargestellt.



3.5: Feuerlöschsystem im Stb.-Pumpenraum

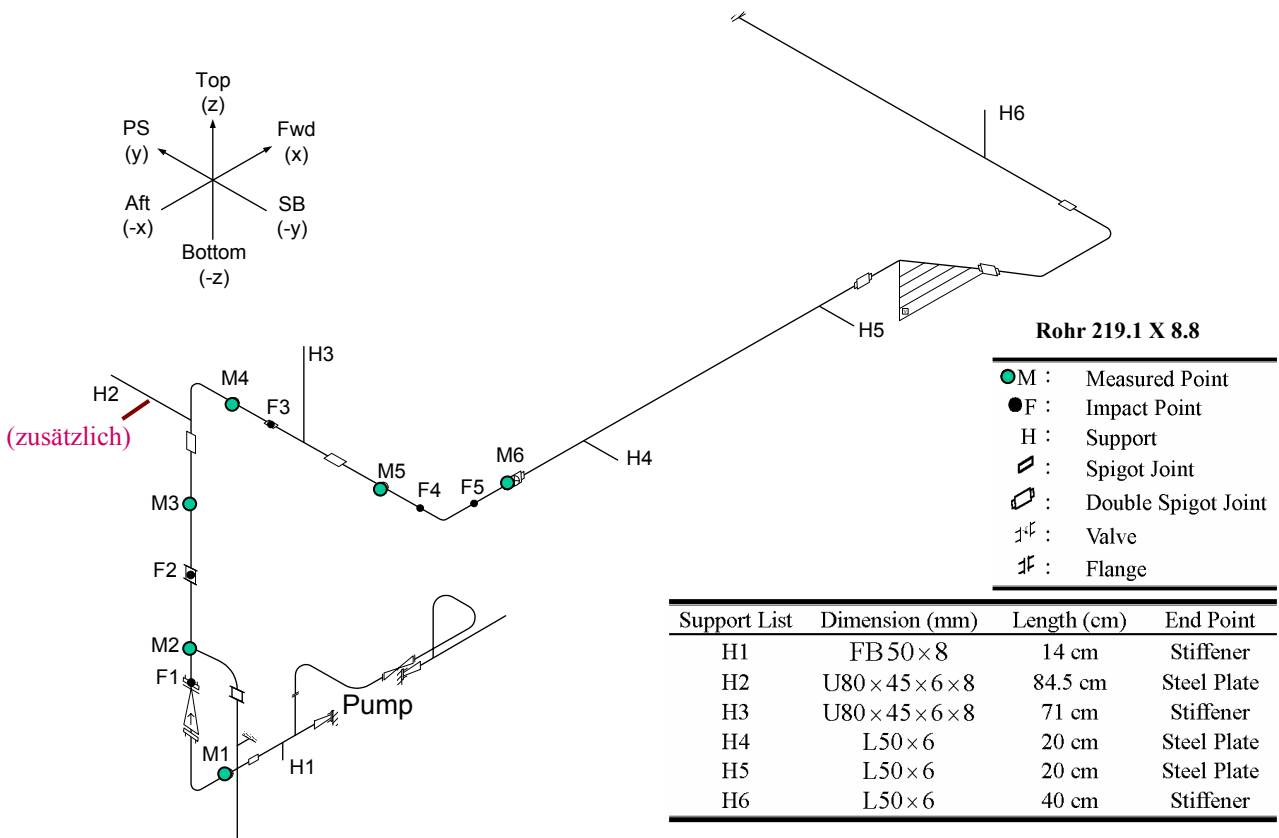


Abb. 3.6: Isometrische Darstellung des Feuerlöschsystems

Hieraus gehen die Abmessungen des Rohres sowie der einzelnen Rohrhalter H1 - H6 hervor, die z. T. aus Flachstahl (FB), U-Profilen (U) sowie Winkelprofilen (L) bestehen. Halter H2 ist derjenige, mit dem nach der ersten Probefahrt die Rohrleitung zusätzlich an der Längswand (im Plattenfeld auf einer Dopplung) gelagert wurde. Die anderen Halter verbinden die Rohre mit einer Bodenwrange (H1), mit Deckbalken (H3 und H6) sowie mit der Unterkante eines Unterzuges (H4 und H5).

Außerdem gehen aus der Abb. 3.6 die Messpunkte (M1 - M6) mit den Beschleunigungsaufnehmern sowie die gewählten Punkte der Impulsanregung (F1 - F5) hervor.

3.4 Messergebnisse zum Feuerlöschsystem

Die Fotos in Abb. 3.7 geben einen Eindruck von den einzelnen Rohrhaltern und den Messungen.

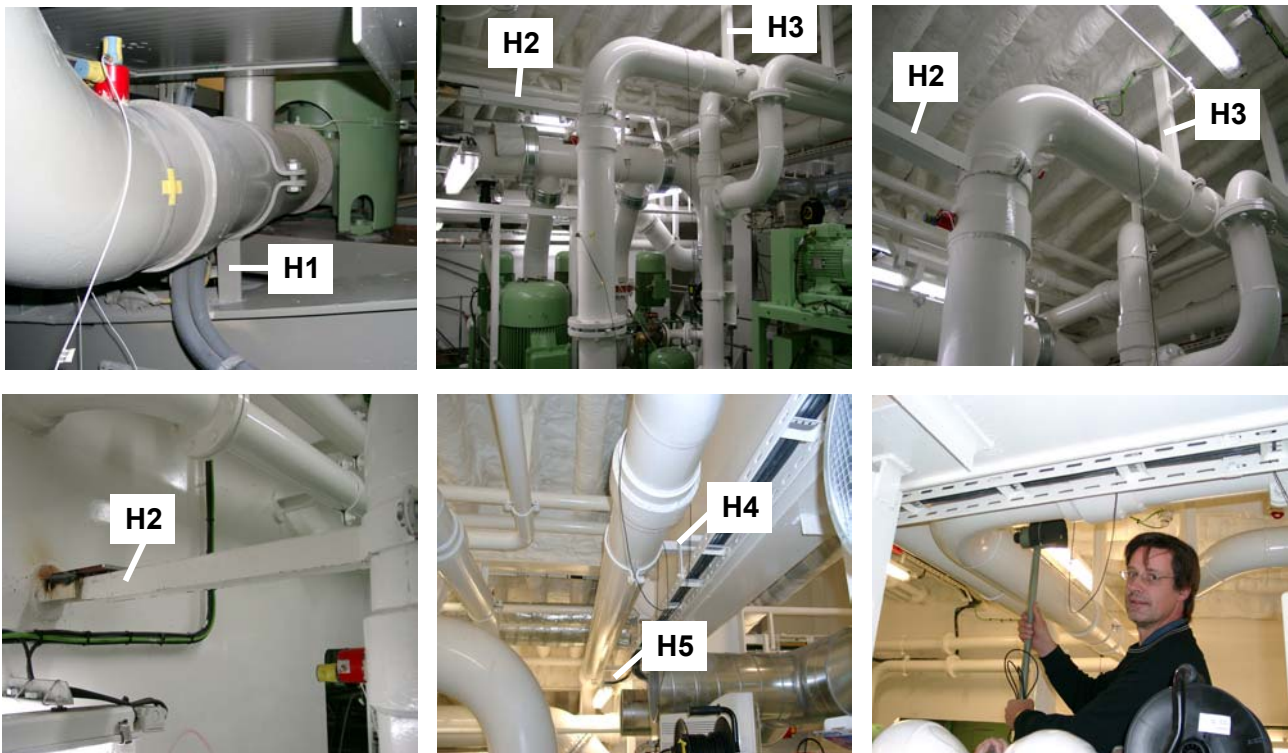


Abb. 3.7: Impact-Messung am Feuerlöschsystem

Aus der Vielzahl der Ergebnisse wurden mehrere Messungen ausgewertet und hinsichtlich der identifizierten Eigenfrequenzen und Eigenformen miteinander verglichen. Mit genügender Genauigkeit konnten die sechs niedrigsten Eigenfrequenzen des Systems mit bzw. ohne zusätzlichem Rohrhalter H2 identifiziert werden, vgl. Tabelle 3.1. Abb. 3.8 und 3.9 zeigen repräsentative spektrale Leistungsdichten aus den Messungen an den sechs Messpunkten (M1 - M6) in den drei Richtungen x, y und z (vgl. Abb. 3.6). In den Abbildungen sind die identifizierten Eigenfrequenzen markiert.

Tabelle 3.1:

Mit der stochastischen Subspace-Methode [13] identifizierte Eigenfrequenzen f_i

Schwingungsgrad i	f_i [Hz] mit Rohrhalter H2	f_i [Hz] ohne Rohrhalter H2
1	17,40	12,62
2	20,12	17,48
3	21,39	21,13
4	25,75	24,15
5	29,63	26,44
6	33,14	29,68

Wie erwähnt konnte während einer Probefahrt des Neubaus 716 auch eine Messung der erzwungenen Schwingungen des Feuerlöschsystems durchgeführt werden. Während der Meilenfahrten wurden hierzu die Beschleunigungsaufnehmer an den in Abb. 3.6 markierten Messstellen appliziert. Es wurden nacheinander drei Messungen jeweils mit einer Ausrichtung der Beschleunigungsaufnehmer in x-, y- und z-Richtung durchgeführt. Die gemessenen effektiven Schwinggeschwindigkeiten v_{eff} im Frequenzbereich zwischen 2 und 80 Hz sind in der Tabelle 3.2 links aufgelistet. Weder bei fest angeschlossenem noch gelöstem Rohrhalter H2 wurden resonanzartige Schwingungen beobachtet. Die Schwinggeschwindigkeiten liegen nach [4] im zulässigen Bereich.

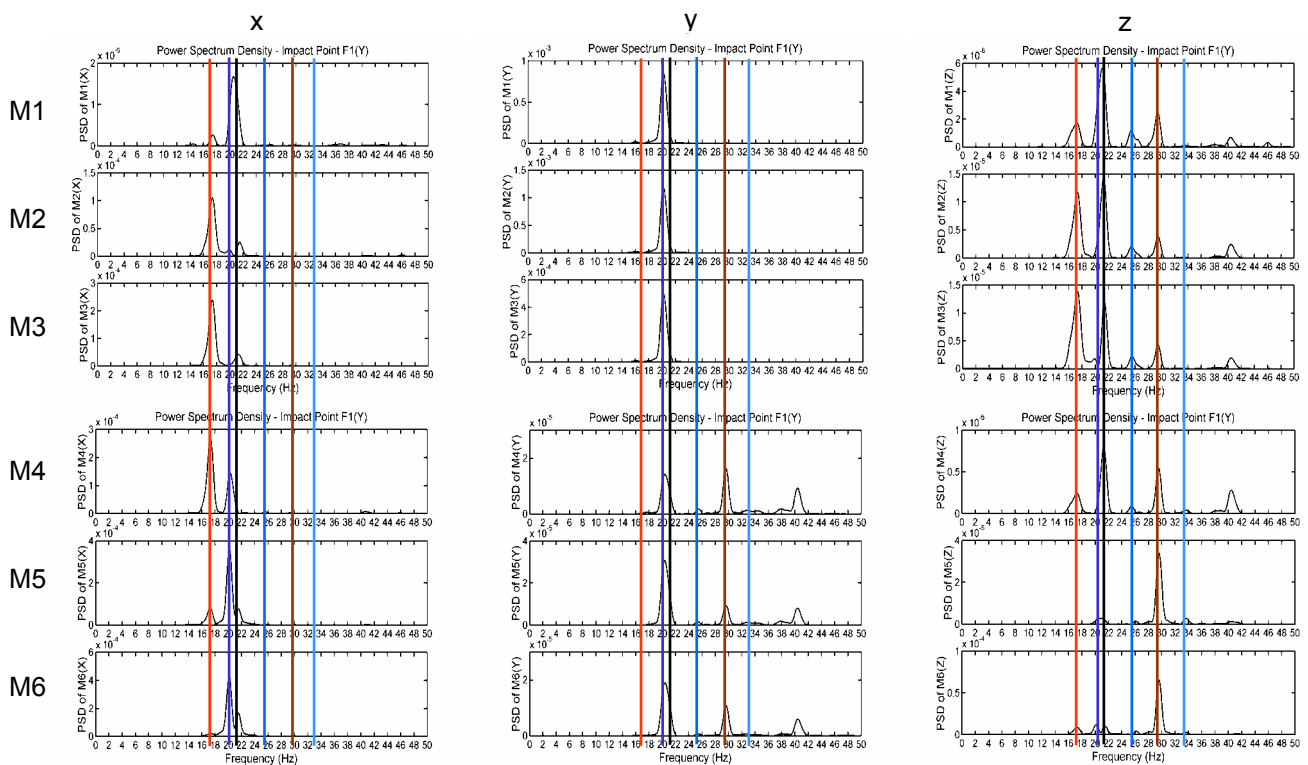


Abb. 3.8: Spektrale Leistungsdichte beim Impact-Versuch mit Rohrhalter H2 (Feuerlösch-System, Schlagpunkt F1, Schlagrichtung y)

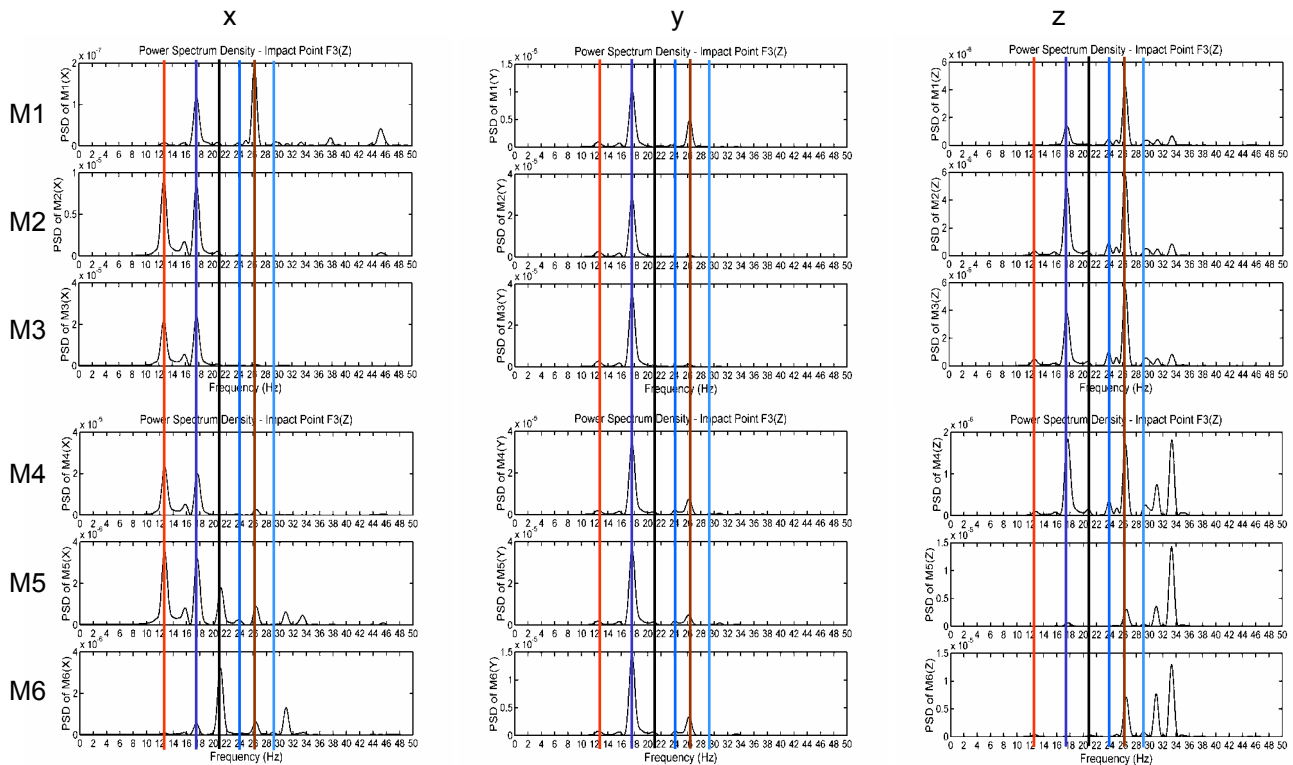


Abb. 3.9: Spektrale Leistungsdichte beim Impact-Versuch ohne Rohrhalter H2 (Feuerlösch-System, Schlagpunkt F3; Schlagrichtung z)

Das Beanspruchungsniveau wurde mit an den Rohrhaltern H1 und H2 applizierten DMS gemessen. Hierzu wurden dicht neben der Rohrsschelle jeweils vier DMS angeordnet (am Flachstahl auf den Schmalseiten sowie beidseitig auf halber Breite und am U-Stahl auf den Kanten der Flansche sowie neben den beiden Ecken). Die während der Meilenfahrt gemessenen max. Dehnungen im rechten Teil der Tabelle 3.2 sind relativ klein (Spannung unter 5 N/mm^2).

Tabelle 3.2: Ergebnisse der Messungen während der Probefahrt des Neubaus 716

Messpunkt	v_{eff} [mm/s] mit Rohrhalter H2			v_{eff} [mm/s] ohne Rohrhalter H2			Rohrhalter	Messpunkt	Dehnung [$\mu\text{m/m}$]
	x	y	z	x	y	z			
1	2,4	2,5	2	2,7	2,5	2,7	H2	1	5
2	2,4	4,7	3,2	3,6	9,2	6,7		2	15
3	5	5,7	4,4	4,8	4,4	12,1		3	10
4	5,5	7,8	4	8,2	7,1	11,2		4	15
5	3,1	13,2	12	3,2	10,3	12,6	H1*	5	10
6	2,8	8,6	11,2	3	7,6	13		6	2
								7	5

*) Messpunkt 8 war ausgefallen

3.5 Berechnungen zum Feuerlöschsystem

Die begleitenden Berechnungen wurden mit Hilfe der Methode der finiten Elemente durchgeführt, wobei das Programm ANSYS zum Einsatz kam. Hierzu wurde ein Finite-Elemente-Modell erstellt, in dem die Rohrleitung und die Halter mit Balkenelementen modelliert wurden, siehe Abb. 3.10. Die Flansche, Muffen, Ventile usw. wurden entsprechend den Angaben in den Stücklisten mit zusätzlichen Einzelmassen modelliert.

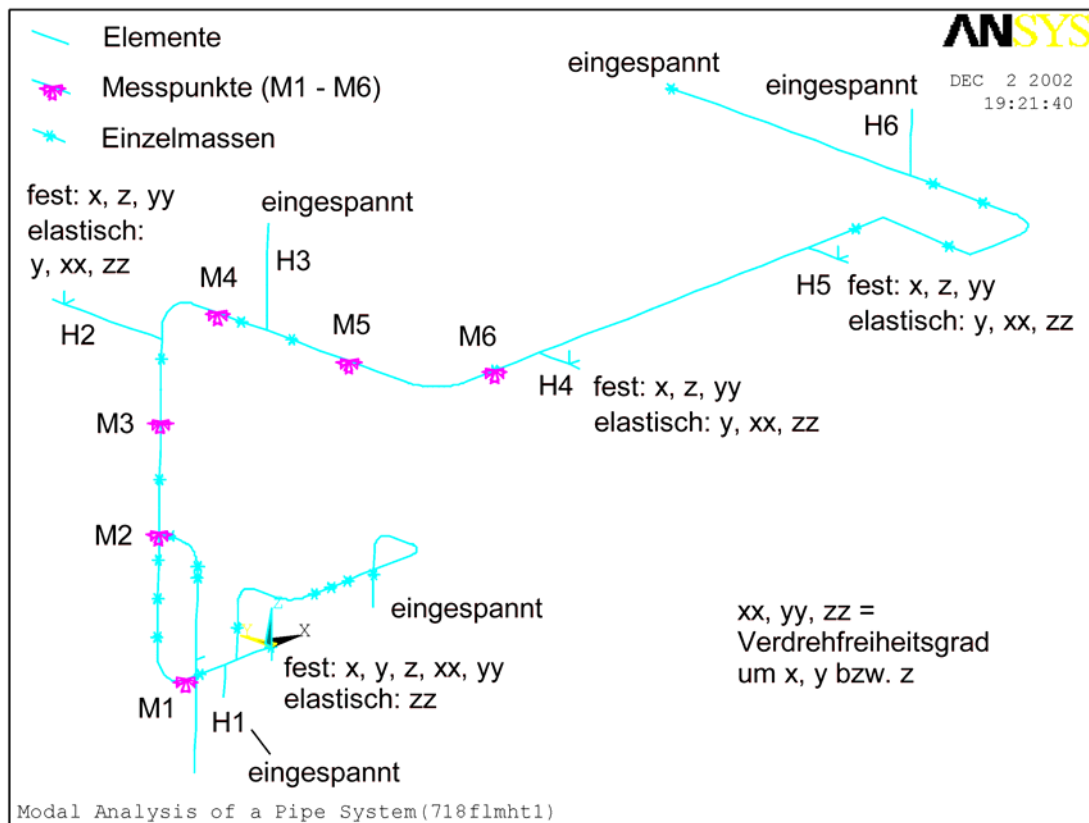


Abb. 3.10: Finite-Elemente-Modell des Feuerlöschsystems

Erste Berechnungen, bei denen alle Halter an ihren Enden als fest eingespannt betrachtet wurden, ergaben im Bereich bis 35 Hz nur drei Eigenfrequenzen, während die Messung sechs Eigenfrequenzen zeigte. Nachdem Datenfehler ausgeschlossen werden konnten, erwies sich die Annahme starrer Fußpunkte der Rohrhalter als die für die Unterschiede wahrscheinlichste Ursache. Beispielsweise endet der Rohrhalter H2 auf einer Dopplungsplatte im freien Plattenfeld, vgl. Abb. 3.7 links unten. Dasselbe trifft für die Rohrhalter H4 und H5 zu, die im Steg eines Unterzuges relativ dicht neben dem unteren Flansch enden. Bei diesen drei Rohrhaltern erschien es sinnvoll, die Enden mit elastischen Axialfedern senkrecht zur Plattenfläche (y-Richtung) sowie mit zwei Drehfedern zu lagern, welche um die in der Plattenfläche liegenden x- und z-Achsen wirken. Die restlichen Freiheitsgrade wurden festgesetzt.

Zur Abschätzung der Federsteifigkeiten wurden lokale Finite-Elemente-Modelle der betroffenen Platten erstellt, die mit Einheitskräften und -momenten am Ort des Rohrhalters belastet wurden. Alternativ könnte man auch die Plattenmodelle in das

Rohrmodell einbeziehen. Die so errechneten Federsteifigkeiten wurden anschließend noch leicht modifiziert, um die Übereinstimmung mit den Messungen zu verbessern. Außerdem wurde eine endliche Federsteifigkeit am unteren Ende um die z-Achse eingeführt (Anschluss zur Pumpe).

Die Tabellen 3.3 und 3.4 zeigen die Ergebnisse. Sowohl die Eigenfrequenzen (aus Messungen identifiziert sowie für angepasste Randbedingungen berechnet) als auch die Hauptschwingungsrichtung, die mit modalen Absicherungskriterien (MAC = Modal Assurance Criteria, [16]) aus den Messwerten ermittelt wurden, zeigen eine recht gute Übereinstimmung.

*Tabelle 3.3:
Vergleich der Modalwerte für die Messung und Rechnung (mit Rohrhalter H2)*

Schwing.- grad i	Identifizierte Eigenfrequenz f_i [Hz]	f_i aus FEM Alle R.B. fest	f_i aus FEM* R.B. angepasst	MAC**		
				MAC _x	MAC _y	MAC _z
1	17,40	18,45	16,35 (X)	0,9908	0,7430	0,8940
2	20,12	32,88	20,22 (Y)	0,9051	0,9889	0,5732
3	21,39	34,45	21,69 (Y&X)	0,5193	0,5723	0,0052
4	25,75	38,70	25,69 (X)	0,8555	0,5702	0,2436
5	29,63	42,47	29,15 (Z)	0,8377	0,8598	0,2649
6	33,14	46,55	32,88 (Y)	0,6976	0,9574	0,2873

*) 3 Halterenden (im Plattenfeld) mit Drehfedersteifigkeiten versehen

***) MAC = Modal Assurance Criteria [16] in X-, Y- bzw. Z-Richtung (1,0 = Übereinstimmung)

*Tabelle 3.4:
Vergleich der Modalwerte für die Messung und Rechnung (ohne Rohrhalter H2)*

Schwing.- grad i	Identifizierte Eigenfrequenz f_i [Hz]	f_i aus FEM Alle R.B. fest	f_i aus FEM* R.B. angepasst	MAC		
				MAC _x	MAC _y	MAC _z
1	12,62	14,04	13,50 (X)	0,9964	0,7820	0,8283
2	17,48	28,72	18,37 (Y)	0,9092	0,9479	0,0397
3	21,13	32,86	21,48 (Y&X)	0,0253	0,3583	0,0725
4	24,15	37,72	24,97 (X)	0,9691	0,9620	0,0505
5	26,44	40,02	27,91 (X)	0,8289	0,9827	0,6717
6	29,68	42,72	29,22 (Z)	0,7555	0,9146	0,5507

*) 2 Halterenden (im Plattenfeld) mit Drehfedersteifigkeiten versehen

Die berechneten Eigenformen sind für den Fall mit zusätzlichem Rohrhalter H2 in den Abb. A.1 bis A.6 im Anhang A und für den Fall ohne Rohrhalter H2 in den Abb. A.7 bis A.12 im Anhang A gezeigt. Neben der 3D-Ansicht sind die drei Hauptebenen dargestellt, aus denen die Richtung der Eigenform deutlicher hervorgeht.

3.6 Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen

Die beiden parallel laufenden Hochtemperatur-(HT)-Kühlwasserleitungen, die vor und zwischen den Hauptmotoren liegen, sind noch einmal in Abb. 3.11 als CAD-Darstellung und in Abb. 3.12 isometrisch mit den Flanschen, Muffen und Pumpen dargestellt. Neben den Abmessungen der Rohre geht die Lage der einzelnen Rohrhalter H1 - H6 hervor, die z. T. aus Flachstahl (FB), U-, T- sowie Winkelprofilen (U, T, L) bestehen. Halter H5 ist derjenige, mit dem nach der ersten Probefahrt die Rohrleitung zusätzlich an einem Haltergerüst gelagert wurden, vgl. Abb. 3.13. Die anderen Halter verbinden die Rohre ebenfalls mit dem Haltergerüst (H4), dem Plattformdeck (H1), dem darüber liegenden Zwischendeck (H2 und H3) sowie mit dem Innenboden (H6).

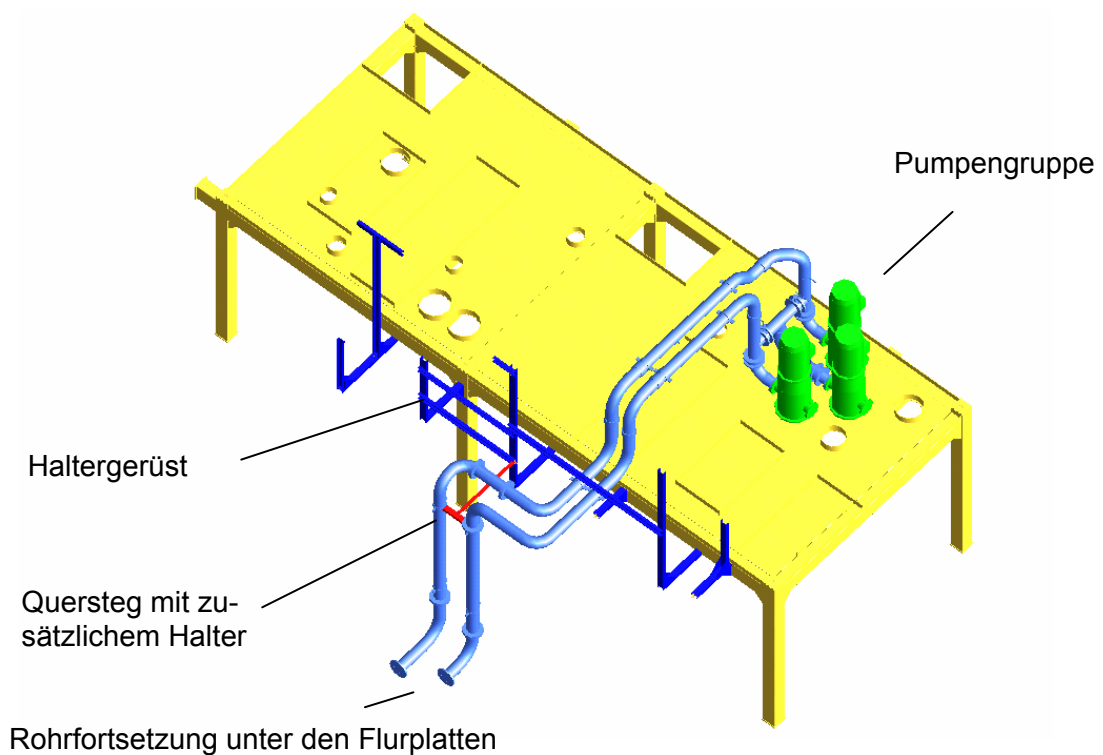


Abb. 3.11: Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen

Außerdem zeigt die Abb. 3.12 die Messpunkte (M1 - M6) für die Beschleunigungsaufnehmer sowie die gewählten Punkte der Impulsanregung (F1 - F7).

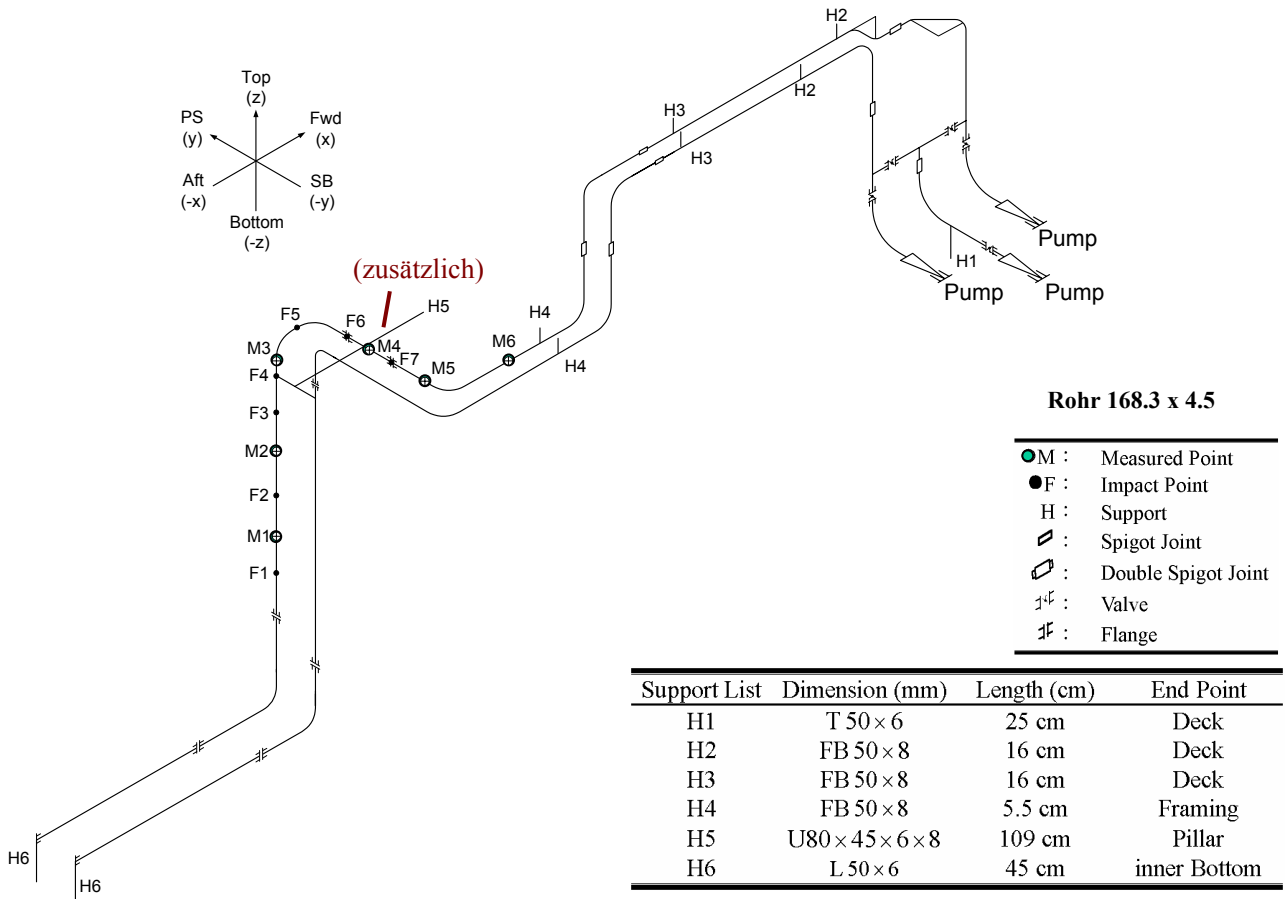


Abb. 3.12: Isometrische Darstellung der Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen



Abb. 3.13: Impact-Messung am Feuerlöschesystem

3.7 Messergebnisse zu den Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen

Die Fotos in Abb. 3.13 geben einen Eindruck von den einzelnen Rohrhaltern und den Messungen.

Wie beim Feuerlöschsystem wurden aus geeigneten Impact-Messungen Eigenfrequenzen und Eigenformen identifiziert. Hier waren die Signale weniger eindeutig, so dass nur vier Eigenfrequenzen des Systems mit bzw. ohne zusätzlichem Rohrhalter H5 identifiziert werden, vgl. Tabelle 3.5.

*Tabelle 3.5:
Mit der stochastischen Subspace-Methode [13] identifizierte Eigenfrequenzen f_i*

Schwingungsgrad i	f_i [Hz] mit Rohrhalter H5	f_i [Hz] ohne Rohrhalter H5
1	7,23	6,93
2	11,65	8,28
3	13,89	13,19
4	16,28	15,36

Die Abb. 3.14 und 3.15 zeigen repräsentative spektrale Leistungsdichten an den sechs Messpunkten (M1 - M6) in den drei Richtungen x, y und z sowie die identifizierten Eigenfrequenzen. In den Darstellungen erkennt man relativ breite Bänder, die möglicherweise durch Koppeffekte zwischen den beiden parallel laufenden Rohrleitungen verursacht sind.

