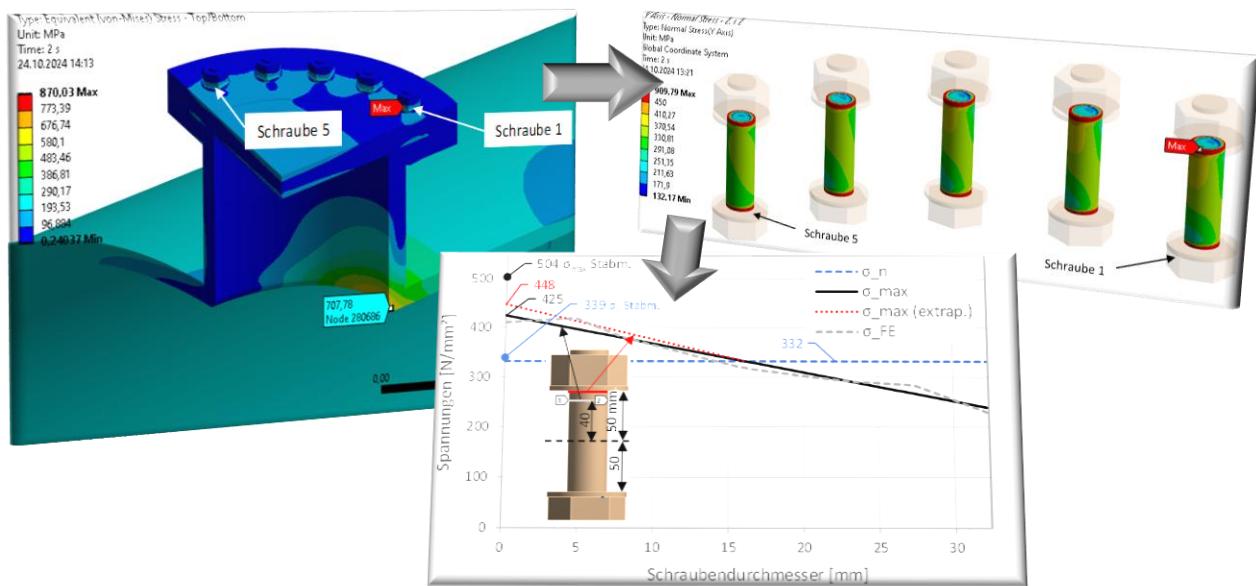


FFG-Forschungsprojekt

Bemessung von Einzelstutzen und Einstiegsöffnungen mit Flanschen und Deckeln im Druckrohrleitungsbau



FFG-Projektnr.: 911839 und 925121

e österreich
energie.
FORSCHUNG & INNOVATION

TU
Graz
Graz University of Technology

FFG

Projektpartner mit finanzieller Unterstützung:

ANDRITZ
Hydro

BILINGER

ÖBB
Verbund

TIWAG

kelag

illwerke/vkw

Vorbemerkungen

Dieser Fachbeitrag enthält einen Überblick zum kürzlich abgeschlossenen zweijährigen Forschungsprojekt „Bemessung von Einzelstutzen und Einstiegsöffnungen mit Flanschen und Deckeln im Druckrohrleitungsbau“, das federführend von der TU Graz, Institut für Stahlbau bearbeitet wurde.

Dieses Forschungsprojekt – mit der Bezeichnung Proj. Nr. F0999 911839 (1. Forschungsjahr) und Proj. Nr. F0999 925121 (2. Forschungsjahr) – wurde abgeschlossen zwischen der Österreichischen Forschungsgesellschaft mbH (FFG) als Fördergeberin (etwa 65 Prozent der Gesamtprojektkosten) und Oesterreichs Energie Forschung & Innovation als Dachverband. Die Projektabwicklung erfolgte seitens der TU Graz sowie sieben weiteren Vertragspartnern, die etwa 35 Prozent der Mittel bereitstellten und die fachliche Begleitung und Kontrolle durchführten. Es waren dies VERBUND Hydro GmbH, TIWAG – Tiroler Wasserkraft AG, Vorarlberger Illwerke vkw AG, ANDRITZ Hydro GmbH, ÖBB -Infrastruktur AG, Bilfinger Industrial Services GmbH und die KELAG – Kärntner Elektrizitäts Aktiengesellschaft.

Nachfolgend werden die Hauptergebnisse dieses Forschungsprojektes dargestellt, die eine Zusammenfassung des umfassenden Gesamtberichts [1] darstellen, der für die Projektpartner erstellt wurde.

1 Allgemein

1.1 Ausführungsformen von Einstiegsöffnungen und Stutzen

Bevor auf die wesentlichen Gesamtergebnisse des Forschungsprojektes eingegangen wird, sind nachfolgend die Anlageverhältnisse bei Einstiegsöffnungen (EO) mit den wesentlichen Abmessungen und den unterschiedlichen Ausführungsformen schematisch dargestellt (s. Abb. 1 bis Abb. 3). Die Abb. 2 fasst die detaillierten Anlageverhältnisse aller 12 repräsentativen Einstiegsöffnungen an bestehenden Druckrohrleitungen zusammen, die in diesem Forschungsprojekt genauer untersucht wurden. Hinsichtlich der Verbindung zwischen EO-Stutzen und Rohr kann zwischen ein- und aufgesetzten Stutzen mit und ohne Kragenverstärkung sowie Blockflanschen unterschieden werden (vgl. Abb. 3). Unabhängig von der detaillierten Ausführungsform hat sich aus den Finiten-Elementen-Berechnungen herausgestellt, dass infolge des Betriebsinnendrucks die maximale Beanspruchung immer an derselben Stelle auftritt, wie Abb. 1 zeigt (Hot Spot HS1).

Bei der Verbindung zwischen Deckel und Flansch werden zwei unterschiedliche Ausführungsarten unterschieden. Einerseits ist dies die Ausführung mit einem entlasteten Flansch (vollflächiger Kontakt des Flanschblattes mit dem Deckel) und andererseits die Ausführung mit einem belasteten oder freigestellten Flansch (kein vollflächiger Kontakt, zwischen Flansch und Deckel befindet sich außenseitig und im Schraubenbereich ein Spalt, vgl. Abb. 4).

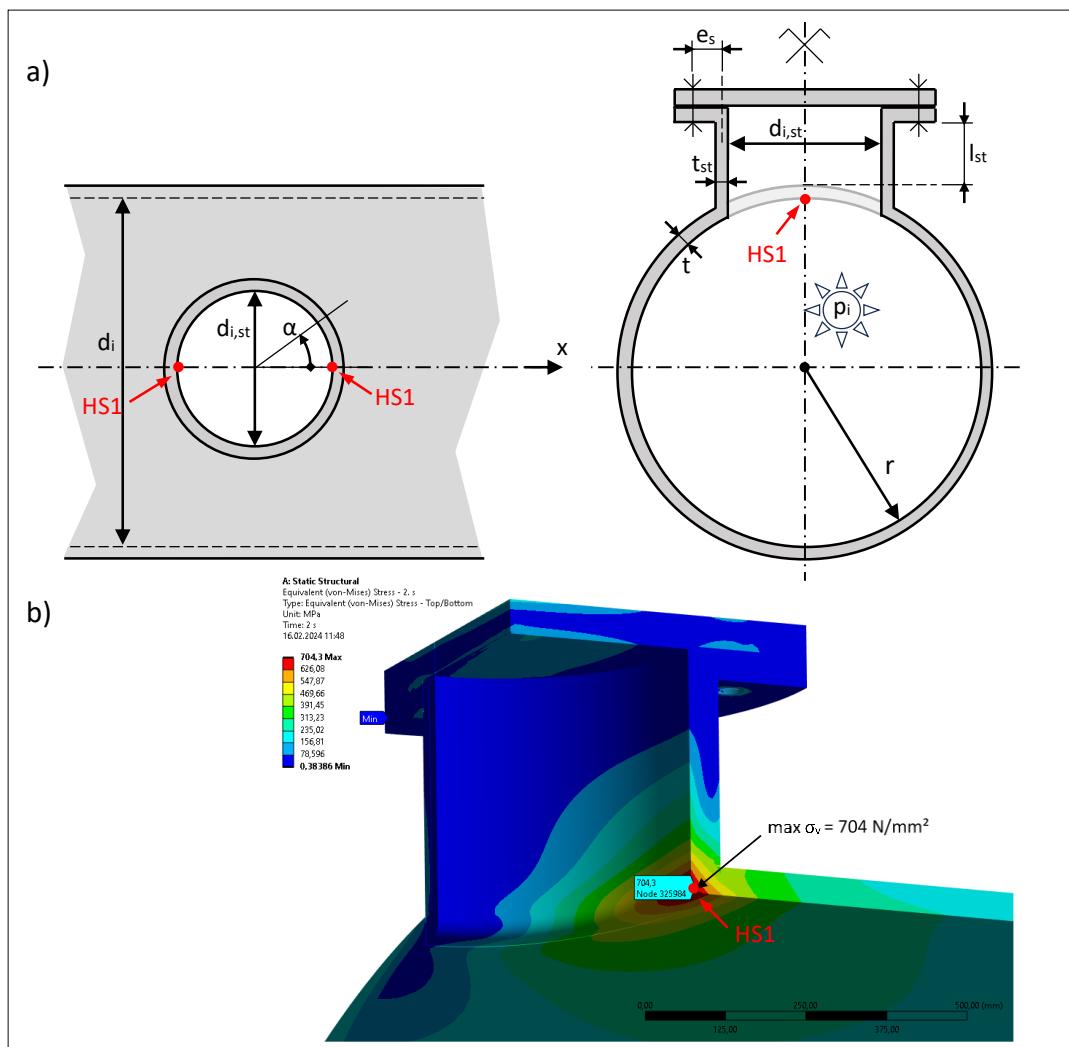


Abb. 1 Anlageverhältnisse bei Einstiegsöffnungen; a) wesentliche Abmessungen und Bezeichnungen, b) Vergleichsspannungen σ_v aus Innendruck und Stelle der maximalen Beanspruchung (Hot Spot HS1)

Einstiegsöffnung (EÖ)		nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Herstellungsjahr			2023	2016	1980	2011	2016	2018	1962	1979	1995	2021	1982	unbekannt
Innendurchm. Stutzen	d _{i,st}	mm	800	1200	600	1500	900	600	500	500	800	800	1200	600
Dicke Stutzen	t _{st}	mm	60	225	18	90	55	50	115	28	42	12,5	12	50
Dicke Kragen	t _{kr}	mm	nicht vorhanden	80	11+11	90	56	80	nicht vorhanden	90	70	15+14,2	19+18	nicht vorhanden
Rohrdicke	t	mm	65	55	11	75	37	55	60	36	44	14,2	18	45
Innendurchm. Rohr	d _i	mm	2700	4500	1800	5500	5400	3600	2850	3000	2700	1200	4100	4250
Schlankheit	r / t	-	21	41	82	37	73	33	24	42	31	43	114	48
	d _i / d _{i,st}	-	3,38	3,75	3,00	3,67	6,00	6,00	5,70	6,00	3,38	1,50	3,42	7,08
Deckeldicke	t _d	mm	95	115	50	120	61	55	77	90	80	90	67	50
Flanschdicke	t _f	mm	80	nicht vorhanden	47	100	53	55	nicht vorhanden	85	80	90	65	50
Stutzenlänge	l _{st}	mm	685	270	193	455	647	220	190	150	245	452	145	320
	l _{st} / d _{i,st}	-	0,86	0,23	0,32	0,30	0,72	0,37	0,38	0,30	0,31	0,57	0,12	0,53
Betriebsinnendruck	p _i	N/mm ²	4,50	3,81	2,13	5,78	5,02	7,96	9,67	7,75	7,94	2,36	1,48	5,00
Umfangsspannung	$\sigma_{\varphi 0,r}$	N/mm ²	96	158	175	215	369	264	234	327	248	101	169	239
Fließgrenze Rohr	f _y	N/mm ²	550	460	400	690	620	690	440	570	570	355	355	550
Ausnutzungsgrad	σ_{φ} / f_y	-	0,17	0,34	0,44	0,31	0,59	0,38	0,53	0,57	0,43	0,28	0,48	0,43
Schrauben (Anzahl, Durchmesser, Material)	24 M56 8,8	28 M56 8,8	16 M24 5,6	46 M48 10,9	24 M42 10,9	20 M42 10,9	16 1-3/4" 8,8	20 M30 8,8	24 M48 10,9	24 M52 8,8	32 M48 4,6	20 M36 8,8		
Vorspanngrad oberer Grenzwert (OG)	(F _{v,o} / A ₃) / f _{vb}		0,25	0,37	0,36	0,62	0,63	0,63	0,36	0,40	0,36	0,36	0,50	
Vorspanngrad unterer Grenzwert (UG)	(F _{v,u} / A ₃) / f _{vb}		0,36	0,52	0,50	0,87	0,89	0,89	0,50	0,50	0,56	0,50	0,50	0,75
Flanschtyp		Entlasteter Flansch	Blockflansch	Belasteter Flansch	Entlasteter Flansch	Entlasteter Flansch	Entlasteter Blockflansch	Belasteter Flansch	Entlasteter Flansch	Entlasteter Flansch	Belasteter Flansch	Entlasteter Flansch	Entlasteter Flansch	

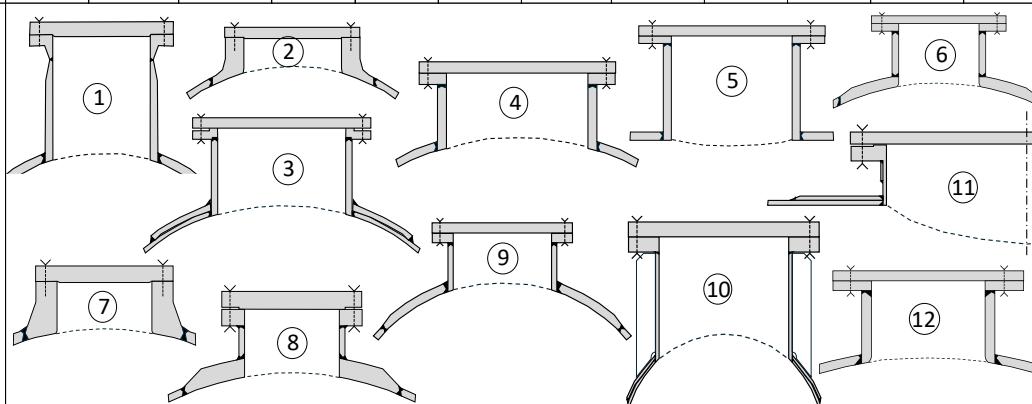


Abb. 2 Detailabmessungen und Anlageverhältnisse zu den 12 ausgewählten Einstiegsöffnungen (EÖ 1 bis EÖ 12)

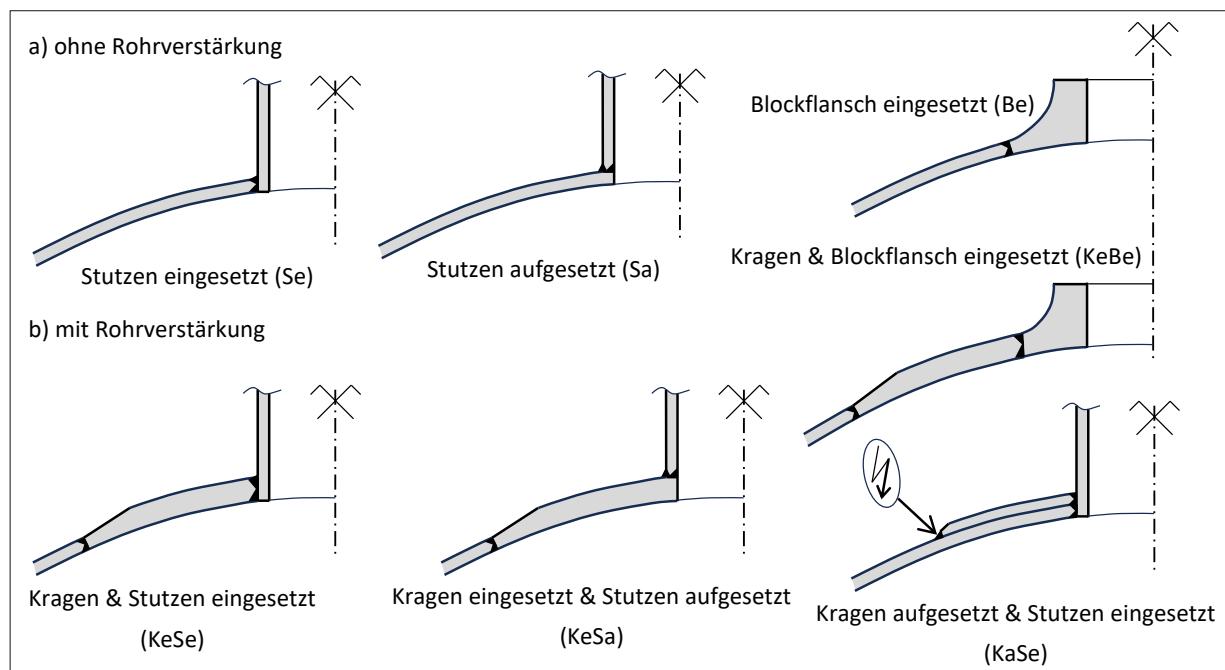


Abb. 3 Unterschiedliche Ausführungsformen – Anschlussdetail Stutzenrohr an Hauptröhre bei Einstiegsöffnungen (EÖ)

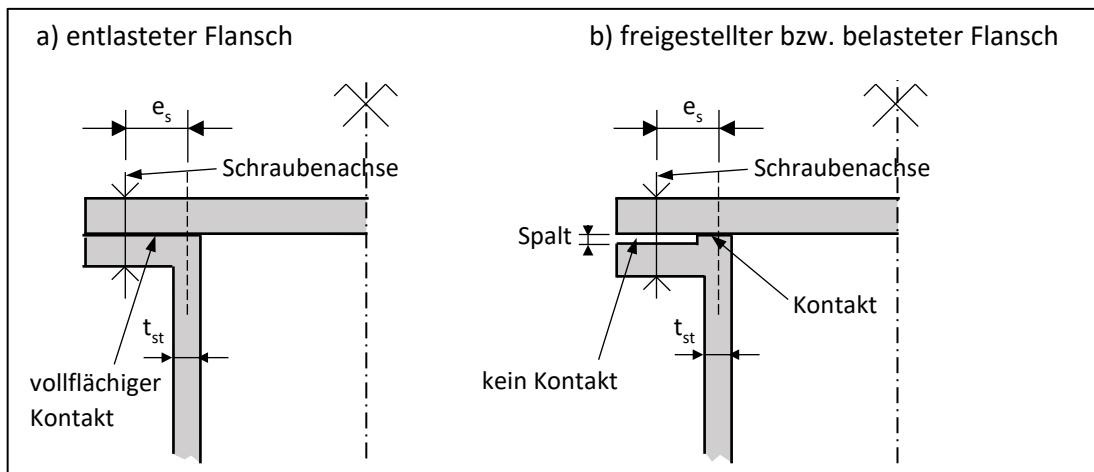


Abb. 4 Unterschiedliche Ausführungsformen – Detailausbildung Flansch-Deckel bei Einstiegsöffnungen EÖ

1.2 Stand der Technik - einschlägige Normen für ULS-Nachweise von Einstiegsöffnungen

Die Normen und Richtlinien zur Auslegung von Einstiegsöffnungen (EÖ) und Stutzen bzw. Blockflanschen (BFL) für Druckrohrleitungen sind in 0 zusammengefasst. Diese Normen und Richtlinien, oft in älteren Auflagen, wurden auch häufig bei der Auslegung von EÖ und BFL in der Vergangenheit verwendet.

Diese Normen und Richtlinien sind nur für Tragsicherheits- bzw. ULS-Nachweise, nicht jedoch für Ermüdungsnachweise geeignet. Um den Ermüdungsnachweis in den Schweißnähten und Schrauben zutreffend führen zu können, werden die Strukturspannungen an den maßgebenden Stellen sowie die Schraubengesamtspannungen benötigt (-Anm.: Die Ergebnisse dieses Forschungsprojektes zeigen, dass die überlagerten Biegespannungen nicht vernachlässigbar sind). Zum Strukturspannungskonzept finden sich zutreffende Angaben im Eurocode EN 1993-1-9 [2], der zukünftig in [3] auch das Struktur- und Kerbspannungskonzept vollständig enthalten wird.

Die ÖNORM EN 1591-1 [4] kommt nur bei untergeordneten Rohrleitungen (mit kleinen Durchmessern und geringen Innendräcken) zum Einsatz und behandelt nur Flanschverbindungen mit direktem Dichtungskontakt (kein metallischer Kontakt zwischen den Flanschblättern oder dem Flanschblatt und dem Deckel) und ist somit nicht für die hier gezeigten EÖ geeignet.

Die ÖNORM EN 13480-3 [5] wird in der Praxis ebenso nur bei untergeordneten Rohrleitungen angewandt.

Die ÖNORM EN 13445-3 [6] findet in der Praxis Anwendung und Bemessungsregeln für entlastete Flansche mit Deckeln sind dort zu finden. Es kann jedoch bei der Schraubenkraftermittlung die Vorspannung der Schrauben nicht berücksichtigt werden und es werden nur Membranspannungen ermittelt. Auf Basis dieser Norm [6] können die zutreffenden Gesamtspannungen in den Schrauben für den Ermüdungsnachweis, wie die Detailanalysen der EÖ 1 bis 12 zeigten, nicht zutreffend bestimmt werden. Ebenso finden sich in dieser Norm Berechnungsregeln für Ausschnittsverstärkungen bei Zylinderschalen bzw. Rohren. Bei den Berechnungsregeln für Ausschnittsverstärkungen wird immer das Flächenausgleichsverfahren herangezogen, welches örtlich begrenzte, plastische Dehnungen zulässt, d.h. eine rein elastische Auslegung der EÖ ist mit diesem Verfahren nicht gewährleistet. Dies bestätigte sich auch bei der elastischen System- und Spannungsberechnung der meisten der insgesamt 12 untersuchten EÖ, wobei in Einzelfällen bereits unter Betriebsinnendruck (ohne zusätzliche Sicherheitsfaktoren) die Fließgrenze erreicht oder überschritten wurde. Darauf wird in Abschnitt 2 näher eingegangen.

Auch die AD-2000 Merkblätter [7–9] finden in der Praxis Anwendung. Die Auslegungsregeln der AD-2000 Merkblätter sind im Wesentlichen auch in der ÖNORM EN 13445-3 [6] enthalten.

Die VDI 2230, Blatt 1 [10] findet in der Praxis ebenfalls Anwendung. Dort wird sehr detailliert auf vorgespannte Schraubenverbindungen und die Bestimmung der notwendigen Montagevorspannkraft eingegangen. Mit den Berechnungsregeln für entlastete Flansche in der EN 13445-3 [6] (Berechnung der Schraubennormalkraft aus

alleinigem Bemessungsinnendruck), in Kombination mit der VDI 2230 Blatt 1 [10], können auch vorgespannte Flanschverbindungen bemessen werden.

Alle Regelwerke in 0 haben jedoch gemein, dass von einer rotationssymmetrischen Belastung der Schrauben ausgegangen wird und jegliche Biegespannungen der Schrauben vernachlässigt werden. Diese Annahmen sind bei Einstiegsöffnungen, wie nachfolgend gezeigt, bei weitem nicht zutreffend.

	EN 1591-1 [4]	EN 13480-3 [5]	EN 13445-3 [6]	AD 2000 Merkblätter [7–9]	VDI 2230 [10]
Berechnung der Schraubenkräfte bei Flanschen im Kraft-Nebenschluss (entlastete Flansche)	-	(✓) Anhang D	✓	-	(✓) bedingt geeignet
Angabe der Vorspannkräfte bei Flanschen im Kraft-Nebenschluss (entlastete Flansche)	-	-	-	-	✓
Auslegung von Deckeln (Böden) - verschraubt	✓	✓	✓	✓	-
Berechnungsregeln für Zylinderschalen mit Einzelausschnitt und Verstärkung durch Wanddickenerhöhung	-	✓	✓	✓	-
Berechnungsregeln für Zylinderschalen mit Einzelausschnitt und Verstärkung durch Verstärkungsscheibe	-	✓	✓	✓	-
Praxistauglichkeit und Verwendung	kaum angewendet: Anwendung nur für untergeordnete Rohrleitungen	kaum angewendet: Anwendung nur für untergeordnete Rohrleitungen	findet Anwendung	findet Anwendung	findet Anwendung

(Anm.: das Symbol - bedeutet, dass keine Angaben vorliegen)

Tabelle 1 Stand der Technik - Übersicht über die Anwendung einschlägiger europäischer Normen und Richtlinien bei Einstiegsöffnungen und Stutzen sowie Verwendung in der Praxis

2 Zusammenfassung der elastischen Berechnung aller 12 EÖ

Alle elastischen Berechnungen wurden mit elastischem Materialgesetz für Stahl ($E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ sowie Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$) und geometrisch linear (linearer Zusammenhang zwischen Dehnungen und Verformungen; Last wird an der unverformten Geometrie angesetzt) durchgeführt. Jede Einstiegsöffnung wurde mit dem von den Projektpartnern angegebenen Bemessungsinnendruck p_i belastet (siehe Abb. 2).

Bezüglich der Vorspannkraft der Schrauben wurde jede Einstiegsöffnung mit einem oberen sowie unteren Grenzwert der Vorspannkraft untersucht. Der obere Grenzwert der Vorspannkraft wurde (wenn bekannt) von den Projektpartnern angegeben. Wenn dieser nicht bekannt war (bei EÖ 3, 7, 8, 10, 11, 12), dann wurde der obere Grenzwert der Vorspannkraft mit 50 % der Fließgrenze des Schraubenmaterials festgelegt: $f_{vb} = 0,5 \cdot f_{yb}$ (bei EÖ 12 wurden 75 % als oberer Grenzwert festgelegt).

Der untere Grenzwert der Vorspannkraft $F_{v,UG}$ ergibt sich aus dem oberen Grenzwert der Vorspannkraft $F_{v,OG}$ dividiert durch 1,4 (dies entspricht dem üblichen Anziehfaktor/Montageunsicherheitsfaktor für EÖ im Stahlwasserbau, siehe auch VDI 2230 Blatt 1 [10]):

$$F_{v,UG} = F_{v,OG} / 1,4.$$

Eine Ausnahme bildet die Berechnung für EÖ 12, wo mit $F_{v,UG} = F_{v,OG} / 1,5$ gerechnet wurde.

2.1 Spannungen in den Schrauben

Die nachfolgenden Diagramme zeigen die Spannungen immer für die maßgebende Schraube im Lochkreis einer EÖ (z.B. bei der EÖ 12 ist die maßgebende Schraube mit den größten Spannungen die Schraube 1, vgl. Abb. 9). Wie Abb. 9 zeigt, erfahren die Schrauben bei EÖ durch die Innendruckbeanspruchung deutlich unterschiedliche Biegespannungen.

2.1.1 Spannungen aus dem Vorspannzustand (V):

Bei belasteten Flanschen (vgl. Abb. 4b) treten durch die Vorspannung sehr große zusätzliche Biegespannungen in den Schrauben auf (vgl. Abb. 5, Abb. 6). Gegenüber den Membranspannungen beträgt der Zuwachs 40 bis 70 %, bei EÖ 11 sogar 270 %. Bei diesen Flanschkonstruktionen muss die Vorspannkraft der Schrauben sorgfältig gewählt werden, um nicht erwünschte Plastizierungen im Schraubenschaft zu vermeiden. Bei Blockflanschen und entlasteten Flanschen ist der Biegeanteil der Spannungen in den Schrauben durch das alleinige Vorspannen deutlich geringer und es treten vorwiegend Membranspannungen durch das Vorspannen auf.

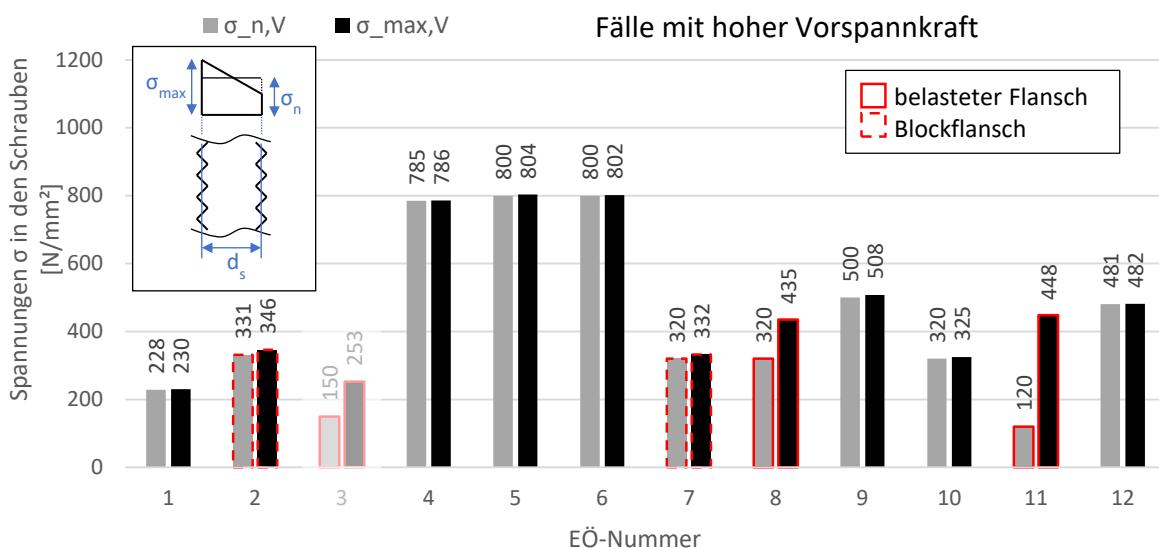


Abb. 5 Membran- (σ_n,V) und Maximalspannung (Membran- plus Biegespannung; $\sigma_{max,V}$) in der höchst belasteten Schraube für den Lastfall Vorspannung (für oberen Grenzwert der Vorspannkraft)

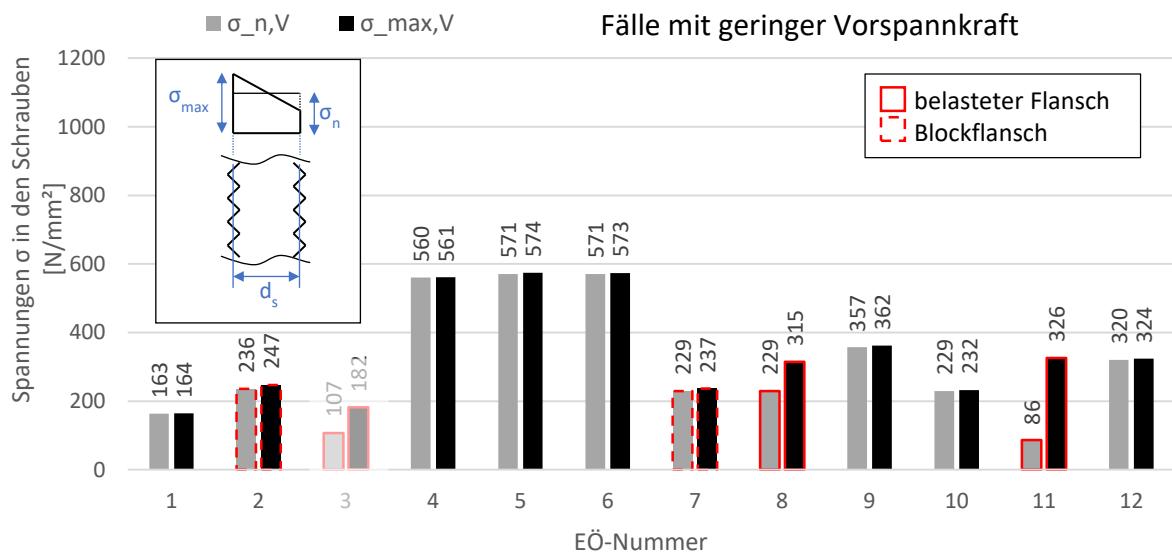


Abb. 6 Membran- ($\sigma_{n,V}$) und Maximalspannung (Membran- plus Biegespannung; $\sigma_{max,V}$) in der höchst belasteten Schraube für den Lastfall Vorspannung (für unteren Grenzwert der Vorspannkraft)

2.1.2 Lastfall Vorspannung + Innendruck (V+pi):

Durch die Innendruckbelastung erhöhen sich mitunter die Membranspannungen, aber vor allem die Biegespannungen der Schrauben ($\sigma_{max,V+pi} > \sigma_{max,V}$; vgl. Abb. 7, Abb. 8). Diese Biegespannungen sind nicht für jede Schraube gleich groß, sondern es gibt doch deutliche Unterschiede bei den einzelnen Schrauben, aufgrund den nicht rotationssymmetrischen Verhältnissen bei EÖ (vgl. Abb. 9). Dabei liegen die höchst beanspruchten Schrauben meist nahe der Symmetrieebene in Rohrlängsrichtung ($\alpha = 0$). Der Biegespannungsanteil wird geringer bei Zunahme des Vorspanngrades. Für die Fälle mit geringem Vorspanngrad beträgt der Biegeanteil an der Gesamtspannung etwa 13 bis 33 %, bei hohem Vorspanngrad hingegen 10 bis 22 %.