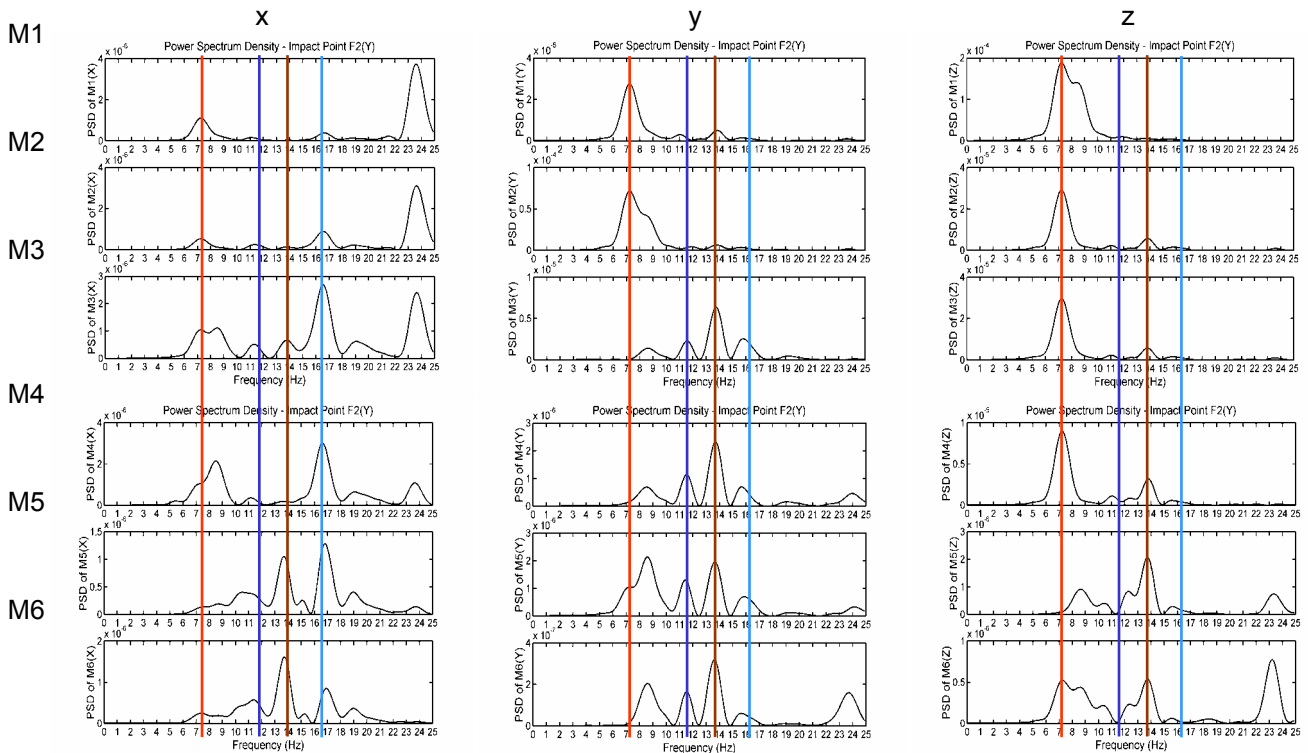


Abb. 3.14: Spektrale Leistungsdichte beim Impact-Versuch mit Rohrhalter H5 (HT-Kühlwasserleitungen, Schlagpunkt F2, Schlagrichtung y)

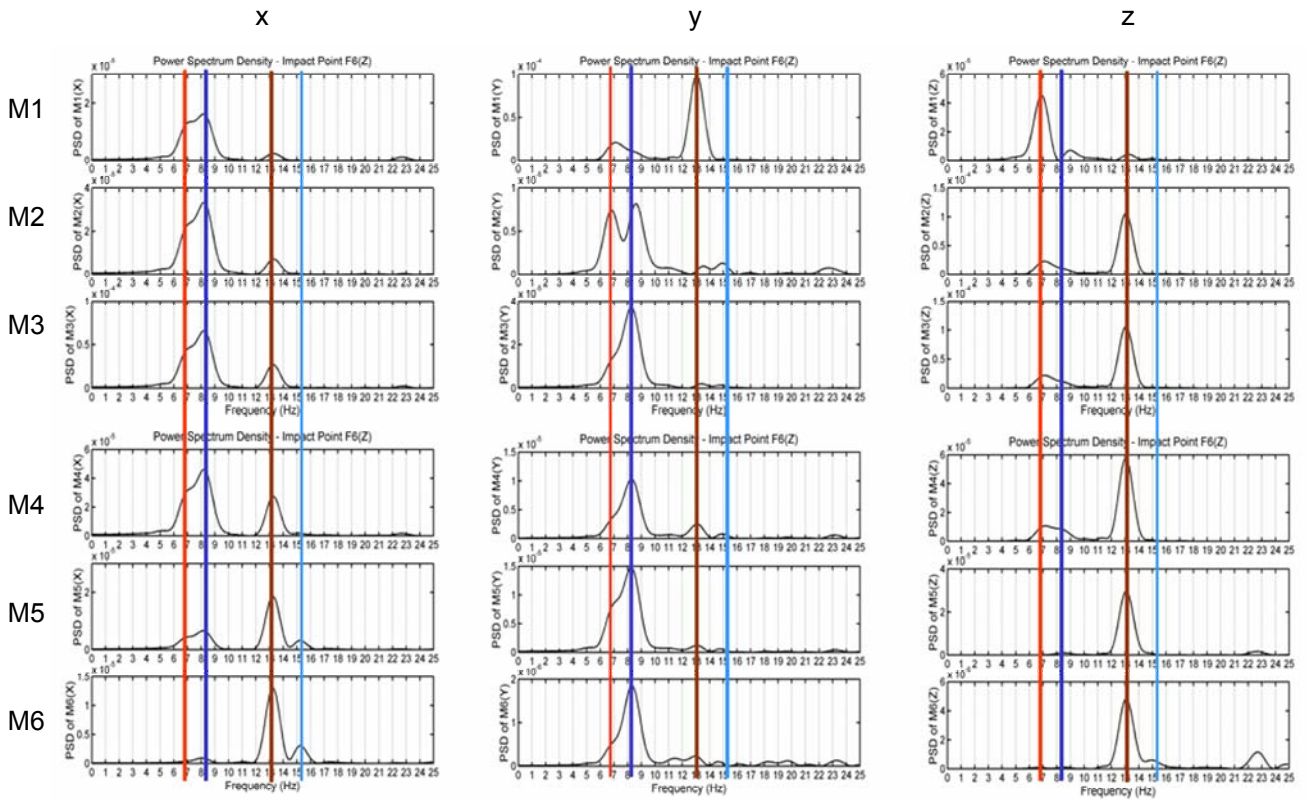


Abb. 3.15: Spektrale Leistungsdichte beim Impact-Versuch ohne Rohhalter H5 (HT-Kühlwasserleitungen, Schlagpunkt F6, Schlagrichtung z)

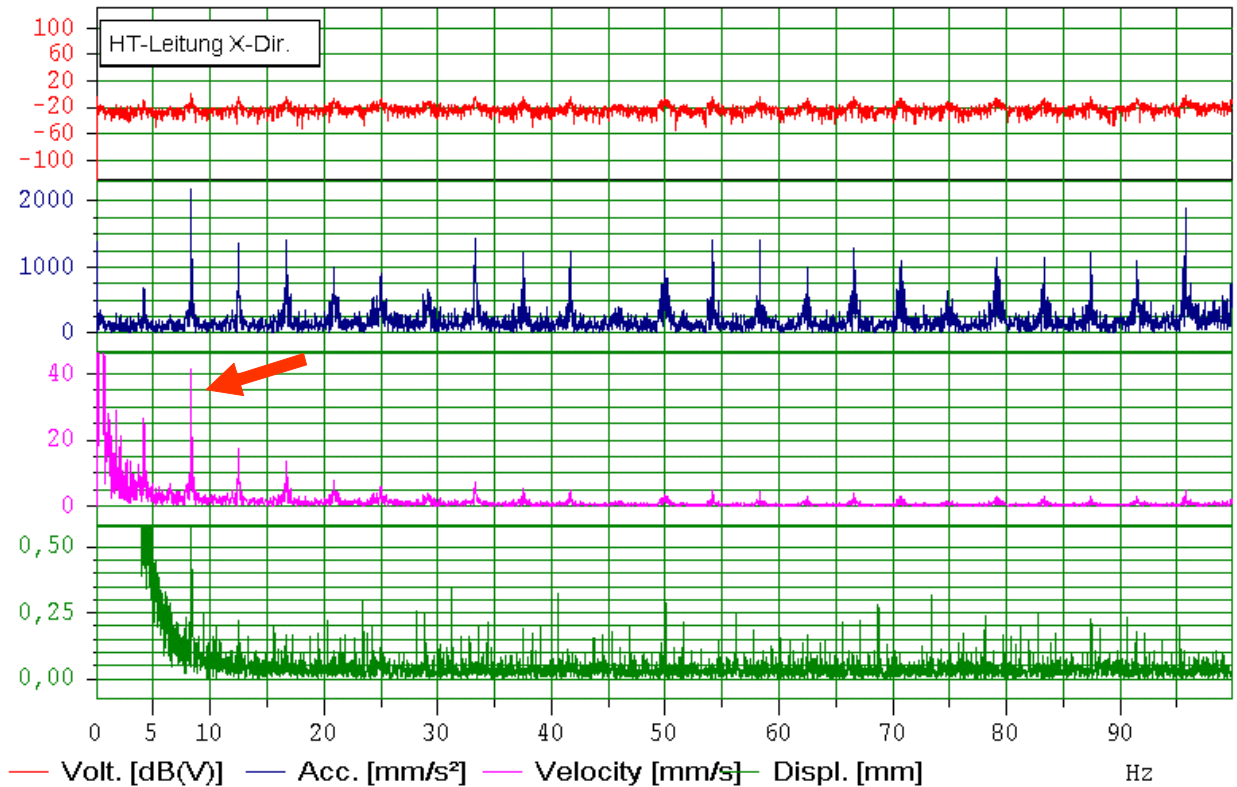


Abb. 3.16: Messergebnisse während der Probefahrt (ohne Rohhalter H5)

Während der Probefahrt des Neubaus 717 wurden die erzwungenen Schwingungen des Systems ohne Rohrhalter H5 gemessen. Abb. 3.16 zeigt die Messergebnisse mit der deutlichen Überhöhung bei 8,3 Hz (Pfeil). Hier wurde mit der 1. Ordnung des Hauptmotors offenbar der 2. Schwingungsgrad angeregt. Erkennbar sind auch die weiteren Ordnungen der Hauptmotorenerregung. Die Schwinggeschwindigkeiten in Schiffs-längsrichtung lagen im Bereich des später angebrachten Halters H5 bei über 40 mm/s.

3.8 Berechnungen zu den Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen

Die begleitenden Berechnungen wurden in ähnlicher Weise wie für das Feuerlöschsystem durchgeführt. Abb. 3.17 zeigt das Finite-Elemente-Modell. Im unteren Bereich wurden die Rohre so weit nach achtern verlängert, dass realistische Randbedingungen für die Rohre entstehen. Dort wurden die Enden alternativ eingespannt bzw. mit Drehfedern um die y- und z-Achse versehen, welche der Steifigkeit der Rohrfortsetzung entsprachen.

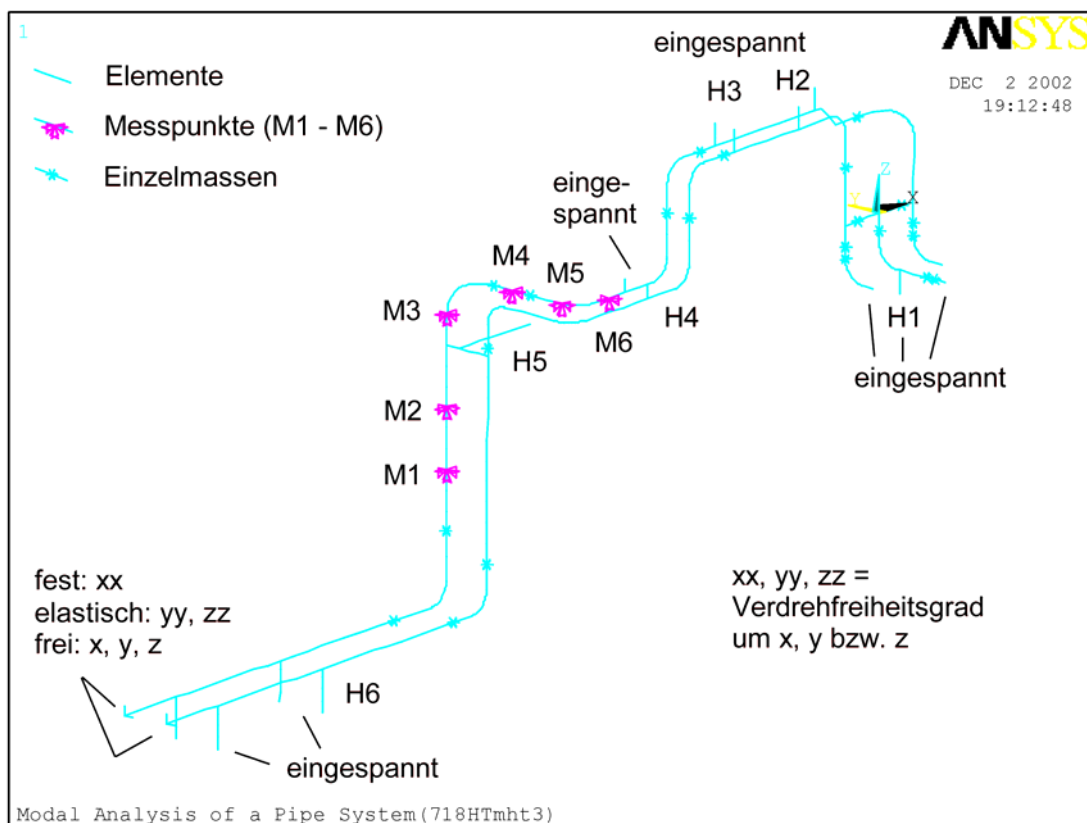


Abb. 3.17: Finite-Elemente-Modell der Hochtemperatur-Kühlwasserleitungen

Die Tabellen 3.6 und 3.7 zeigen die Ergebnisse für den festgesetzten bzw. gelösten Rohrhalter H5. Die Übereinstimmung mit den Messwerten ist nicht mehr ganz so gut wie bei dem Feuerlöschsystem. Dennoch wurde beispielsweise die zweite Eigenfrequenz bei gelöstem Rohrhalter H5 mit $f = 8,04$ Hz relativ genau ermittelt. Gut erkennbar ist auch die Wirkung des Rohrhalters H5, der die Eigenfrequenz deutlich erhöht.

*Tabelle 3.6:
Vergleich der Modalwerte für die Messung und Rechnung (mit Rohrhalter H5)*

Schwing.- grad i	Identifizierte Eigenfrequenz f_i [Hz]	f_i aus FEM Alle R.B. fest	f_i aus FEM* R.B. angepasst	MAC**		
				MAC _x	MAC _y	MAC _z
1	7,23	8,03	7,99 (Y)	0,1208	0,0042	0,9677
2	11,65	10,33	10,29 (Z)	0,6297	0,5500	0,6364
3	13,89	12,43	12,41 (Z)	0,0137	0,7436	0,8649
4	16,28	17,68	17,67 (Y)	0,8478	0,9495	0,7920

*) untere Rohrenden mit Drehfedersteifigkeiten versehen

***) MAC = Modal Assurance Criteria [16] in X-, Y- bzw. Z-Richtung (1,0 = Übereinstimmung)

*Tabelle 3.7:
Vergleich der Modalwerte für die Messung und Rechnung (ohne Rohrhalter H5)*

Schwing.- grad i	Identifizierte Eigenfrequenz f_i [Hz]	f_i aus FEM Alle R.B. fest	f_i aus FEM* R.B. angepasst	MAC		
				MAC _x	MAC _y	MAC _z
1	6,93	6,97	6,94 (Z&Y)	0,9698	0,0647	0,9487
2	8,28	8,06	8,04 (Y&X)	0,9614	0,8877	0,9921
3	13,19	10,26	10,22 (Z)	0,9717	0,5199	0,5509
4	15,36	10,48	10,46 (Z)	0,9006	0,9472	0,5854

*) untere Rohrenden mit Drehfedersteifigkeiten versehen

Die Eigenformen sind im Anhang A in den Abb. A.13 bis A.16 für das System mit Rohrhalter H5 und in den Abb. A.17 bis A. 20 für das System ohne Rohrhalter H5 dargestellt. An der 3. und 4. Eigenform des Systems ohne Rohrhalter H5 ist gut die Interaktion zwischen den beiden einzelnen Rohren zu erkennen, die zwei dicht nebeneinander liegende Eigenfrequenzen ausweisen.

Abschließend wurde eine Berechnung der erzwungenen Schwingung für das System ohne Rohrhalter H5 durchgeführt. Hierzu wurden an den Rohrhaltern H6 harmonische Fußpunktserregungen mit einer z-Amplitude von 0,032 mm und einer Frequenz von 8,1 Hz vorgegeben, was einer Schwinggeschwindigkeit von 1,6 mm/s entspricht. Mit dieser für Bauteile im Maschinenraum nicht untypischen Erregung ergibt sich am Messpunkt M3 eine Schwingamplitude in x-Richtung von 0,84 mm, was der bei der Probefahrt gemessenen Schwinggeschwindigkeit von 42 mm/s entspricht. Daraus kann gefolgert werden, dass die im Schiffsbetrieb beobachteten relativ großen Schwingamplituden in resonanten Zuständen auftraten. Außerhalb der Resonanz sind die Systemantworten klein, wie die Untersuchungen zum Feuerlöschsystem zeigten.

3.9 Schlussfolgerungen aus den Schwingungsuntersuchungen

Die durchgeführten Messungen und Berechnungen lassen sich wie folgt zusammenfassen und erlauben mehrere Schlussfolgerungen:

- Die einzelnen Rohrleitungen im Maschinenraum stellen schwingungsfähige Systeme dar, die durch Rohrhalter mehrfach unterstützt sind. Die Anzahl bzw. Abstände der Rohrhalter ergeben sich aus der Forderung, genügend hohe Eigenfrequenzen der Systeme zu erzielen und Resonanzen mit den Haupterregerfrequenzen zu vermeiden.
- Es kommt vor, dass resonanzartige Schwingungen auftreten, die Schwingbrüche an den Rohrhaltern schon bei den Probefahrten verursachen. Die dabei auftretenden Schwingamplituden konnten im Einzelfall bei Probefahrten gemessen werden, ließen sich aber bei Nachbauten wegen veränderter Systeme (zusätzliche Halter und Befestigungen) nicht reproduzieren.
- Generell scheinen die Rohrleitungen recht einfache und übersichtliche Systeme darzustellen. Dennoch ist eine zutreffende Berechnung der Eigenfrequenzen u. a. aus folgenden Gründen schwierig:
 - Die Rohrhalter sind vielfach an ihren Enden elastisch gelagert, beispielsweise indem sie über Dopplungen auf Plattenfeldern befestigt sind. Die Bestimmung der elastischen Konstanten ist relativ aufwendig.
 - Fallweise sind mehrere Rohrsysteme mit Haltern untereinander gekoppelt, was ebenfalls zu elastischen Lagern sowie zur Kopplung mehrerer schwingungsfähiger Systeme führt.
- Durchgeführte Messungen und Berechnungen von erzwungenen Schwingungen außerhalb resonanzartiger Erregung zeigten sehr kleine Schwingwege und Beanspruchungen in den Rohrhaltern (1 bis 3 MPa).
- Höhere Spannungen und damit Schwingbrüche sind bei resonanzartigen Schwingungen und/oder ungünstigen Rohrhaltergeometrien zu erwarten. Deren Vermeidung erfordert:
 - eine Anordnung der Halter in der Weise, dass die Eigenfrequenzen außerhalb der Erregerfrequenzen liegen. Hierzu wären Eigenfrequenzberechnungen unter Berücksichtigung der o. g. elastischen Halterlagerung sinnvoll.
 - eine Rohrhaltergeometrie, mit welcher auch höhere Beanspruchungen dauerhaft ertragbar sind. Entsprechende Untersuchungen zur Variation und Optimierung der Haltergeometrie werden im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

4 Untersuchungen zur Festigkeit der Rohrhalter

4.1 Auswahl der zu untersuchenden Varianten und Lastfälle

Ausgangspunkt für die Auswahl sind die in Abb. 1.2 dargestellten beiden Rohrhalter. Der erste mit dem Flachstahl 50 x 8 (Variante 1) erfordert ein Minimum an Aufwand, lässt jedoch eine relativ geringe statische und Schwingfestigkeit zu erwarten. Dagegen stellt der Flachstahl in der Breite des Rohres (Variante 2) das andere Extrem dar, das zwar zur Übertragung großer Kräfte geeignet ist, jedoch sehr unhandlich und schwer ist.

Es sind verschiedene Zwischenlösungen denkbar, welche die Rohrschelle mehr oder weniger umfassen. Abb. 4.1 zeigt drei weitere Varianten (3 bis 5), die im vorliegenden Vorhaben näher untersucht wurden. Die genauen Abmessungen für die gewählte Rohr-Nennweite DN 200 (Außendurchmesser $d_a = 219,1$ mm) und die Rohrschelle aus Flachstahl 50 x 8 sind in den Abb. 4.2 und 4.3 dargestellt.

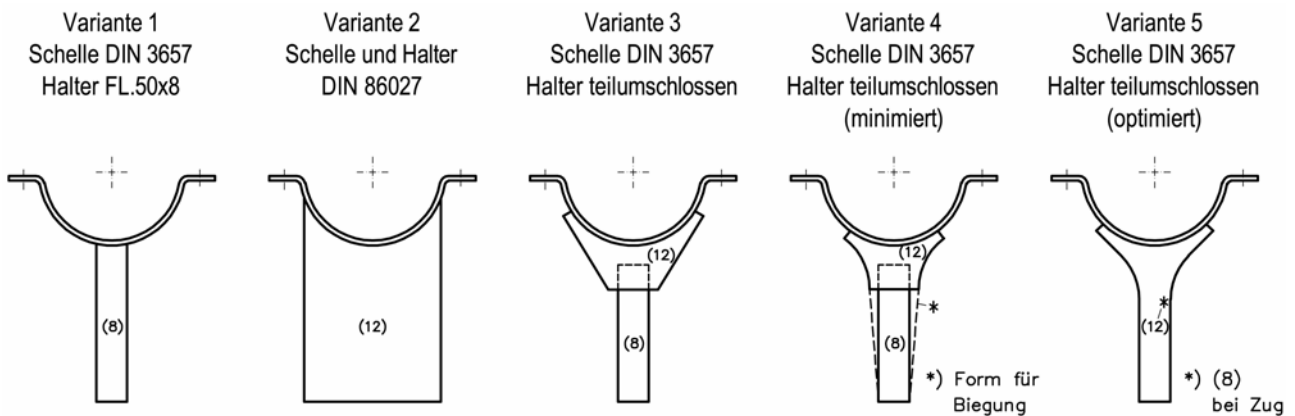


Abb. 4.1: Untersuchte Rohrhaltervarianten

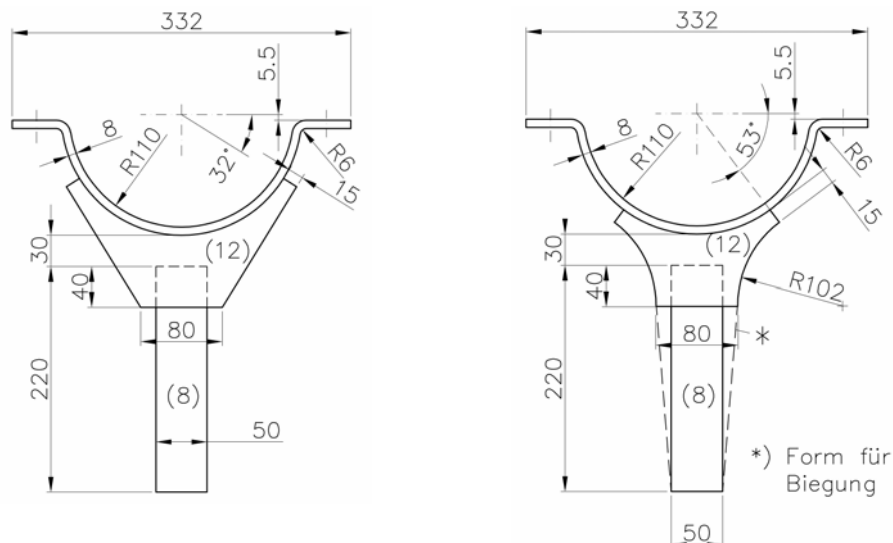


Abb. 4.2: Abmessungen der Varianten 3 und 4 für ein Rohr der Nennweite DN 200 ($d_a = 219,1$ mm)

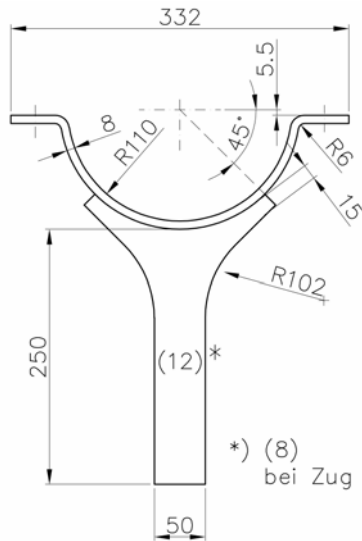


Abb. 4.3: Abmessungen der Variante 5 für ein Rohr DN 200 ($d_a = 219,1 \text{ mm}$)

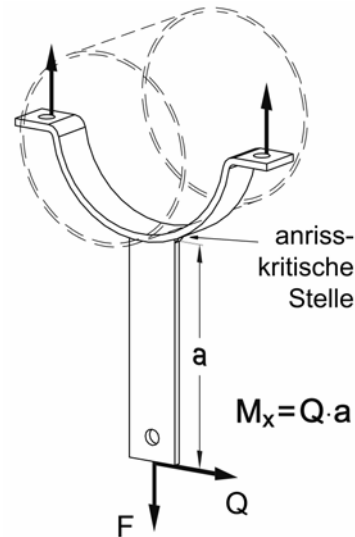


Abb. 4.4: Betrachtete Lastsituationen

An den einzelnen Varianten für das Rohr 219,1 x 4,5 wurden Schwingfestigkeitsversuche sowie begleitende Beanspruchungsberechnungen und -messungen durchgeführt. Hierzu wurden drei Lastsituationen betrachtet (Abb. 4.4).

- Vorspannen der Schrauben M16 x 45 mit einem Moment von $M_T = 90 \text{ Nm}$. Nach den Datenblättern von Schraubenherstellern tritt bei einem Reibkoeffizienten von $\mu = 0,14$ eine Normalkraft im Bolzen von 30 kN auf. Bei dieser Belastung wurden plastische Verformungen der Rohrschellen sowie der Schrauben beobachtet. Aus diesem Grunde wurde nicht die maximal zulässige Schraubenkraft ausgenutzt, die wesentlich höher liegt.
- Biegebelastung des Rohrhalters mit einem Biegemoment M_x durch eine Querkraft Q an dessen Ende. Als Hebelarm vom Kraftangriffspunkt bis zur Unterkante der Rohrschelle wurde $a = 225 \text{ mm}$ gewählt.
- Längsbelastung der Rohrhalter mit einer Normalkraft F , die vom Rohr aufgenommen wird.

Bei der Biegebelastung tritt das maximale Biegemoment am Anschluss zum Rohr auf, wo auch in der Praxis wegen der dort vorliegenden Einspannung die meisten Schäden beobachtet wurden.

Bei einer zyklischen Biege- und Längsbelastung wurde erwartet, dass Schwingrisse am Ende der Schweißverbindung zwischen Rohrschelle und Distanzhalter entstehen. Bei den Versuchen hatte sich gezeigt, dass auch der Übergang vom Flachstahl in den aufgefächerten Halterbereich anrisskritisch sein kann, weshalb hier teilweise die überlappte Schweißverbindung durch eine durchgängige Konstruktion ersetzt wurde (Variante 4).

4.2 Finite-Elemente-Berechnungen

Zur Ermittlung der lokalen Beanspruchungen an den genannten Nahtübergängen wurden Finite-Elemente-Modelle der Varianten 1, 3, 4 und 5 erstellt. Die Variante 2 (breiter Flachstahl) wurde dabei nicht weiter betrachtet, weil sie hinsichtlich der Beanspruchungen als relativ unkritisch angesehen wurde. Außerdem ist die Umschweißung an den Enden des Flachstahls wegen des schleifenden Schnitts problematisch und lässt sich nicht zuverlässig rechnerisch bewerten. Bei der Variante 4 wurde ausschließlich die Haltervariante mit überlapptem Anschluss modelliert.

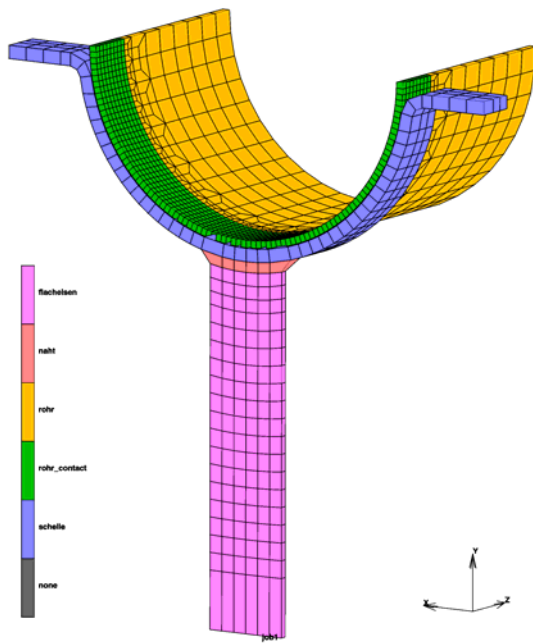


Abb. 4.5: FE-Modell für Variante 1

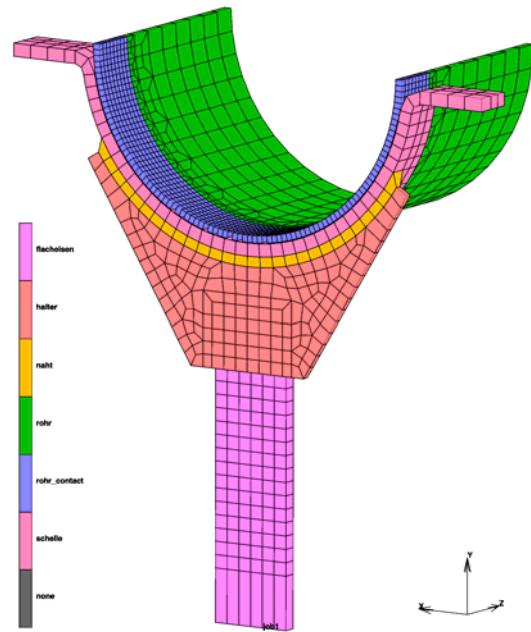


Abb. 4.6: FE-Modell für Variante 3

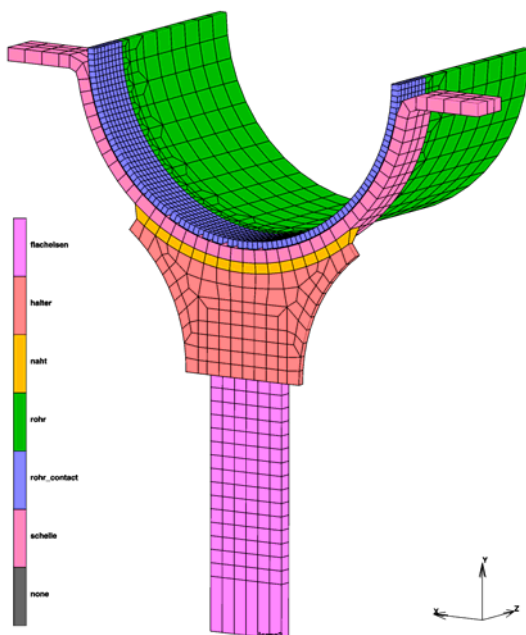


Abb. 4.7: FE-Modell für Variante 4

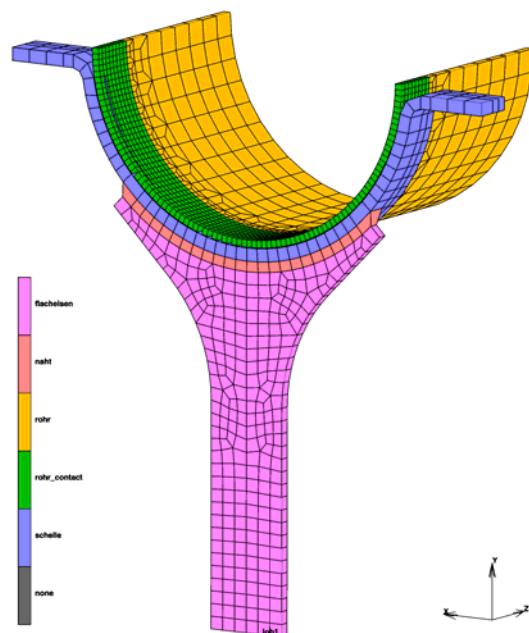


Abb. 4.8: FE-Modell für Variante 5

Die gewählten Finite-Elemente-Modelle sind in den Abb. 4.5 bis 4.8 dargestellt. Mit Hilfe geeigneter Randbedingungen wurde die Symmetrie des Rohrhalters ausgenutzt. Außerdem wurde das Rohr geteilt, so dass auch am oberen Ende vereinfacht Symmetrie angenommen werden konnte.

Das Rohr sowie der Rohrhalter wurden mit 8-Knoten-Volumenelementen modelliert, wobei in Dickenrichtung nur ein Element angeordnet wurde. Vor dem kritischen Nahtübergang in der Rohrschelle entspricht die Elementlänge der Blechdicke (8 mm). Zwischen der Rohrschelle und dem Rohr wurden ein Luftspalt von 0,45 mm sowie Kontaktelemente vorgesehen, die ein Durchdringen der Rohr- und Rohrschellenbereiche bei Belastung verhindern. In der Kontaktebene musste Reibungsfreiheit angenommen werden, was zulässig erscheint, weil kaum tangentiale Bewegungen zwischen den Kontaktflächen auftreten. Die Schrauben wurden mit Balkenelementen modelliert, deren Ende über ein Balkenkreuz mit der Schellenunterseite verbunden wurde (Abb. 4.9).

Die Berechnung erfolgte in einzelnen Lastschritten, indem zuerst die Schrauben entsprechend dem Drehmoment $M_T = 90 \text{ Nm}$ auf 30 kN vorgespannt wurden und anschließend die Belastung des Rohrhalters (Biegung $M_x = 1350 \text{ Nm}$ oder Normalkraft $F = 30 \text{ kN}$) aufgebracht wurde. Aufgrund des sich aufbauenden Kontaktes zwischen Rohrhalter und Rohrschelle ist die Berechnung nichtlinear. Hinsichtlich der Materialeigenschaften wurde allerdings lineares Verhalten angenommen, obwohl die Streckgrenze des Stahls bereichsweise überschritten wurde.

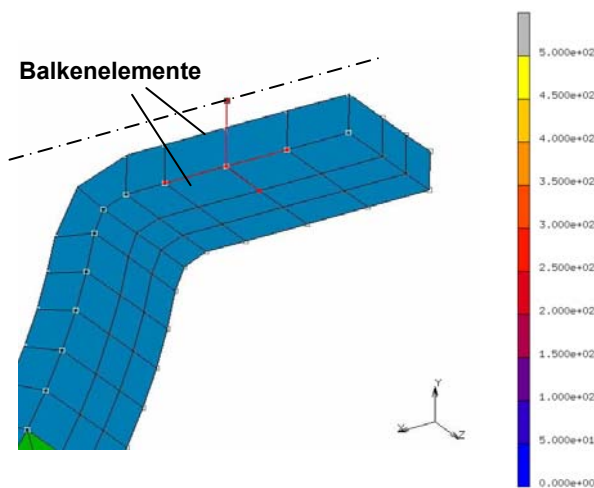


Abb. 4.9:
Modellierung der Schrauben

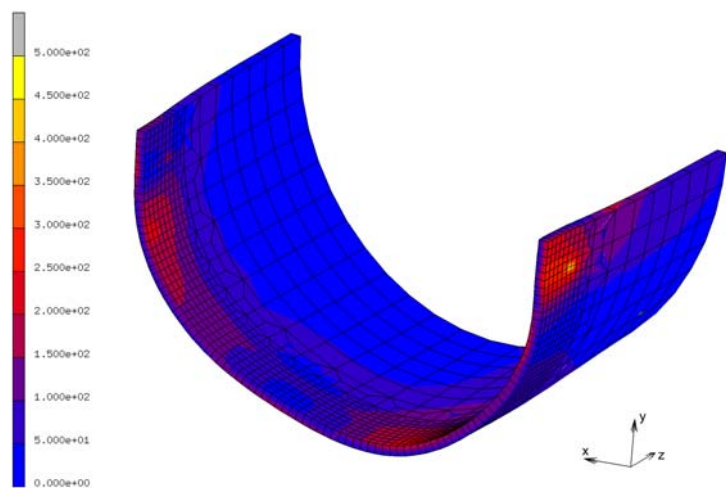


Abb. 4.10: Typische Rohrverformung

Beim Vorspannen der Schrauben und bei der zusätzlichen Belastung des Rohrhalters kommt es zu ungleichmäßigem Kontakt zwischen Rohr und Rohrschelle. Dadurch wird das Rohr verformt, vgl. Abb. 4.10. Insbesondere drücken sich die oberen Bereiche der Schelle in die Rohrwandung und verursachen lokale Biegespannungen.

Die Verformungen und Vergleichsspannungen bei Belastungsende sind in den Abb. 4.11 bis 4.14 dargestellt. Deutlich erkennbar ist die starke Biegung der Rohrschellenenden. Hier treten auch die höchsten Vergleichsspannungen auf, welche die Streckgrenze weit überschreiten. Des weiteren sind die erhöhten Spannungen an den Enden der an die Rohrschelle angeschweißten Distanzhalter zu erkennen.

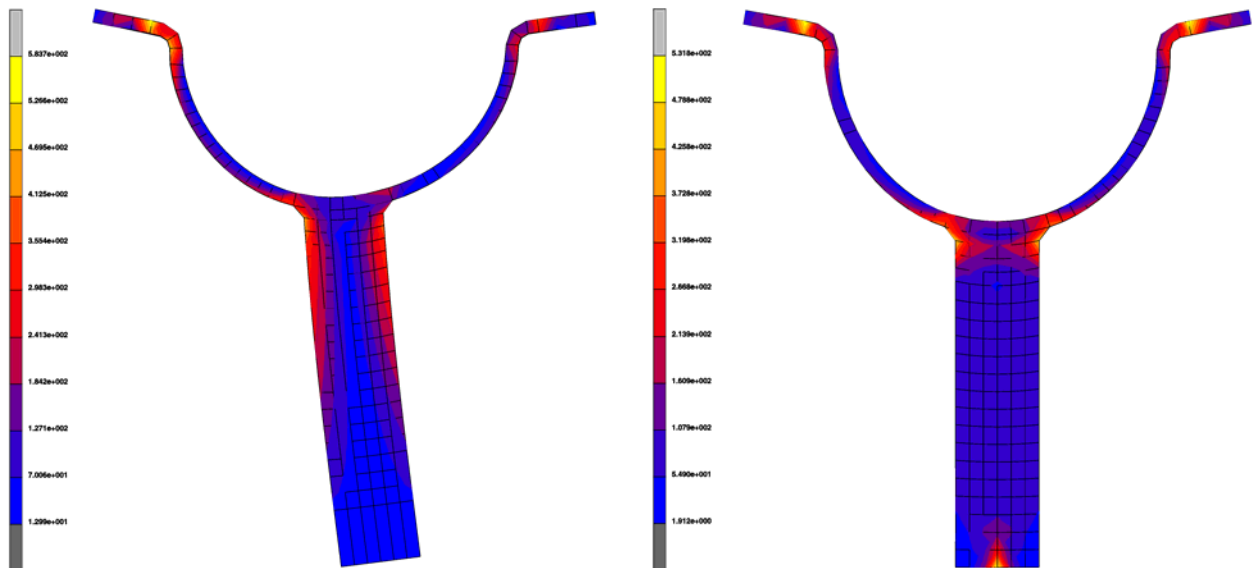


Abb. 4.11: Verformungen und Vergleichsspannungen bei Biege- bzw. Längsbelastung der Variante 1

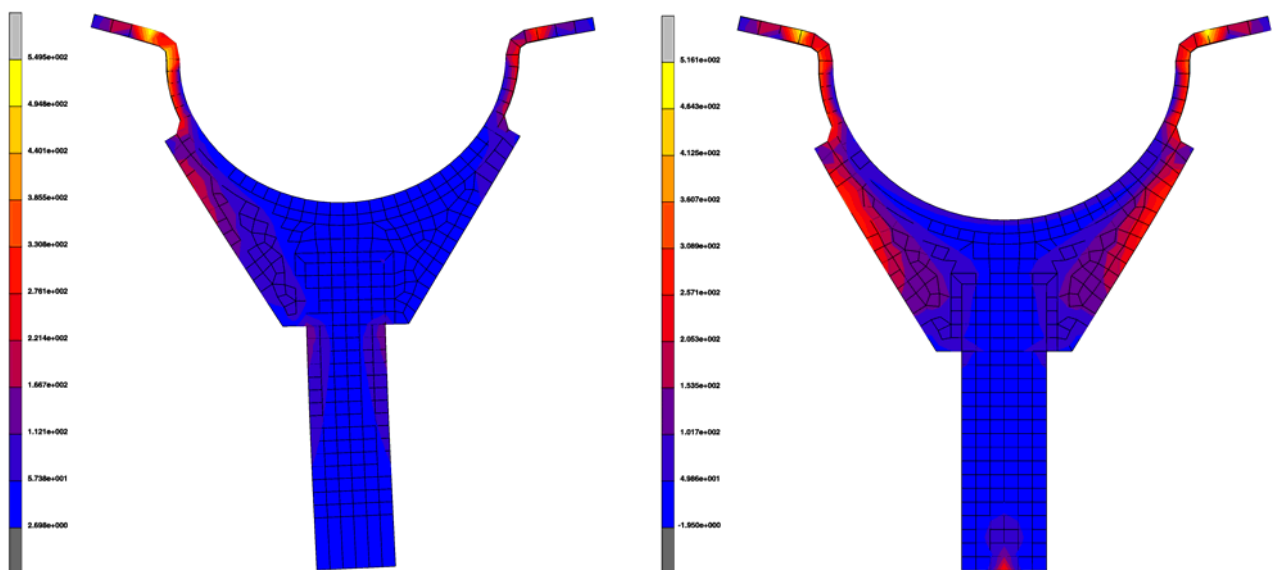


Abb. 4.12: Verformungen und Vergleichsspannungen bei Biege- bzw. Längsbelastung der Variante 3

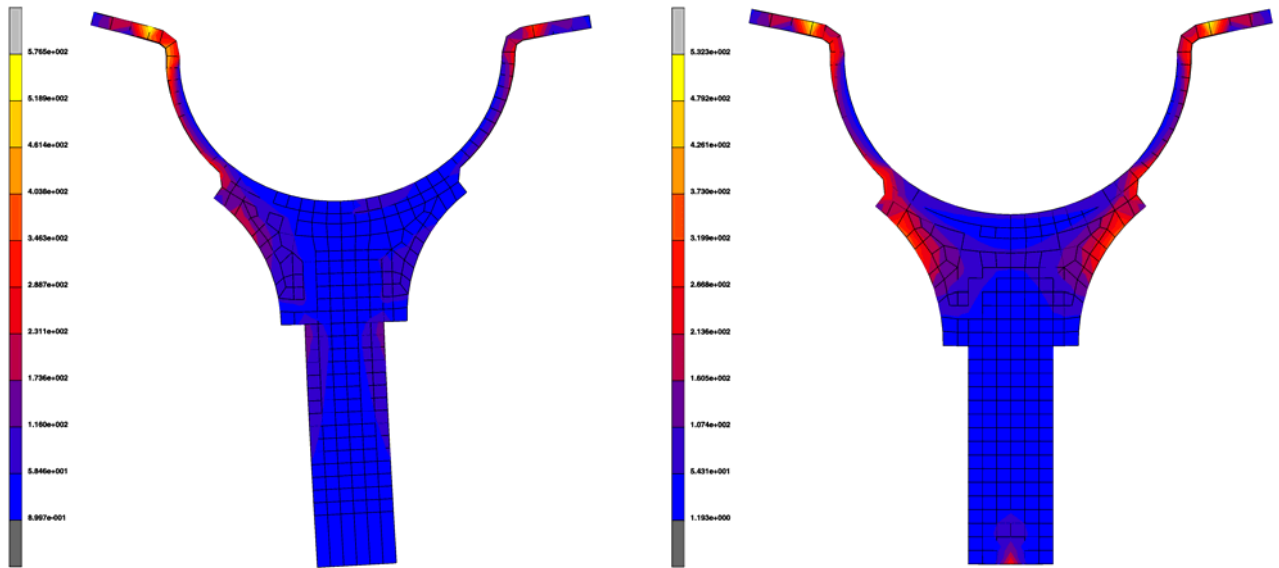


Abb. 4.13: Verformungen und Vergleichsspannungen bei Biege- bzw. Längsbelastung der Variante 4

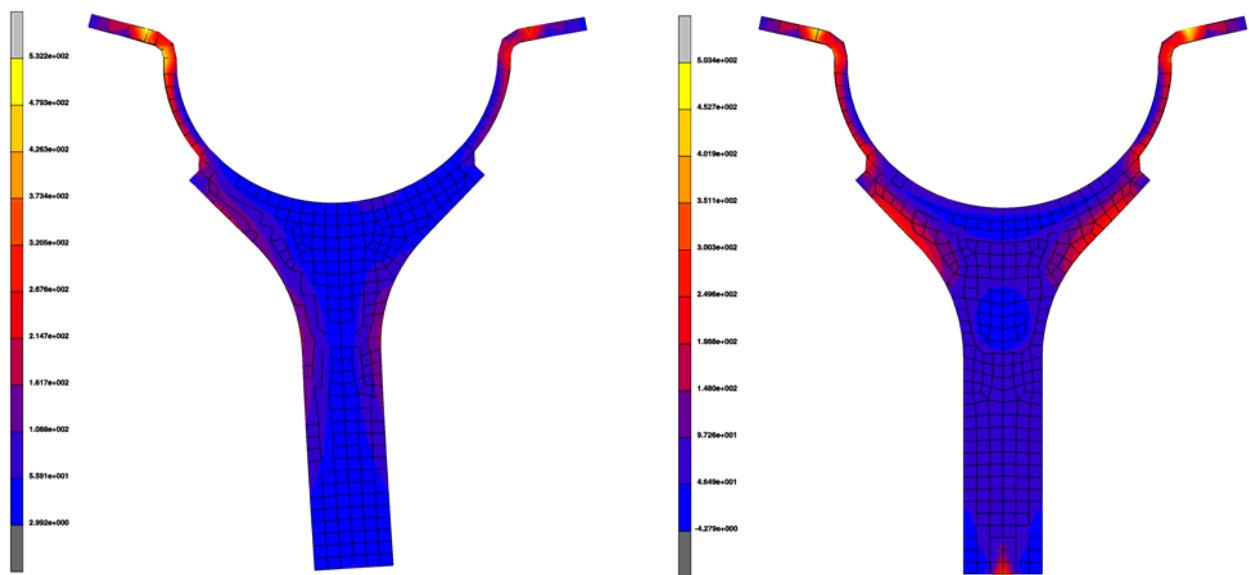


Abb. 4.14: Verformungen und Vergleichsspannungen bei Biege- bzw. Längsbelastung der Variante 5

Im folgenden wird die Umfangsspannung auf der Oberfläche des Elementes in der Rohrschelle unmittelbar vor dem Nahtübergang betrachtet. Hierzu wurde die mittlere Spannung an der Oberfläche gewählt, die somit in einem Abstand von 4 mm vor dem Nahtübergang wirkt.

Die Veränderung dieser Spannung in Abhängigkeit von den Lastschritten ist in Abb. 4.15 für das Vorspannen und die anschließende Biegebelastung und in Abb. 4.16 für das Vorspannen und die anschließende Längsbelastung dargestellt.

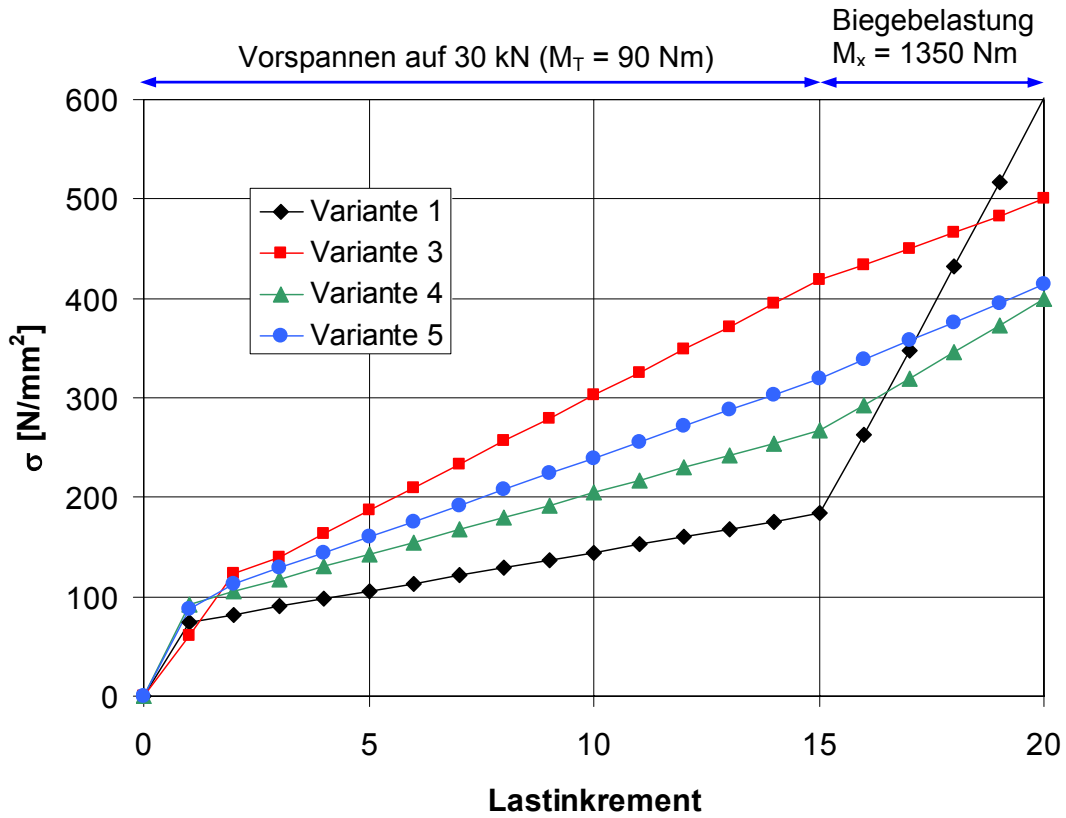


Abb. 4.15: Berechnete Umfangsspannung 4 mm vor der kritischen Naht beim Vorspannen und anschließender Biegebelastung

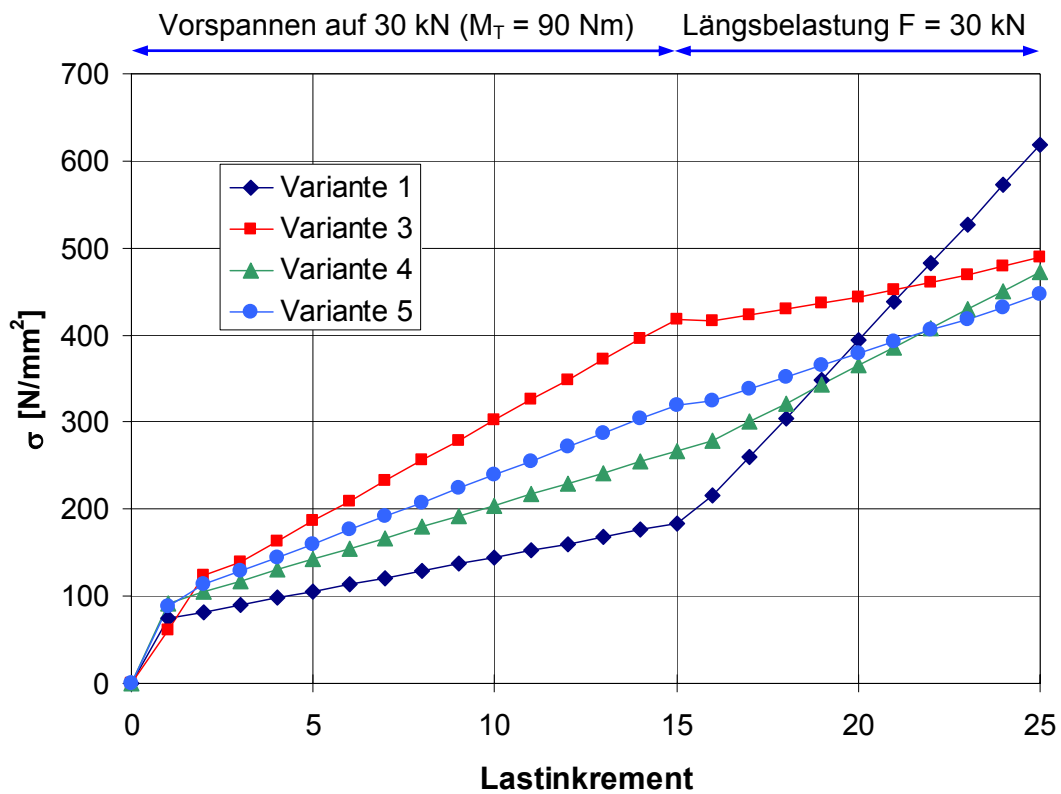


Abb. 4.16: Berechnete Umfangsspannung 4 mm vor der kritischen Naht beim Vorspannen und anschließender Längsbelastung

Aus den Abb. 4.15 und 4.16 ist zu erkennen, dass im 1. und z. T. im 2. Lastinkrement der Spalt zwischen Rohr und Rohrschelle überbrückt wird, was eine örtliche Biegespannung vor dem Nahtübergang hervorruft. Beim weiteren Vorspannen ist der Anstieg in der örtlichen Biegespannung umso größer, je weniger der Nahtübergang von der Schraube entfernt liegt. Vor allem bei der Variante 3 wird die Streckgrenze des Werkstoffs weit überschritten.

Bei der Biege- und Längsbelastung des Rohrhalters kehren sich die Verhältnisse um. Hier wirkt sich ein kleinerer Abstand zur Schraube günstig auf die örtliche Beanspruchung aus. Im Hinblick auf eine Schwingbelastung unterscheiden sich die einzelnen Rohrhalter dadurch, dass je nach Abstand des kritischen Nahtübergangs von der Schraubenverbindung entweder eine höhere Spannungsschwingbreite in Verbindung mit einer geringeren statischen Vorspannung oder eine geringere Spannungsschwingbreite in Verbindung mit einer höheren Vorspannung vorliegt. Wie weit sich die beiden Parameter auf die Schwingfestigkeit auswirken, zeigen die Versuche.

Aus den Spannungswerten wurden abschließend die zum Nahtübergang über zwei Elemente linear extrapolierten Strukturspannungen bei der Biege- bzw. Längsbelastung im stabilisierten Lastbereich ermittelt. Tabelle 4.1 fasst die Werte zusammen.

*Tabelle 4.1:
Berechnete Strukturspannungen σ_s an den Nahtübergängen der Rohrhaltervarianten*

Variante	Biegemoment $M_x = 500 \text{ Nm}$	Längskraft $F = 20 \text{ kN}$
1	185 MPa	354 MPa
3	32 MPa	66 MPa
4	60 MPa	181 MPa
5	42 MPa	117 MPa

4.3 Versuchsaufbau

Für die Schwingfestigkeitsversuche sowie für statische Vorabmessungen wurde der in den Abb. 4.17 und 4.18 dargestellte Versuchsaufbau verwendet. Hierzu wurde ein 160 mm langes Rohrstück 219,1 x 4,5 zwischen zwei Bleche geschweißt, deren Enden gelenkig mit einem Hydraulikzylinder verbunden wurden. Die Rohrschellen mit Rohrhaltern wurden mittig befestigt und am Ende gelenkig mit Widerlagern verbunden. Durch eine Aufhängung über dem Rohr wurde die Einleitung von Reibkräften unterbunden.

Im Biegeversuch (Abb. 4.17) wurden jeweils zwei Rohrhalter gleichzeitig getestet. Mit der gelenkigen Lagerung wurde erreicht, dass beide Rohrhalter auch bei unterschiedlichen Verformungen gleich belastet waren. Im Zugversuch wurde dagegen nur ein einzelner Rohrhalter geprüft. Alle Versuche wurden im Zugschwellbereich durchgeführt.

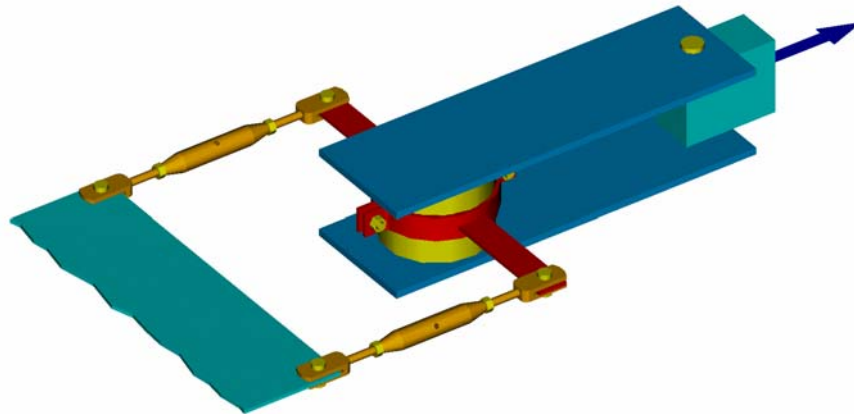


Abb. 4.17: Versuchsaufbau für die Biegeversuche

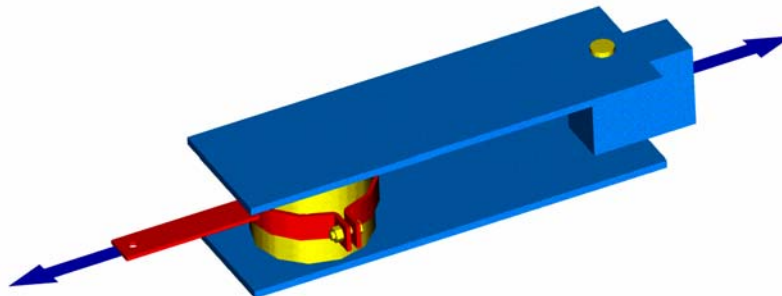


Abb. 4.18: Versuchsaufbau für die Zugversuche

4.4 Statische Vormessungen

Zum Vergleich mit den berechneten Spannungswerten wurden bei den einzelnen Varianten die Beanspruchungen vor den kritischen Schweißnähten mit Hilfe von Dehnmessstreifen (DMS) ermittelt. Diese wurden im Abstand von 4 mm, d. h. der halben Dicke der Rohrschelle, vor den beiden zugbeanspruchten Nahtübergängen appliziert.

Die Belastung erfolgte wiederum schrittweise, indem zuerst in mehreren Schritten die Vorspannung und anschließend entweder die Biege- oder die Zugbelastung aufgebracht wurde. Zwischendurch wurde wiederholt entlastet, um die DMS zu überprüfen und ggf. lineares Verhalten zu erkennen.

Bei der Lastaufbringung wurde so starkes Fließen beobachtet, dass fallweise die Dehnmessstreifen versagten. In den folgenden Abbildungen werden die Ergebnisse an derjenigen Seite gezeigt, die nach Augenschein nicht oder nur wenig durch Versagen oder teilweises Ablösen der DMS beeinträchtigt war.

Die gemessenen Dehnungen sind in den Abbildungen 4.19 bis 4.28 in Abhängigkeit von der Belastung dargestellt. Letztere ist auf der vertikalen Achse in Form des Drehmomentes M_T beim Vorspannen aufgetragen, dem oberhalb der horizontalen Markierung (bei $M_T = 90 \text{ Nm}$) jeweils $0,1 \cdot M_x$ oder $10 \cdot F$ hinzugefügt wurde.

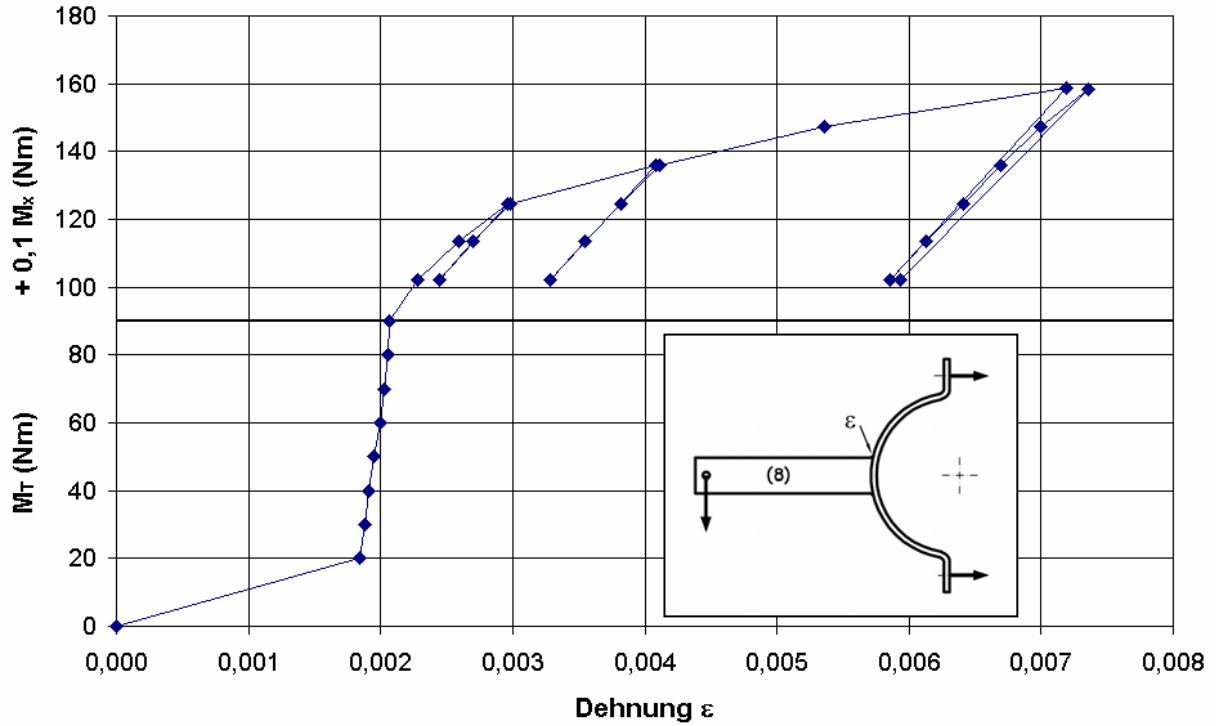


Abb. 4.19: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 1 beim Vorspannen (keine Erstbelastung!) und bei Biegebelastung

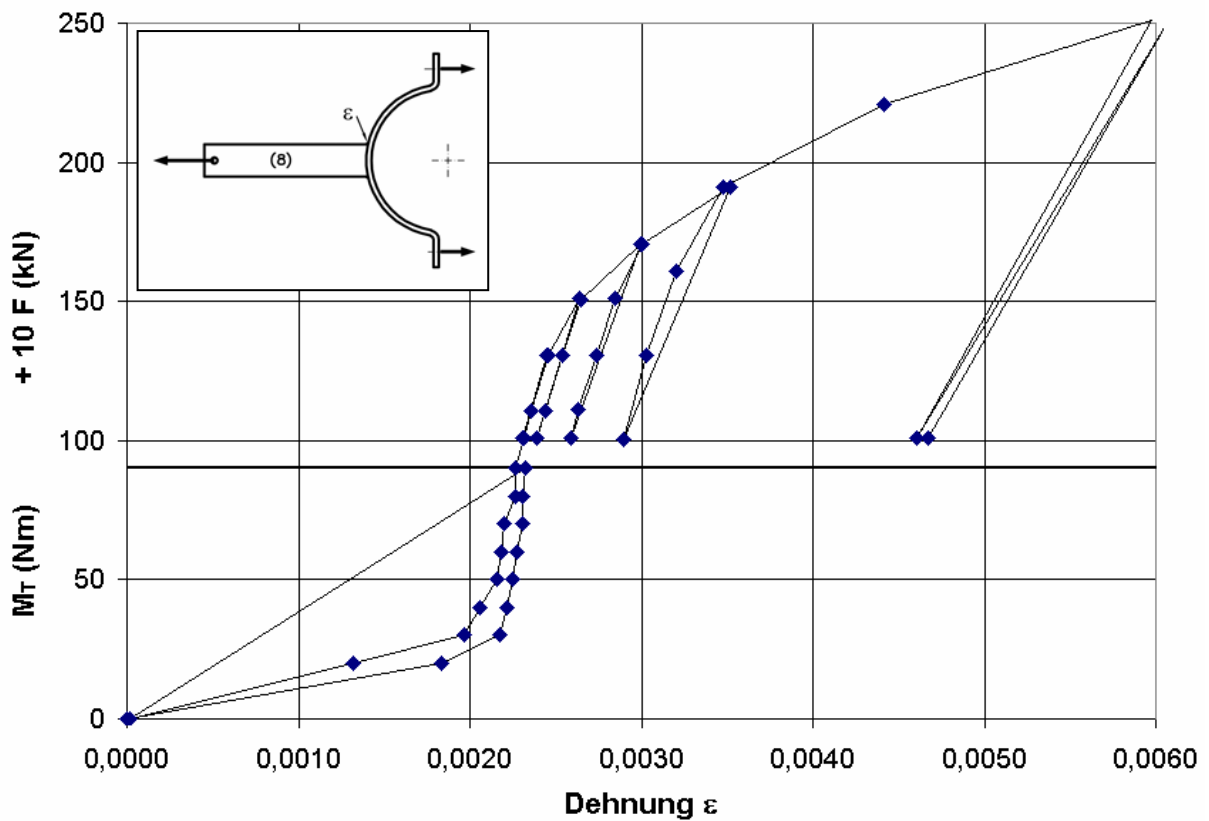


Abb. 4.20: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 1 beim Vorspannen und bei Längsbelastung