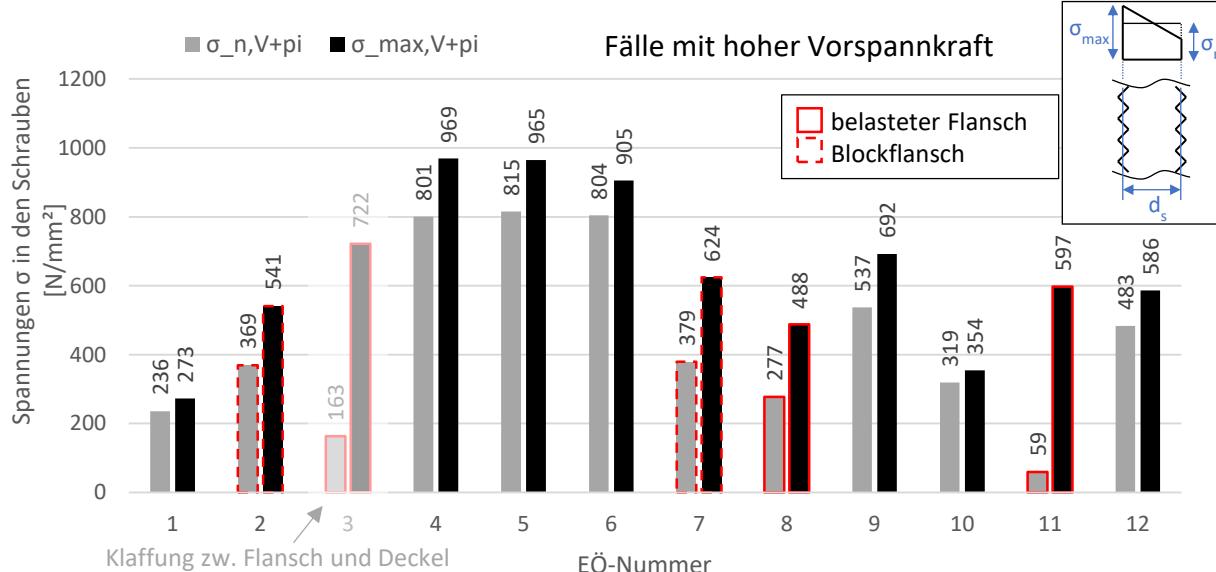


Abb. 7 Membran- ($\sigma_{n,V+pi}$) und Maximalspannung (Membran- plus Biegespannung; $\sigma_{max,V+pi}$) in der höchst belasteten Schraube für den Lastfall Vorspannung plus Innendruckbelastung (für oberen Grenzwert der Vorspannkraft)

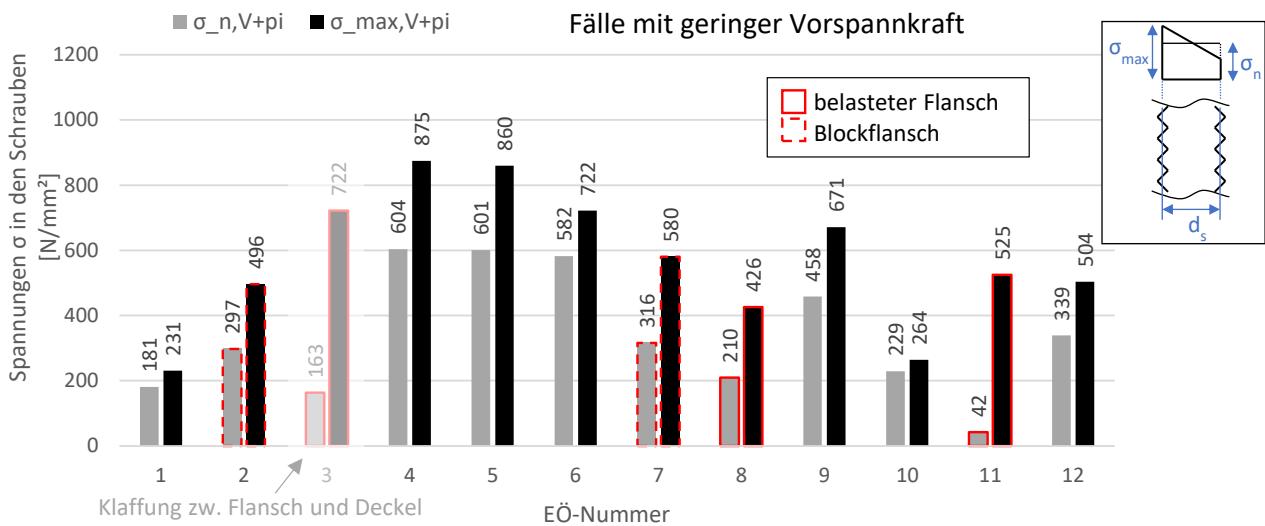


Abb. 8 Membran- ($\sigma_{n,V+pi}$) und Maximalspannung (Membran- plus Biegespannung; $\sigma_{max,V+pi}$) in der höchst belasteten Schraube für den Lastfall Vorspannung plus Innendruckbelastung (für unteren Grenzwert der Vorspannkraft)

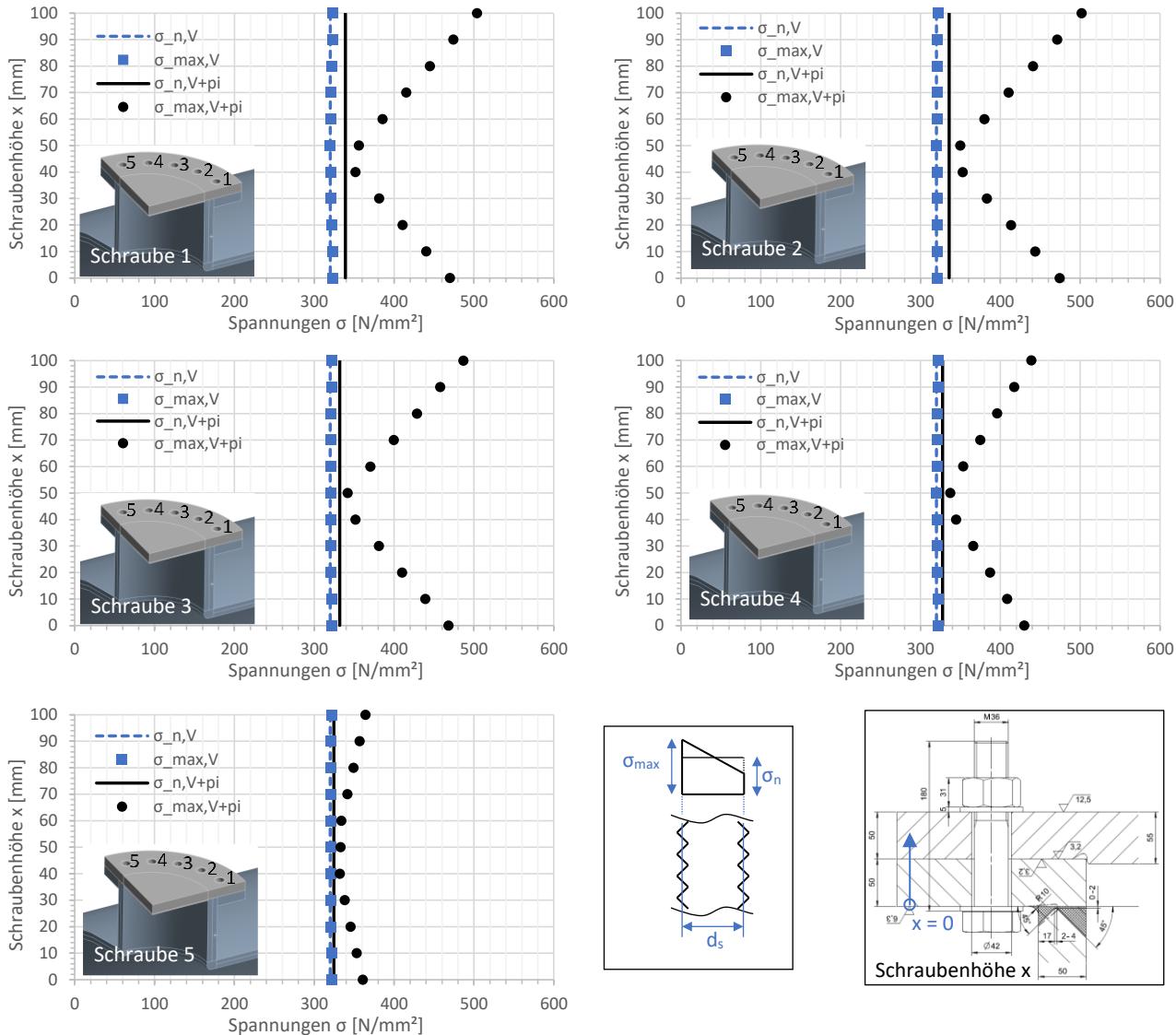


Abb. 9 EÖ 12 mit entlastetem Flansch – Verläufe der Normalspannungen in den einzelnen Schrauben entlang der Schraubenhöhe für den LF Vorspannung (V), mit $f_{vb} = 0,5 \cdot f_{yb}$ und den LF Vorspannung und Innendruckbelastung (V + pi)

Grundsätzlich kann gesagt werden, dass eine geringere Vorspannkraft in den Schrauben zu höheren Biegespannungen führt, aber insgesamt zu niedrigeren Maximalspannungen. Dies ist aus dem Ergebnisvergleich zwischen Abb. 7 und Abb. 8 erkennbar.

2.1.3 Spannungsverhältnisse in den Schrauben:

Bei einigen EÖ überschreiten die Gesamtspannungen in den Schrauben aus dem Lastfall Vorspannung plus Innendruck die Fließgrenze (vgl. Abb. 10). Die EÖ Nr. 3 und 11, mit belastetem Flansch, zeigen die höchsten Biegespannungen und die Fließgrenze in den Schrauben wird deutlich überschritten. Auch EÖ Nr. 4 und 5 mit fast 90 % Vorspanngrad gegenüber $f_{y,b}$ überschreiten die Fließgrenze leicht bei diesem oberen Grenzwert der Vorspannkraft.

Die Summe aus Membran- und Biegespannung durch den Innendruck kann auch bei hohem Vorspanngrad deutlich größer sein als die berechnete Membranspannung aus der reinen Deckeldruckbelastung (vgl. Gl. (1) und Abb. 11). Dieser Sachverhalt ist ganz wesentlich für den Ermüdungsnachweis der Schrauben, da wegen der Kerbwirkung durch das außenliegende Gewinde immer die Gesamtspannungen aus der Innendruckänderung herangezogen werden müssen.

Weiters zeigen belastete Flansche große Spannungsunterschiede zwischen den einzelnen Schrauben, während entlastete Flansche und Blockflansche eine gleichmäßige Beanspruchung der einzelnen Schrauben aufweisen (max. Abweichung ca. 15 %, vgl. Abb. 12). Mit zunehmender Vorspannung gleichen sich die Beanspruchungen der Schrauben weiter an.

$$\sigma_{n,DD} = \frac{F_{DD}}{A_s \cdot n} = \frac{\frac{d_{m,st}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_i}{A_s \cdot n} = \frac{d_{m,st}^2 \cdot \pi \cdot p_i}{4 \cdot A_s \cdot n} \quad \text{Gl. (1)}$$

$$\sigma_{max,pi} = \sigma_{max,V+pi} - \sigma_{max,V} \quad \text{Gl. (2)}$$

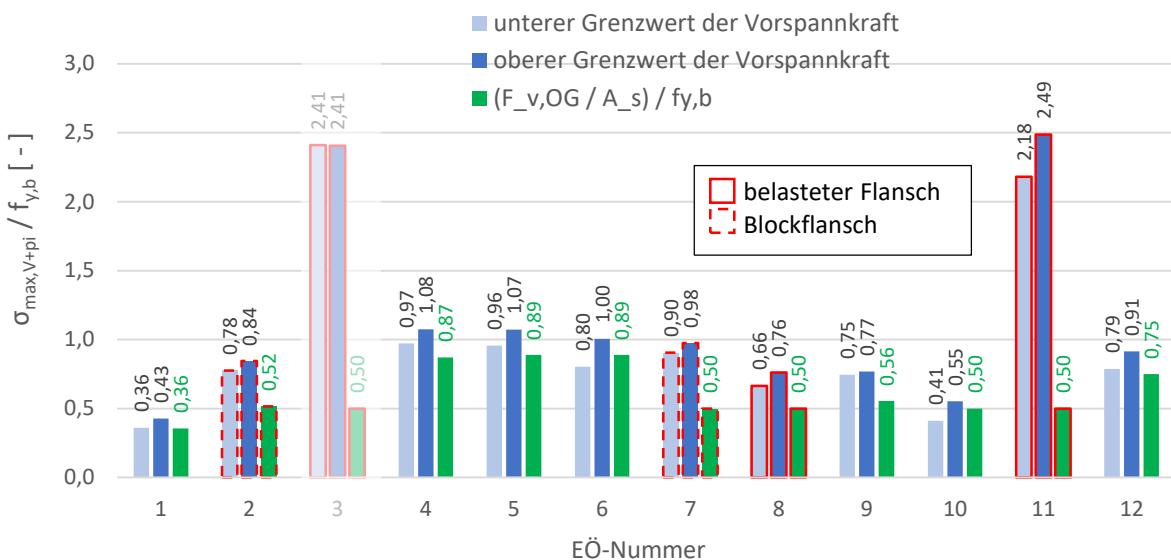


Abb. 10 Verhältnis der Maximalspannung (Membran- plus Biegespannung) aus Vorspannung plus Innendruck ($\sigma_{max,V+pi}$) zur Fließgrenze der Schraube ($f_{y,b}$) in der höchst belasteten Schraube; In grün ist zusätzlich die bezogene Vorspannkraft für den oberen Grenzwert der Vorspannkraft eingetragen

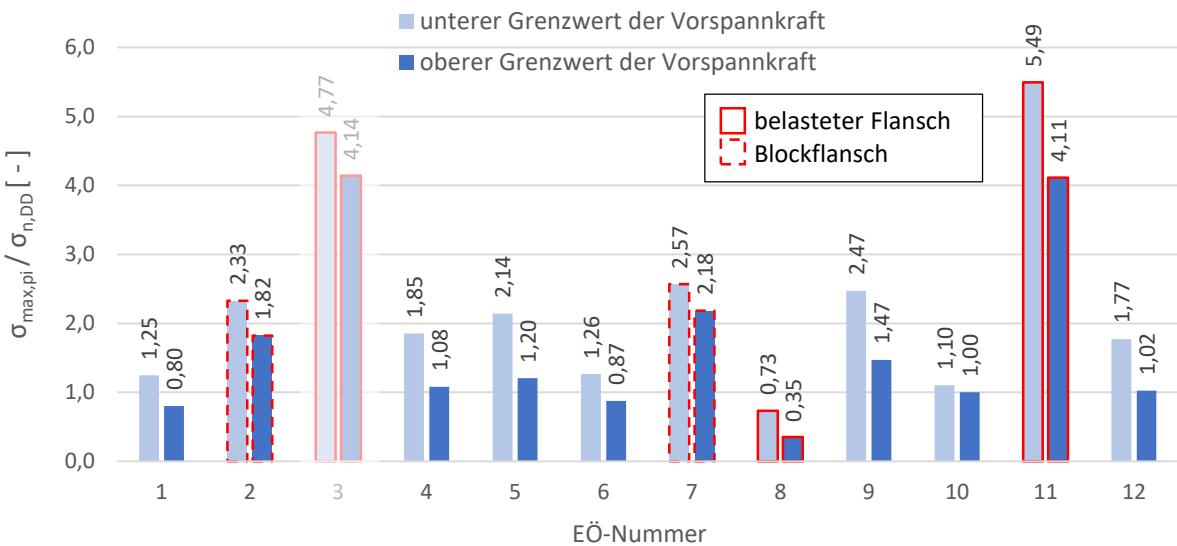


Abb. 11 Verhältnis der Maximalspannung aus Innendruck $\sigma_{\max,pi}$ (vgl. Gl. (2)) zur Membranspannung aus der Deckeldruckkraft $\sigma_{n,DD}$ (vgl. Gl. (1))