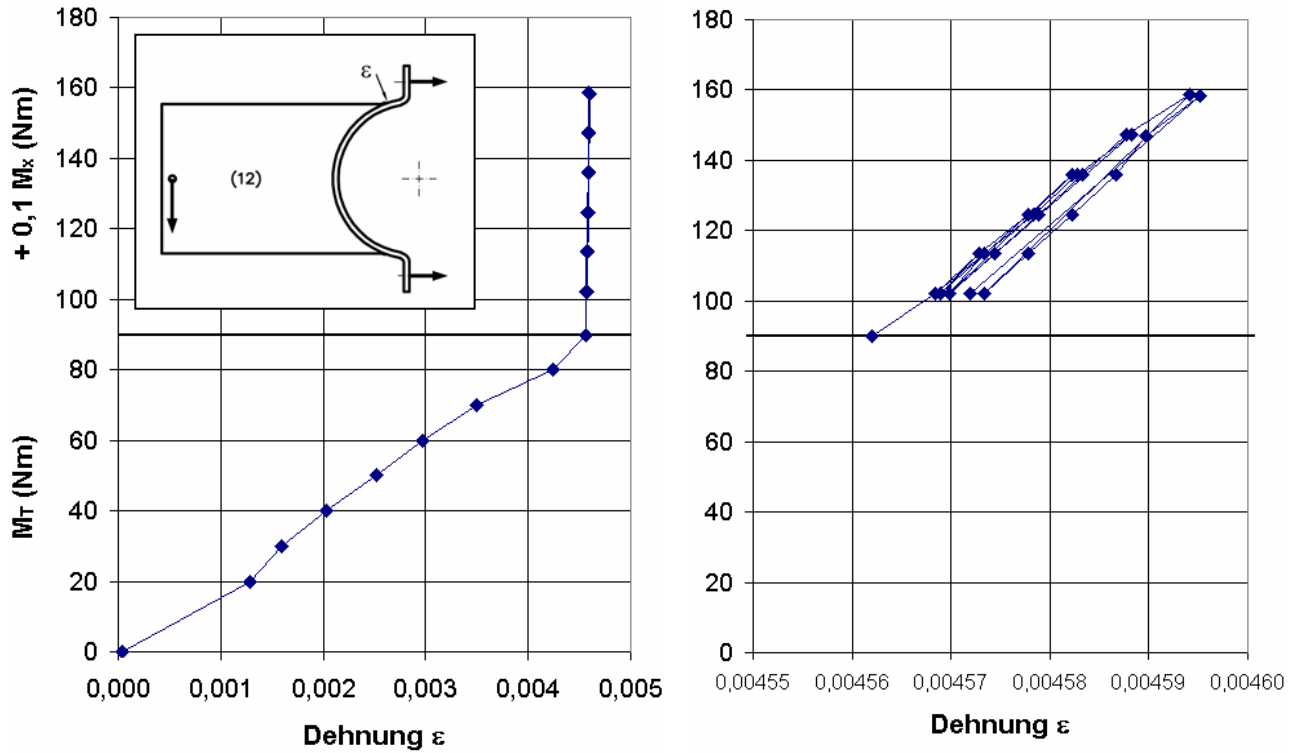


Abb. 4.21: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 2 beim Vorspannen (keine Erstbelastung!) und bei Biegebelastung (rechtes Bild: vergrößerter Dehnungsmaßstab)

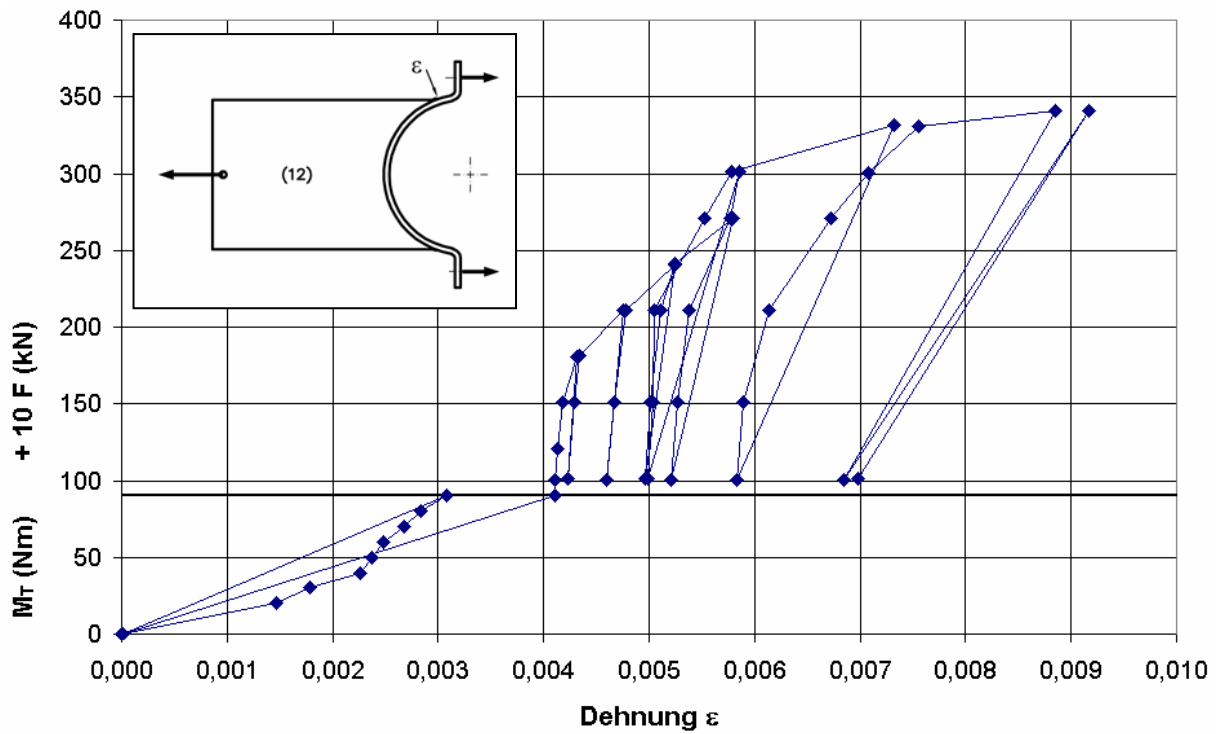


Abb. 4.22: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 2 beim Vorspannen und bei Längsbelastung

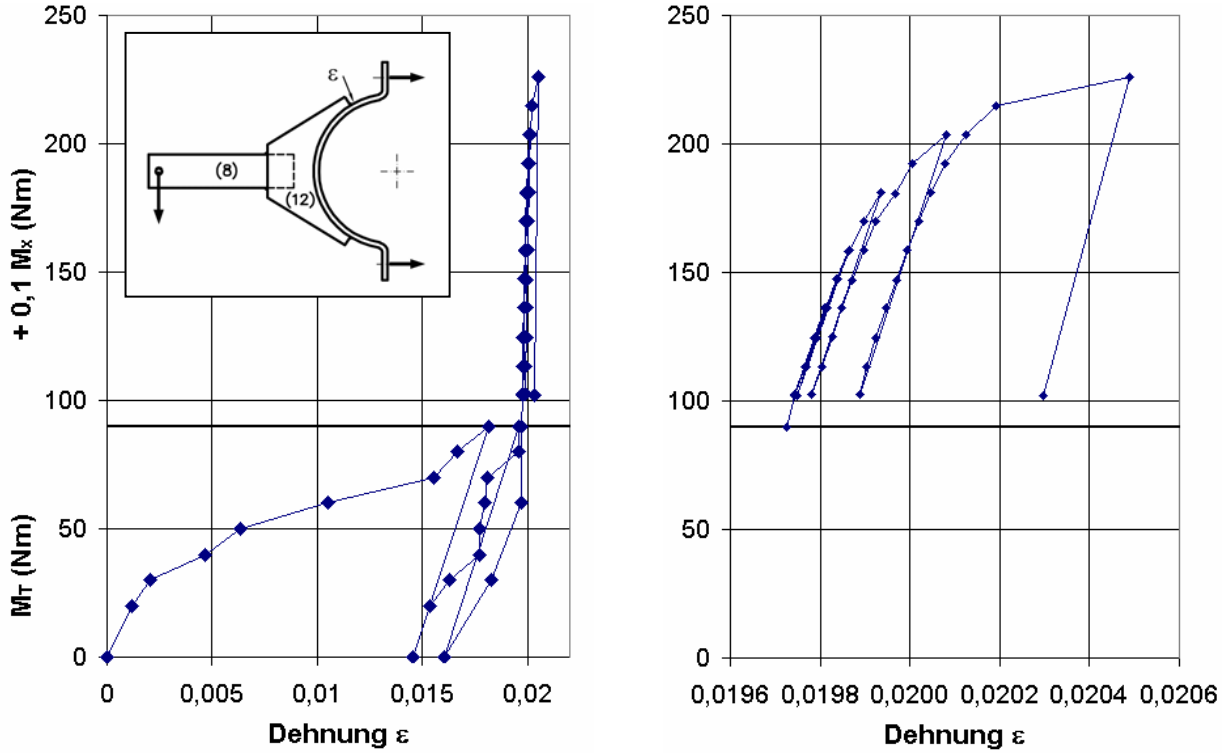


Abb. 4.23: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 3 beim Vorspannen und bei Biegebelastung (rechtes Bild: vergrößerter Dehnungsmaßstab)

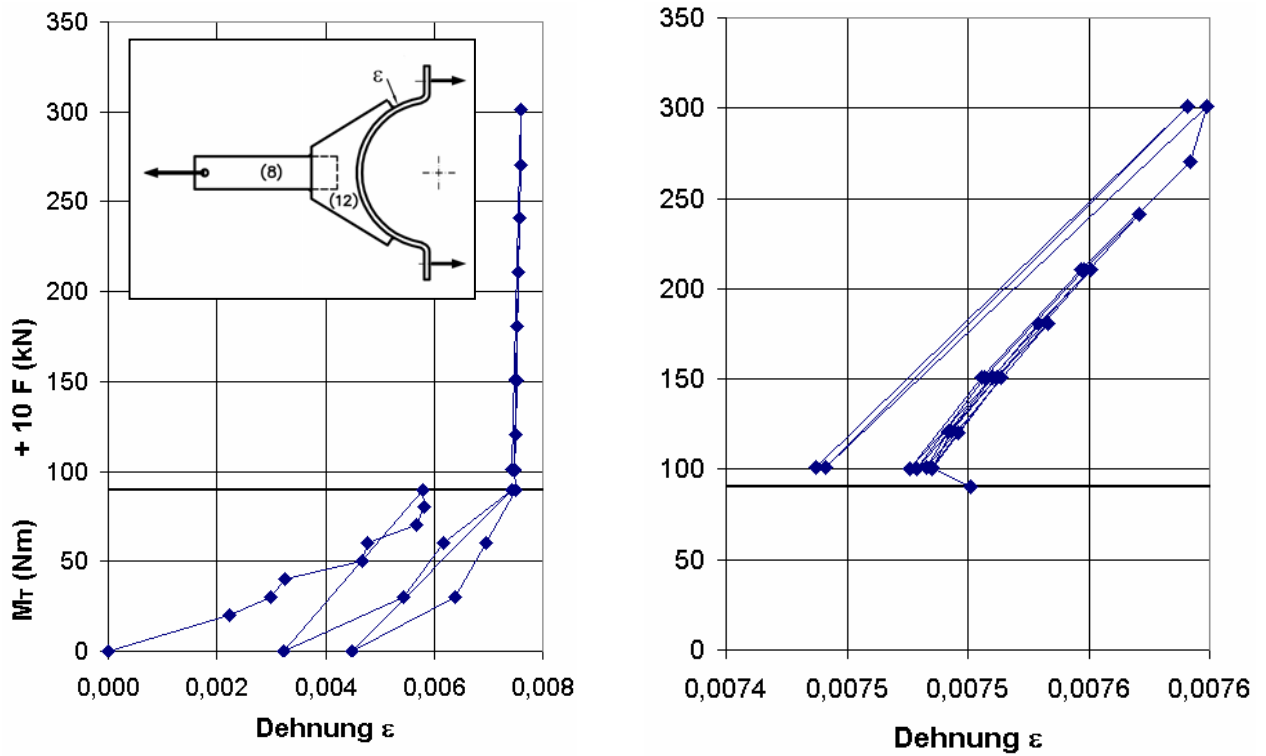


Abb. 4.24: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 3 beim Vorspannen und bei Längsbelastung (rechts: vergrößerter Dehnungsmaßstab)

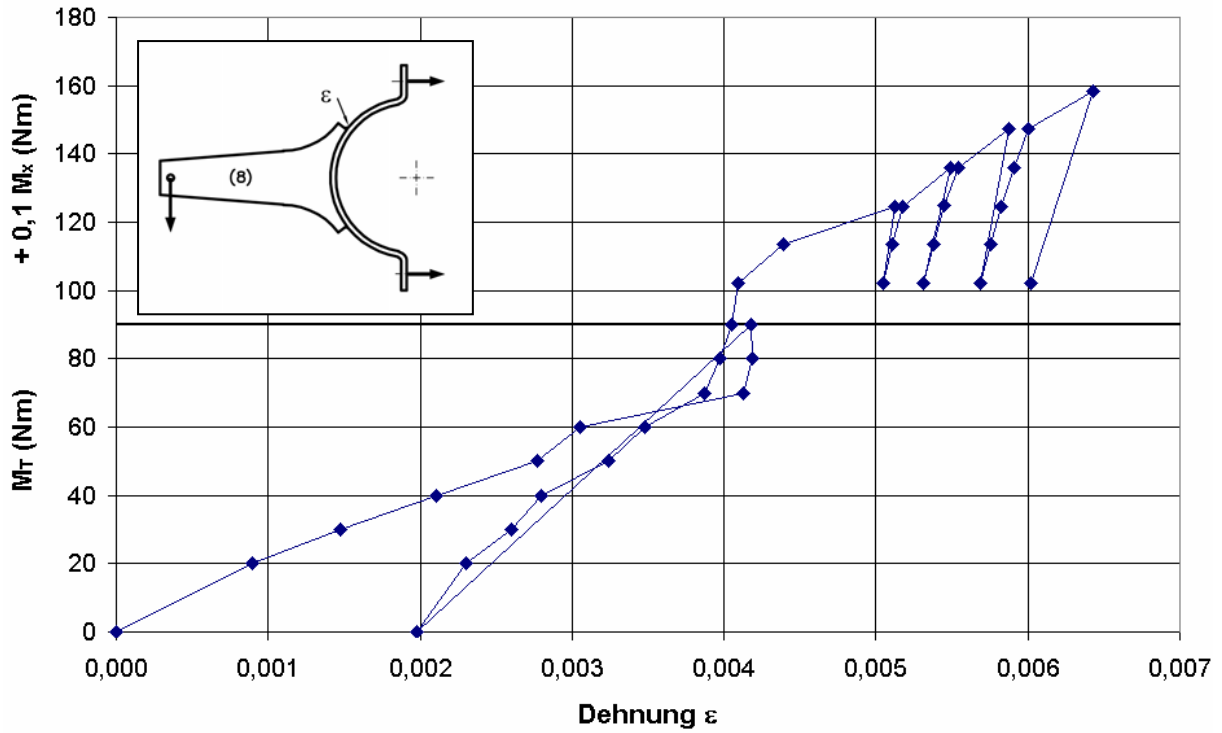


Abb. 4.25: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 4 beim Vorspannen und bei Biegebelastung

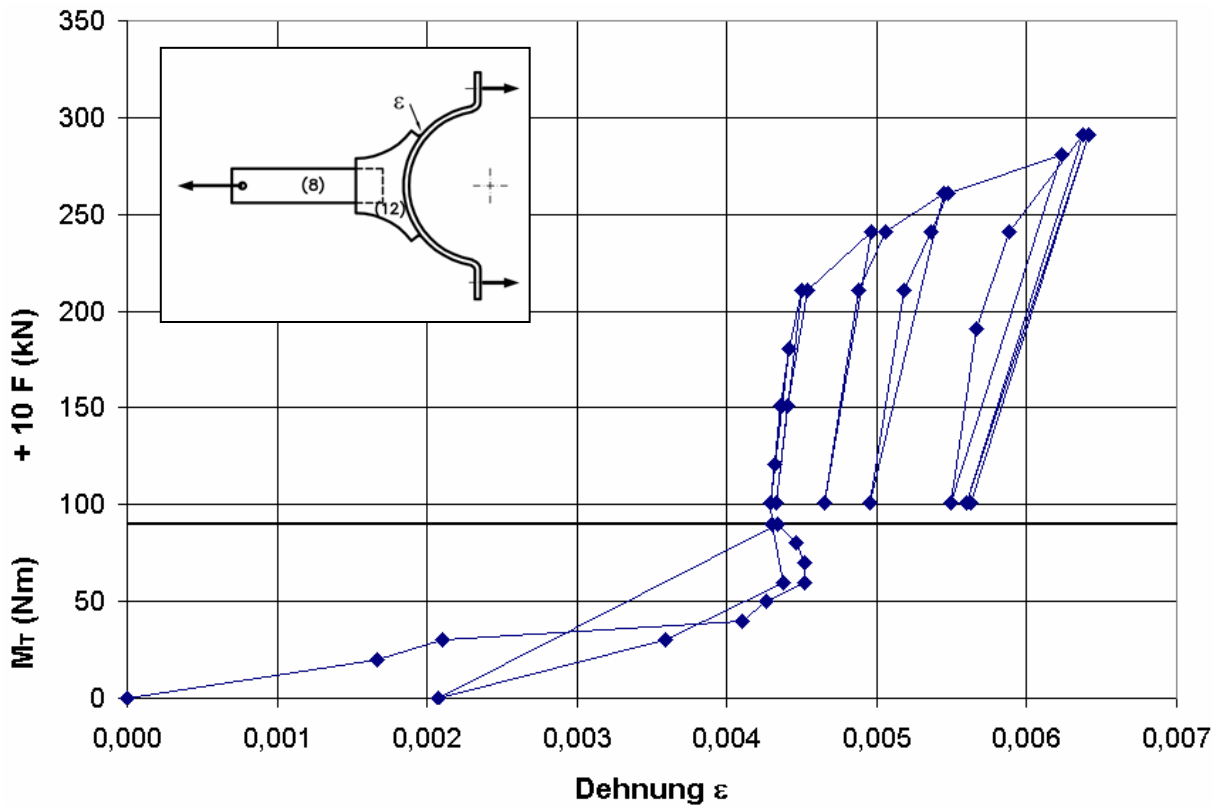


Abb. 4.26: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 4 beim Vorspannen und bei Längsbelastung

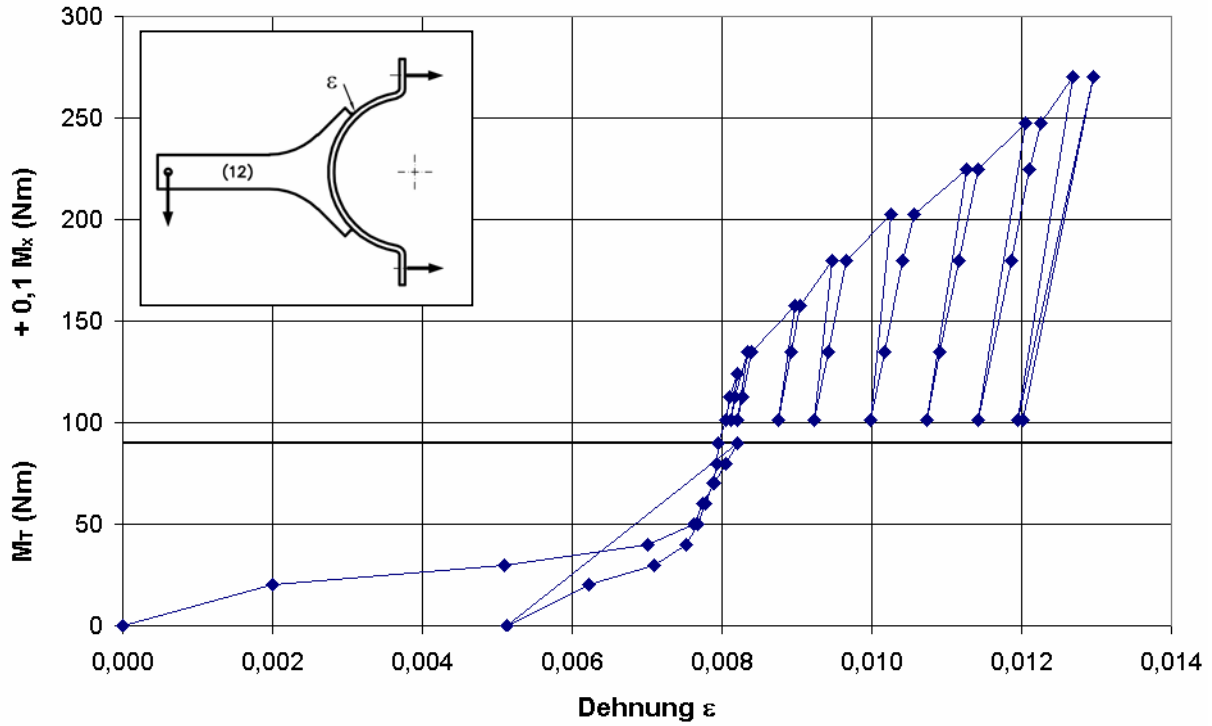


Abb. 4.27: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 5 beim Vorspannen und bei Biegebelastung

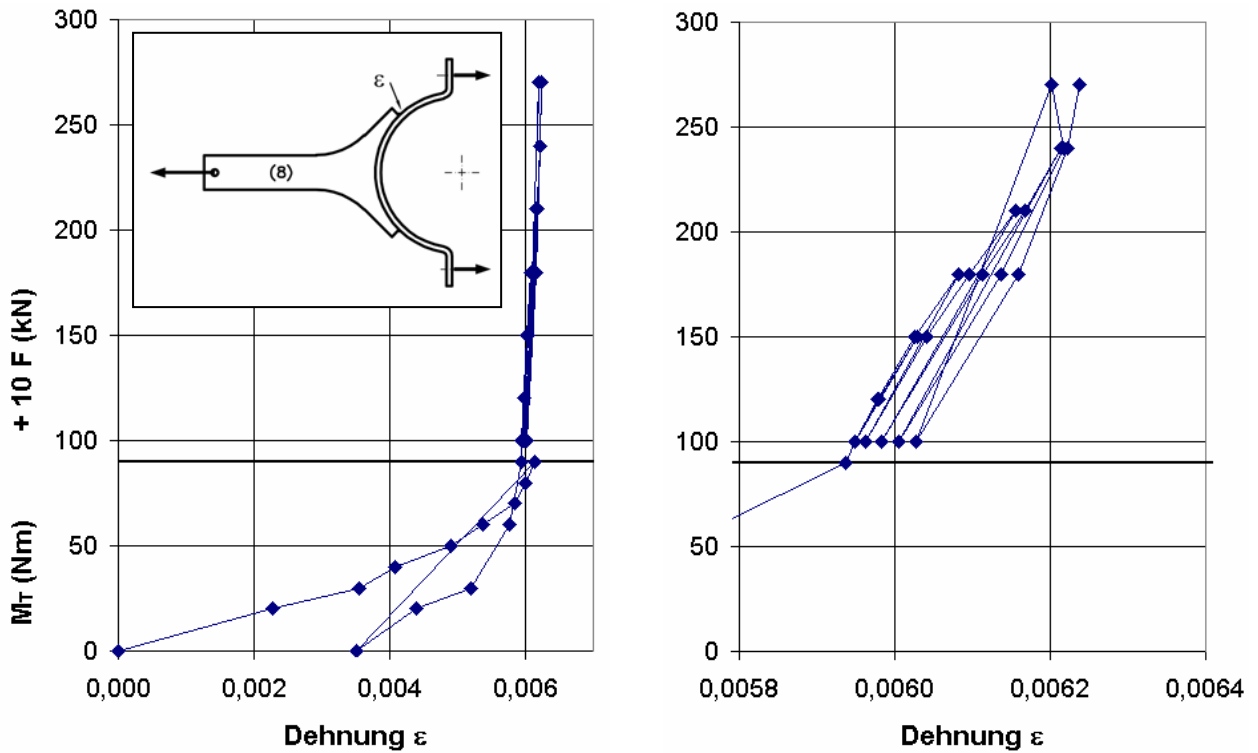


Abb. 4.28: Örtlicher Dehnungsverlauf 4 mm vor der Naht der Variante 5 beim Vorspannen und bei Längsbelastung (rechts: vergrößerter Dehnungsmaßstab)

Bei den beiden ersten Messungen (Abb. 4.19 und 4.21) wurden vor der Messwert-erfassung die Schrauben probetalber festgezogen, wodurch die bei Erstbelastung auftretenden Dehnungen nicht erfasst wurden. Bei allen anderen Messungen wurde auch die Erstbelastung erfasst.

Wegen der nicht perfekten Passung zwischen Rohr und Rohrschelle wurden während des Festziehens der Schrauben anfangs teilweise sehr hohe Biegebeanspruchungen vor der Schweißnaht gemessen. Diese sind auf die starken Krümmungsänderungen beim Festziehen zurückzuführen. In den meisten Fällen wies die Rohrschelle infolge des Schweißverzuges eine Aufweitung auf. Dadurch wurde das freie Ende beim Festziehen der Bolzen stark um den „harten Punkt“ am Schweißnahtauslauf gebogen, wobei Dehnungen von bis zu 2 % auftraten (Abb. 4.23). Die Dehnungen sind offenbar umso größer, je geringer der Abstand zwischen dem umschweißten Halteranschluss und dem Schraube ist.

Bei der zusätzlichen Biege- oder Zugbelastung zeigten einige Rohrhalter sehr kleine Zusatzdehnungen (Abbildungen 4.21, 4.23 und 4.24), während andere weitaus größere Dehnungen mit z. T. erheblichen Fließerscheinungen bei Erreichen der höheren Lastbereiche aufwiesen (u. a. Abb. 4.20).

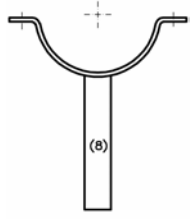
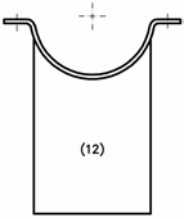
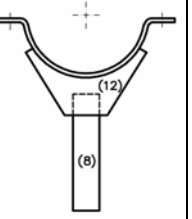
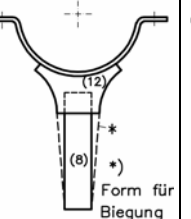
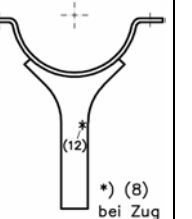
Bei manchen Varianten zeigte sich auch nach wiederholter Belastung eine nichtlineare Abhängigkeit zwischen der Belastung und der örtlichen Dehnung (Abbildungen 4.22, 4.25 und 4.26). Offenbar traten hier während der Belastung örtliche Klaffungen zwischen Rohr und Rohrhalter auf, wodurch die örtlichen Beanspruchungen nichtlinear zunahmen.

In der Tabelle 4.2 sind die gemessenen Dehnungen den in Abschnitt 4.2 beschriebenen Berechnungsergebnissen gegenübergestellt. Dabei wurde versucht, die lineare Dehnung bei der Biege- und Längsbelastung abzuschätzen, um diese in eine Spannung umzurechnen. Während für das Vorspannen mit $M_T = 90 \text{ Nm}$ wegen der Annahme linear-elastischen Werkstoffverhaltens ein Vergleich mit der Berechnung nicht sinnvoll ist, liegen die Spannungswerte für die Zusatzbelastung in der gleichen Größenordnung. Auch die Messungen zeigen, dass die Lastspannungen umso größer sind, je weiter das umschweißte Halterende von der Schraubenverbindung entfernt liegt. Eine Ausnahme bildet die Variante 2 unter Längsbelastung, bei welcher die dicht neben der Schraube liegenden Schweißnähte durch die hier übertragenen Kräfte höher beansprucht werden.

Zusätzlich sind in der Tabelle die rechnerisch ermittelten Biegespannungen im Flachstahl ($b = 50 \text{ mm}$) angegeben. Daraus zeigt sich, dass insbesondere die Varianten 3 und 4 am überlappenden Übergang hoch beansprucht sind, so dass für Biegung eher ein „weicher“ und kontinuierlicher Übergang geeignet ist. Dieses wurde auch durch die Versuche bestätigt.

Bei der Variante 5 ist der 8 mm dicke Rohrhalter bei Biegung ebenfalls im ausgerundeten Nahtübergang anrissgefährdet, weil dort die Spannung etwa doppelt so groß wie am Nahtübergang ist. Deshalb wurden für die Biegeproben 12 mm dicke Bleche verwendet.

Tabelle 4.2: Vergleich der gemessenen und berechneten Beanspruchungen 4 mm vor der Schweißnaht am Halteranschluss

					
	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Variante 5
Messergebnisse:					
ε für $M_T = 90 \text{ Nm}$	-- / 2,1 ‰ ¹ 2,6 / 2,5 ‰ ¹	-- / 4,6 ‰ ¹ 3,1 / 4,1 ‰ ¹	17,6 / 3,6 ‰ ¹ 5,8 / 3,0 ‰ ¹	4,1 / 2,2 ‰ ¹ 4,3 / 2,2 ‰ ¹	5,9 / 2,6 ‰ ¹ 8,0 / 3,0 ‰ ¹
σ für $M_x = 500 \text{ Nm}$	261 MPa (150 MPa) ³	4 MPa	18 MPa (103 MPa) ³	75 MPa (103 MPa) ³	44 MPa (70 MPa) ³
σ für $F = 20 \text{ kN}$	386 MPa ²	180 MPa ²	32 MPa	170 MPa	65 MPa
Berechnungsergebnisse					
σ für $M_T = 90 \text{ Nm}$	184 MPa	-	418 MPa	267 MPa	320 MPa
σ für $M_x = 500 \text{ Nm}$	155 MPa	-	30 MPa	49 MPa	35 MPa
σ für $F = 20 \text{ kN}$	289 MPa	-	48 MPa	137 MPa	85 MPa

¹⁾ Erstbelastung / wiederholte Belastung ²⁾ stark nichtlinear ³⁾ max. Spannung im Flachstahl

4.5 Schwingfestigkeitsversuche

Mit dem in Abb. 4.17 und Abb. 4.18 dargestellten Versuchsaufbau wurden Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt. Hierzu wurden von der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft von jeder Variante mindestens 20 Rohrhalter von Zulieferern beschafft (Varianten 1 und 2) bzw. hergestellt (Varianten 3 bis 5). Die zugelieferten Rohrhalter waren verzinkt. Die Schweißnähte entsprachen den Vorgaben der DIN 86027 ($a = 0,5 \times$ dünnste Blechdicke, d. h. 4 mm).

Wie erwähnt wurden die Schwingfestigkeitsversuche im Zugschwellbereich mit einem Grenzlastverhältnis von $R \approx 0$ durchgeführt. Wegen der vorhandenen Gelenkverbindungen war eine geringe Vorbelastung erforderlich. Die Prüffrequenz betrug 5 bis 8 Hz. Die Versuche erfolgten im Labor der TU Hamburg-Harburg an Luft bei Umgebungstemperatur.

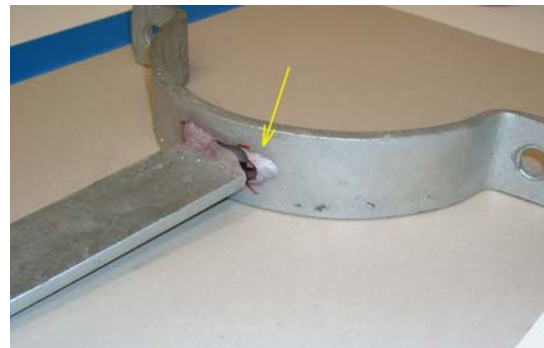
Die einzelnen Versuchsserien wurden auf einem nach einigen Vorversuchen gewählten Lasthorizont durchgeführt. Der überwiegende Teil der Biegeversuche erfolgte mit einer Zylinderkraftschwingbreite von 16 kN, was einem Biegemoment $\Delta M_x = 1688 \text{ Nm}$ in den Rohrhaltern entspricht. Die Versuche mit Längskräften erfolgten mit einer Schwingbreite von $\Delta F = 20 \text{ kN}$. Allerdings musste die Variante 1 mit geringeren Kräften beaufschlagt werden, um Lebensdauern im Zeitfestigkeitsbereich zu erhalten. Hier betragen die Schwingbreiten bei Biegebelastung $\Delta M_x = 562,5 \text{ Nm}$ und bei Längsbelastung $\Delta F = 14 \text{ kN}$.

Mit einem Weggeber wurden Veränderungen im Verformungsverhalten ermittelt. Mit diesem wurde der Versuch bei einem zusätzlichen Weg von ca. 1,5 mm abgeschaltet. Meistens hatte dann ein Ermüdungsriss die Rohrschelle schon über einen größeren Bereich (ca. 20 mm) durchtrennt. Andernfalls wurde der Versuch fortgesetzt, bis ein sichtbarer Anriss festgestellt werden konnten. Dieser Zustand bzw. fallweise der vollständige Bruch der Schelle wurde als Versagenkriterium definiert.

Insgesamt wurden vier verschiedene Anrissorte festgestellt. In den meisten Fällen trat ein Ermüdungsriss am umschweißten Halterende auf, und zwar am Nahtübergang zur Rohrschelle, was zum einseitigen (Abb. 4.29) oder vollständigen Versagen der Rohrschelle führte. Fallweise war auch der Nahtübergang zum Rohrhalter betroffen (Abb. 4.30).



*Abb. 4.29
Anriss vom Nahtübergang zur Rohrschelle
mit anschließendem Schellenbruch rechts
(Variante 5)*



*Abb. 4.30:
Anriss vom Nahtübergang
zum Rohrhalter (Variante 1)*

An einzelnen Proben traten bei Biegebelastung Anrisse im ausgerundeten Übergang des Rohrhalterbleches auf (Abb. 4.31).



*Abb. 4.31
Anriss an der ausgerundeten Blechkante
(Fehlstelle bei Variante 5)*



*Abb. 4.32:
Anriss an der überlappten
Schweißverbindung (Variante 3)*

Bei der Variante 3 traten bei Biegung ausschließlich Anrisse an der überlappten Schweißverbindung zwischen dem Blech an der Rohrschelle und dem Flachstahl auf

(Abb. 4.32). Aus diesem Grund wurde die Versuchsserie nach mehreren Versuchen abgebrochen.