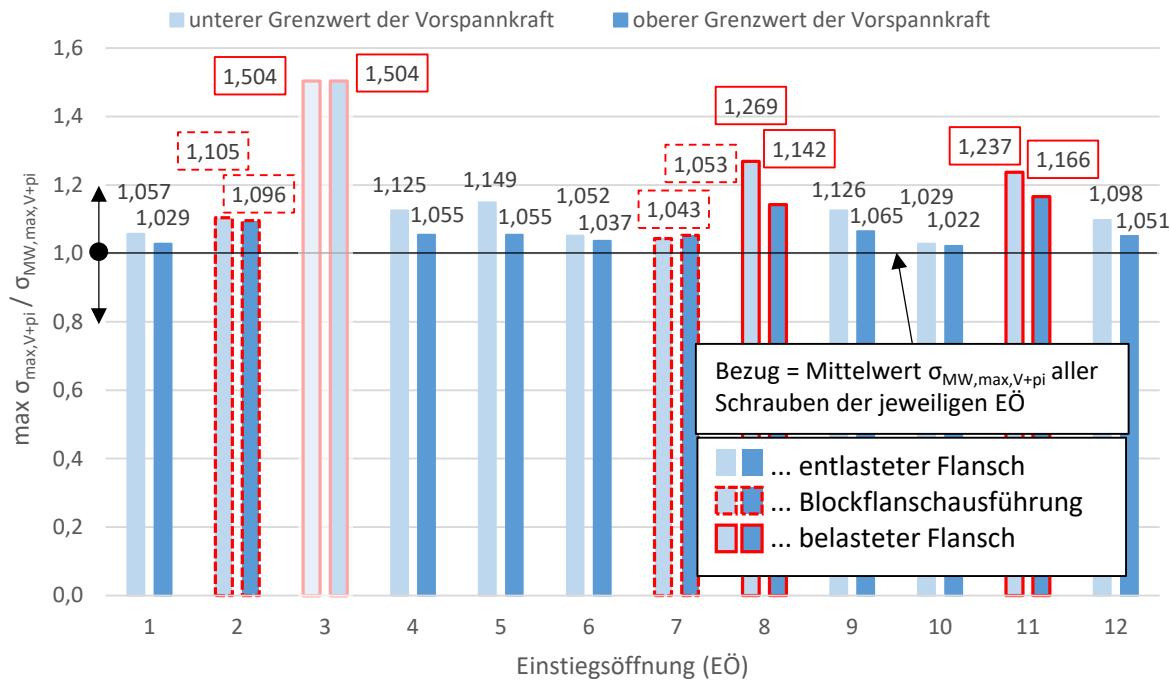


Abb. 12 Verhältnis der größten Gesamtspannung in der maßgebenden Schraube aus der Vorspannung plus Innendruck ($\max \sigma_{\max,V+pi}$) zum Mittelwert der größten Gesamtspannung aller Schrauben der jeweiligen EÖ aus der Vorspannung plus Innendruck ($\sigma_{MW,max,V+pi}$)

2.2 Maximale Spannungen im Rohr

Es hat sich herausgestellt, dass die größten Spannungen bei jeder der EÖ im Scheitel des Rohres in der Symmetrieebene in Rohrlängsrichtung direkt am Rand des Lochausschnittes im Rohr bzw. am Beginn des Stutzens entstehen (vgl. Abb. 1b). Durch die Umlenkung der Umfangsspannungen σ_ϕ (die Längsspannungen sind deutlich kleiner) um den Lochausschnitt im Rohr, entsteht eine Spannungskonzentration am Schnitt mit der Symmetrieebene in Richtung der Rohrlängsachse. Zusätzlich sind hier noch Biegespannungen überlagert, sodass die maßgebende Stelle immer an der Blechinnenseite liegt (Stelle HS1 in Abb. 1).

Das Verhältnis der größten errechneten Vergleichsspannung ($\sigma_{V,\max}$) an dieser Stelle zur Umfangsspannung ($\sigma_{\varphi 0,r}$) aus der Kesselformel nach Gl. (3) im Rohrschuss der EO liegt zwischen 2,0 und 3,7 (vgl. Abb. 13).

$$\sigma_{\varphi 0,r} = \frac{p_i \cdot r}{t} \quad \text{Gl. (3)}$$

Es zeigt sich, dass bei einigen EO die Vergleichsspannungen ohne jeglichen Sicherheitsfaktor die Fließgrenze überschreiten und somit ein elastischer Nachweis der EO nicht erfüllbar wäre. Nur bei EO 1 und 2 könnte ein elastischer Nachweis mit einem entsprechenden Sicherheitsfaktor (üblich etwa $\gamma = 1,4$) erfüllt werden (vgl. Abb. 14). Bei den anderen EO müsste ein Nachweis unter Ausnutzung der plastischen Tragfähigkeit des Stahles geführt werden. Auf die diesbezüglichen Ergebnisse wird in Abschnitt 3 eingegangen.

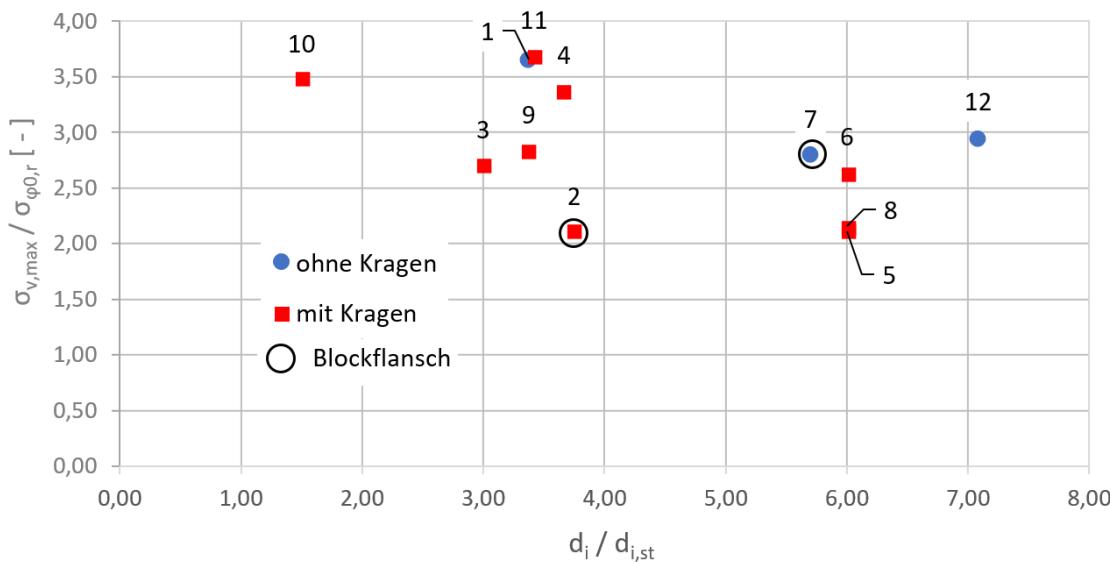


Abb. 13 Verhältnis der Vergleichsspannung ($\sigma_{V,\max}$) zur Umfangsspannung aus der Kesselformel im Rohrschuss der EO ($\sigma_{\varphi 0,r}$) in Abhängigkeit vom Verhältnis $d_i / d_{i,st}$

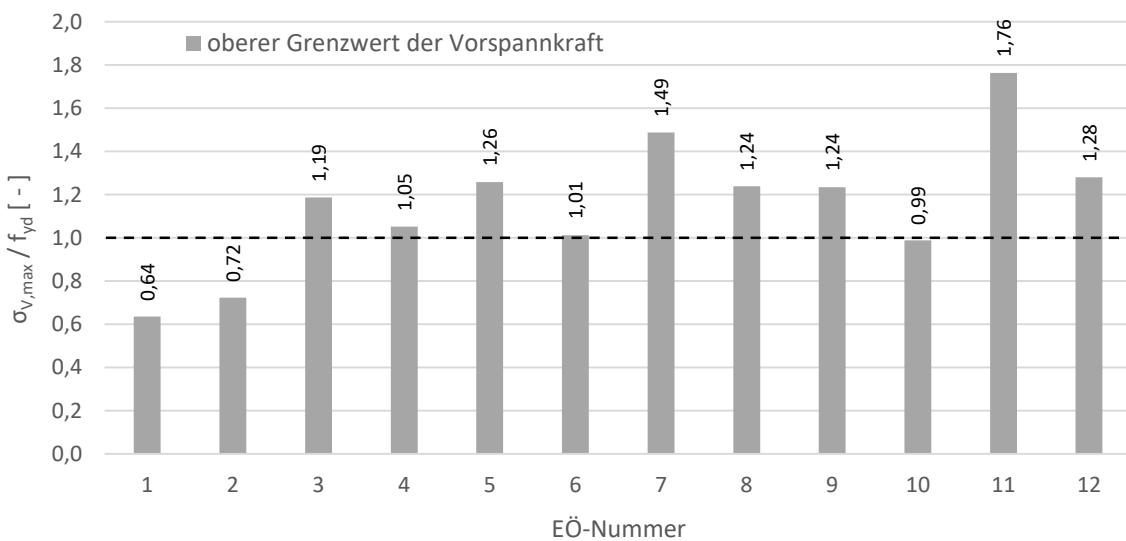


Abb. 14 Verhältnis der Vergleichsspannung ($\sigma_{V,\max}$) zur Fließgrenze $f_{y,d}$ des Rohres

2.3 Maximale Spannungen im Stutzen

Die maximalen Spannungen im Stutzen sind bei allen EO geringer als jene im Hauptrohr.

Die Umfangsspannungen im Stutzen im Bereich vom Lochausschnitt des Rohres sind sehr hoch, ähnlich wie die Spannungen im Rohr in diesem Bereich und nehmen hin zum Stutzenflansch stark ab (vgl. Abb. 16). Die Längsmembranspannungen im Stutzen sind nicht konstant um den Umfang, aufgrund der nicht rotationssymmetrischen Geometrie der EO (vgl. Abb. 15). Im Bereich des Rohranschlusses (Pfad B1 – B2) ergeben sich sogar Druckspannungen, mit einem Maximum bei $\alpha = 90^\circ$. Damit lassen sich auch die nicht rotationssymmetrischen Spannungen in den einzelnen Schrauben erklären.

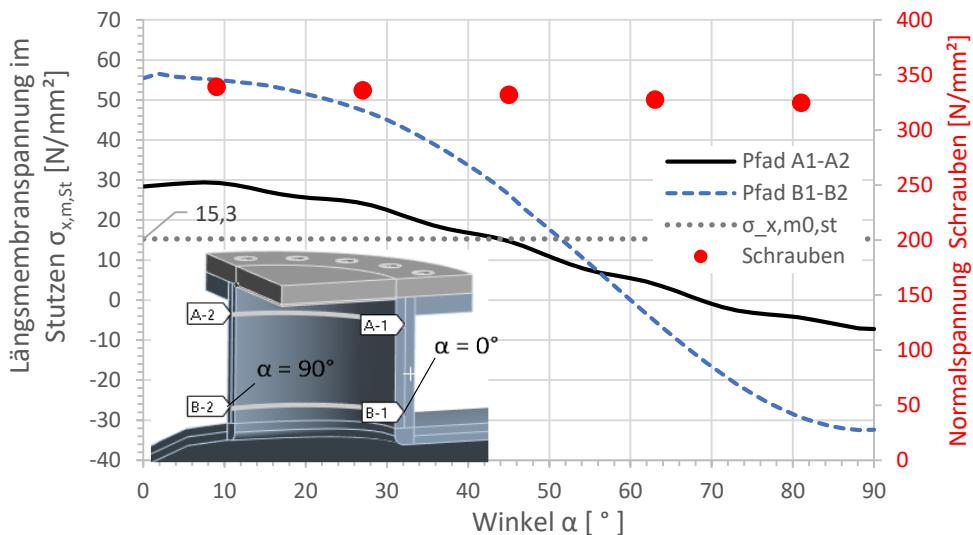


Abb. 15 EO 12 – Längsmembranspannungen $\sigma_{x,m,st}$ im Abzweigstutzen und Normalspannungen in den Schrauben (Normalkraftanteil) für LF Schraubenvorspannung ($f_{vb} = 0,5 \cdot f_{yb}$) und Innendruckbelastung $p_i = 5 \text{ N/mm}^2$

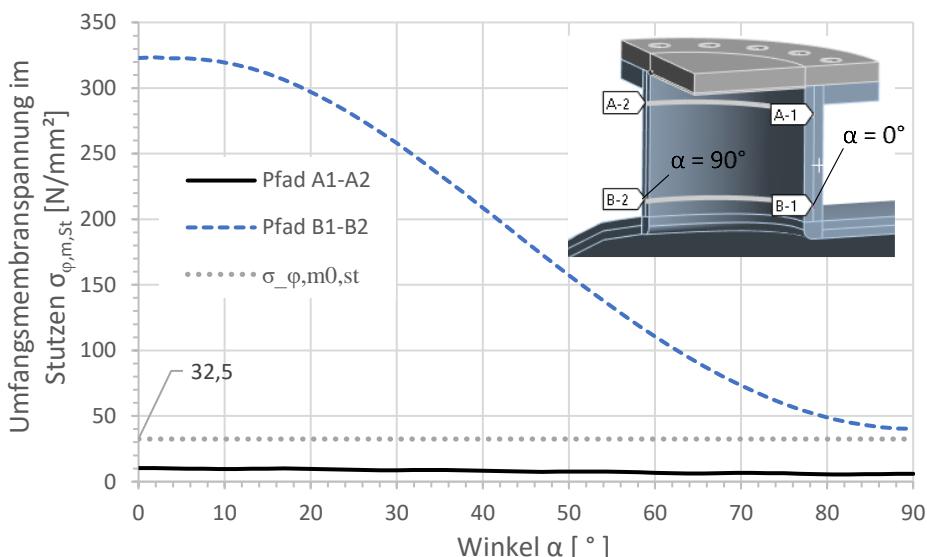


Abb. 16 EO 12 – Umfangsmembranspannungen $\sigma_{\phi,m,st}$ im Abzweigstutzen für LF Schraubenvorspannung ($f_{vb} = 0,5 \cdot f_{yb}$) und Innendruckbelastung $p_i = 5 \text{ N/mm}^2$

2.4 Strukturspannungen und Spannungskonzentrationsfaktoren (SCF) – Einstiegsöffnungen im Vergleich

Die nachfolgende Analyse der Strukturspannungen und zugehörigen SCF bezieht sich auf die maßgebenden Stellen (Hot Spots) beim Ermüdungsnachweis infolge Innendruckschwankungen Δp_i . Als Höhe des ermüdungswirksamen Innendrucks wird bei allen EÖ mit 10 % des Bemessungsinndruckes ($\Delta p_i = 0,1 \cdot p_i$) gerechnet. Bei den Spannungskonzentrationsfaktoren (SCF) werden alle Strukturspannungen, auch jene an der Schweißnaht vom Stutzen zum Flansch auf die Umfangsmembranspannung im Rohr $\Delta\sigma_{\varphi 0,r}$, ohne Berücksichtigung eines Kragenbleches, bezogen.

Für die Schweißnaht zwischen Stutzen und Rohr (bei eingesetztem Mannlochstutzen) werden bei den EÖ unterschiedliche Punkte an der Blechaußen- sowie an der Blechinnenseite maßgebend (vgl. Abb. 17). Auch werden bei dieser Schweißnaht (SN) unterschiedliche Spannungsrichtungen maßgebend, daher kann kein eindeutig maßgebender Punkt mit zutreffender Spannungsrichtung für alle EÖ festgelegt werden. Es zeigt sich, dass die eingesetzten EÖ relativ ähnliche SCF (bezogen auf die Umfangsmembranspannung $\sigma_{\varphi 0,r}$ im Rohrschuss der EÖ) aufweisen (1,8 bis 2,5 für Spannungen parallel zur Naht; 0,6 bis 1,6 für Spannungen normal zur Naht). Bei den Blockflanschen (entspricht von der SN her einer eingesetzten EÖ) betragen die SCF 0,9 bei EÖ2 und 1,6 bei EÖ7 für Spannungen parallel zur Naht und 0,9 bei EÖ2 und 1,3 bei EÖ7 für Spannungen normal zur Naht.

Für die Schweißnaht zwischen Stutzen und Rohr (bei aufgesetztem Mannlochstutzen) wird immer die Spannung parallel zur Naht an der Blechinnenseite bei $\alpha = 0^\circ$ (Symmetrieebene durch den Rohrscheitel in Rohrlängsrichtung) maßgebend (vgl. Abb. 17). Bei den aufgesetzten EÖ sind die SCF geringer als bei eingesetzten Stutzen (diese liegen bei 0,9 bei EÖ8 und 1,8 bei EÖ6, vgl. Abb. 17).

Die Sonderkonstruktionen weisen für die Schweißnaht zwischen Stutzen und Rohr SCF von 2,5 bis 4,0 für Spannungen parallel zur Naht und 0,8 bis 2,3 für Spannungen normal zur Naht auf.

Für die Schweißnaht zwischen Kragen und Rohr wird bei allen EÖ die Spannung normal zur Naht an der Blechaußenseite, meist bei $\alpha = 90^\circ$, maßgebend (SCF zwischen 1,3 und 1,6, bei den Sonderkonstruktionen zw. 2,1 und 2,3, für Spannungen normal zur Naht). Bei aufgesetztem Kragenblech und Ausführung dieser SN als Kehlnaht ist zusätzlich zu beachten (bei EÖ 3, 10 und 11): Das Strukturspannungskonzept erfasst nur mögliche Ermüdungsrisse am Schweißnahtübergang – Ermüdungsrisse mit Ausgang von der Schweißnahtwurzel bei Kehlnähten sowie Risse in der Kehlnaht selbst (infolge Spannungen senkrecht zur Naht) sind nicht erfassbar. Daher werden bei aufgesetzten Kragenblechen ausreichend dicke Kehlnähte empfohlen ($a \geq t_{kr}$).

Für die Schweißnaht zwischen aufgesetztem Kragen und Stutzen wird immer die Spannung parallel zur Naht an der Kragenblechoberseite (Außenseite) maßgebend (SCF zwischen 2,3 und 3,5 für Spannungen parallel zur Naht). Diese Schweißnaht tritt nur bei den drei Sonderkonstruktionen auf. Diese SN sollte immer als durchgeschweißte Naht ausgeführt werden, wegen der genannten Problematik bei Kehlnähten (bei EÖ 3 ist eine Kehlnaht vorhanden).

Für die Schweißnaht zwischen Stutzen und Flansch werden unterschiedliche Punkte an der Blechaußen- sowie an der Blechinnenseite des Stutzens maßgebend. Es wird jedoch immer die Spannung normal zur Schweißnaht maßgebend. Die Ausnutzungsgrade für den Ermüdungsnachweis sind jedoch meist geringer als bei den anderen Schweißnähten.

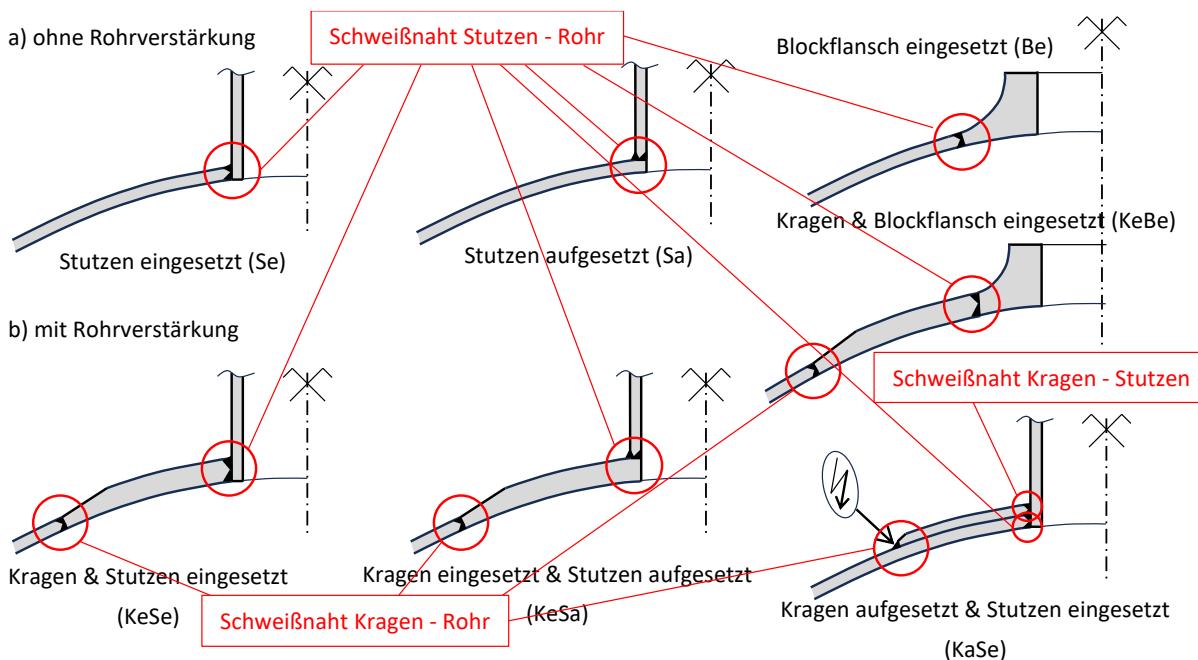


Abb. 17 EÖ, Anschlussdetail Stutzenrohr an Hauptrohr; Definition der Schweißnahtbezeichnungen und Kürzel der Ausführungsform

2.5 Spannungskonzentration am Rohr bei Änderung der Längsmembranspannung

Gegenüber dem Referenzfall ($\sigma_{x0} = 0,3 \cdot \sigma_{\varphi0}$) mit beidseits längsfester Lagerung des Rohres, hat der Fall mit der Deckeldruckkraft als Längsbeanspruchung ($\sigma_{x0} = 0,5 \cdot \sigma_{\varphi0}$) bei einem frei verschieblichen abgedeckelten Rohr um etwa 6 % kleinere maximale Spannungen (von Mises Vergleichsspannungen sowie Hauptspannungen, vgl. Abb. 18). Die Spannungen bei fehlender Längsspannung ($\sigma_{x0} = 0$) im Rohr, bei längsfreier Rohrlagerung, sind jedoch um etwa 10 % höher als beim Referenzfall. Überraschender Weise sind vor allem auch die Schraubenbiegebeanspruchungen von der Größe der Längsspannung σ_{x0} abhängig, mit den bereits festgestellten Tendenzen einer Spannungszunahme bei Abnahme der Rohrlängsspannung σ_{x0} (vgl. Abb. 19).

Die Untersuchung hat gezeigt, dass die Längsspannungen σ_{x0} im Rohr einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die größten Vergleichsspannungen im Bereich der EÖ sowie auf die Schraubenbiegebeanspruchung in einer FE-Berechnung haben und somit sollten diese korrekt in der FE-Berechnung abgebildet werden, wie in Abschnitt 5.2 näher ausgeführt.

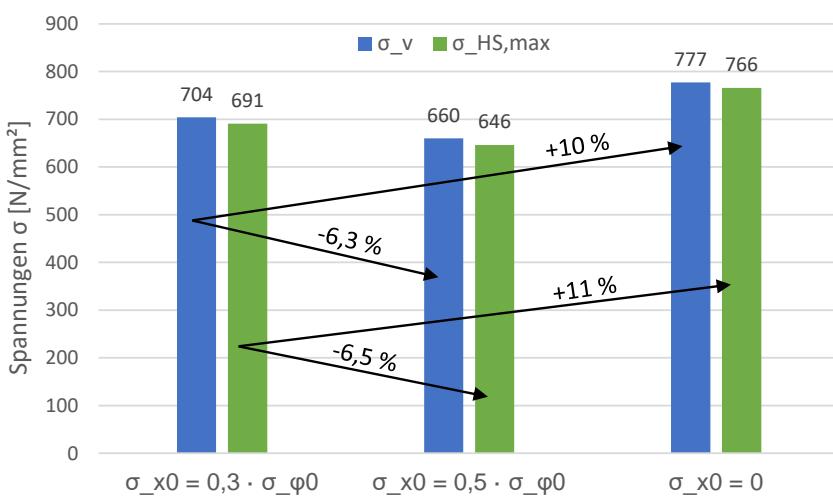


Abb. 18 EÖ 12 - Maximale von Mises Vergleichsspannung σ_v und Hauptspannung $\sigma_{HS,max}$ am Rohr für unterschiedliche Rohrlängslagerbedingungen bzw. Längsspannungen σ_{x0}

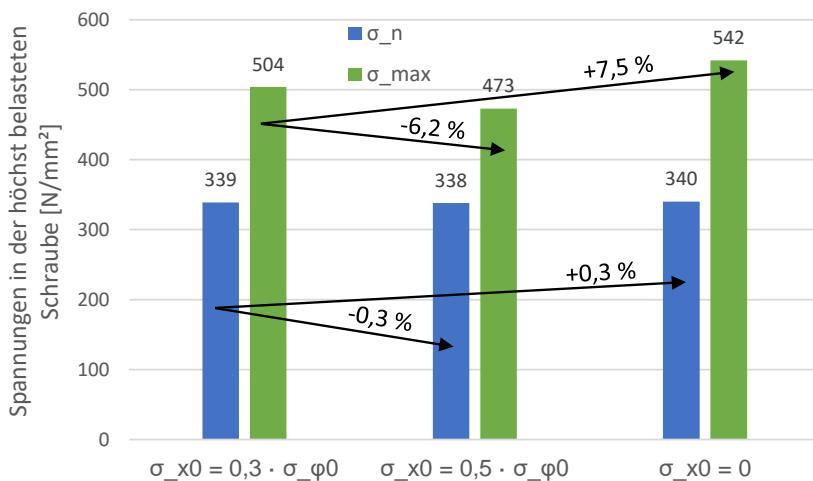


Abb. 19 EÖ 12 - Maximale Schraubenspannungen (σ_n und σ_{max} ; Schraube 1) in Abhängigkeit von unterschiedlichen Rohrlängslagerbedingungen bzw. Längsspannungen σ_{x0}

2.6 Einfluss der Schalengeometrie auf das Abklingverhalten der Umfangsspannungen – erforderliche Kragengröße

Die Ergebnisse der FE-Berechnungen mit und ohne Kragenverstärkung führten schließlich zu einer empfohlenen Mindest-Kragengröße $l_{Kr,min}$ nach Gl. (4) (vgl. Tabelle 2). Durch die alleinige Abhängigkeit der Mindestkragengröße $l_{Kr,min}$ vom Innenradius r_i und der Blechdicke t des Rohrs ist eine einfache Anwendung in der Praxis möglich.

$$l_{Kr,min} = 1,3 \cdot \sqrt{r_i} \quad \text{Gl. (4)}$$

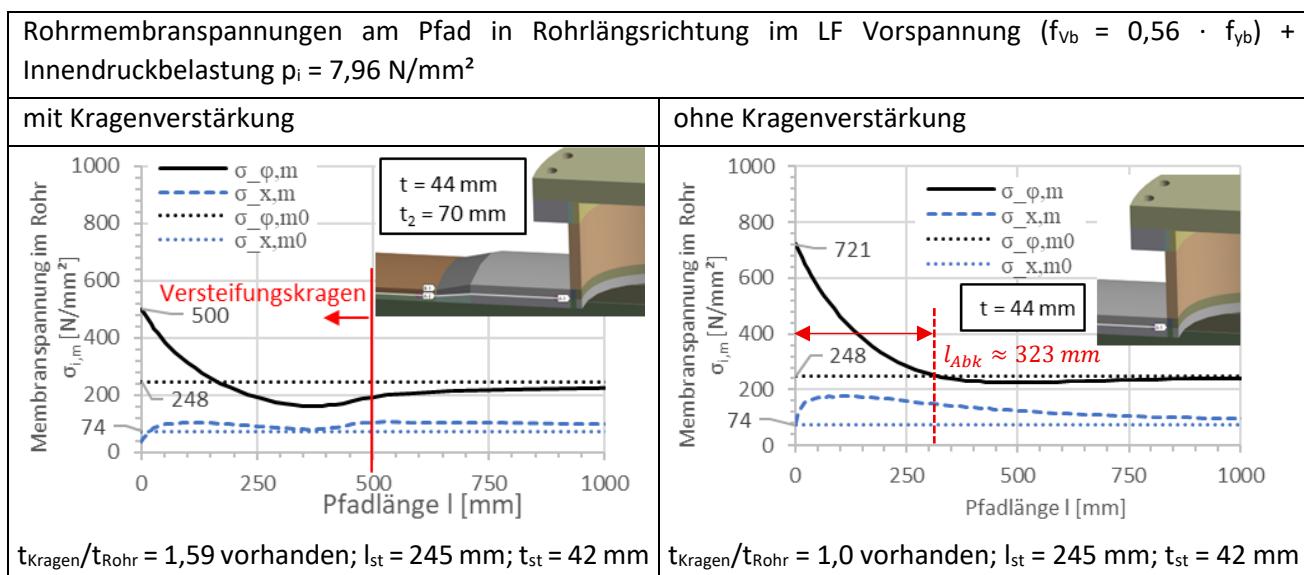


Tabelle 2 Übersicht der Membranspannungsverläufe im Rohrscheitel der untersuchten Modellvariationen zu Stutzenlänge l_{st} und t_{Kragen}/t_{Rohr} für EÖ 9 (Anm.: $t = t_{Rohr}$; $t_2 = t_{Kragen}$; $l_{Abk} = l_{Kr,min}$)

2.7 Zutreffende Schraubenspannungen bei Ermüdung

Wie in Abschnitt 2.1 zusammenfassend dargestellt, weisen die Schrauben erhebliche Biegespannungen auf, sodass der Ermüdungsnachweis mit den Gesamtspannungen (Membran- und Biegespannungen) zu führen ist. Darüber hinaus zeigt eine ergänzende Detailanalyse bei EÖ 4, 8, 9 und 12, dass die Zunahme der Gesamtspannung in den Schrauben bei Innendruckbelastung nichtlinear ist.

2.7.1 Zutreffende Schraubengesamtspannung aus FE-Berechnung

Es kann festgehalten werden, dass die zutreffende Vorgehensweise für die Ermittlung der Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma$ (Gesamtspannungen, Summe aus Membran- und Biegespannung) in der Schraube jener Ansatz ist, bei welchem die Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma$ in der Schraube aus der Innendruckdifferenz zwischen Bemessungsinnendruck p_i und dem reduzierten Innendruck $p_i - \Delta p_i$ ermittelt werden, wobei bei beiden Lastfällen vorweg die Vorspannung auf die Schrauben aufgebracht werden muss (vgl. z.B. Abb. 20). Eine konservative Vorgehensweise besteht darin, die Vorspannung der Schrauben außer Acht zu lassen und alleinig die Innendruckschwankung Δp_i im FE-Modell anzusetzen.

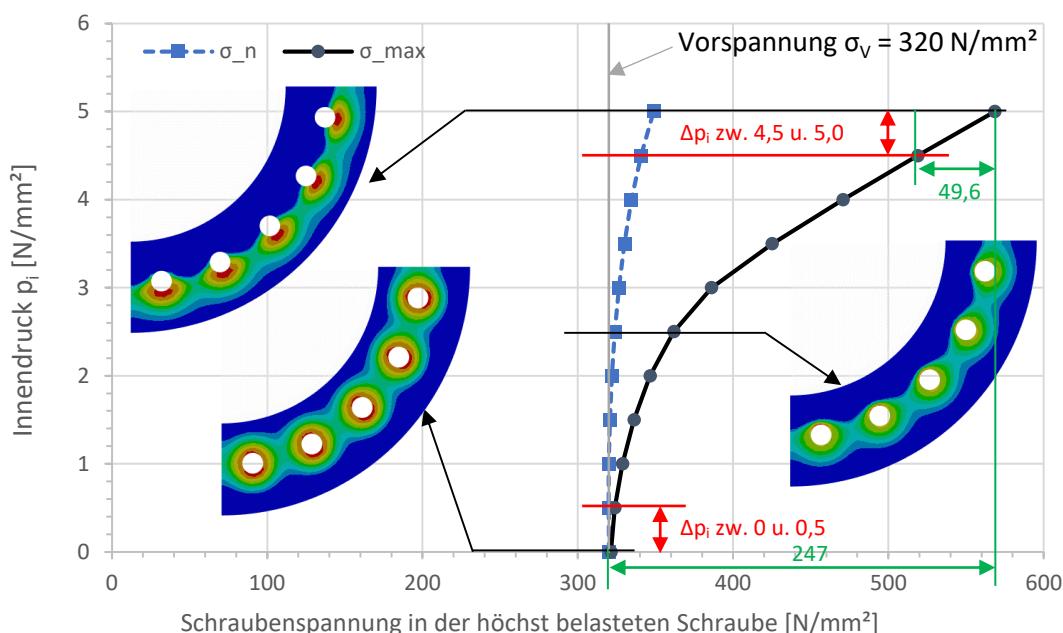


Abb. 20 EÖ 12 – Schraubenspannung in der höchst belasteten Schraube 1 in Abhängigkeit des Innendruckes p_i ; Schraubenvorspannung $f_{vb} = 0,5 \cdot f_{yb}$

Es zeigt sich, dass die unterschiedlichen Ausführungen der EÖ (unterschiedliche Blechdicken von Flansch und Deckel, unterschiedliche Stutzenblechdicken, unterschiedliche Anzahl und Durchmesser der Schrauben) einen Einfluss darauf haben wie sich der Vorspanngrad der Schrauben auf die ermüdungswirksamen Schraubengesamtspannungen auswirkt. Es kann daher keine allgemeine Empfehlung für die Höhe des Vorspanngrades der Schrauben gegeben werden (vgl. Abb. 21), wobei höhere Schraubenvorspannungen grundsätzlich immer zu geringeren Spannungsspielen $\Delta\sigma$ führen.