Die Lastspielzahlen und Anrissorte der einzelnen Versuche sind im Anhang B zusammengestellt und bei genügender Anzahl der Versuche statistisch ausgewertet. Hierbei wurden sogenannte Durchläufer ausgeklammert. Zu den Versuchen sind folgende zusätzliche Hinweise zu geben:

- Bei den Biegeversuchen der Variante 1 waren bei Versuchsende jeweils beide simultan getesteten Rohrhalter angerissen (im Anhang B mit a und b bezeichnet). Im Hinblick auf die statistische Aussagefähigkeit wurde die Gesamtzahl der untersuchten Proben erhöht.
- Die Variante 2 zeigte trotz der hohen Belastung eine sehr lange Lebensdauer. Bei den Versuchen traten viele Schraubenbrüche und ein Rohrschellenbruch neben der Schraubenverbindung auf, dagegen nur vereinzelte Anrisse an den Nahtübergängen, weshalb insgesamt weniger Proben untersucht wurden.
- Bei der Variante 3 zeigten sich unter Biegebelastung die erwähnten Anrisse an der überlappten Schweißverbindung (Abb. 4.32). Da hier ein geringeres Biegemoment wirkt, ist unter Berücksichtigung des Lastniveaus die Schwingfestigkeit besser als diejenige der Variante 1. Bezogen auf ein gleiches Biegemoment an der anrisskritischen Stelle ergibt sich jedoch nur eine unwesentliche Verbesserung gegenüber der Variante 1. Die hier vorliegende Schwachstelle des Rohrhalters könnte konstruktiv z. B. durch einen stärkeren Flachstahl beseitigt werden. Unter Längsbelastung waren auch nach langen Laufzeiten keine Ermüdungsrisse zu beobachten, allerdings viele Schraubenbrüche, so dass auch diese Versuchsserie nach mehreren Proben abgebrochen wurde.
- Bei mehreren Proben der Variante 4 traten Rohrschellenbrüche im Bereich neben der Schraubenverbindung auf. Diese wurden aus der Auswertung herausgenommen.
- Die Variante 5 zeigte unter Längsbelastung wiederum eine sehr lange Lebensdauer. Anrisse wurden nur an zwei Proben beobachtet.

Die ermittelten Versagenslastspielzahlen N sind in Abb. 4.33 für die Biegebelastung und in Abb. 4.34 für die Längsbelastung im Vergleich gezeigt. Teilweise enthalten die Symbole jeweils zwei Biegeproben mit gleicher Versagenslastspielzahl. Unberücksichtigt blieben die Versuche mit Rohrschellenbrüchen neben der Schraubenverbindung. Die nach bestimmten Lastspielzahlen abgebrochenen Versuche (Durchläufer) sind mit einem Pfeil markiert. Zusätzlich sind bei genügend vielen Versuchen die Streubänder mit den Überlebenswahrscheinlichkeiten von $P_u = 90 \%$, 50% und 10% eingezeichnet. Es ist zu beachten, dass die Variante 1 mit geringerer Belastung getestet wurde.

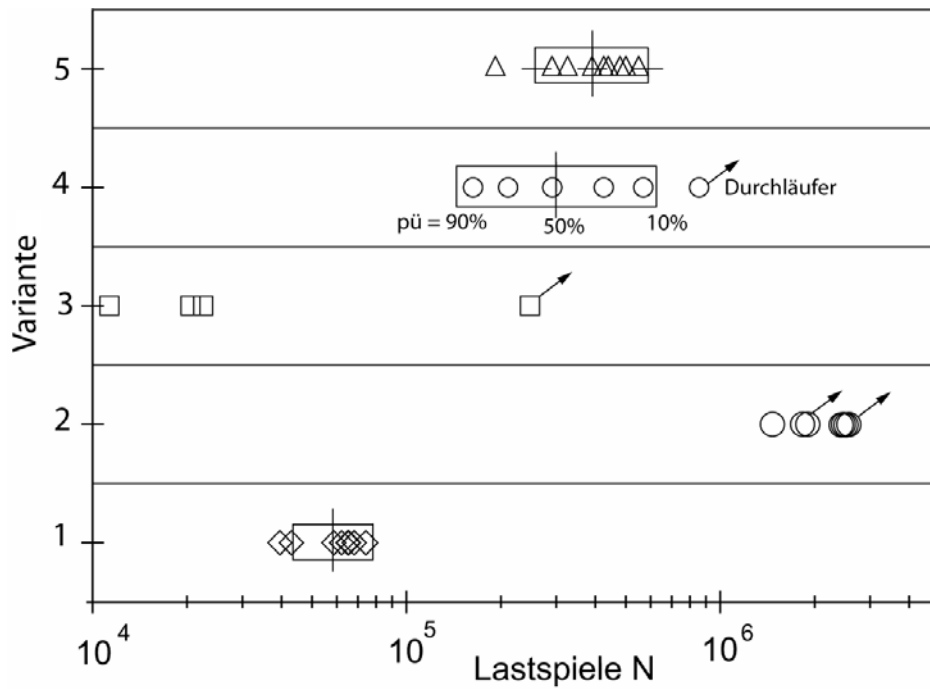


Abb. 4.33: Versagenslastspielzahl N der Proben unter Biegebelastung ($\Delta M_x = 1688 \text{ Nm}$ bzw. bei Variante 1 $\Delta M_x = 562,5 \text{ Nm}$)

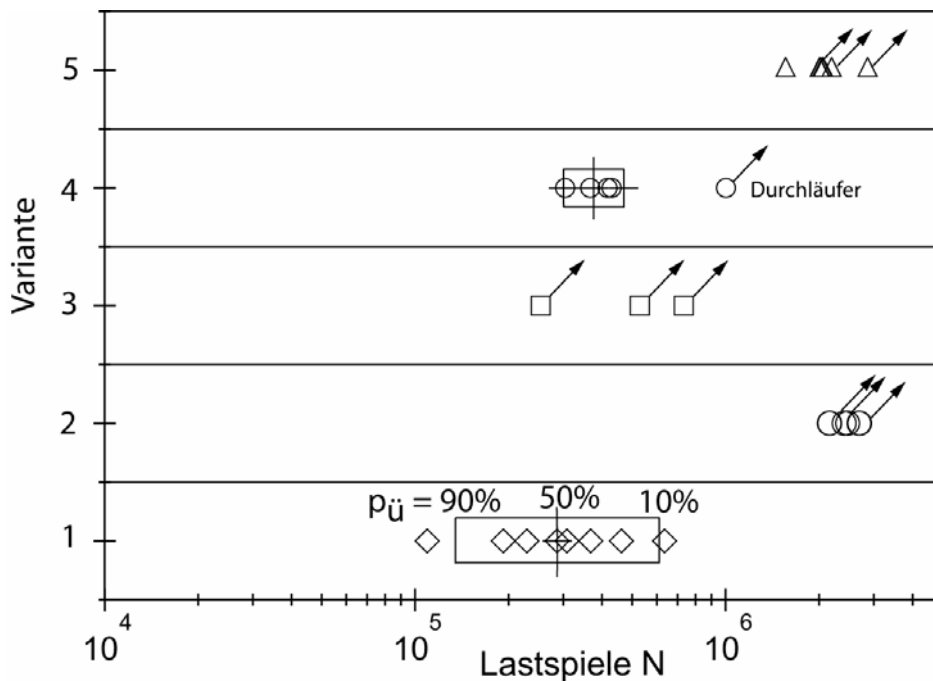


Abb. 4.34: Versagenslastspielzahl N der Proben unter Längsbelastung ($\Delta F = 20 \text{ kN}$ bzw. bei Variante 1 $\Delta F = 14 \text{ kN}$)

Aus den Abbildungen geht die deutlich geringere Schwingfestigkeit der Variante 1 hervor. Bei Biegebelastung werden relativ hohe Schwingspielzahlen natürlich von der Variante 2 und auch von der optimierten Variante 5 erreicht. Etwas schlechter liegen die Variante 4 und - wegen der Anrisse von der überlappten Schweißverbindung - die Variante 3.

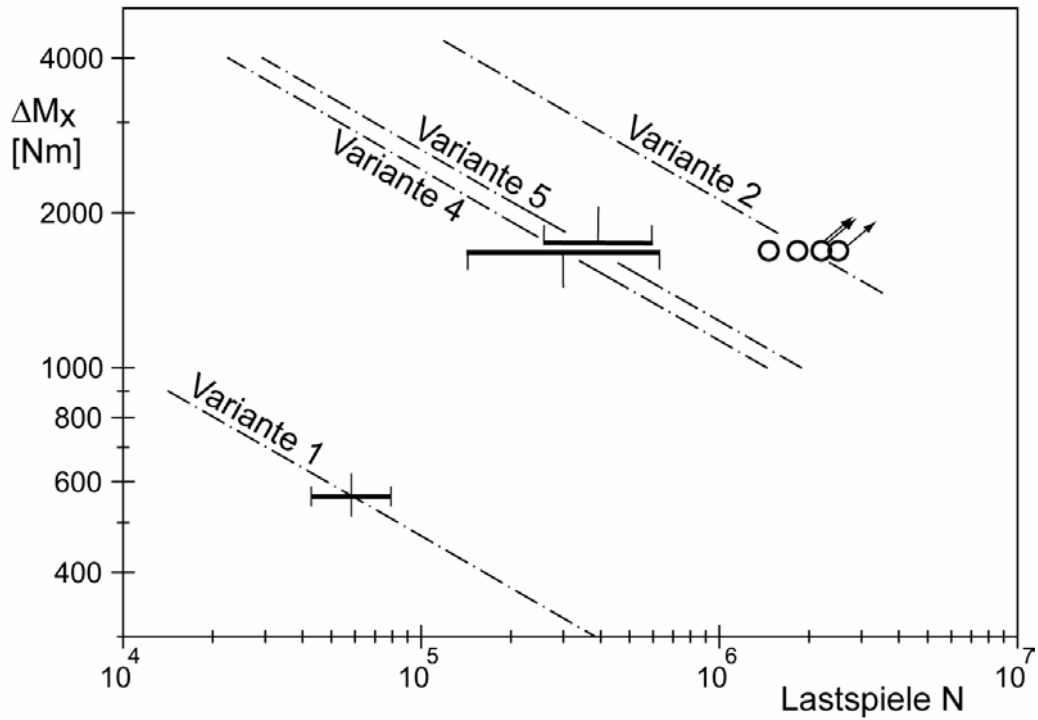


Abb. 4.35: Wöhlerdiagramm für die Proben unter Biegebelastung (Neigung $k = 3$)

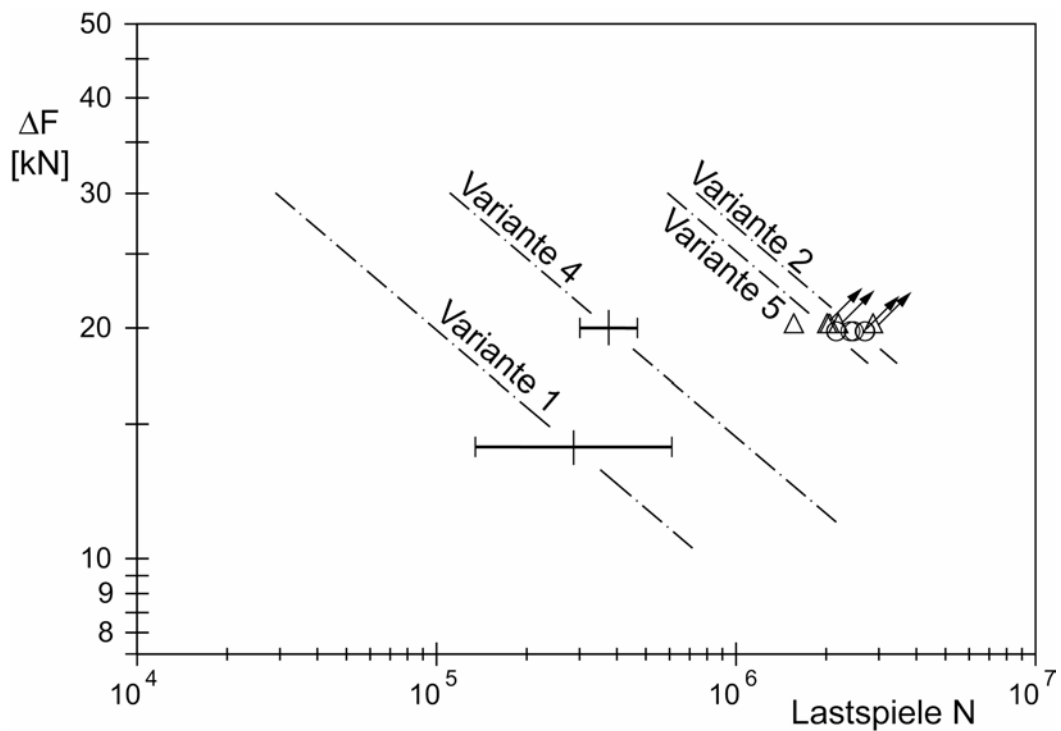


Abb. 4.36: Wöhlerdiagramm für die Proben unter Längsbelastung (Neigung $k = 3$)

Bei Längsbelastung scheint die Variante 5 der Variante 2 ebenbürtig zu sein. Die Variante 4 mit der kleineren Anschlussbreite ist dagegen deutlich schlechter, während die Versuche zur Variante 3 abgebrochen werden mussten. Hier könnte die exzentrische Lasteinleitung an der Überlappung für die vielen Schraubenbrüche mitverantwortlich sein.

In Wöhlerliniendiagrammen lassen sich bei Annahme einer Wöhlerlinienneigung von $k = 3$ (für Schweißkonstruktionen) die Schwingfestigkeiten direkt vergleichen. Die Variante 3 ist hier wegen der Brüche am überlappten Flachstahlanschluss und an den Schrauben ausgeklammert worden. Danach liegt die Schwingfestigkeit der optimierten Variante 5 um etwa den Faktor 3 bis 5 über derjenigen der Variante 1 und kommt derjenigen der Variante 2 zumindest bei Biegebelastung sehr nahe.

4.6 Lebensdauerabschätzung mit dem Strukturspannungskonzept

Die 4 mm vor dem kritischen Nahtübergang gemessenen Spannungen (vgl. Tabelle 4.2) wurden unter Verwendung des Spannungsanstiegs aus den Berechnungen zum Nahtübergang extrapoliert. Für die bei den Versuchen realisierten Belastungen ergeben sich die in der Tabelle 4.3 aufgelisteten Strukturspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_s$.

Nimmt man für die Nahtübergänge eine Detailkategorie [6] bzw. FAT-Klasse [7] von 100 an, ergeben sich die ebenfalls in der Tabelle 4.3 angegebenen Entwurfslebensdauern. Der Vergleich mit der Untergrenze der Versuchsergebnisse in den Abb. 4.33 und 4.34 zeigt teilweise eine gute und teilweise eine weniger gute Übereinstimmung. Hierfür dürften die beobachteten nichtlinearen Strukturantworten verantwortlich sein, die in den Werten nach Tabelle 4.2 nicht enthalten sind. Die Lebensdauerprognose unter Verwendung der berechneten Spannungen würde noch schlechter übereinstimmen, weil die berechneten Spannungen überwiegend kleiner als die gemessenen Spannungen sind.

Tabelle 4.3: Aus Strukturspannungen abgeschätzte Entwurfslebensdauer

Variante	Biegebelastung			Längsbelastung		
	ΔM_x	$\Delta\sigma_s^*$	N	ΔF	$\Delta\sigma_s^*$	N
1	562,5 Nm	350 MPa	46.600	14 kN	331 MPa	55.200
2	1688 Nm	15 MPa	$> 10^7$	20 kN	220 MPa	187.800
3	1688 Nm	65 MPa	7.282.000	20 kN	44 MPa	$> 10^7$
4	1688 Nm	310 MPa	67.100	20 kN	225 MPa	175.600
5	1688 Nm	178 MPa	354.600	20 kN	89 MPa	2.837.000

*) Messwerte unter Verwendung des berechneten Spannungsanstiegs zum Nahtübergang extrapoliert

4.7 Schlussfolgerungen aus den Festigkeitsuntersuchungen

Aus den rechnerischen und experimentellen Festigkeitsuntersuchungen an insgesamt fünf Rohrhaltervarianten für ein Rohr der Nennweite DN 200 ($d_a = 219,1$ mm) lassen sich folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Die Variante 1 mit einem sehr schmalen Flachstahl (50 mm) und die Variante 2 mit einem sehr breiten Flachstahl (220 mm) stellen Extremfälle dar, die sich durch eine relativ geringe bzw. hohe Schwingfestigkeit auszeichnen. Die zusätzlich untersuchten Varianten 3 bis 5 weisen unterschiedliche Anschlussbreiten des Rohrhalters an der Rohrschelle auf.
- Beim Vorspannen der Schrauben werden aufgrund der Passung bzw. des Kontaktes die Rohrschelle und das Rohr sehr ungleichmäßig und z. T. nichtlinear belastet. Hierbei wurden sehr hohe überelastische Beanspruchungen beobachtet. An der kritischen Umschweißung am Halterende sind diese umso höher, je geringer der Abstand zu den Schrauben ist.
- Andererseits sind die zyklischen Beanspruchungen bei einer Biege- oder Längsbelastung des Rohrhalters bei geringerem Abstand zu den Schrauben geringer, was sich positiv auf die Schwingfestigkeit auswirkt. Bei einer Anschlussbreite des Rohrhalters entsprechend einem Umfangswinkel von 90° (Variante 5) ergeben sich relativ hohe Schwingfestigkeiten. Bei Biegebelastung kommt diese derjenigen der Variante 2 nahe, während sich bei Längsbelastung eine vergleichbare Schwingfestigkeit ergibt.
- Bei schlanken Rohrhaltern können auch die Biegespannungen im schmalen Bereich kritisch sein, z. B. an einem überlappten Übergang von einem Flachstahl zum aufgefächerten Bereich (Variante 3) oder in einem ausgerundeten Übergang (Variante 5). Hier wirken sich eine relativ große Blechstärke (beim gewählten Rohrhalter 12 mm) und große Radien (100 mm) positiv aus.
- Die Übereinstimmung zwischen einer rechnerischen Lebensdauerprognose und den im Versuch ermittelten Werten ist wegen starker nichtlinearer Effekte schlecht.

Aus der Variante 5 (Abb. 4.3) lassen sich für verschiedene Rohrnennweiten entsprechende Formen ableiten. Anhaltswerte hierfür wären:

- Anschlussbreite: $\frac{1}{4}$ Rohrumfang (= 90°)
- Rohrhalterbreite im schlanken Bereich: ca. $0,25 \times$ Rohrdurchmesser
- Übergangsradius: ca. $0,5 \times$ Rohrdurchmesser
- Blechdicke: ca. $0,8 \times$ (Rohrdurchmesser)^{0,5}

5 Regeln für die Anwendung

Im Rahmen des Vorhabens wurde ein Leitfaden erstellt, der zunächst die geeignete Einführung der Vorhabensergebnisse in den Werftalltag erleichtern und sodann den Konstrukteuren die geeignete Auswahl von Rohrhaltern im täglichen Geschäft ermöglichen soll und schließlich von den Konstrukteuren ohne Überfrachtung durch ablenkende Details zu den andauernden Diskussionen mit Fertigungsspezialisten, Einkäufern, Bauaufsichten usw. herangezogen werden kann. Den Ansprüchen des Werftalltags entsprechend wurden die Vorhabensergebnisse stark verdichtet und praxisgerecht aufbereitet.

Damit wird eine stabile Wissens- und Diskussionsgrundlage für die Beteiligten der schiffbaulichen Praxis gebildet. Leser mit wissenschaftlichem Anspruch sowie speziellen Kenntnissen und Fragestellungen werden auf den Abschlußbericht verwiesen.

Die Diskussion über den im Anhang C präsentierten Vorschlag eines „Leitfadens zum Einsatz von Rohrhaltern“ ist weder bei der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft noch bei den anderen deutschen Werften endgültig abgeschlossen. Dementsprechend ist mit der Aufnahme von zusätzlichen Erläuterungen sowie Änderungen zu rechnen. Insbesondere fehlen dem Leitfaden derzeit naturgemäß noch die Kommentare und Beiträge anderer Werften. Zur Erleichterung der Diskussion wird deshalb der Leitfaden allen Interessierten auch in elektronischer Form zur Verfügung gestellt.

6 Zusammenfassung

Die Rohrleitungen in den Maschinenräumen von Schiffen werden nach Örtlichkeit mit z. T. recht einfachen Rohrhaltern nach DIN 86027 gelagert, die aus Rohrschellen und Distanzhaltern aus Flachstählen bestehen. Neben Flachstählen mit einer Breite des Rohrdurchmessers werden aus Gründen der einfacheren Handhabung auch schmalere Flachstähle verwendet. Vor allem letztere wiesen wiederholt bereits bei der Probefahrt oder in der frühen Einsatzphase Anrisschäden auf, was aufwendige Reparaturen und Modifikationen der Rohrhalterung nach sich zog. Derartige Schäden können aber auch gefährliche Situationen verursachen.

Eine Analyse des Ist-Zustandes auf Basis einer Umfrage bei den Werften zeigte ein uneinheitliches Bild. Während im Marineschiffbau praktisch keine Schäden zu beobachten waren, traten diese bei Handelsschiffen häufiger auf. Der Grund hierfür wird in der Berücksichtigung der Schocksicherheit auf Marineschiffen gesehen, welche schwächere Rohrhalter verbietet. Außerdem hat die Auswertung des Ist-Zustandes ergeben, dass sowohl über die Werftgrenzen hinweg als auch innerhalb der Werften verschiedenste Halterkonstruktionen für zum Teil gleiche Aufgaben verwendet werden. Die Spanne reicht im Bereich der durch die jeweilige Werftnorm abgedeckten Standardaufgaben von Flachstahlschellen an Flachstahl über Flachstahlschellen an U-, L- und MSH-Hohlprofilen bis hin zu Rundstahlhaltern auf gelochten L-Profilen. Der Schwerpunkt der aufgetretenen Schäden an Rohrhaltern liegt hinsichtlich Anzahl und Tragweite eindeutig in den Haupt- und Hilfsmotorenräumen. Die Rohrhalterungen brechen überwiegend durch Schwingbeanspruchung an der Kehlnaht zur Verbindung des Abstandshalters mit der Schelle. Schäden aus unzureichender statischer Festigkeit spielen keine Rolle

Es liegt die Vermutung nahe, dass die Schäden durch resonanzartige Schwingungen verursacht wurden, die entweder bei Nenndrehzahl oder im Teillastbetrieb der Propulsionsanlage bzw. der Schiffshilfssysteme angeregt wurden. Wegen der hohen Erregerfrequenzen ergeben sich auch bei zeitlich begrenzter Anregung große Lastspielzahlen. In dem Vorhaben wurde das Schwingungsverhalten an mehreren Rohrleitungen von Ro/Ro-Schiffen experimentell untersucht. Hierbei wurden die Eigenfrequenzen mit Hilfe von Impact-Versuchen ermittelt. Außerdem wurden während einer Probefahrt die Schwingbeschleunigungen und Beanspruchungen von erzwungenen Schwingungen gemessen. Da resonanzartige Vibrationen mit großen Ausschlägen nicht reproduziert werden konnten, ergaben sich sehr niedrige Beanspruchungen.

Die rechnerische Ermittlung der Eigenfrequenzen zeigte, dass die Art der Endlagerung der Rohrhalter einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das Schwingungsverhalten ausübt. Beispielsweise muss die zusätzliche Flexibilität der auf Dopplungen im Plattenfeld gelagerten Rohrhalter generell berücksichtigt werden, um die Eigenfrequenzen genügend genau abzuschätzen. Auf diese Weise kann eine resonanzfreie Auslegung erreicht werden.

Die rechnerischen und experimentellen Festigkeitsuntersuchungen wurden an insgesamt fünf Rohrhaltervarianten für ein Rohr der Nennweite DN 200 (Außendurchmesser $d_a = 219,1$ mm) durchgeführt. Die Varianten unterschieden sich hauptsächlich durch verschiedene Anschlussbreiten und Formen der Distanzhalterbleche an den Rohrschellen. Zusätzlich zum Vorspannen der Schrauben wurden eine zyklische Biege- sowie eine Längsbelastung des Rohrhalters untersucht. Bereits beim Vorspannen zeigten sich erhebliche elastisch-plastische Beanspruchungen in der Rohrschelle neben den Schrauben sowie an den umschweißten Enden der Distanzhalterbleche. Diese wie auch die zyklischen Beanspruchungen bei Biege- und Längsbelastung hängen stark vom Abstand zwischen der Umschweißung und der geschraubten Verbindung ab.

Die Rohrhaltervarianten mit einem relativ schwachem Flachstahl (Variante 1) und einem sehr breiten Flachstahl (Variante 2) stellen hinsichtlich des Festigkeitsverhaltens Extremfälle dar. Aus den Untersuchungen ergab sich, dass der Anschluss zur Rohrschelle ein Viertel des Rohrumfangs umfassen sollte, um eine Schwingfestigkeit zu erreichen, die derjenigen der Variante 2 nahe kommt. Kritisch ist hier vor allem die Biegebelastung des Rohrhalters.

Die gemessenen Beanspruchungen vor der anrisskritischen Umschweißung des Distanzhalters hingen auch bei wiederholter Belastung z. T. stark nichtlinear von der Höhe der Biege- bzw. Längsbelastung ab. Der Grund hierfür ist ein ungleichmäßig verteilter Kontakt zwischen dem Rohr und der Rohrschelle, der durch den theoretischen Luftspalt (0,45 mm) sowie vorhandene Vorverformungen verursacht wird und bei Belastung zu Veränderungen der Kontaktfläche führt. Aus diesem Grund war die Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den mit idealen Modellen berechneten Beanspruchungen weniger gut, was sich auch in rechnerischen Lebensdauerprognosen widerspiegelt. Relativvergleiche der gemessenen oder berechneten Beanspruchungen zwischen den einzelnen Varianten erklärten aber eindeutig die vorhandenen Unterschiede im Festigkeitsverhalten.

Die Untersuchungen verdeutlichen darüber hinaus, dass ein relativ schwacher Flachstahl bei Biegebelastung auch am Übergang zum aufgefächerten Bereich anrisskritisch ist. Bei den Versuchen wurden Anrisse bei relativ geringer Blechdicke (Flachstahl 50 x 8) sowohl an überlappten als auch an ausgerundeten Übergängen beobachtet. Die dort wirkenden Nennspannungen bestätigen die vorhandene Schwachstelle. Bei breiteren Anschlüssen zur Rohrschelle kann an dieser Stelle eine vergleichbare Schwingfestigkeit nur mit verstärkten Anschlussblechen sowie gegebenenfalls gut ausgerundeten Übergängen erzielt werden.

Die Vorhabensergebnisse wurden in Form eines Leitfadens aufbereitet (Anhang C), der zunächst der geeigneten Einführung der Vorhabensergebnisse in den Werftalltag dient. Weiter werden den Konstrukteuren mit Hilfe des Leitfadens im täglichen Geschäft die geeignete Auswahl von Rohrhaltern sowie die andauernden Diskussionen mit Fertigungsspezialisten, Einkäufern, Bauaufsichten usw. erleichtert.

Den Ansprüchen des Werftalltags entsprechend wurden die Vorhabensergebnisse stark verdichtet und praxisgerecht aufbereitet.

Der Leitfaden skizziert den Stand von Wissenschaft und Technik zur Vibrationsanalyse von Rohrleitungen. Er stellt die Vorhabensergebnisse der untersuchten und entwickelten Bauformen auf eine Weise dar, mit der unmittelbar die jeweiligen Vor- und Nachteile sowie sinnvoll nutzbare Einsatzbereiche erkenntlich werden. Die charakteristische Schwingfestigkeit der Halter ist in klassischer Form von Wöhlerlinien und zusätzlich den Wertbedürfnissen entsprechend in eine vereinfachte Darstellung überführt worden. Schließlich werden Hinweise zu den mit den jeweiligen Haltern verbundenen Stückkosten gegeben.

7 Literatur

- [1] DIN 3567: Rohrschellen für NW 20 bis 500, 1963.
- [2] DIN 3570: Rundstahlbügel für Rohre von NW 20 bis 500, 1968.
- [3] DIN 86027: Rohrschellen für den Schiffbau, 1998.
- [4] Germanischer Lloyd: Klassifikations- und Bauvorschriften, I – Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 2 – Maschinenanlagen. Selbstverlag, Hamburg 2002.
- [5] Det Norske Veritas: DNV Guidelines for Vibration Evaluation. No. 95-0421, 1995.
- [6] Germanischer Lloyd: Klassifikations- und Bauvorschriften, I – Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 1 – Schiffskörper. Selbstverlag, Hamburg 2002.
- [7] Hobbacher, A. (Ed.):
Recommendations on Fatigue of Welded Components.
Abington Publ., Cambridge 1996.
- [8] Guedes Soares, C., . Brodda, J.:
Application of Information Technologies to the Maritime Industries.
Edicoes Salamandra, ISBN 972-689-157-4, Lisbon, 1999.
- [9] Rörup, J.:
Beanspruchungsgerechte Gestaltung von Ausrüstungselementen an der tragenden Schiffskonstruktion. Bericht 295/2001, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, Hamburg.
- [10] Petershagen, H., Fricke, W., Paetzold, H.:
Betriebsfestigkeit schiffbaulicher Konstruktionen. Handbuch der Werften,
Bd. 22 und 23, Schiffahrts-Verlag Hansa, ISBN 3-87700-091-6, 1996.
- [11] Radaj, D., Sonsino, C.M.:
Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten.
Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 142, DVS-Verlag, Düsseldorf 2000.
- [12] D. Radaj, D.:
Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen - Ermüdungsfestigkeit.
Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 82, DVS-Verlag, Düsseldorf 1985.
- [13] Overschee, P.V., Moor, B.D.:
Subspace Algorithms for the Stochastic Identification Problem.
Automatica 29 (1993), S. 649 - 650.
- [14] P.V. Overschee, P.V., Moor, B.D.:
Subspace Identification for Linear Systems, Theory - Implementation - Applications.
Kluwer Academic Publ., Boston, London, Dordrecht 1996.
- [15] Hung, C.F., Ko, W.J., Tai, C.H.:
Identification of Dynamic Systems from Data Composed by Combination of their
Response Components. Engineering Structures 24 (2002), S. 1441 - 1450.

- [16] Allemang, R.J., Brown, D.L.:
A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis.
Proc. 1st Int. Modal Analysis Conf., Orlando/Florida 1982.