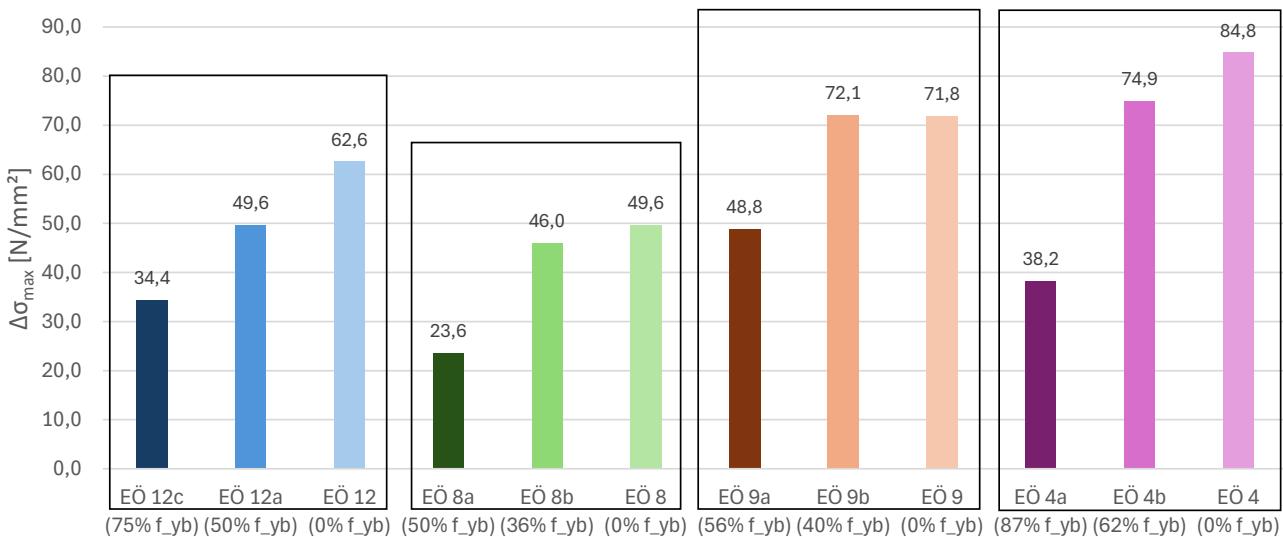


Abb. 21 Vergleich der ermüdungswirksamen Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{\max}$ bei unterschiedlichen Vorspannniveaus der Schrauben

3 Zusammenfassung der plastischen Berechnung aller 12 EÖ

Das Materialgesetz in der plastischen FE-Berechnung wird als bilinear mit isotroper Verfestigung angenommen. Die Steigung der Verfestigung ist jedoch sehr gering und beträgt $E / 10\,000$. Die plastischen FE-Berechnungen wurden alle als geometrisch und materiell nicht lineare Berechnungen (GMNA) durchgeführt. Imperfektionen können aufgrund der Innendruckbelastung vernachlässigt werden, da diese vor allem bei stabilitätsgefährdeten Bauteilen eine Rolle spielen.

Bezüglich der Vorspannkraft der Schrauben wurde jede Einstiegsöffnung, wie bei den elastischen Berechnungen (siehe Abschnitt 2), mit einem oberen sowie unteren Grenzwert der Vorspannkraft untersucht.

Die Belastung wurde, sofern noch ein Ergebnis ermittelt werden konnte, bis zum 2-fachen Bemessungsinnendruck p_i gesteigert. Folgende Laststufen (LST) wurden für die Ergebnisdarstellung definiert:

- LST 0: Nach Aufbringen der Vorspannkraft in den Schrauben und vor Innendruckbelastung
- LST 1: Erreichen des Bemessungsinnendruckes p_i
- LST 2: Erreichen des 1,4-fachen Bemessungsinnendruckes p_i
- LST 3: Erreichen des maximalen oder 2,0-fachen Bemessungsinnendruckes p_i

Abb. 22 zeigt beispielsweise den Verlauf der maximalen äquivalenten plastischen Dehnungen $\varepsilon_{\text{equ},\text{pl}}$ im FE-Modell in Abhängigkeit des Innendruckes, getrennt dargestellt für die Schrauben und die Stahlbleche für den oberen Grenzwert der Vorspannkraft ($f_{vb} = 0,75 \cdot f_y$) für die EÖ 12. Die plastischen Dehnungen sind jeweils für die Laststufen (LST) 0 bis 3 in Abb. 22 eingetragen.

3.1 Beanspruchungen in den Schrauben – Einstiegsöffnungen im Vergleich

Beim Vergleich aller EÖ fallen hier die EÖ Nr. 3 und 11 mit den größten plastischen Dehnungen in den Schrauben auf (vgl. Abb. 23). Diese beiden EÖ wurden mit freigestellten bzw. belasteten Flanschen ausgeführt. Es werden aufgrund der unverhältnismäßigen hohen lokalen Beanspruchungen der Schrauben bei belasteten Flanschen, daher die entlasteten Flansche als Ausführung empfohlen. Die EÖ Nr. 8 wurde jedoch auch als belasteter Flansch ausgeführt, hier sind jedoch die Schrauben sehr massiv ausgeführt, sodass keine plastischen Dehnungen in den Schrauben auftreten. Generell zeigt sich, dass bei höherem Vorspanngrad der Schrauben (oberer Grenzwert der Vorspannkraft) auch die plastischen Dehnungen größer sind. Allgemein kann auch festgestellt werden, dass die plastischen Dehnungen in den Schrauben durchwegs gering sind, geringer als in den Stahlblechen.

Durch die ergänzenden plastischen Berechnungen mit dem 1,4-fachen Betriebsinnendruck, ist auch sichergestellt, dass: i) eine ausreichende Tragsicherheit der Schrauben vorliegt, trotz festgestellter hoher überlagerter Biegespannungen, ii) für den Grenzzustand der Tragfähigkeit keine zusätzliche Beurteilung der Biegespannungen bzw. Gesamtspannungen erforderlich ist. Wie bisher üblich, ist ein Nachweis der alleinigen Membranspannungen infolge der Normalkräfte in den Schrauben ausreichend.

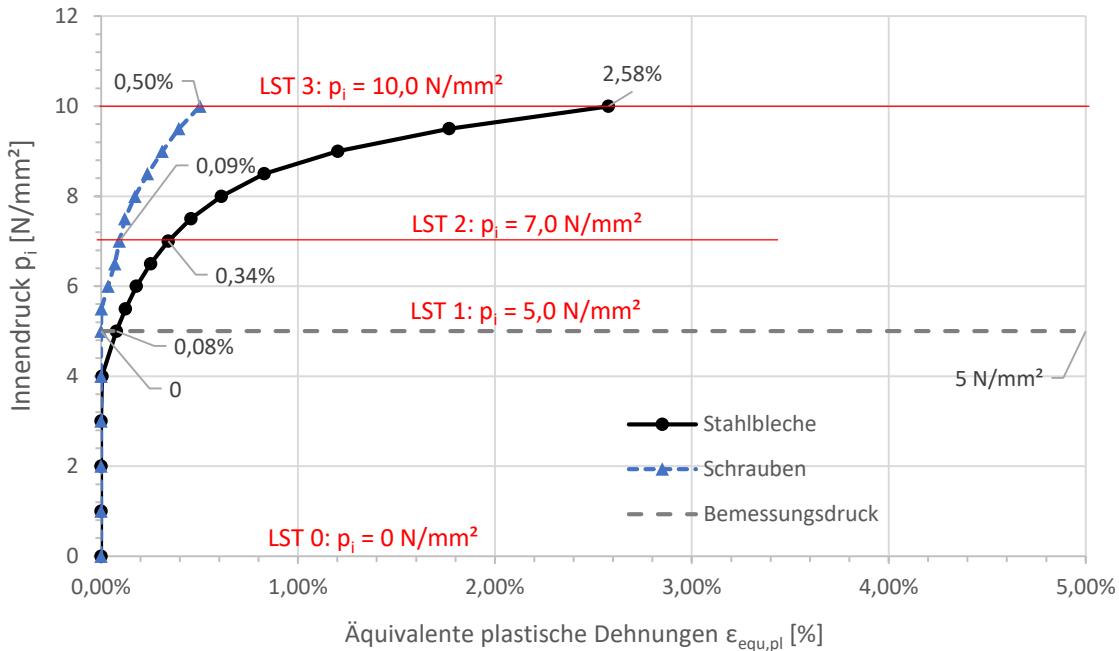


Abb. 22 EÖ 12– Verlauf der maximalen äquivalenten plastischen Dehnungen $\epsilon_{equ,pl}$ in Abhängigkeit des Innendruckes

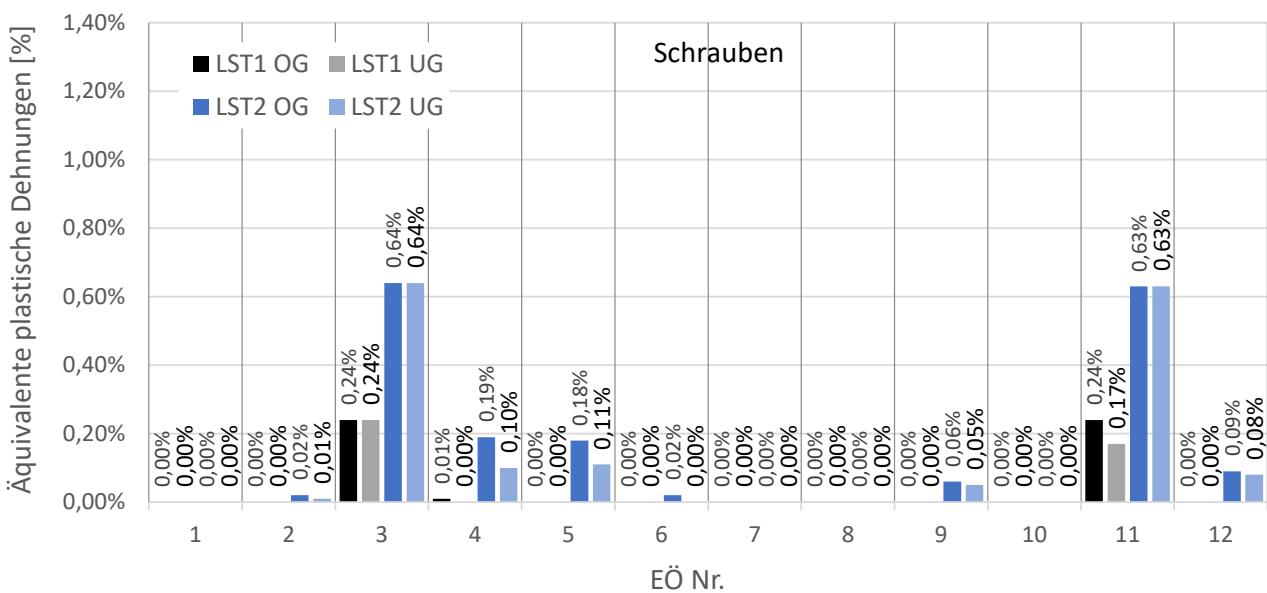


Abb. 23 Vergleich der maximalen äquivalenten plastischen Dehnungen in der maximal belasteten Schraube der EÖ; Darstellung für die Laststufe 1 (LST1 - Bemessungsdruck) sowie für die Laststufe 2 (LST2 – 1,4-facher Bemessungsdruck) jeweils für den oberen Grenzwert (OG) und den unteren Grenzwert (UG) der Schraubenvorspannkraft

3.2 Beanspruchungen in den einzelnen Blechen – Einstiegsöffnungen im Vergleich

Die Bleche weisen, mit Ausnahme der EO 3, größere plastische Dehnungen, als die Schrauben auf (vgl. Abb. 24 gegenüber Abb. 23). Die größten plastischen Dehnungen treten jeweils bei $\alpha = 0$, in der Symmetrieebene in Rohrlängsrichtung, am Scheitel des Rohres am Übergang zwischen Rohr und Stutzen der EO auf (Stelle HS1 in Abb. 1). Wie zu erwarten ist die Höhe der plastischen Dehnungen kaum beeinflusst vom Vorspanngrad der Schrauben.

Die EO 11 sticht im Vergleich der größten plastischen Dehnungen im Blech hervor. Der Grund dafür liegt darin, dass das Blech des Stutzens an der maßgebenden Stelle am Übergang zum Rohr sehr dünn ausgeführt worden ist.

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass jede EO ausreichende plastische Tragreserven besitzt und bei jeder EO der 1,4-fache Bemessungsinnendruck ohne allzu große (max. 1,3 % bei EO 11) plastische Dehnungen erreicht werden konnte. Manche EO besitzen darüber hinaus noch größere plastische Tragreserven.

Somit besteht auch für jene EO im Bestand kein Defizit an Tragsicherheit, die bei alleinigem Betriebsinnendruck maximale Gesamtspannungen über der Fließgrenze aufweisen (vgl. Abb. 14 für die untersuchten EO).

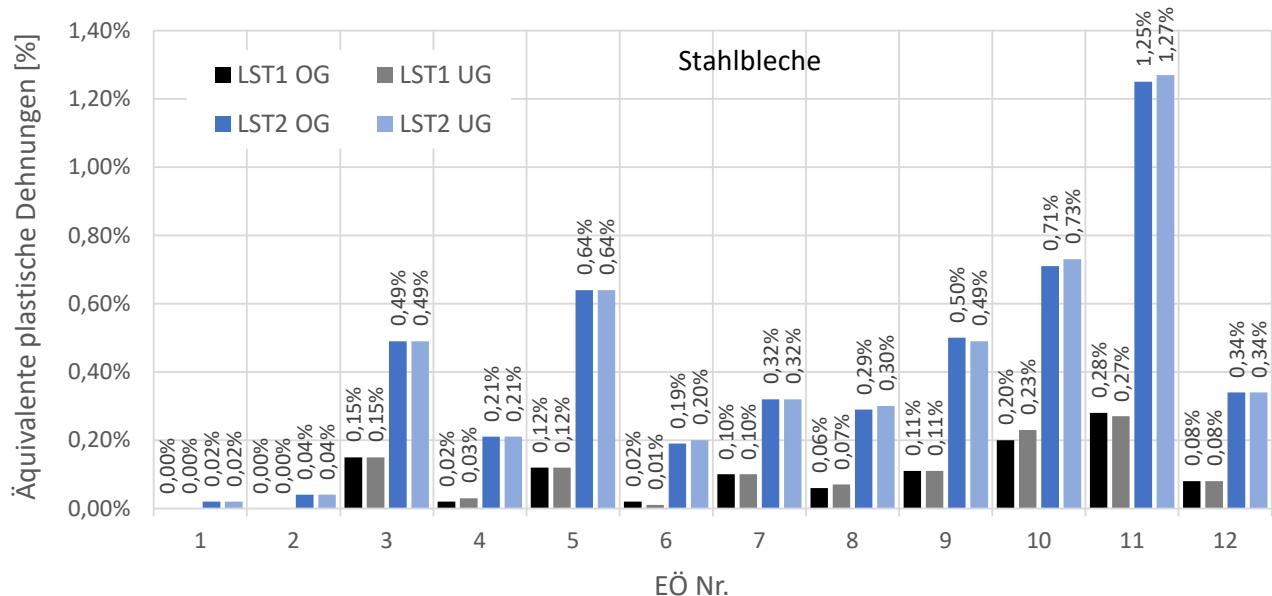


Abb. 24 Vergleich der größten äquivalenten plastischen Dehnungen in den Blechen; Darstellung für die Laststufe 1 (LST1 - Bemessungsdruck) sowie für die Laststufe 2 (LST2 – 1,4-facher Bemessungsdruck) jeweils für den oberen Grenzwert (OG) und den unteren Grenzwert (UG) der Schraubenvorspannkraft

4 Zusammenfassung aller elastischen Berechnungen der Blockflansche 1 bis 8

4.1 Allgemein

Die Blockflansche (BFL) weisen einen deutlich geringeren Öffnungsdurchmesser als die betrachteten Einstiegsöffnungen (EO) auf. Sie dienen meist zur Befüllung oder Entleerung sowie zur Be- und Entlüftung der Druckrohrleitung. Es werden auch hier unterschiedliche Bauformen untersucht (vgl. Abb. 25). Insgesamt wurden zusammen mit den Projektpartnern 8 BFL für die Untersuchungen ausgewählt.

Durchgeführt werden linear-elastische Berechnungen (mit den Materialkennwerten für Stahl $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ & Querkontraktionszahl $\nu = 0,3$) mit der Gleichgewichtsbildung am unverformten System (geometrisch lineare Berechnung). Als Belastung wird der Bemessungsinnendruck p_i aufgebracht, welcher an der jeweiligen Stelle des Blockflansches in der Druckrohrleitung herrscht (bekanntgegeben von den Projektpartnern).