Anhang A: Berechnete Eigenformen der Rohrsysteme

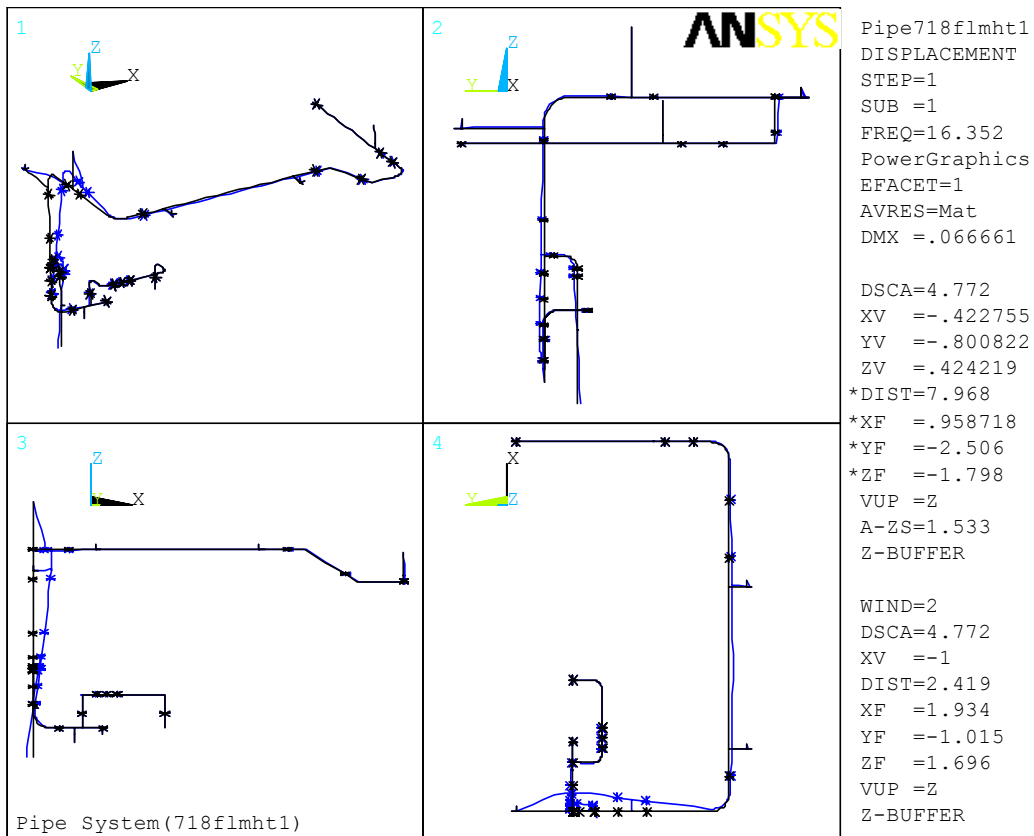


Abb. A.1: Berechnete 1. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohhalter H2

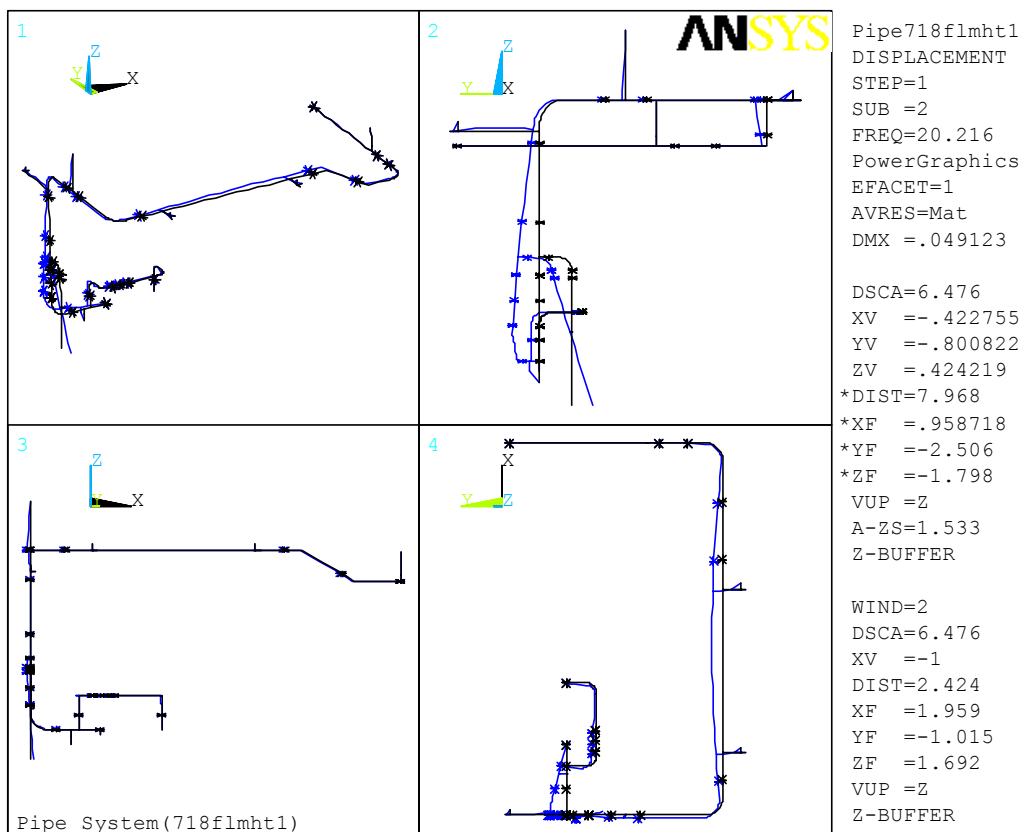


Abb. A.2: Berechnete 2. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohhalter H2

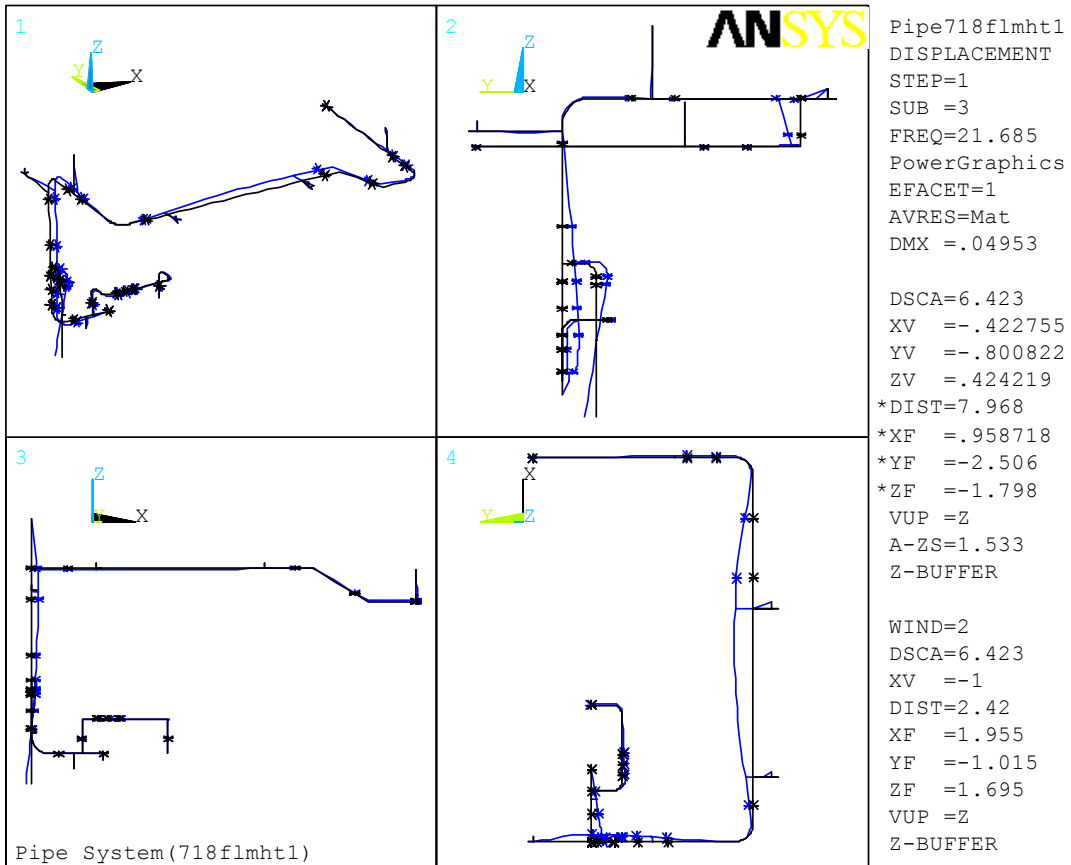


Abb. A.3: Berechnete 3. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohhalter H2

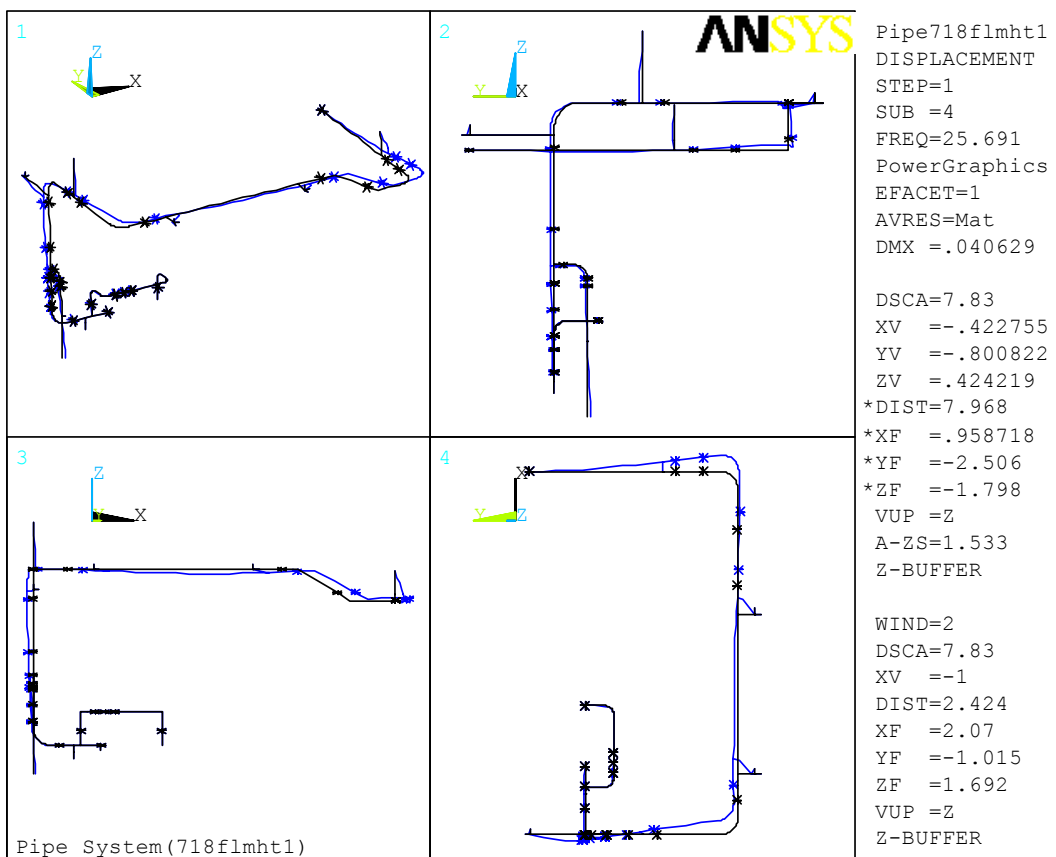


Abb. A.4: Berechnete 4. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohhalter H2

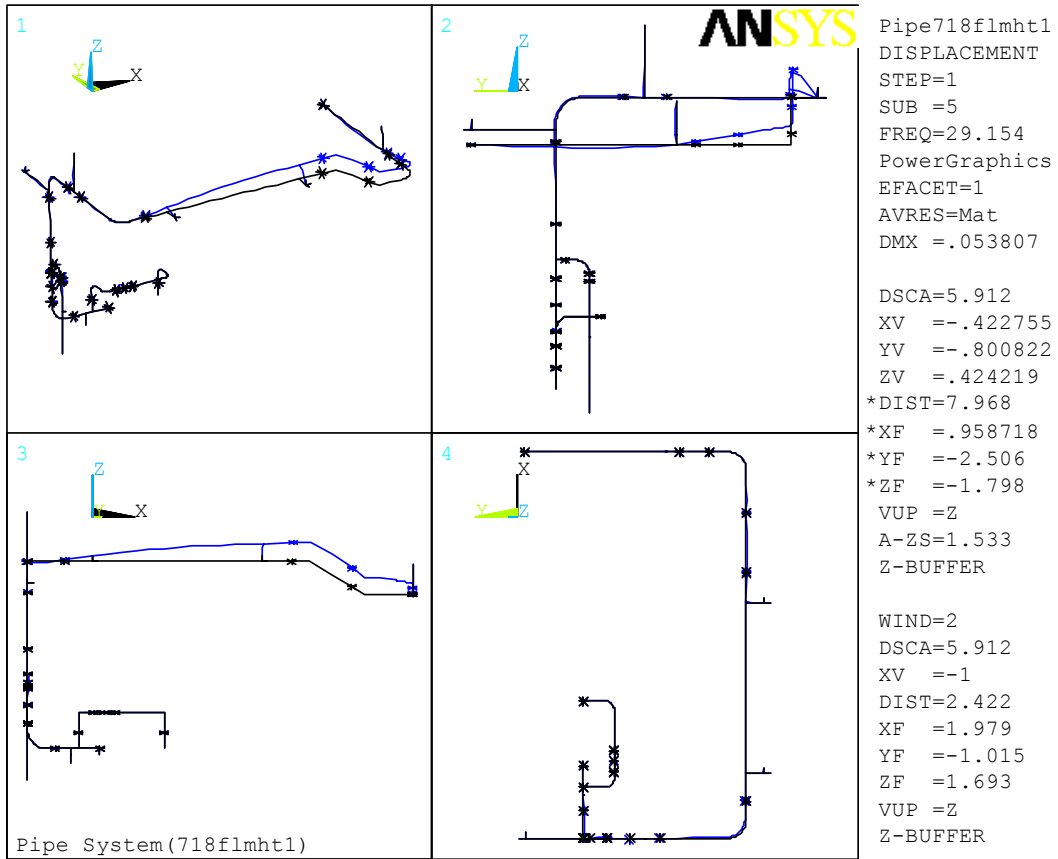


Abb. A.5: Berechnete 5. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohrhalter H2

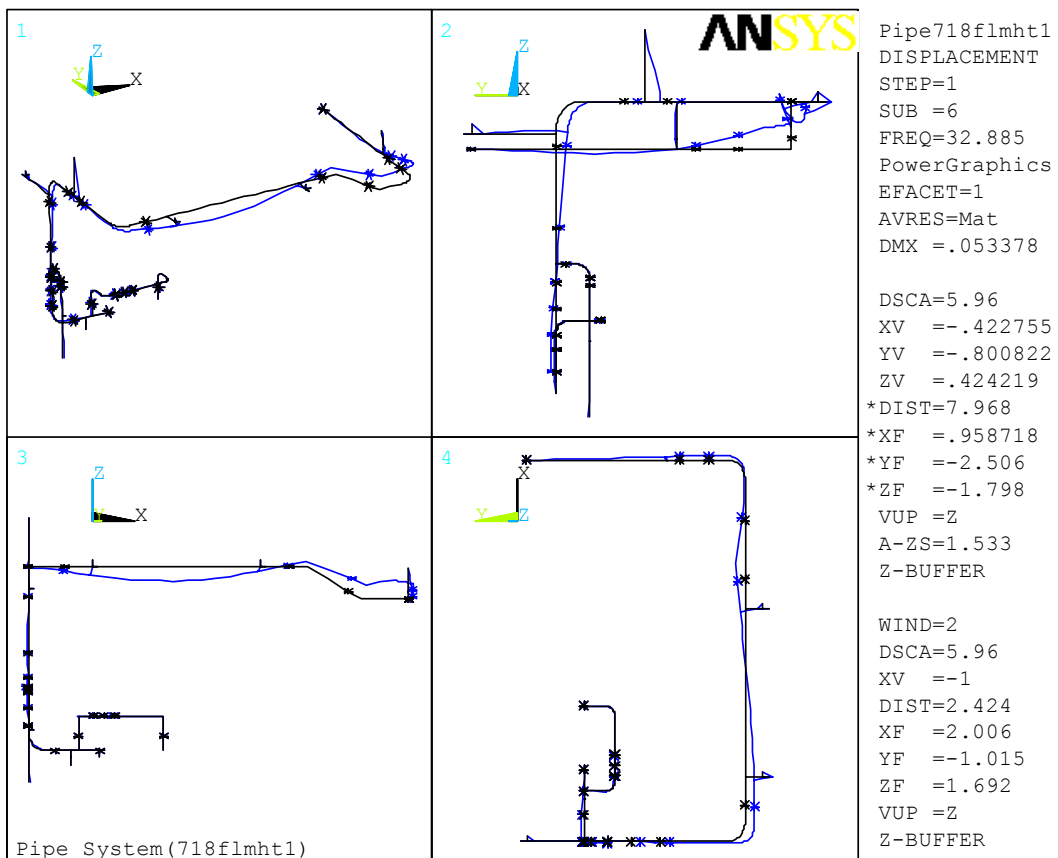


Abb. A.6: Berechnete 6. Eigenform für das Feuerlöschsystem mit Rohrhalter H2

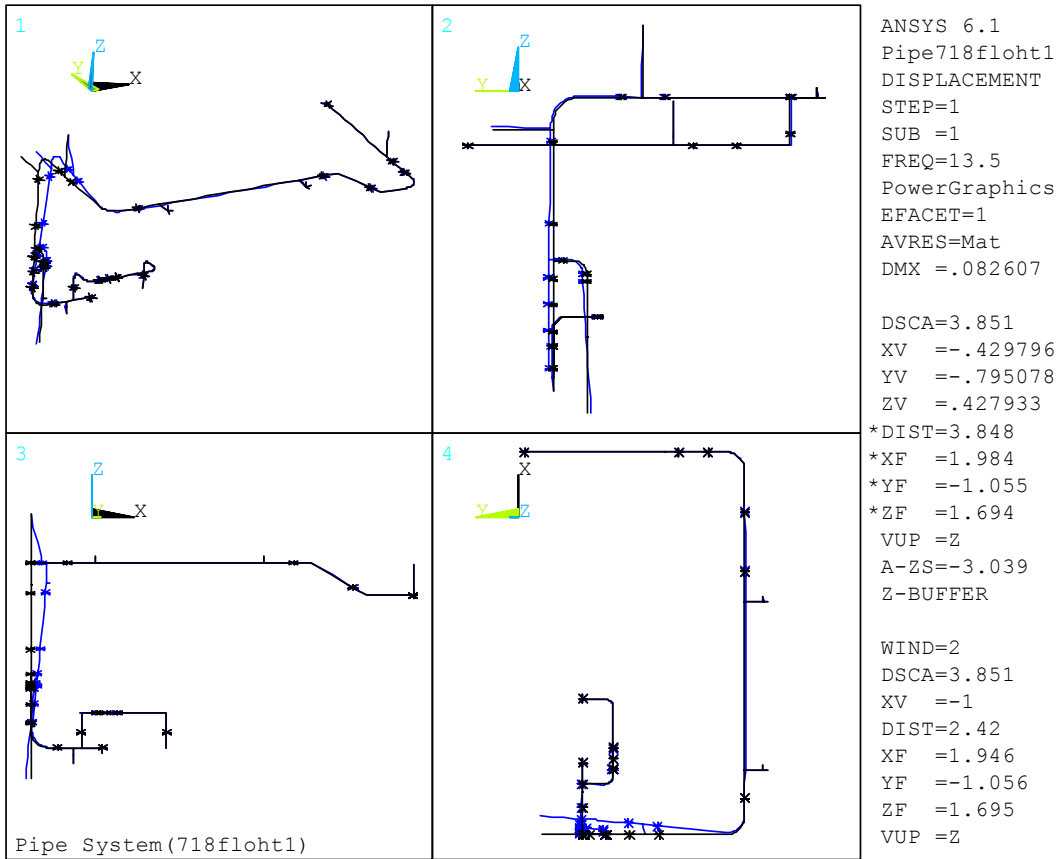


Abb. A.7: Berechnete 1. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

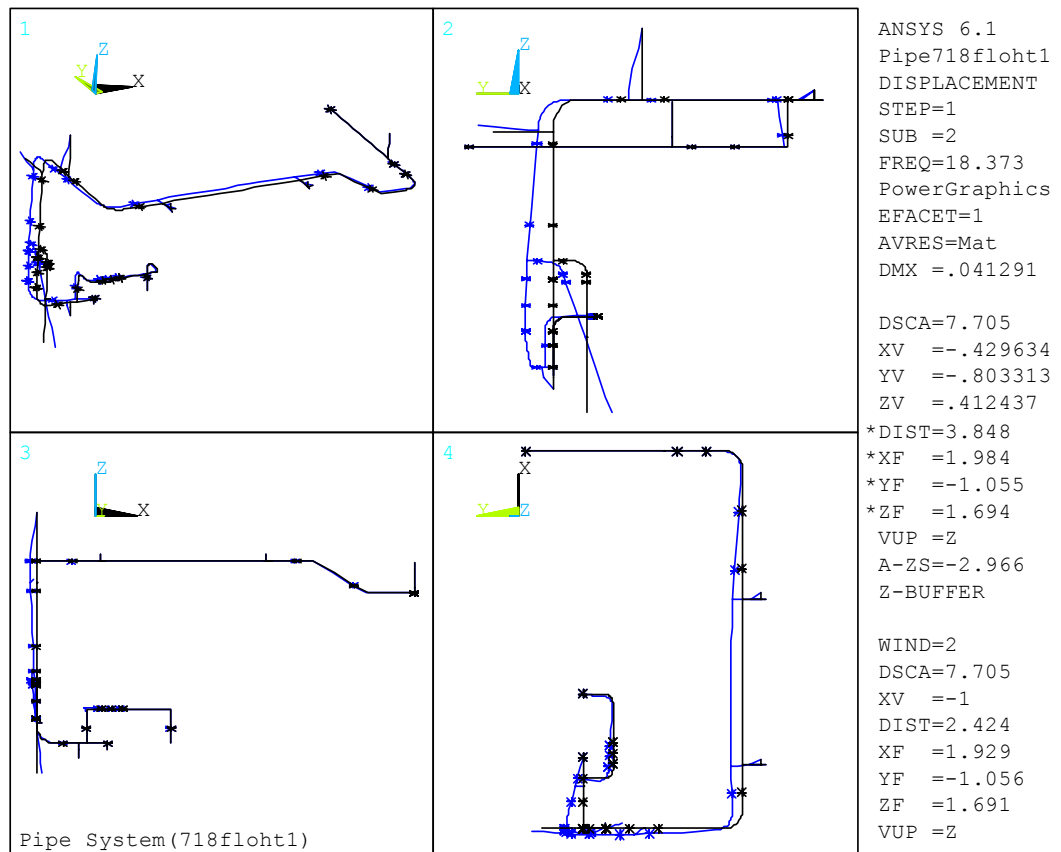


Abb. A.8: Berechnete 2. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

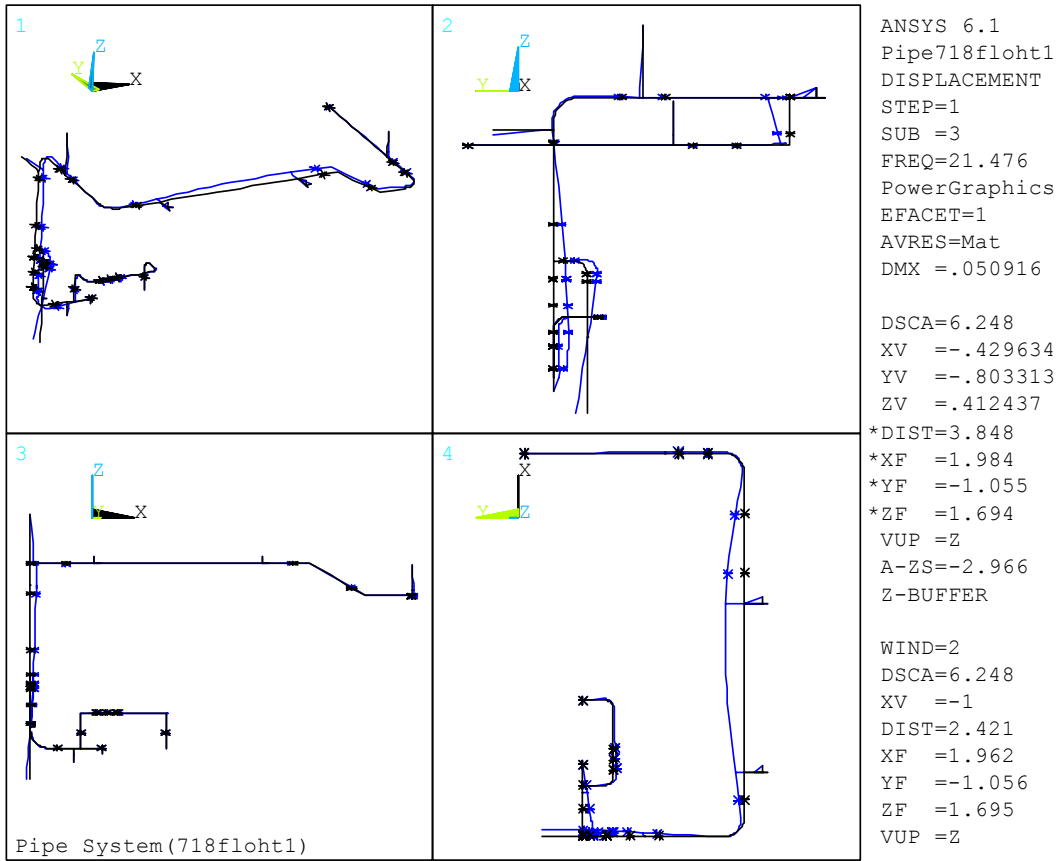


Abb. A.9: Berechnete 3. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

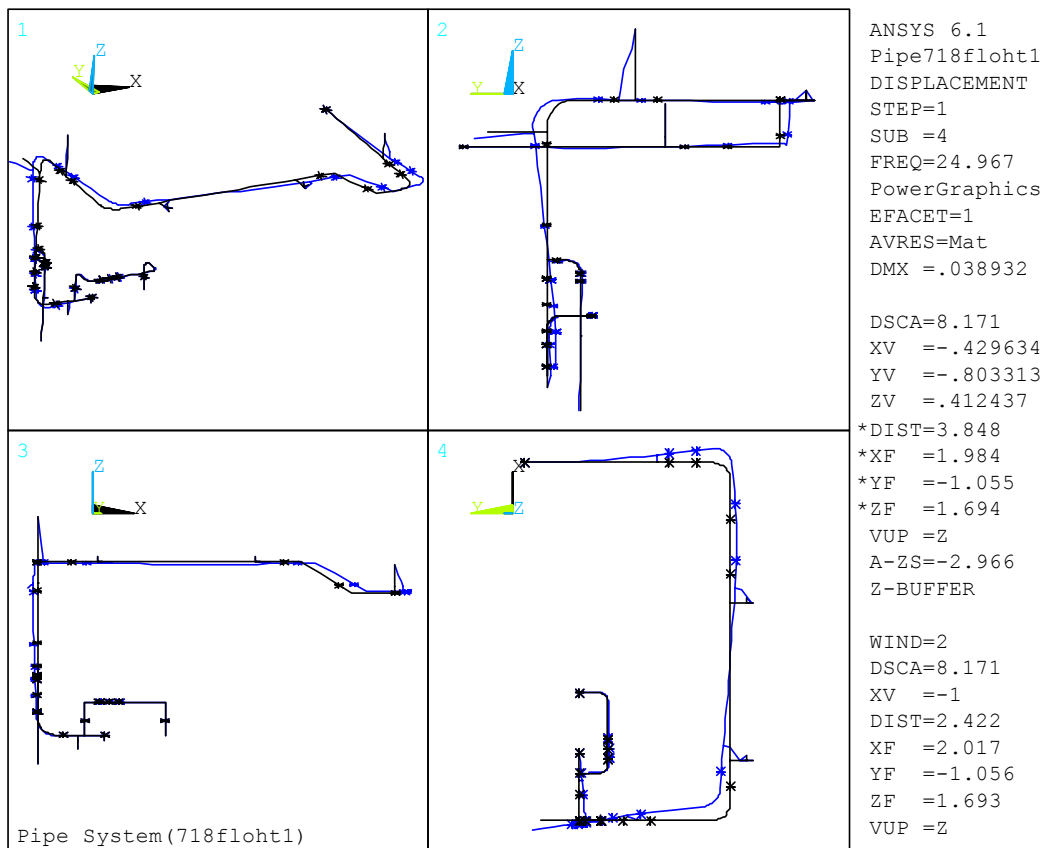


Abb. A.10: Berechnete 4. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

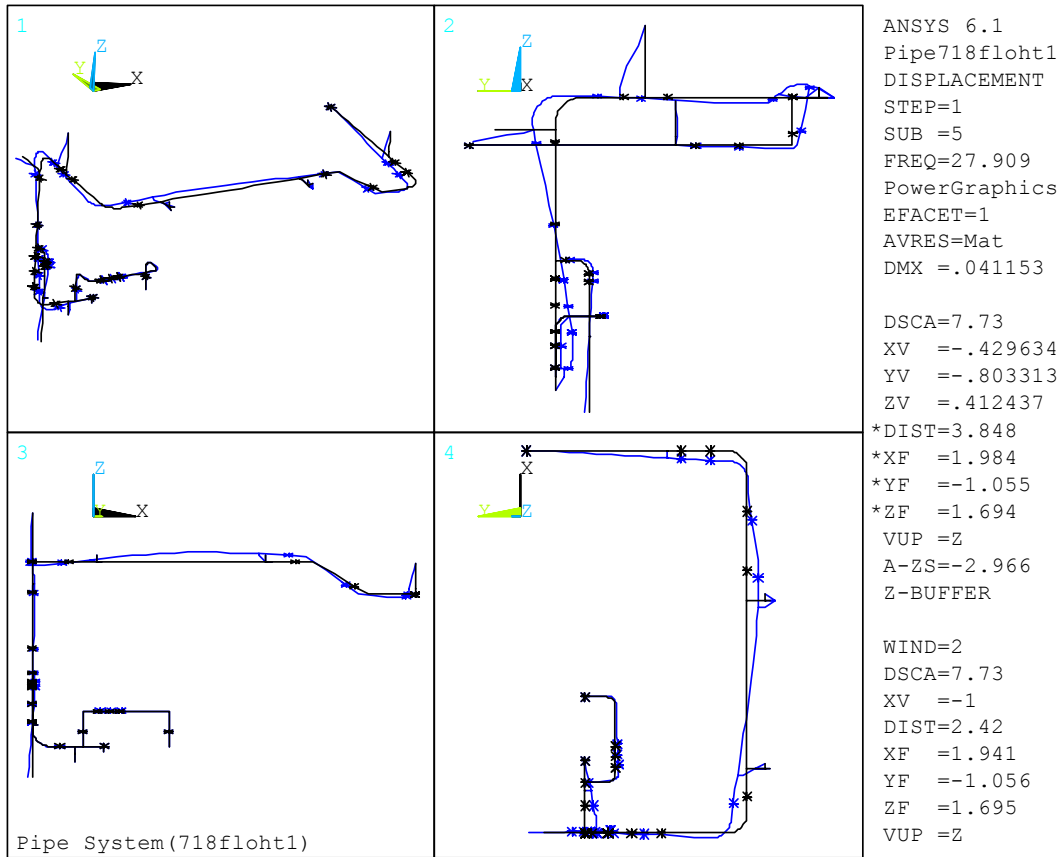


Abb. A.11: Berechnete 5. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

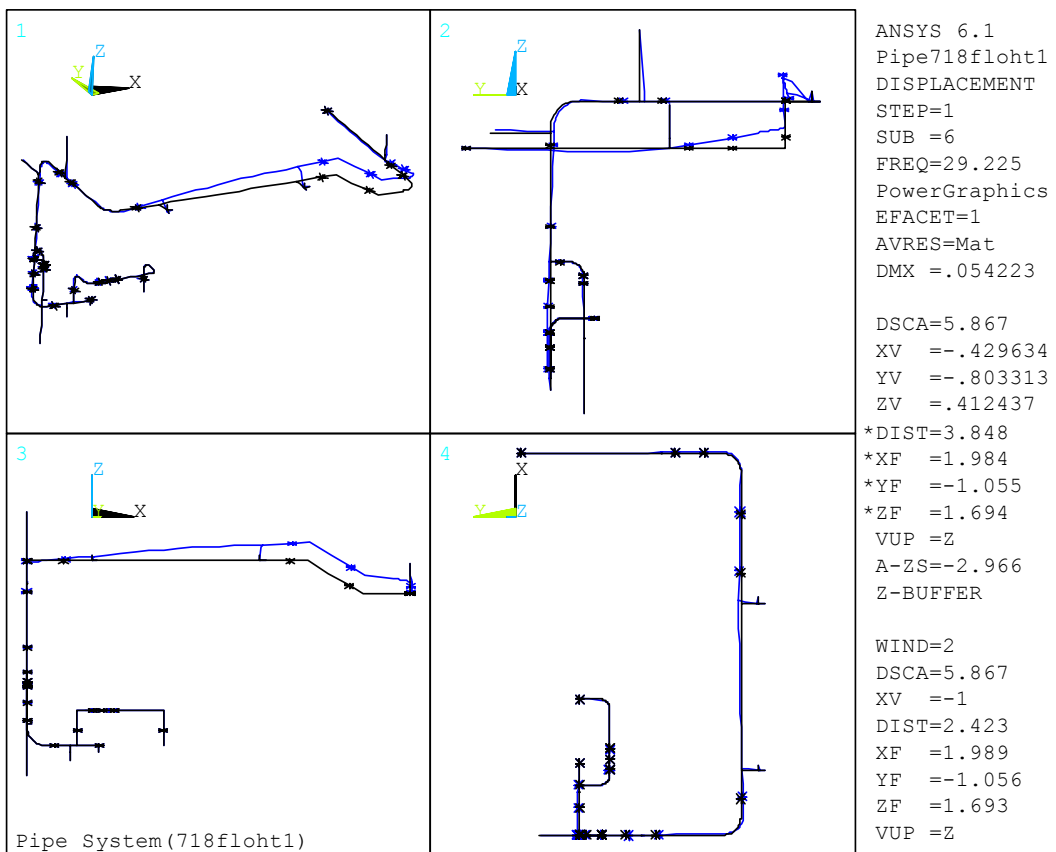


Abb. A.12: Berechnete 6. Eigenform für das Feuerlöschsystem ohne Rohrhalter H2

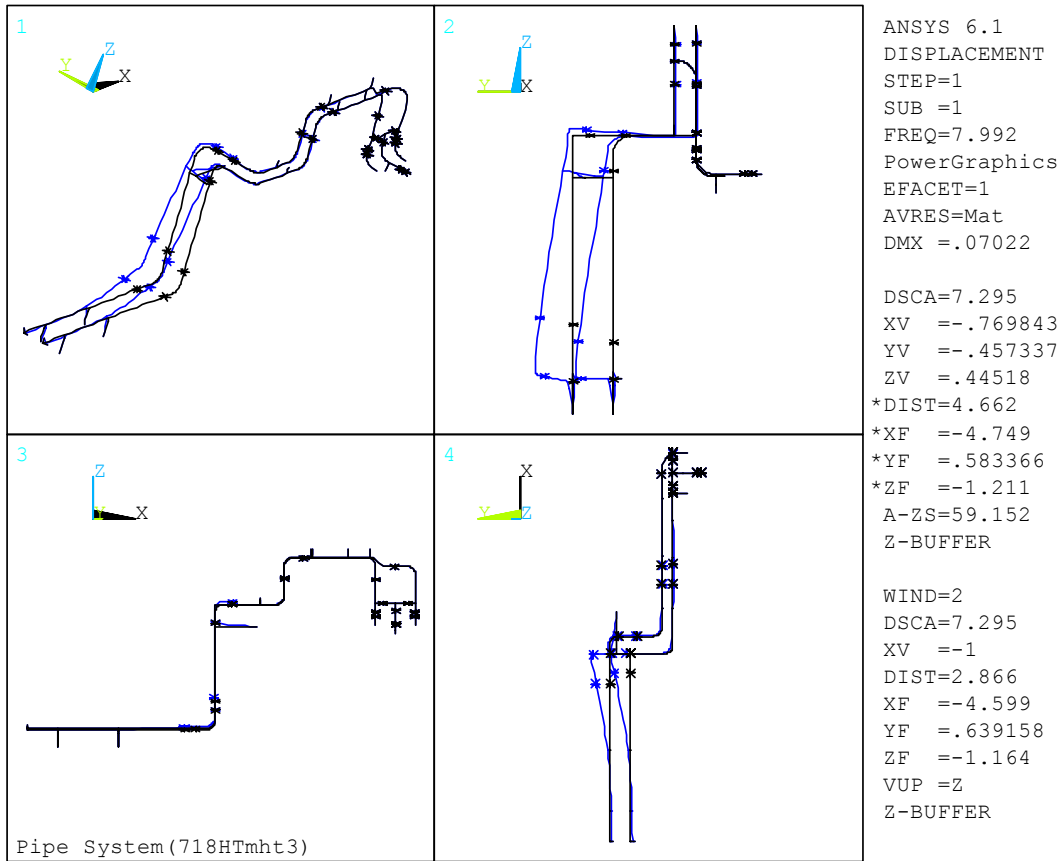


Abb. A.13: Berechnete 1. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen mit Rohrhalter H5