4.2 Spannungen in den einzelnen Blechen – Blockflansche im Vergleich

Gleich wie bei den Einstiegsöffnungen befinden sich alle maximalen Spannungen im Bereich des Lochausschnittes an derselben Stelle wie bei EO (vgl. Abb. 26). Die Umfangsspannungen, welche im ungestörten Rohr maßgebend sind, müssen um diese Öffnung herumgeführt werden. Dies erzeugt Spannungskonzentrationen am Rand des Lochausschnittes. Durch die Überlagerung mit Biegespannungen verschieben sich diese Spannungskonzentrationen zusätzlich an die Innenseite des Rohrs. Sie treten am Schnittpunkt zwischen BFL-Innenseite und Rohrinnenseite im oberen Scheitel in der Symmetrieebene in Rohrlängsrichtung auf (vgl. Abb. 26).

Im Vergleich zu den EO liegen bei den Blockflanschen ganz ähnliche Spannungsverhältnisse der maximalen Vergleichsspannung $\sigma_{V,\max}$ zur Umfangsmembranspannung aus der Kesselformel $\sigma_{\varphi 0,r}$ (s. Gl. (3)) am Rohrschuss vor (im Bereich von 2,0 bis 4,0, vgl. Abb. 27). Dies ist auch im Einklang mit der Theorie der gelochten Scheibe, da dort der Durchmesser des Loches auch keine Rolle auf die Spannungserhöhung am Lochrand spielt.

Beispiele Blockflansche		Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8
Standort		Österreich	Österreich	Österreich	Österreich	Österreich	Österreich	Österreich	Österreich	Österreich
Verwendung		Anschluss Entleerleitung	Anschluss Entleerleitung	Anschluss Entleerleitung	k.A	k.A	Anschluss Füllleitung	Anschluss Füllleitung	k.A	
Herstellungsjahr		k.A	2023	k.A	1957	1957	1982	1973	1996	
Innendurchmesser Blockflansch	$d_{i,bfl}$	mm	300	245	105	200	150	250	350	250
Außendurchmesser	$d_{a,bfl}$	mm	500	350	195	375	345	450	654	522
Rohrdicke Schuss mit Blockflansch	t	mm	62	52	23	22	29	34	60	20
Rohrdicke benachbarter Schuss	t_2	mm	k.A	42	23	22	29	k.A	30	20
Rohr Innendurchmesser	d_i	mm	4550	4200	4500	2310	2250	2500	2725	2700
Rohr	r/t	-	37	41	98	53	39	37	23	68
	$d/d_{i,bfl}$	-	15,2	17,1	42,9	11,6	15,0	10,0	7,8	10,8
Bemessungsdruck	p_i	N/mm ²	4,7	4,5	1,38	1,91	5,24	2,06	3,06	0,48
Umfangsspannung Rohrschuss mit Bfl.	σ_ϕ	N/mm ²	175	184	136	101	206	77	71	33
Umfangsspannung benachbarter Schuss			-	227	136	101	206	-	141	33
Material Rohr			S 550QL	Alform 550M	S 355 J2	Aldur 47	UNION 40	Stahl Aldur 58 D	Aldur 58	Aldur 50 D
Fließgrenze Rohr	f_y	N/mm ²	550	550	355	310	400	400	400	355
Ausnutzungsgrad Rohrschuss mit Bfl.	AG ₁	-	0,32	0,33	0,38	0,33	0,51	0,19	0,18	0,09
Ausnutzungsgrad benachbarter Schuss	AG ₂	-	-	0,41	0,38	0,33	0,51	-	0,35	0,09
Material Stutzen			1.4462	P460QL1	1.4301	Aldur 47	ST 50	Stahl Aldur 58 D	Aldur 58	Aldur 55 D
Besonderheiten			Blockflansch im Hosenrohr	Blockflansch im Hosenrohr	Blockflansch in der Nähe einer Ringsteife	Blockflansch mit Kragenverstärkung	Blockflansch mit Deckel	Blockflansch am Flanschrohr des Hosenrohres	Schräger Blockflansch im Konusrohr	Blockflansch in der Nähe eines Flansches

Abb. 25 Detailabmessungen und Anlageverhältnisse zu den 8 ausgewählten Blockflanschen/Stutzen

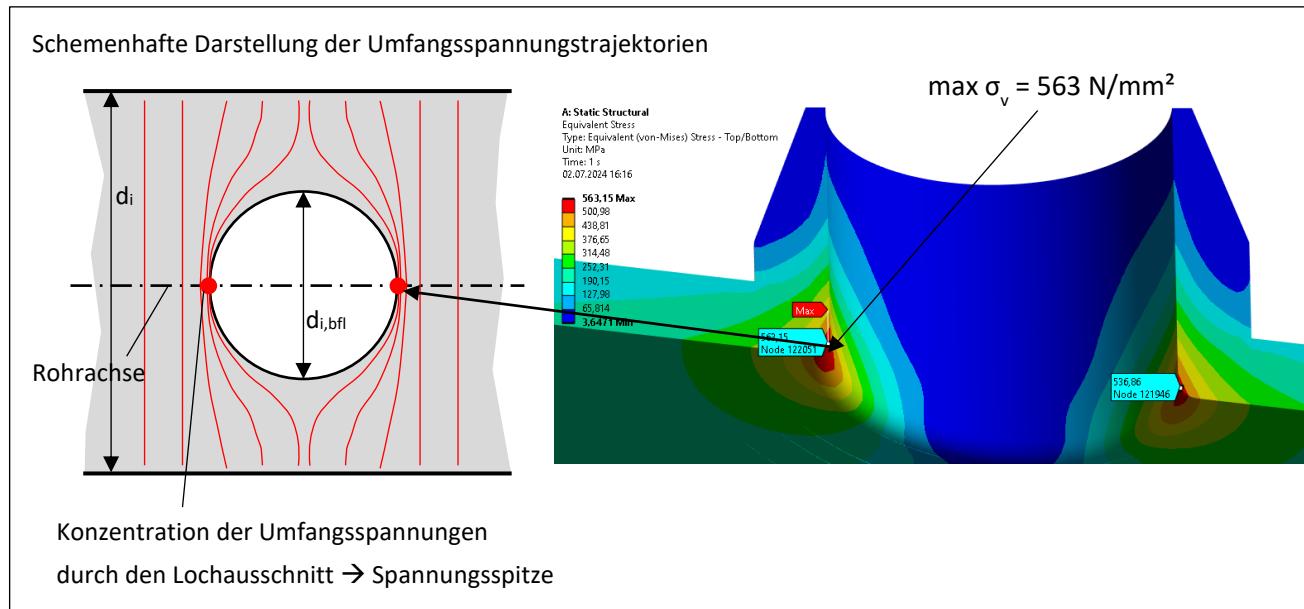


Abb. 26 Spannungskonzentrationen am Lochrand der Blockflansche

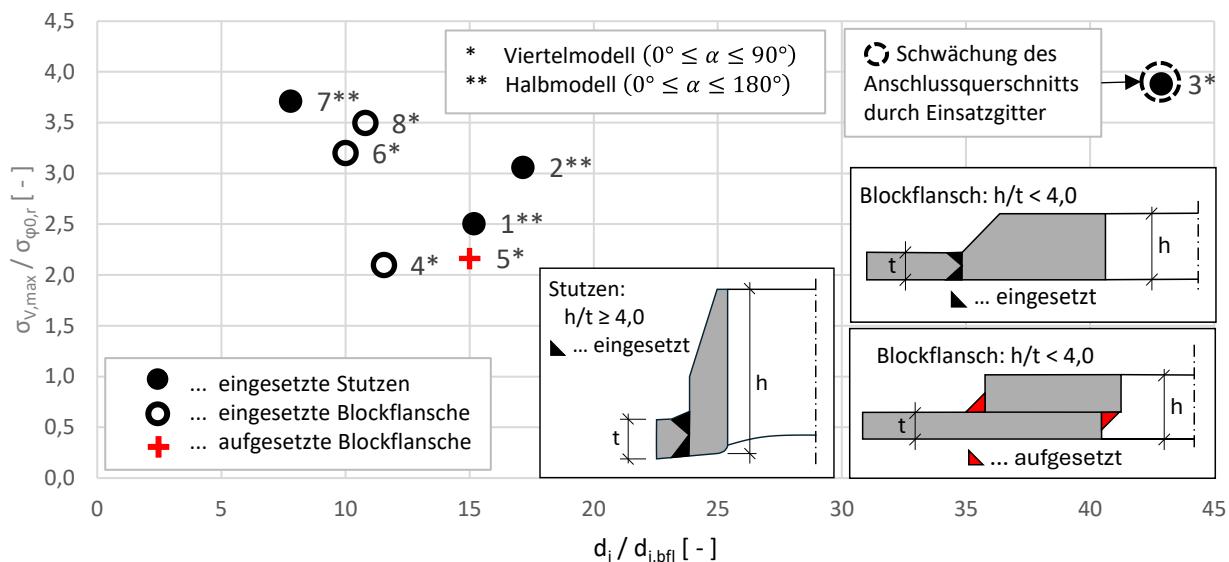


Abb. 27 Verhältnis der Vergleichsspannung ($\sigma_{V,\max}$) zur Umfangsspannung aus der Kesselformel im Rohrschuss der Blockflansche ($\sigma_{\phi 0,r}$) in Abhängigkeit vom Verhältnis $d_i / d_{i,bfl}$

5 Empfehlungen und Auswirkungen für die Praxis

5.1 Hinweise zur konstruktiven Ausführung

Aus den elastischen und plastischen FE-Berechnungen hat sich herausgestellt, dass die in Abb. 28 dargestellten Ausführungsformen von Einstiegsöffnungen und Blockflanschen empfohlen werden können. Bei Einstiegsöffnungen wird die Ausführung eines Kragenbleches oder einer verstärkten Viertel- oder Halbschale im Bereich der EO empfohlen (Mindestlänge des Kragenblechs s. Abb. 28), da erhöhte Spannungen um den Lochausschnitt auftreten, die nur durch eine größere Rohrwanddicke reduziert werden können. Eine Kragenverstärkung sollte in das Rohr mit einer volldurchgeschweißten Naht eingesetzt werden. Aus den Auswertungen der Strukturspannungen für den Ermüdungsnachweis hat sich gezeigt, dass die beste Lösung ist, den Stutzen auf das Rohr aufzusetzen (Bauform KeSa in Abb. 28). Zum einen ist die Schweißnahtdicke meist geringer als bei eingesetzten Stutzen, zum anderen sind die ermüdungswirksamen Spannungen an der Schweißnaht geringer. Auch sollte die Stutzenwanddicke bei EO nicht zu gering ausgeführt werden, da ein dickeres Stutzenblech ebenso die Spannungen beim Lochausschnitt reduziert.

Auch Blockflansche mit Kragenverstärkungen (Bauform KeBe in Abb. 28) empfehlen sich als Ausführungsform für EO, da hier die Schweißnaht relativ weit von der Öffnung weg liegt und dort die Spannungen schon deutlich geringer sind. Ebenso besitzen Blockflansche große Wanddicken im Bereich der Öffnung, sodass unter Umständen auch eine Kragenverstärkung entfallen kann (Bauform Be).

Bei kleineren Öffnungen (z.B. Anschlüsse von diversen Leitungen) empfiehlt sich die Lösung eines eingesetzten Blockflansches, wie dieser in Abb. 28 rechts gezeigt ist.

Die Ausbildung von Flansch und Deckel sollte bei EO mit entlasteten Flanschen ausgeführt werden. Bei entlasteten Flanschen liegt ein vollflächiger Kontakt zwischen Flanschblatt und Deckel vor (s. Abb. 4), dadurch erfahren die Schrauben beim Vorspannen vorwiegend Membranzugsspannungen und kaum Biegespannungen.

Über die absolute Höhe der Vorspannkraft ist es schwierig eine Empfehlung auszusprechen, da sich gezeigt hat, dass die unterschiedlichen Ausführungen der EO (unterschiedliche Blechdicken von Flansch und Deckel, unterschiedliche Stutzenblechdicken, unterschiedliche Anzahl und Durchmesser der Schrauben) einen Einfluss darauf haben wie sich der Vorspanngrad der Schrauben auf die ermüdungswirksamen Schraubenspannungen auswirkt. Bei hohen Innendruckschwankungen Δp_i empfiehlt es sich jedenfalls die Schrauben ausreichend vorzuspannen, da ein höherer Vorspanngrad der Schrauben immer zu geringeren ermüdungswirksamen Schraubengesamtspannungen führt. Auch werden die Klaffungen in der Fuge zwischen Flansch und Deckel bei höheren Vorspanngraden geringer (Auswirkungen auf Dichtheit).

Die FE-Berechnungen haben auch gezeigt, dass mindestens 16 Schrauben um den Umfang des Deckels der EO angeordnet werden sollten (4 Schrauben je 90°). Je größer der Durchmesser $d_{i,st}$ der Einstiegsöffnung und die Innendruckbeanspruchung sind, desto mehr Schrauben werden empfohlen. Bei wenigen Schrauben im Lochkreis kommt es zu großen überlagerten Biegespannungen einzelner Schrauben bei EO, die beim Ermüdungsnachweis mit zu berücksichtigen sind.

Hinsichtlich der optimalen Stutzenlänge zeigte sich bei der Variationsberechnung für EO 6 und EO 9 folgendes Bild:

- Grundsätzlich sind auch kurze bezogene Stutzenlängen möglich. Bei den untersuchten EO ergaben sich bezogene Stutzenlängen von $l_{st} / d_{i,st} = 0,23$ bis $0,86$ (Sonderfall EO 11 mit $0,12$)
- Mit zunehmender Stutzenlänge l_{st} reduzieren sich grundsätzlich die wesentlichen Beanspruchungen in den Blechen und Schrauben
- Als optimale Stutzenlänge ergab sich aus den Berechnungen $\bar{l}_{st} = 2,0$. Dies entspricht einer Verdopplung der ursprünglichen Stutzenlänge und führt auf eine optimale bezogene Stutzenlänge von $l_{st} / d_{i,st} = 0,60$ bis $0,70$. Bei noch größeren Stutzenlängen ergeben sich nur mehr sehr geringe Reduktionen der Beanspruchungen.

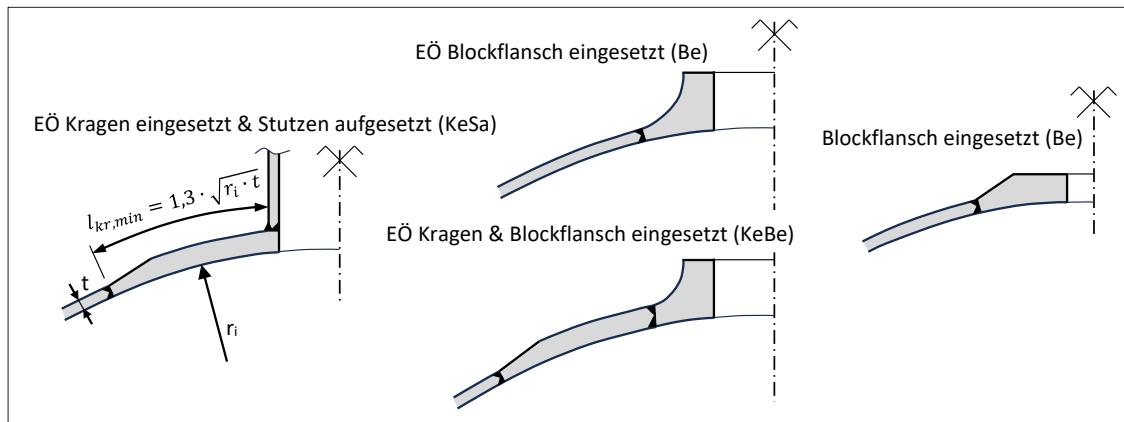


Abb. 28 Empfohlene Ausführungsformen für Einstiegsöffnungen und Blockflansche

5.2 Empfehlungen zur FE-Modellierung

Durch die Ausnutzung der doppelten Symmetrie bei EÖ wird die FE-Berechnung am Viertelmodell empfohlen, um die Berechnungszeit zu verkürzen.

Weiters wird die Verwendung von Volumenelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen für die Modellierung der Flansch-Deckel-Verbindung sowie für die Einbindung des EÖ-Stutzens ins Rohr empfohlen, um die lokalen Spannungen korrekt abbilden zu können. Der weiterführende Rohrschuss der EÖ kann mit Schalenelementen modelliert werden.

Die Erstreckung des FE-Modells in Rohrlängsrichtung von der Achse der EÖ sollte zumindest größer als der Durchmesser d des Hauptrohres sein ($L_x > d$ beidseits der Achse der EÖ, vgl. Abb. 29).