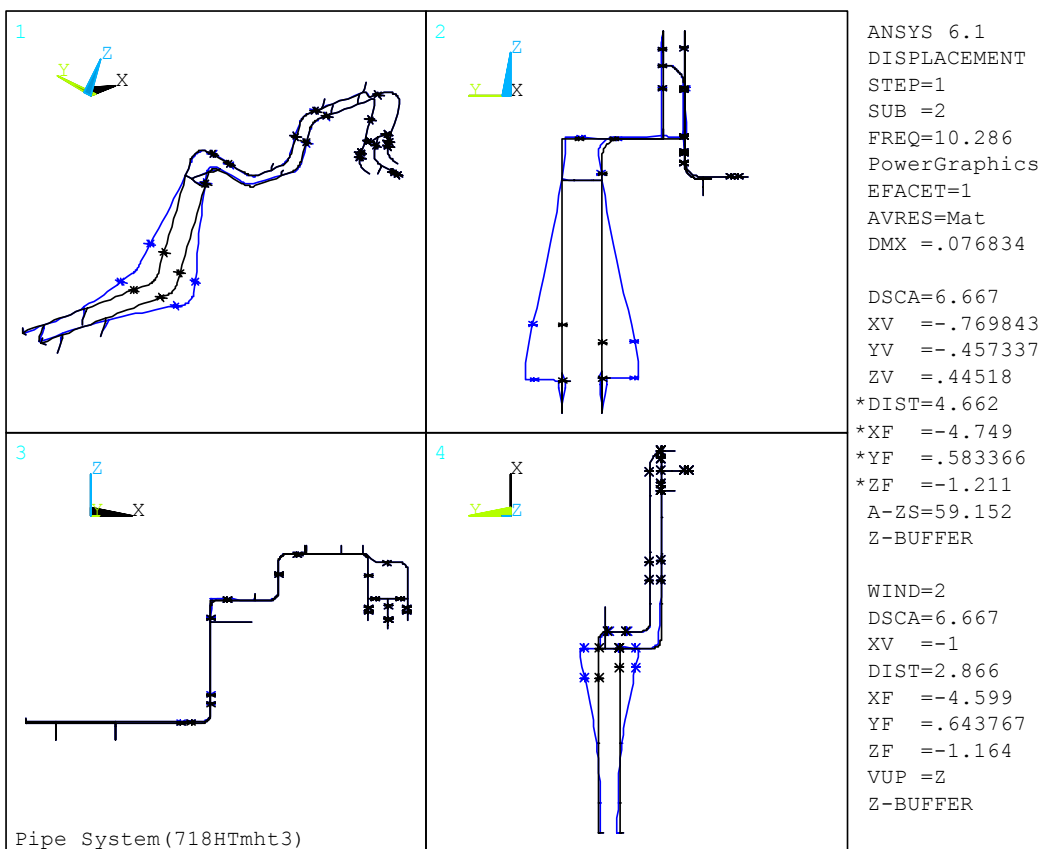


Abb. A.14: Berechnete 2. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen mit Rohrhalter H5

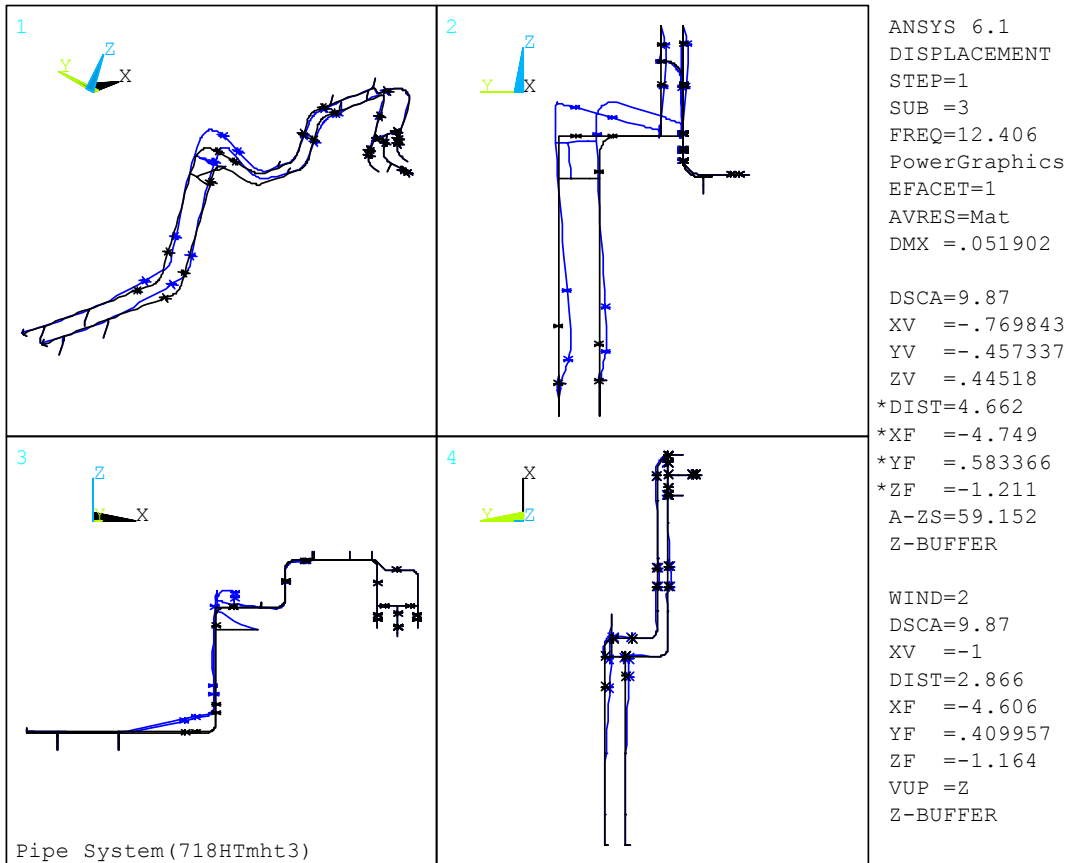


Abb. A.15: Berechnete 3. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen mit Rohrhalter H5

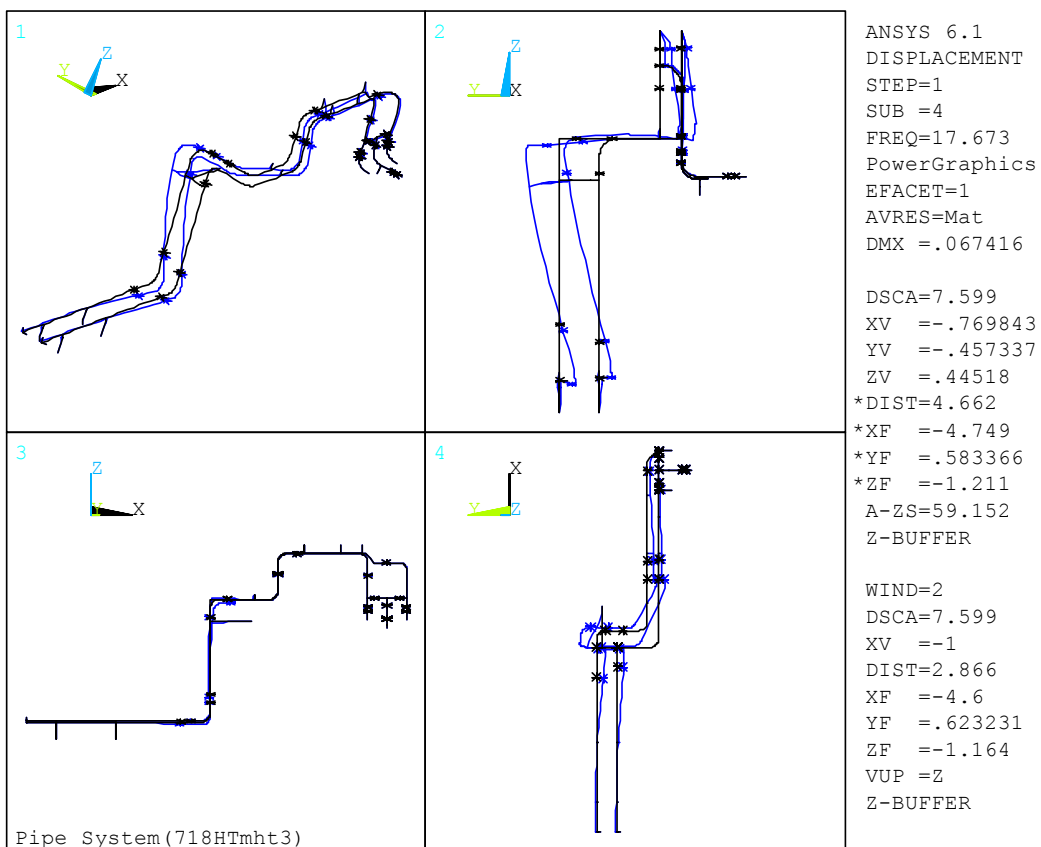


Abb. A.16: Berechnete 4. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen mit Rohrhalter H5

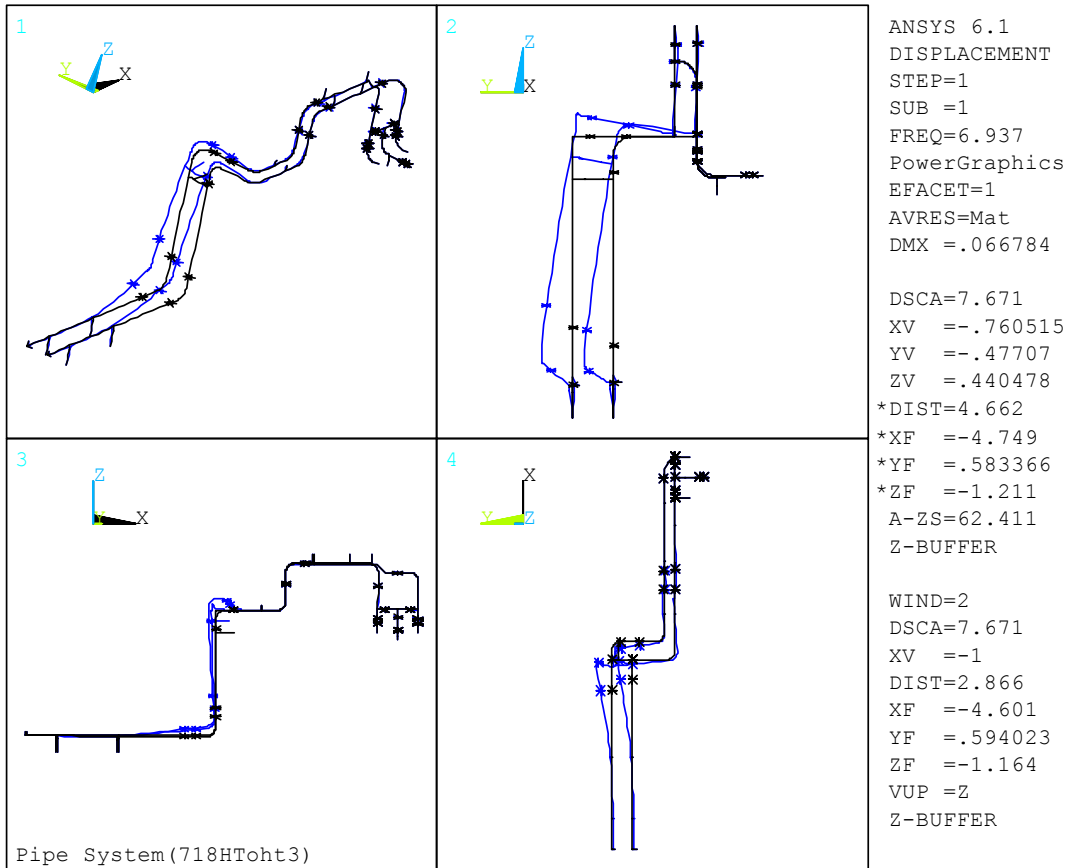


Abb. A.17: Berechnete 1. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen ohne Rohrhalter H5

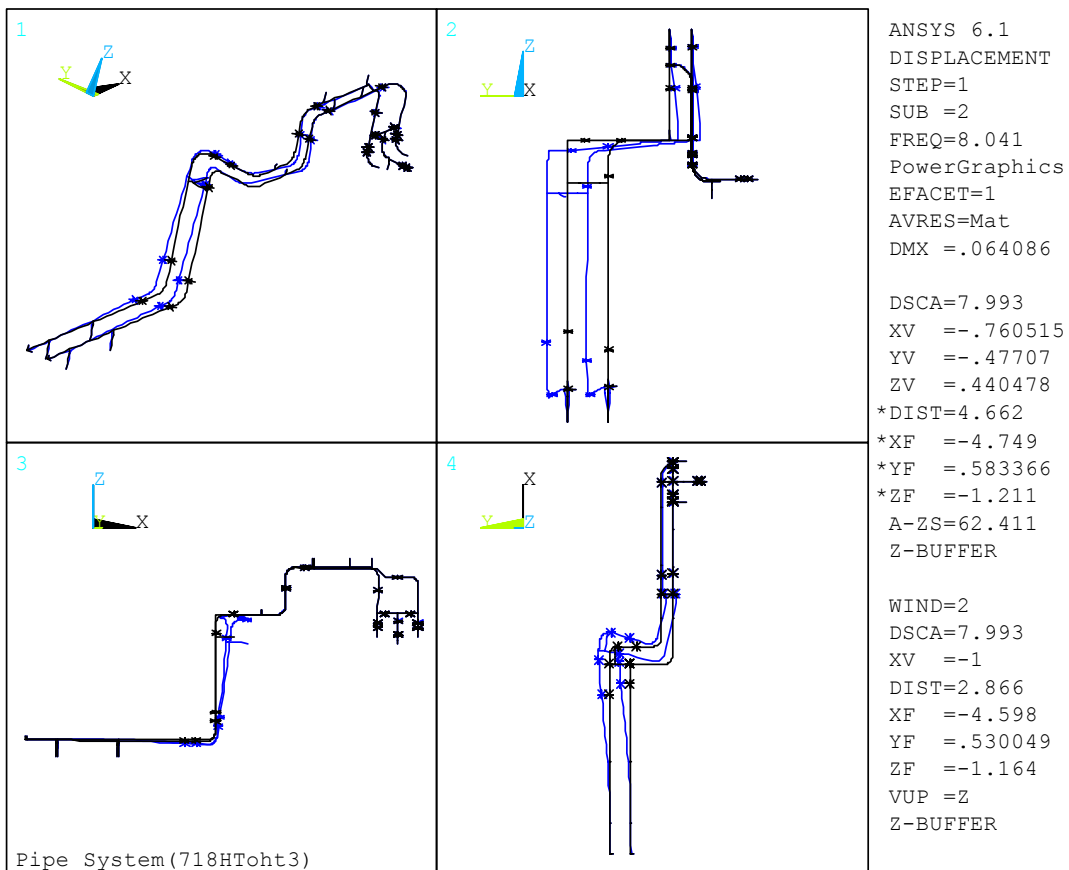


Abb. A.18: Berechnete 2. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen ohne Rohrhalter H5

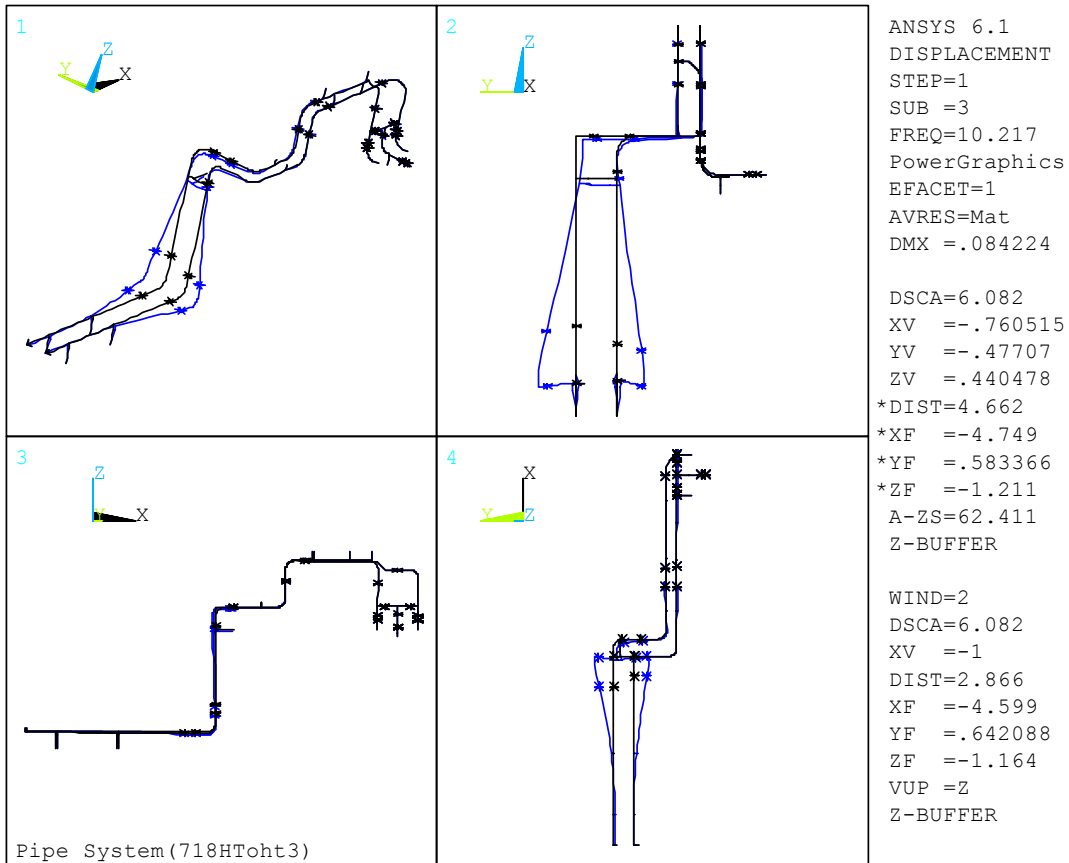


Abb. A.19: Berechnete 3. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen ohne Rohrhalter H5

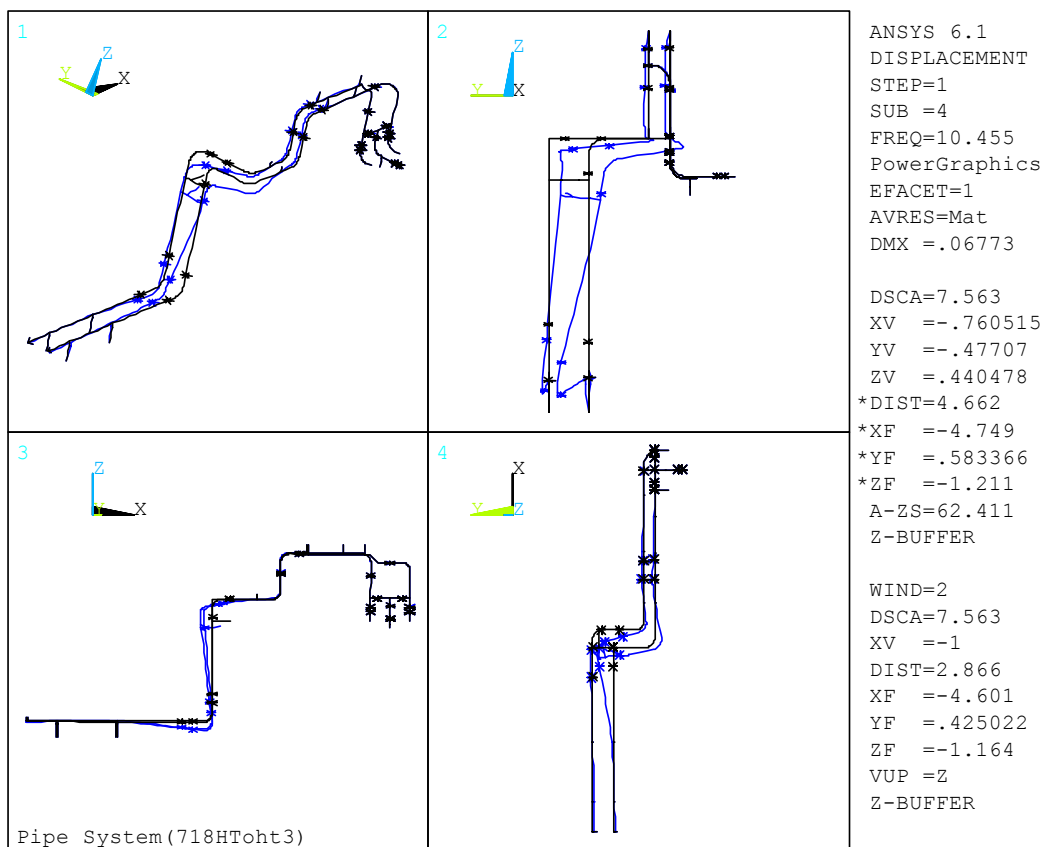


Abb. A.20: Berechnete 4. Eigenform für die HT-Kühlwasserleitungen ohne Rohrhalter H5

Anhang B: Ergebnisse der Schwingfestigkeitsversuche

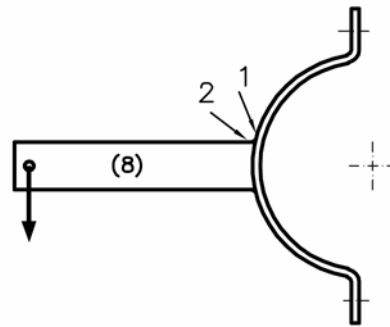
Variante 1 - Biegung

$$Q_u = 0,5 \text{ kN}$$

$$Q_o = 3 \text{ kN}$$

$$\Delta M_x = \Delta Q \cdot 225 \text{ mm} = 562,5 \text{ Nm}$$

$$R \approx 0 \text{ (0,17)}$$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
1.1 a	1/01	43.000	25	1
1.1 b	1/02	43.000	25	1
1.2 a	1/03	65.400	22	1
1.2 b	1/04	65.400	25	1
1.3 a	1/05	68.200	25	2
1.3 b	1/06	68.200	25	1
1.4 a	1/07	58.700	30	1
1.4 b	1/08	58.700	30	1
1.5 a	1/09	39.500	28	1
1.5 b	1/10	39.500	30	1
1.6 a	1/11	62.100	30	1
1.6 b	1/12	62.100	25	1
1.7 a	1/13	65.100	25	1
1.7 b	1/14	65.100	30	2
1.8 a	1/15	74.200	30	1
1.8 b	1/16	74.100	35	1

Statistische Auswertung:

Mittlere Lebensdauer:

$$N_{50} = 58.297$$

Lebensdauer für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$$N_{90} = 43.542$$

Lebensdauer für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$$N_{10} = 78.052$$

Breite des Streubandes

$$T_N = 1 : 1,79$$

Standardabweichung (log)

$$\log s = 0,09899$$

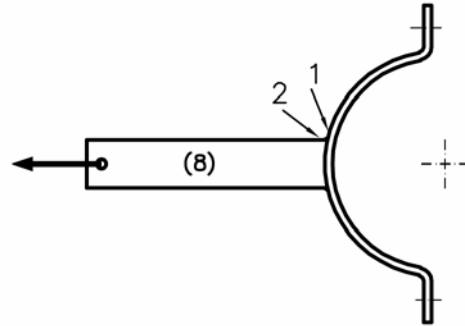
Variante 1 - Zug

$F_u = 1 \text{ kN}$

$F_o = 15 \text{ kN}$

$\Delta F = 14 \text{ kN}$

$R \approx 0 \text{ (0,07)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
1.9	1/17	109.300	E	1
1.10	1/18	192.200	D	1
1.11	1/19	228.800	E	1
1.12	1/20	367.700	40 (beidseitig)	2
1.13	1/21	636.000	E	1
1.14	1/22	286.400	E	1
1.15	1/23	307.800	E	2
1.16	1/24	461.300	E	1

E = Rohrschelle einseitig bis zur Kante durchgebrochen

D = Rohrschelle insgesamt durchgebrochen

Statistische Auswertung:

Mittlere Lebensdauer:

$N_{50} = 286.748$

Lebensdauer für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{90} = 134.811$

Lebensdauer für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{10} = 609.023$

Breite des Streubandes

$T_N = 1 : 4,52$

Standardabweichung (log)

$\log s = 0,23610$

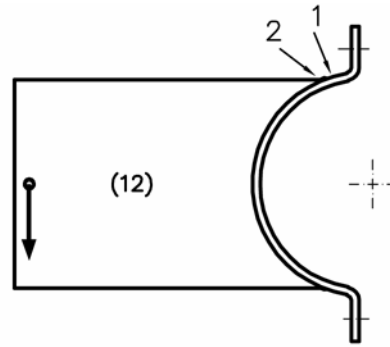
Variante 2 - Biegung

$Q_u = 0,5 \text{ kN}$

$Q_o = 8 \text{ kN}$

$\Delta M_x = \Delta Q \cdot 225 \text{ mm} = 1688 \text{ Nm}$

$R \approx 0 \text{ (0,06)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
2.1 a	2/01	1.829.000	8	1
2.1 b	2/02	1.829.000*	(kein Riss)*	-
2.2 a	2/04	1.466.000	20	1
2.2 b	2/05	1.466.000	20	1
2.3 a	2/06	2.507.000	10	1 (Druckseite!)
2.3 b	2/07	2.507.000	10	1
2.4 a	2/08	2.200.000	30	1
2.4 b	2/09	2.200.000	(kein Riss)*	-

*) Durchläufer

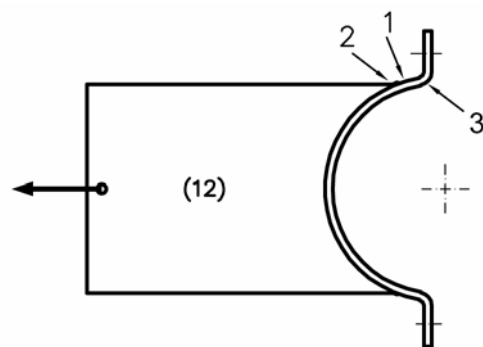
Variante 2 - Zug

$F_u = 1 \text{ kN}$

$F_o = 21 \text{ kN}$

$\Delta F = 20 \text{ kN}$

$R \approx 0 \text{ (0,05)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
2.5	2/06	2.687.400	20	1 ²
2.6	2/07	2.470.000	25	1 ²
2.7	2/08	177.500	(Schellenbruch)	3 ¹
2.8	2/09	2.407.600*	(kein Riss)*	- ¹
2.9	2/10	2.163.000	(kein Riss)*	-
2.10	2/11	2.700.000	(kein Riss)*	-
2.11	2/12	2.156.000	10	1

1) während der Laufzeit einmal Schraubenbruch

2) während der Laufzeit zweimal Schraubenbruch

*) Durchläufer

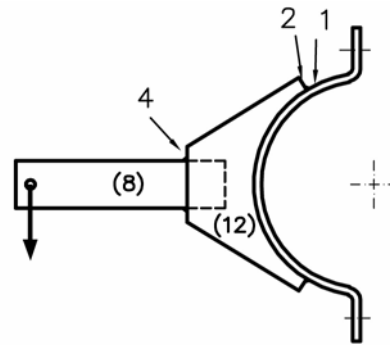
Variante 3 - Biegung

$$Q_u = 0,5 \text{ kN}$$

$$Q_o = 8 \text{ kN}$$

$$\Delta M_x = \Delta Q \cdot 225 \text{ mm} = 1688 \text{ Nm}$$

$$R \approx 0 \text{ (0,06)}$$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
3.1 a	4/01	247.600	(kein Anriss)	-
3.1 b	4/02	247.600	18	4
3.2 a	4/06	22.500	10	4
3.2 b	4/07	31.700	(kein Anriss)	-
3.3 a	4/08	20.500	15	4
3.3 b	4/09	11.300	10	4

D = Flachstahl durchgebrochen

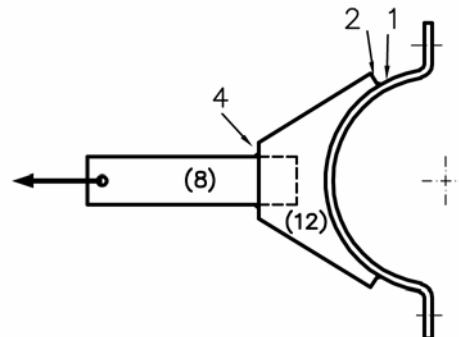
Variante 3 - Zug

$$F_u = 1 \text{ kN}$$

$$F_o = 21 \text{ kN}$$

$$\Delta F = 20 \text{ kN}$$

$$R \approx 0 \text{ (0,05)}$$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
3.2	4/03	253.700*	-	(Schraubenbrüche)*
3.3	4/04	528.900*	-	(Schraubenbrüche)*
3.4	4/05	802.900*	-	(Schraubenbrüche)*

*) Versuch wurde nach mehreren Brüchen der Schrauben und der Kraffteinleitung abgebrochen

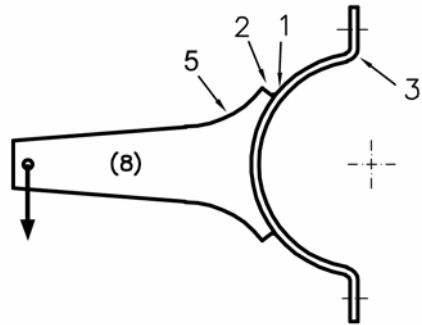
Variante 4 - Biegung

$Q_u = 0,5 \text{ kN}$

$Q_o = 8 \text{ kN}$

$\Delta M_x = \Delta Q \cdot 225 \text{ mm} = 1688 \text{ Nm}$

$R \approx 0 \text{ (0,06)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
4.1	6/02	179.300**	D	3**
4.2	6/03	425.300	60	1
4.3	6/04	291.500	E	1
4.4	6/05	210.800	E	1
4.5	6/06	568.300	E	1
4.6	6/07	18.600**	D	3**
4.7	6/08	183.800**	D	3**
4.8	6/09	163.000	D	1
4.9	6/10	856.000*	(kein Riss)*	-

*) Durchläufer

***) wegen Schellenbruch aus der statistischen Auswertung ausgeschlossen

E = Rohrschelle einseitig bis zur Kante durchgebrochen

D = Rohrschelle insgesamt durchgebrochen

Statistische Auswertung:

Mittlere Lebensdauer:

$N_{50} = 299.774$

Lebensdauer für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{90} = 144.464$

Lebensdauer für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{10} = 622.056$

Breite des Streubandes

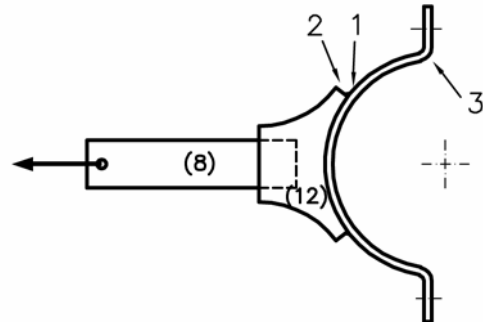
$T_N = 1 : 4,31$

Standardabweichung (log)

$\log s = 0,22011$

Variante 4 - Zug

$F_u = 1 \text{ kN}$
 $F_o = 21 \text{ kN}$
 $\Delta F = 20 \text{ kN}$
 $R \approx 0 \text{ (0,05)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
4.10	5/03	657.700**	(Durchriss)	(Krafteinleitung)
4.11	5/04	304.000	25	1
4.12	5/07	429.000	E	1
4.13	5/08	416.400	25	1
4.14	5/09	223.300**	(Durchriss)	(Krafteinleitung)
4.15	5/10	366.200	E	1
4.16	6/01	1.002.000*	(kein Anriss)*	-

E = Rohrschelle an einer Seite durchgebrochen

*) Durchläufer

**) wird aus der Auswertung ausgenommen

Statistische Auswertung:

Mittlere Lebensdauer:

$$N_{50} = 375.526$$

Lebensdauer für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$$N_{90} = 300.986$$

Lebensdauer für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$$N_{10} = 468.527$$

Breite des Streubandes

$$T_N = 1 : 1,56$$

Standardabweichung (log)

$$\log s = 0,06806$$

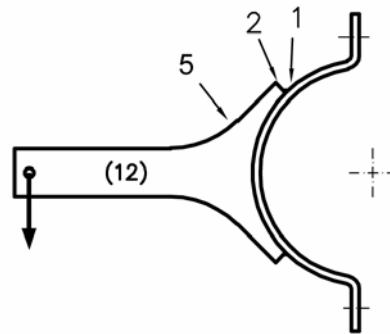
Variante 5 - Biegung

$Q_u = 0,5 \text{ kN}$

$Q_o = 8 \text{ kN}$

$\Delta M_x = \Delta Q \cdot 225 \text{ mm} = 1688 \text{ Nm}$

$R \approx 0 \text{ (0,06)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben-Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
5.1	8/01	549.500	E	1
5.2	8/02	500.200	E	1
5.3	8/03	439.800	42	1
5.4	8/04	390.500	E	1
5.5	8/05	479.200	30	1
5.6	8/06	479.200	E	1
5.7	8/07	291.000	E	1
5.8	8/08	192.100	15	5
5.9	8/09	425.100	32	1
5.10	8/10	326.200	E	1

*) Durchläufer

**) wegen Schellenbruch aus der statistischen Auswertung ausgeschlossen

E = Rohrschelle einseitig bis zur Kante durchgebrochen

Statistische Auswertung:

Mittlere Lebensdauer:

$N_{50} = 391.239$

Lebensdauer für 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{90} = 259.949$

Lebensdauer für 10 % Überlebenswahrscheinlichkeit:

$N_{10} = 588.836$

Breite des Streubandes

$T_N = 1 : 2,27$

Standardabweichung (log)

$\log s = 0,13773$

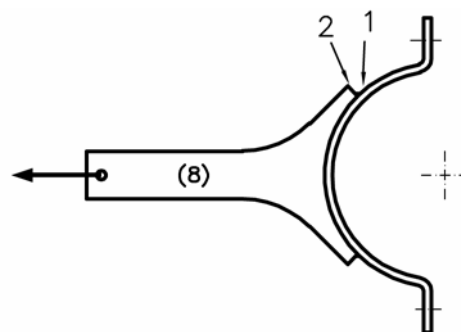
Variante 5 - Zug

$F_u = 1 \text{ kN}$

$F_o = 21 \text{ kN}$

$\Delta F = 20 \text{ kN}$

$R \approx 0 \text{ (0,05)}$



Lastwechselzahl N, Risslängen und Rissorte:

Proben Nr.	Interne Nr.	N	Risslänge [mm]	Rissort
5.11	7/01	1.559.000	15	1
5.12	7/02	2.013.000*	(kein Riss)*	-
5.13	7/03	2.006.900*	(kein Riss)*	-
5.14	7/04	2.195.000	15	1
5.15	7/05	2.048.000*	(kein Riss)*	-
5.16	7/06	2.045.000*	(kein Riss)*	-
5.17	7/07	2.866.000	(kein Riss)*	-
5.18	7/08	2.060.000	(kein Riss)*	-

*) Durchläufer

Anhang C: Leitfaden zum Einsatz von Rohrhaltern

Das Ziel des FuE-Vorhabens „Entwicklung von Standardrohrhaltern für den Schiffbau“ war, mit Hilfe von konstruktiven, rechnerischen und experimentellen Untersuchungen geeignete Konstruktionen zur Halterung von schiffsmaschinenbaulichen Rohrsystemen zu entwickeln. Damit wird insbesondere teuren Folgeschäden während der Inbetriebnahme, Probefahrt und Garantiephase begegnet, die in der jüngsten Vergangenheit aufgrund von Schwingbrüchen an Rohrhaltern vermehrt auftraten.

Das Vorhaben wurde von den Partnern

- Technische Universität Hamburg-Harburg, Arbeitsbereich Schiffstechnische Konstruktionen und Berechnungen (Prof. Fricke) und
- Flensburger Schiffbaugesellschaft mbH & Co KG (FSG)

durchgeführt und von der Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e.V. (AVIF) unter der Vorhabenskennung A183 mit Mitteln der Stiftung Stahlanwendungsforschung im Stifterverband für die deutsche Wissenschaft e.V. gefördert.

Der ausführliche Abschlußbericht ist in elektronischer Form als PDF-Datei beim Center of Maritime Technologies (CMT), Hamburg erhältlich.

C1 Vibrationsanalyse von Rohrsystemen

Generell sind Rohrsysteme recht einfache und übersichtliche Schwingungssysteme, und die Sicherstellung resonanzfreien Betriebs durch Eigenfrequenzberechnung ist bei Verwendung moderner Berechnungsmethoden kein grundsätzliches Problem. Dennoch wird eine zutreffende Berechnung der Eigenfrequenzen von Rohrsystemen an Bord von Schiffen auch kurzfristig noch nicht Stand der Technik sein. Die wesentlichen Gründe dafür sind:

- Die Lagerung der Rohrleitungen ist häufig elastisch (z. B. bei Halterung mittels Dopplung im freien Plattenfeld). Die Genauigkeit der Berechnungen leidet u. U. erheblich an der unzureichenden Erfassung der tatsächlichen Anschlusssteifigkeiten.
- Rohrleitungen werden häufig gegeneinander verbunden, so dass es zur Kopplung schwingungsfähiger Systeme mit wiederum schwer erfassbaren Übertragungseffekten kommt.
- Die unübersehbare Anzahl an Kombinationen aus der Menge an Rohrleitungen, deren jeweils vibrationsrelevanten Parametern (Geometrie, Füllungsart und zeitlich variable Füllzustände, eingebaute Komponenten wie Ventile, Blenden, usw., Anschluss-Steifigkeiten, ...) und nicht zuletzt den zu vermeidenden Erregerfrequenzen entziehen sich dem auf Einzelberechnungen basierenden aktuellen Engineering. Um berechnungsseitig der schnell fortschreitenden Konstruktions-, Planungs- und Bauphase folgen zu können und dabei gleichzeitig dem Unikat-

anspruch deutscher Werften gerecht zu werden, bedarf es eines starken Automatisierungsgrades der Berechnungen.

Die Lösung der derzeitigen Schwachpunkte der Vibrationsanalyse stellt ein lohnenswertes Entwicklungsziel künftiger Vorhaben dar. Im vorliegenden Vorhaben sind wesentliche Erkenntnisse dazu gewonnen und Voraussetzungen geschaffen worden.

C2 Charakteristische Schwingfestigkeit

Neben der statischen Festigkeit eines Bauteils ist vor allem dessen Schwingfestigkeit zu beachten.

Mit der charakteristischen Schwingfestigkeit eines Bauteils wird diejenige Beanspruchung (hier: Axialkraft F , Biegemoment M_x in der Halterebene) bezeichnet, die das Bauteil mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit (hier 50 %) und für eine festgelegte Anzahl von Lastspielen (hier: 2 000 000) ohne Anriss oder Bruch überstehen wird.

Die Schwingfestigkeit wurde für die in Abb. C1 dargestellten Rohrhaltervarianten ermittelt, siehe Abb. C2 und C3.

Ein Beispiel: Der charakteristische Schwingfestigkeitswert beträgt $\Delta M_x = 1522$ Nm, denn 50 % der Rohrhalter zeigen nach 2 000 000 Lastspielen noch keinen Anriss oder Bruch. Demgegenüber darf auf die Variante 1 nur eine Beanspruchung von $\Delta M_x = 173$ Nm wirken, wenn die gleiche Lebensdauer erreicht werden soll.

Die Angabe der charakteristischen Schwingfestigkeit zeigt die Unterschiede der verschiedenen Detaillösungen im Hinblick auf ihre Schwingfestigkeit auf. So liegen die Varianten 4 und 5 bei Momentenbelastung sehr nahe beieinander und sind insgesamt der Variante 2 recht ähnlich, während Variante 1 eine wesentlich geringere Schwingfestigkeit zeigt. Bei Beanspruchung durch Längskraft sind die Varianten 3 und 5 nahezu gleichwertig zur Variante 2, während 4 noch deutlich besser als Variante 1 einen mittleren Platz einnimmt. Für die Variante 3 wurden zu wenige Versuche durchgeführt, die gezeigt haben, dass bei Biegebelastung der überlappte Anschluss die anrisskritische Stelle darstellt, die – bezogen auf das dort wirkende Biegemoment – kaum über derjenigen der Variante 1 liegt. Unter Zugbelastung wurde die Schwingfestigkeit durch Schraubenbrüche bestimmt.

Dementsprechend sind die Einsatzgebiete der verschiedenen Varianten voneinander abzugrenzen. Da geeignete Methoden zur direkten Berechnung von Rohrhaltern in absehbarer Zeit noch nicht zur Verfügung stehen, ist hinsichtlich des Einsatzgebietes der verschiedenen Varianten die oben vorgestellte Aufteilung vorgenommen worden. Sie verbindet den wissenschaftlich fundierten Ansatz mit den Zwängen einer geeigneten Zwischenlösung auf praktikable und gleichzeitig zukunftsgerichtete Weise.

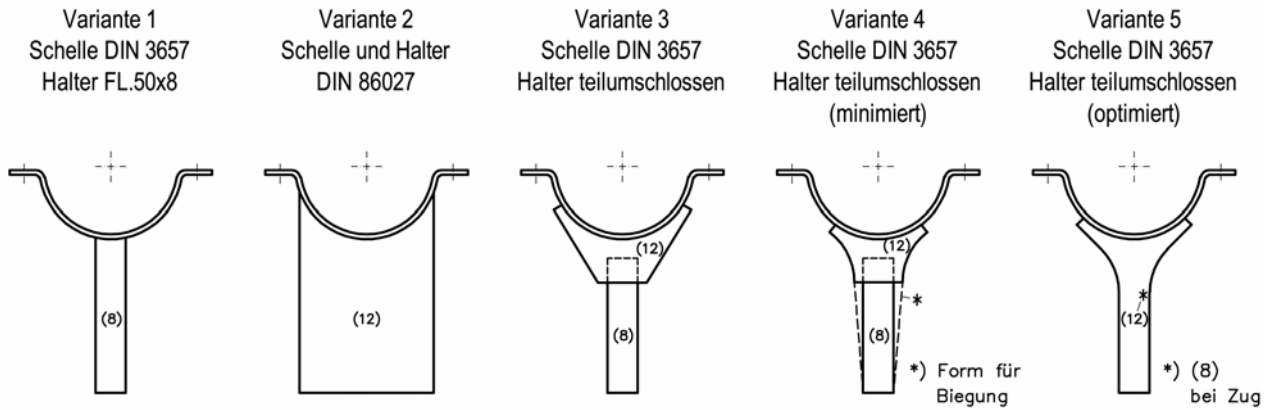


Abb. C1: Untersuchte Rohrhaltervarianten für ein Rohr DN 200 mit $d_a = 219,1 \text{ mm}$

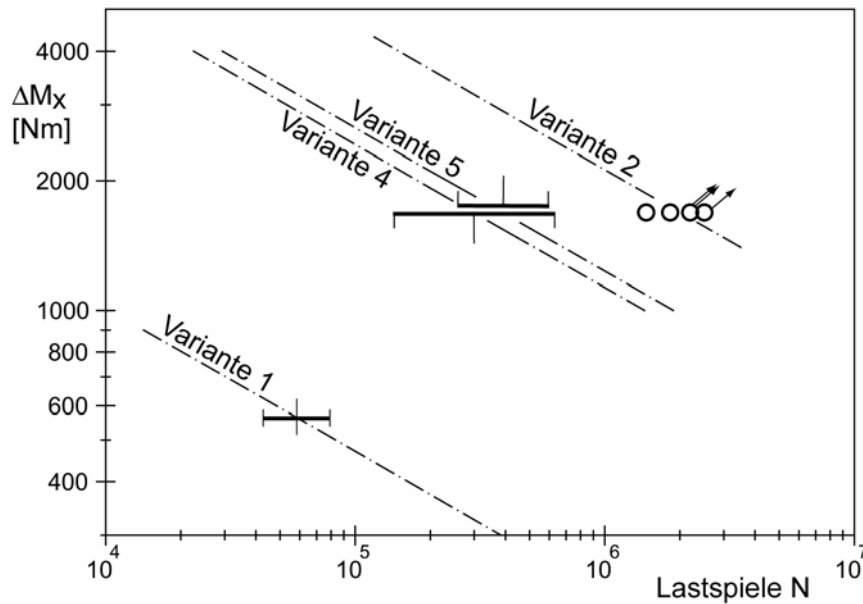


Abb. C2: Wöhlerlinien zur Lebensdauerermittlung der Rohrhalter unter Biegebelastung

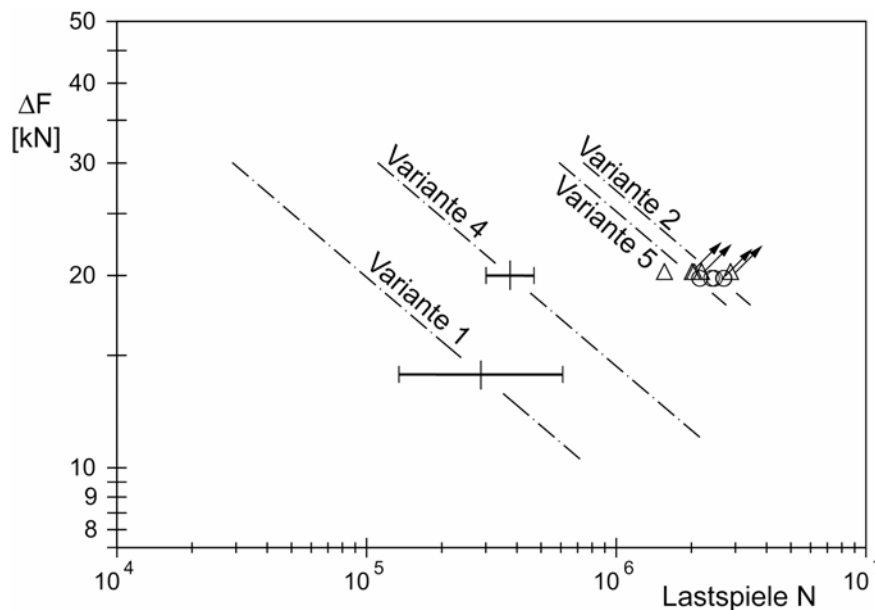


Abb. C3: Wöhlerlinien zur Lebensdauerermittlung der Rohrhalter unter Längsbelastung

Variante	charakteristischer Schwingwert für $N = 2 \cdot 10^6$, $p_{\bar{u}} = 50 \%$, $k = 3$	
	ΔM_x [Nm]	ΔF [kN]
1	173	7
2	1522	22
4	897	11
5	980	21

C3 Bauformen

Die Bauform Rohrschelle nach DIN 3567 auf Abstandshalter wird seitens deutscher Werften seit langem und intensiv eingesetzt. Sie hat sich grundsätzlich bewährt. Ihre Schwächen wurden im Rahmen des Vorhabens aufgegriffen und die Halter insbesondere mit Blick auf häufig mangelhafte Schwingfestigkeit erheblich weiterentwickelt. Mit Abschluss des Vorhabens liegen heute abgesicherte Erkenntnisse zur Schwingfestigkeit der Konstruktionen vor.

Im folgenden sind die wesentlichen Merkmale der verschiedenen Lösungen einander gegenüber gestellt. Für die vergleichenden Betrachtungen zur charakteristischen Schwingfestigkeit und zu den Beschaffungskosten (Stückkosten; Montage nicht inbegriffen) wurden die Halter nach DIN 86027 (Variante 2) als Referenzwert verwendet.

In Abhängigkeit vom Einsatzbereich sind folgende Detaillösungen empfehlenswert:

Variante 1: (leichte Ausführung)

Vorteile: leichte Handhabung durch geringes Gewicht, geringer Versperrungseffekt, leichtes Einkürzen vor Ort, geringer Anschlussquerschnitt, geringste Stückkosten, bei Bedarf leichte Applikation einer Dopplung an schiffsseitigem Anschluss.

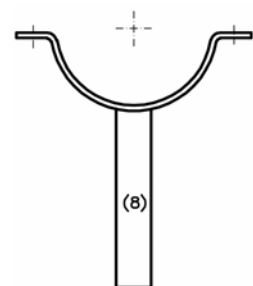
Nachteile: sehr empfindlich gegen Schwingbruch

Charakteristische Schwingfestigkeit: Biegung: 11 % Zug: 32 %

Beschaffungskosten: 40 %

Einsatzgebiet: Leitungen, die nur unwesentliche Schwingbeanspruchungen erfahren; also keine nennenswerten Schwingungserreger wie Motoren, Propeller, große Pumpen usw. in unmittelbarer Nähe der Leitung.

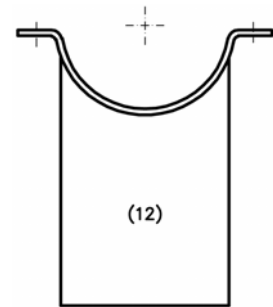
Anmerkung: bisherige Hausnorm bei FSG. Wird außerhalb des Maschinenraumes (unverändert) als Standard eingesetzt, aber nicht in Maschinenräumen !



Variante 2: (schwere Ausführung, entspricht DIN 86027)

Vorteile: sehr unempfindlich gegen Schwingbruch, verhältnismäßig günstige Stückkosten

Nachteile: schwierige Handhabung durch hohes Gewicht, hoher Versperrungseffekt, aufwändiges Einkürzen vor Ort, großer Anschlussquerschnitt, Dopplung an schiffsseitigem Anschluss gegebenenfalls unverhältnismäßig groß.



Charakteristische Schwingfestigkeit: Biegung: 100 % Zug: 100 %

Beschaffungskosten: 100 %

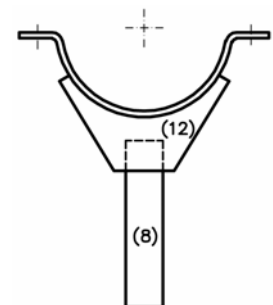
Einsatzgebiet: Leitungen, die wesentliche Schwingbeanspruchungen erfahren, also nennenswerte Schwingungserreger wie Motoren, Propeller, große Pumpen usw. in unmittelbarer Nähe der Leitung.

Anmerkung: Wurde bisher bei FSG im Maschinenraum verwendet und kann ab sofort durch Varianten 5 ersetzt werden. Substitutionsprozess bei FSG gestartet.

Variante 3:

Variante 3 ist ein im Zuge des Vorhabens entwickelter Vorläufer der Varianten 4 und 5. Im Vergleich bietet sie keine Vorteile und ist den beiden Weiterentwicklungen in der Schwingfestigkeit unterlegen. Anrisskritisch ist hier vor allem die überlappte Verbindung.

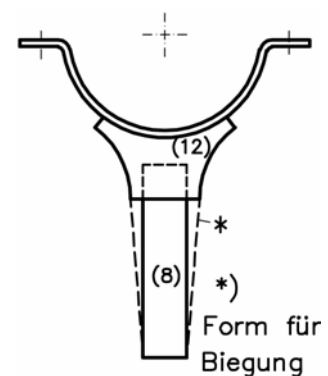
Ein praxisrelevanter Einsatz von Variante 3 ist damit nicht gegeben.



Variante 4: (Neuentwicklung)

Vorteile: geringe Empfindlichkeit gegen Schwingbruch, leichte Handhabung durch vergleichsweise geringes Gewicht, geringer Versperrungseffekt, leichtes Einkürzen vor Ort, günstige Stückkosten, geringer Anschlussquerschnitt, bei Bedarf leichte Applikation einer Dopplung an schiffsseitigem Anschluss.

Nachteile: Schwingfestigkeit geringer als bei Variante 2, Stückkosten höher als bei Variante 1



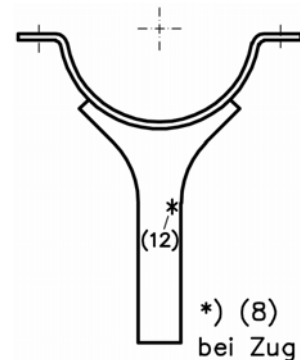
Charakteristische Schwingfestigkeit: Biegung: 59 % (Voraussetzung: weiche Übergänge, vgl. Skizze) Zug: 50 %

Beschaffungskosten: 120 %

- Einsatzgebiet:** Leitungen, die wesentliche Schwingbeanspruchungen erfahren, also nennenswerte Schwingungserreger wie Motoren, Propeller, große Pumpen usw. in unmittelbarer Nähe.
- Anmerkung:** Kann bei FSG ab sofort im Maschinenraum als genereller Ersatz der Variante 2 eingesetzt werden. Ausnahmen zur Berücksichtigung besonders starker Vibrationsbeanspruchungen werden durch Vorgaben der Konstruktion geregelt. Aus technischer Sicht wird Variante 5 der Vorzug gegeben; kaufmännische Prüfung läuft.

Variante 5: (Neuentwicklung)

- Vorteile:** geringe Empfindlichkeit gegen Schwingbruch, leichte Handhabung durch vergleichsweise geringes Gewicht, geringer Versperrungseffekt, leichtes Einkürzen vor Ort, günstige Stückkosten, geringer Anschlussquerschnitt, bei Bedarf leichte Applikation einer Dopplung an schiffsseitigem Anschluss.
- Nachteile:** Schwingfestigkeit geringer als bei Variante 2, Stückkosten höher als bei Variante 1



- Charakteristische Schwingfestigkeit:** Biegung: 64 % (für t = 12 mm)
Zug: 95 % (für t = 8 mm)

- Beschaffungskosten:** 120 %

- Einsatzgebiet:** Leitungen, die wesentliche Schwingbeanspruchungen erfahren, also nennenswerte Schwingungserreger wie Motoren, Propeller, große Pumpen usw. in unmittelbarer Nähe.
- Anmerkung:** Kann bei FSG ab sofort im Maschinenraum als genereller Ersatz der Variante 2 eingesetzt werden. Ausnahmen zur Berücksichtigung besonders starker Vibrationsbeanspruchungen werden durch Vorgaben der Konstruktion geregelt. Aus technischer Sicht wird dieser Variante der Vorzug gegeben; kaufmännische Prüfung läuft.

Sonderkonstruktion A

Sonderkonstruktionen, die z.B. aufgrund beengter Platzverhältnisse (s. abgebildetes Beispiel) notwendig werden, sind sinngemäß entsprechend den Varianten 2 oder 5 zu gestalten.



Abb. C4: Typische Sonderkonstruktion A

Sonderkonstruktion B

Sonderkonstruktionen zur Aufnahme höchster Vibrationsbeanspruchungen werden als Doppelschelle mit jeweils voll umschlossenem Halter gestaltet. In der Regel wird hier außerdem eine koaxiale Abstützung zur Unterdrückung von Längsschwingungen angeordnet. Der Verwendung dieser Halter sollten unbedingt Maßnahmen zur wirksamen Bekämpfung der Vibrationen an der Erregerseite bevorzugt werden.

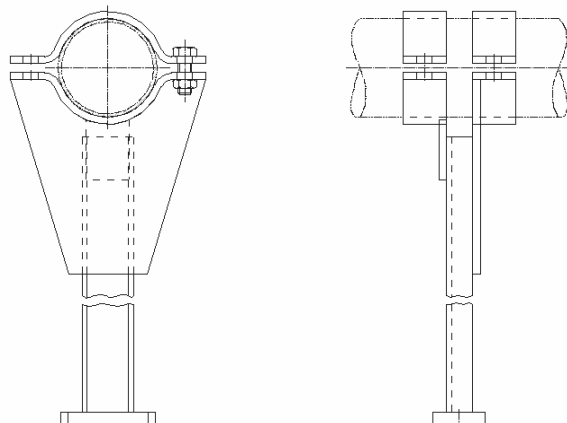


Abb. C5: Typische Sonderkonstruktion B

Vorteile:	sehr hohe Schwingfestigkeit, geringer Anschlussquerschnitt, bei Bedarf leichte Applikation einer Dopplung an schiffsseitigem Anschluss.
Nachteile:	schwierige Handhabung durch großes Gewicht, erheblicher Versperrungseffekt, hohe Stückkosten.
Charakteristische Schwingfestigkeit:	nicht im Rahmen des Vorhabens untersucht; erfahrungsgemäß noch wesentlich über Variante 2, weil voll umschließend und doppelte Schelle.
Beschaffungskosten:	(werden z. Z. aktualisiert)
Einsatzgebiet:	Leitungen, die größte Schwingbeanspruchungen erfahren, also Schwingungserreger wie Motoren, Propeller, große Pumpen usw. in unmittelbarer Nähe, die hohe und nichtresonante Rohrbelastungen hervorrufen.
Anmerkung:	wird bei FSG z.B. im Bereich bestimmter Hauptschmierölsysteme eingesetzt, bei denen eine Schwingungsreduktion durch Modifikation der Erregerseite bauartbedingt nicht gelingt.

C4 Überführung der Ergebnisse auf unterschiedliche Rohr-Nennweiten

Variante 1

Siehe angehängte Normblätter

Variante 2

Die Abmessungen sind in DIN 86027 festgelegt.

Variante 3

Diese Variante ist eine Zwischenstufe der Entwicklungsarbeiten und spielt demgemäß in der künftigen praktischen Anwendung keine Rolle mehr.

Variante 4

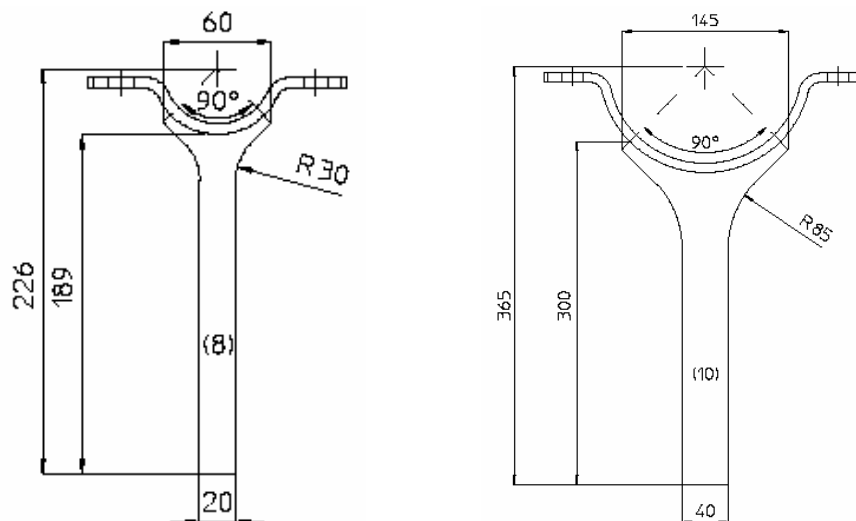
Diese Variante ist eine Zwischenstufe der Entwicklungsarbeiten und spielt demgemäß in der künftigen praktischen Anwendung keine Rolle mehr.

Variante 5

Aus der Variante 5 lassen sich für verschiedene Rohrnennweiten entsprechende Formen ableiten. Beispielhaft sind die Ableitungen für die Nennweiten DN 50, DN 150, DN 200 und DN 400 durchgeführt worden. Sofern diese Vorschläge in der Diskussion mit den beteiligten Stellen in Konstruktion, Fertigung und Einkauf verabschiedet und gegebenenfalls modifiziert sind, werden die weiteren Nennweiten auf der gemeinsam getragenen Basis erstellt. Damit steht die Variante 5 dann zur Aufnahme in die jeweilige Hausnorm bereit.

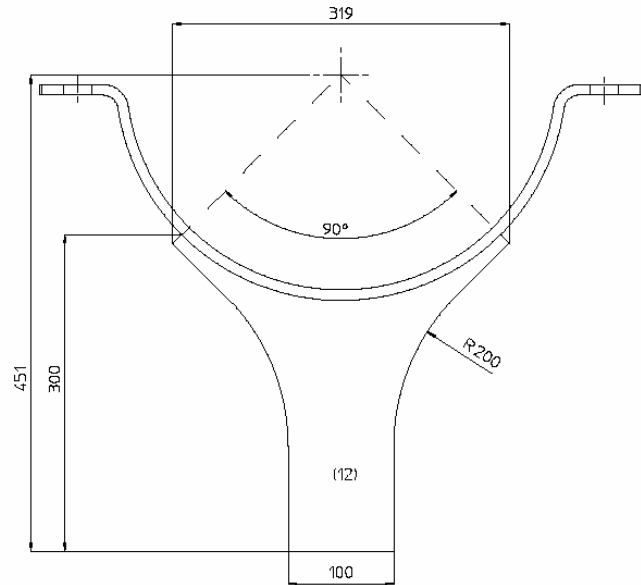
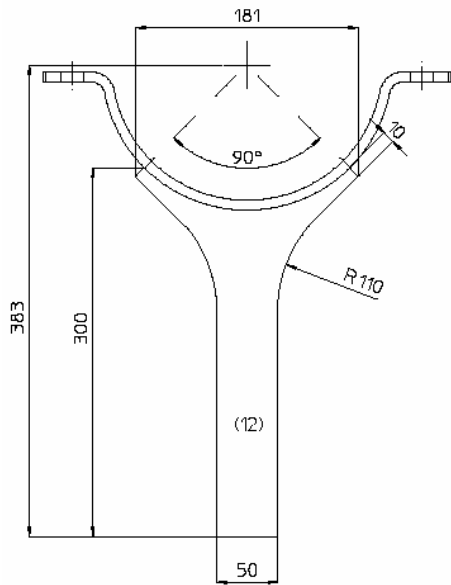
Anhaltswerte zur Erstellung der nachstehenden Nennweiten waren:

Anschlussbreite:	$\frac{1}{4}$ Rohrumfang (bzw. 90°)
Rohrhalterbreite im schlanken Bereich:	ca. $0,25 \times$ Rohrdurchmesser
Übergangsradius:	ca. $0,5 \times$ Rohrdurchmesser
Blechdicke:	ca. $0,8 \times (\text{Rohrdurchmesser})^{0,5}$

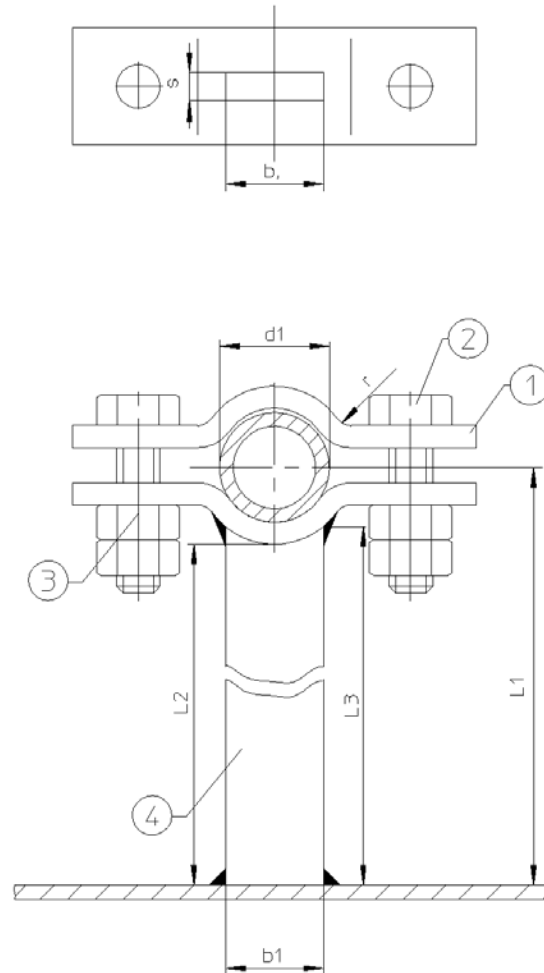


Variante 5 für ein Rohr DN50 mit $d_a = 60,3$ mm und mit $d_a = 168,3$ mm

- C-9 -



Variante 5 für ein Rohr DN200 mit $da = 219,1$ mm und mit $da = 406,4$ mm



FLENSBURGER SCHIFFBAU-GESELLSCHAFT



This drawing is our property, it is not to be reproduced or shown to a third person without our special permission.

FLENSBURGER
SCHIFFBAU-GESELLSCHAFT

726-729

Bl. 1/3

Modul: 0000 Zone: 0000 Rev.: 00

Zeichng-Nr. MN 27.2.1

Rohrhalter mit Rohrschelle
entsprechend DIN 3567
Vorschiff und Deckshaus

gez.: BRAUN

Zeichngs-
Maßstab 1:0

Dat.: Apr-03

Kopie-
Maßstab 1:1 1:0,7 1:0,5


gepr.: KRALL

Ausgangsdatum:


HP - ME10 COMPUTER DRAWING DO NOT CHANGE BY HAND

Gruppe: TKR

DIAMETER NOMINAL DN	d1	r	L1	L2	L3	b1 x s
20	25.0	4	ACCORDING TO DESCRIPTION (PART LIST)	L2 = L1 - r2	L3 = L2 + 15	30 x 5
25	30.0	4				30 x 5
32	42.4	4				30 x 5
40	48.3	4				30 x 5
50	60.3	6				40 x 6
65	76.1	6				40 x 6
80	88.9	6				40 x 6
100	114.3	6				50 x 8
125	139.7	6				50 x 8
150	168.3	6				50 x 8
200	219.1	6				50 x 8
250	273.0	8				60 x 8
300	323.0	8				60 x 8
350	355.6	8				60 x 8
450	457.0	8				70 x 10
500	508.0	8				70 x 10

FLENSBURGER SCHIFFBAU-GESELLSCHAFT			726-729		Bl. 2 / 3	
<small>This drawing is our property, it is not to be reproduced or shown to a third person without our special permission.</small>						
Modul: 0000	Zone: 0000	Rev.: 00	Zeichng-Nr. MN 27.2.1			
Rohrhalter mit Rohrschelle entsprechend DIN 3567 Vorschiff und Deckshaus			gez.: BRAUN	Zeichngs. Maßstab 1:0		
			Dat.: Apr-03	Kopie-Maßstab	1:1	1:0.7
HP - ME10 COMPUTER DRAWING DO NOT CHANGE BY HAND			gepr.: KRALL	Ausgangsdatum:		
			Gruppe: TKR			

DN	POS. 1 Rohrschelle "A" DIN 3567	POS. 2 (2x) 6-kt. Schraube DIN 933	POS. 3 (4x) Mutter DIN 934	POS. 4 Flachstahl DIN 1017
20	25	M10 x 40	M10	20 x 4 x 150
25	30	M10 x 40	M10	25 x 5 x 150
32	43	M10 x 40	M10	25 x 5 x 150
40	49	M10 x 40	M10	30 x 5 x 150
50	61	M12 x 45	M12	30 x 5 x 200
65	77	M12 x 45	M12	40 x 6 x 200
80	89	M12 x 45	M12	40 x 6 x 200
100	115	M16 x 60	M16	50 x 8 x 200
125	140	M16 x 60	M16	50 x 8 x 200
150	169	M16 x 60	M16	50 x 8 x 200
200	220	M16 x 60	M16	50 x 8 x 200
250	273	M20 x 65	M20	60 x 8 x 200
300	324	M20 x 65	M20	60 x 8 x 200
350	356	M20 x 65	M20	60 x 8 x 200

FLENSBURGER SCHIFFBAU-GESELLSCHAFT <small>This drawing is our property, it is not to be reproduced or shown to a third person without our special permission.</small>		 FLENSBURGER <small>SCHIFFBAU-GESELLSCHAFT</small>		726-729	Bl. 3 / 3
Modul: 0000	Zone: 0000	Rev.: 00	Zeichng-Nr. MN 27.2.1		
Rohrhalter mit Rohrschelle entsprechend DIN 3567 Vorschiff und Deckshaus			gez.: BRAUN	Zeichngs. Maßstab 1:0	
			Dat: Apr-03	Kopie- Maßstab	1:1
HP - ME10 COMPUTER DRAWING DO NOT CHANGE BY HAND			gepr.: KRALL	Ausgangsdatum:	
			Gruppe: TKR		