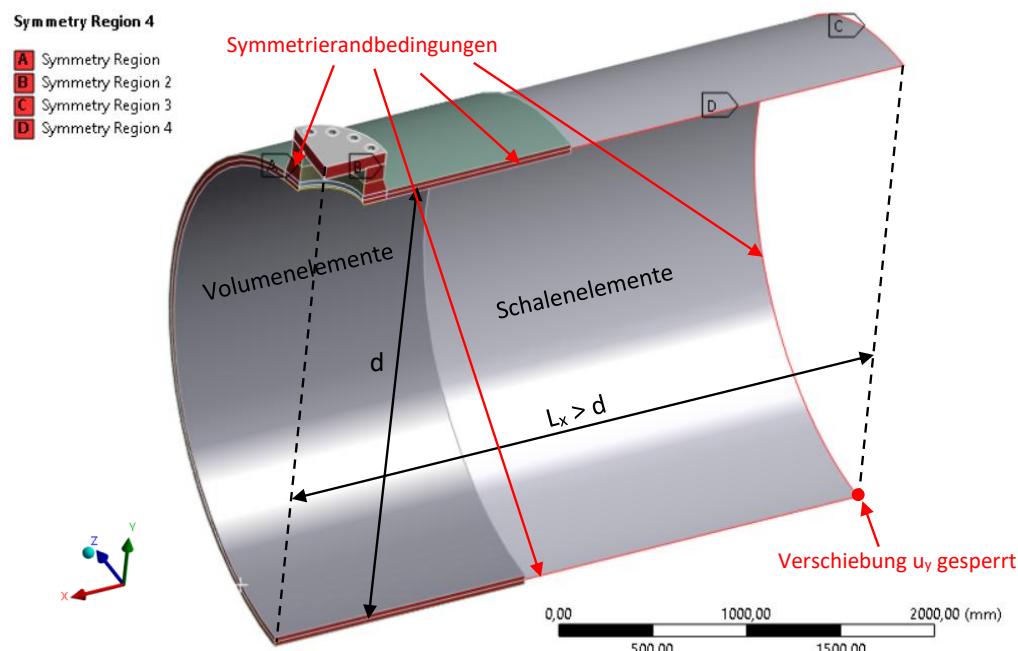


Abb. 29 EÖ 7 – Beispielhafte Darstellung für alle EÖ; Gesamtes FE-Modell mit Randbedingungen

Die Schrauben der EÖ sollten mit Hilfe von Stäben modelliert (vgl. Abb. 30) werden. Die beiden Stabendknoten jedes „Schraubenstabes“ werden jeweils mit der Oberseite des Deckels bzw. mit der Unterseite des Flanschblattes gekoppelt. Die Kopplung wird als starre Kopplung formuliert, d.h. die Verdrehungen des Deckels, bzw. des Flanschblattes werden den Stabendknoten aufgezwungen. Durch diese Formulierung erhalten die Stäbe der Schraube Biegemomenten-Beanspruchungen aus der Deckel- bzw. Flanschblattverdrehung. Es hat sich gezeigt, dass bei Modellierung der Schrauben mit Stabelementen die Gesamtspannungen höher sind, als bei Modellierung mit Volumenelementen, da bei der Kopplung der Stabenden der Schraube mit dem Deckel bzw. mit dem Flansch eine steifere (starre) Verbindung, als bei der

Modellierung mit zutreffenden Kontaktbedingungen bei Volumenelementen, vorliegt (vgl. Abb. 31 und Abb. 32). Somit ergeben sich bei der Modellierung der Schrauben mit Stabelementen immer konservative Ergebnisse der Gesamtspannungen, im Vergleich zu Volumenelementen. Für die Modellierung mit Stabelementen spricht die Einfachheit beim Auslesen der Membran- und Biegespannungen in den Schrauben für den ULS bzw. den Ermüdungsnachweis.

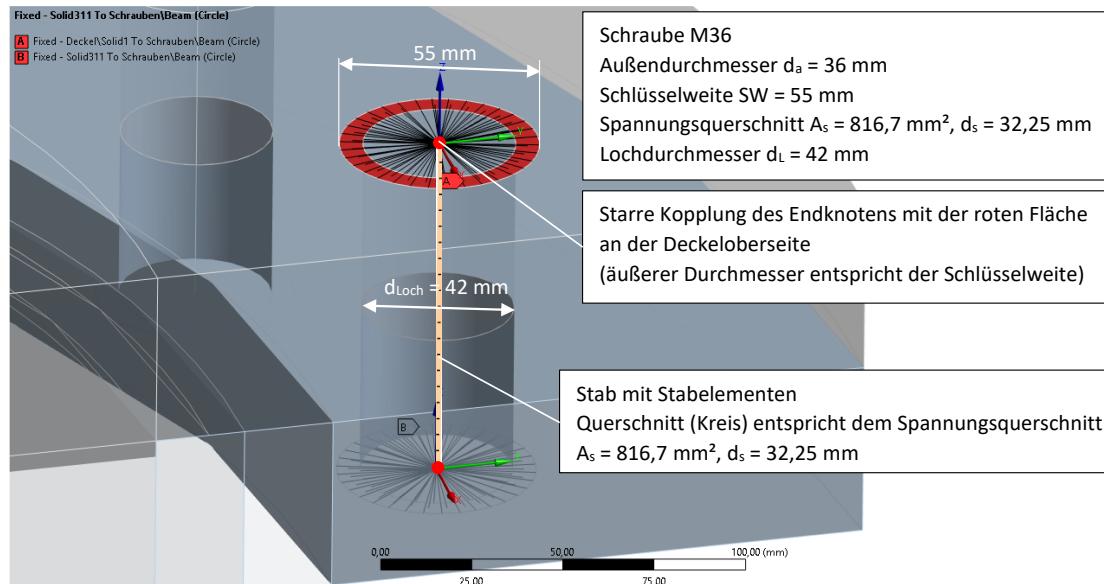


Abb. 30 Modellierung der Schrauben mit Hilfe von Stabelementen – Beispiel Schraube M36 bei EÖ Nr. 12

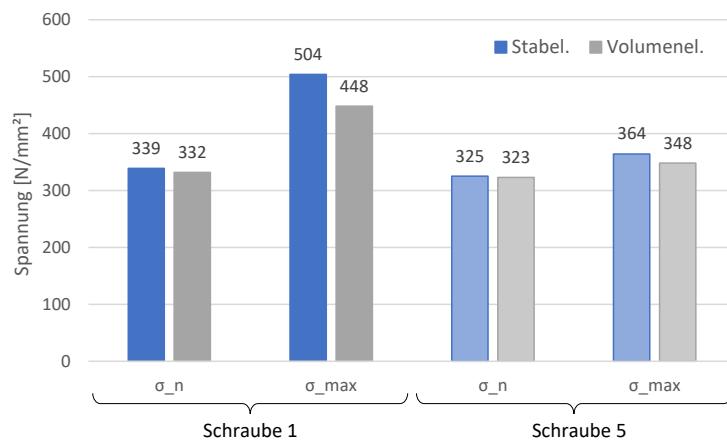


Abb. 31 EÖ 12 – Vergleich der maximalen Schraubenspannungen bei unterschiedlichem Modellierungsgrad der Schrauben – Stabmodell (blau) versus Volumenmodell (grau)

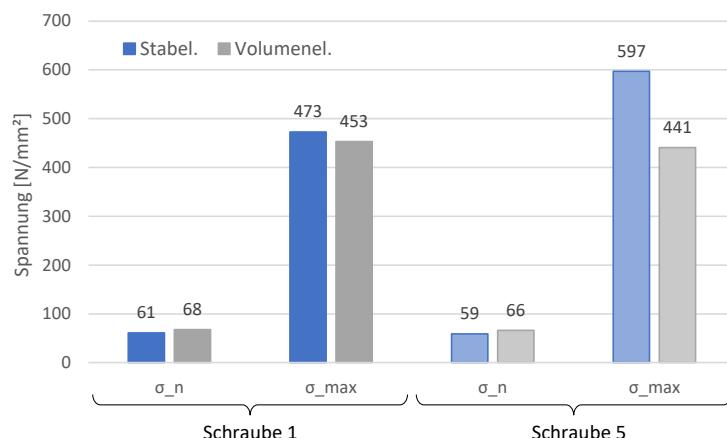


Abb. 32 EÖ 12 – Vergleich der Schraubenspannungen bei unterschiedlichen Modellierungsgrad der Schrauben – Stabmodell (blau) versus Volumenmodell (grau)

Die Längsspannungen des Rohrstranges im FE-Modell der EÖ sollten den Längsspannungen in der Realität entsprechen. Bei geraden Rohrleitungen oder Druckschächten, welche in Rohrlängsrichtung unverschieblich gelagert sind, baut sich durch die Querkontraktionswirkung aus der Innendruckbelastung eine Längsspannung von $\sigma_{x0} = 0,3 \cdot \sigma_{\varphi0}$ auf. In der FE-Berechnung werden dann die beiden Rohrenden in Längsrichtung unverschieblich gelagert und die gewünschte Längsspannung σ_{x0} stellt sich automatisch ein. Die Deckeldruckkraft als Längskraft wirkt bei freitragenden Verteilrohrleitungen sowie bei Rohrleitungssystemen mit Knicke in geschlossener Bauweise (keine Stopfbüchsen vorhanden; $\sigma_{x0} = 0,5 \cdot \sigma_{\varphi0}$). Im FE-Modell wird die Deckeldruckkraft am Rohrende als externe Last aufgebracht, bzw. ein Rohrende wird in Längsrichtung gehalten und am anderen Ende wird die Deckeldruckkraft aufgebracht. Bei Rohrleitungssystemen mit eingebautem Dehnungsausgleich (Stopfbüchsen) ist keine Längsspannung ($\sigma_{x0} = 0$) im Rohr vorhanden. Hier wird im FE-Modell ein Rohrende in Längsrichtung verschieblich gelagert, das andere festgehalten.

Die Vorspannung der Schrauben sollte im FE-Modell als Vorlastfall, bevor der Innendruck aufgebracht wird, eingegeben werden.

Das FE-Netz sollte an jenen Stellen, an denen Spannungsspitzen zu erwarten sind (im Bereich der Öffnung, am Übergang vom Kragen zum Rohr, im Bereich der Schrauben, am Übergang vom EÖ-Stutzen zum Flansch), entsprechend verfeinert werden. Über die Blechdicke sollten bei Elementen mit quadratischen Ansatzfunktionen mindestens zwei Elemente vorliegen. In Längsrichtung des Bleches sollten die Elemente kleiner als $0,5 \cdot t$ sein (bei Elementen mit quadratischen Ansatzfunktionen, t entsprechend der Blechdicke), um die Strukturspannungen zutreffend genau für den Ermüdungsnachweis extrapoliieren zu können.

Bei der Ermittlung zutreffender Gesamtspannungen für den Ermüdungsnachweis ist die Lastfalltrennung entsprechend Abschnitt 2.7 zu beachten.

5.3 Auswirkungen auf Berechnung und Bemessung

Die Analyse der Gesamtergebnisse dieses Forschungsprojektes führt zu folgenden neuen Erkenntnissen hinsichtlich Berechnung und Bemessung:

a) Grenzzustand der Tragfähigkeit – ULS-Nachweise

- Unabhängig von der unterschiedlichen Ausführung, liegt die maximale Beanspruchung immer an derselben Stelle vor, im Hot Spot HS1 (s. Abb. 1)
- Auch wenn kein elastischer Spannungsnachweis, ohne jegliche Sicherheitsfaktoren, für den Betriebsinnendruck erbracht werden kann, liegen ausreichende plastische Traglastreserven vor
- Konsequenz K1: Bei der Überprüfung von Bestandsanlagen sollte bei einem negativen Befund für den rein elastischen Spannungsnachweis am Hot Spot HS1, ein ergänzender plastischer Nachweis erfolgen (GMNA, d.h. geometrisch und materiell nichtlineare Analyse)
- Konsequenz K2: Auch bei Neuauslegung, alleine auf Basis linear elastischer Berechnungen, könnte bei Nachweis am Hot Spot HS1 (Primär- plus Sekundärspannungen) der Sicherheitsfaktor (üblicherweise $\gamma_{\text{global}} = 1,40$) deutlich reduziert werden oder gänzlich entfallen
- Die Schrauben weisen deutlich unterschiedliche Beanspruchungen auf, entgegen der Modellvorstellung in der Vergangenheit, einer rotationssymmetrischen und daher identen Schraubenbeanspruchung infolge Innendruck
- In den höchstbeanspruchten Schrauben sind den Membranspannungen infolge Normalkraft hohe Biegespannungen überlagert, die in der Vergangenheit gänzlich außer Acht gelassen wurden
- Auch wenn für die höchstbeanspruchten Schrauben ein rein elastischer Spannungsnachweis der Gesamtspannungen (Normal- plus Biegespannung) unter Betriebsinnendruck, ohne jegliche Sicherheitsfaktoren, nicht erbracht werden kann, liegen ausreichende plastische Tragreserven vor
- Konsequenz K3: Bei der Beurteilung von Bestandsanlagen ist es auch zukünftig ausreichend nur die Membranspannungen in den Schrauben zu beurteilen. Bei Nichteinhalten eines elastischen Spannungsnachweises kann ein ergänzender plastischer Nachweis erfolgen
- Konsequenz K4: Bei der Neuauslegung sollten auch zukünftig nur die Membranspannungen in den Schrauben beurteilt werden und die bisher üblichen Sicherheitsfaktoren sind ausreichend

b) Grenzzustand Materialermüdung

- Die Ermüdungsnachweise in den Blechen werden an den Stellen der Schweißnähte maßgebend. Die Ermüdungsnachweise sollten mit Strukturspannungen geführt werden, auf Basis der Spannungsspiele senkrecht und parallel zur Naht. Die Reduktion der Ermüdungsfestigkeit bei größeren Blechdicken ist zu beachten. Die Spannungsermittlung (Spannungsspiel $\Delta\sigma_{hs,i}$ aus Innendruckschwankungen $\Delta p_{i,e}$) kann direkt für den Innendrucklastfall $\Delta p_{i,e}$ erfolgen bzw. linear aus dem Lastfall Betriebsinnendruck p_i umgerechnet werden.
- Für die Ermüdungsnachweise der Schrauben müssen die Gesamtspannungen (Membran- und Biegespannungen) herangezogen werden. Die alleinige Berücksichtigung der Membranspannungen aus den Schraubennormalkräften, wie in der Vergangenheit üblich, liefert deutlich zu günstige Ergebnisse. Bei der Spannungsermittlung ist die ausgeprägte Nichtlinearität der Schraubengesamtspannung bezogen auf den jeweiligen Betriebsinnendruck zu beachten. Daher müssen zwei getrennte Lastfälle für oberen und unteren Wert des Betriebsinnendrucks im Ermüdungsfall berechnet werden ($p_{i,o}$ und $p_{i,u} = p_{i,o} - \Delta p_{i,e}$) und erst aus den Einzelergebnissen der Schraubengesamtspannung ($\sigma_{ges,o}$ bzw. $\sigma_{ges,u}$) kann dann die zutreffende Gesamtspannung $\Delta\sigma_{ges} = \sigma_{ges,o} - \sigma_{ges,u}$ ermittelt werden (vgl. auch Abschnitt 2.7).
- Für die Ermüdungsnachweise in Blechen und Schrauben sollten bereits die überarbeiteten Ermüdungsfestigkeiten $\Delta\sigma_R$ der Neuauflage EN 1993-1-9:2023 [3] (2. Generation der Eurocodes) verwendet werden
- Obwohl ein höheres Vorspannniveau beim Ermüdungslastfall zu geringeren Gesamtspannungen $\Delta\sigma_{ges}$ führt, sollte das in Österreich übliche Vorspannniveau beibehalten werden (-Anm.: Beschränkung durch die Vorgabe maximaler Membranspannung für Lastfall Vorspannung bzw. Gesamtbelastung mit etwa 70 % der Fließgrenze). Bei höherer Ermüdungsbeanspruchung sollte jedoch der mögliche obere Grenzwert der Vorspannung gewählt werden.

Literatur

- [1] Unterweger, H.; Ecker, A.; Langwieser, M.: Bemessung von Einzelstutzen und Einstiegsöffnungen mit Flanschen und Deckeln im Druckrohrleitungsbau - Gesamtbericht zum FFG-Projekt F099 911839 und F099 925121 (683 Seiten). Ausgabe Dezember 2025.
- [2] ÖNORM EN 1993-1-9: Eurocode 3 - Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1–9: Ermüdung. Ausgabe April 2013.
- [3] Eurocode prEN 1993-1-9: Eurocode 3: Design of steel structures Part 1-9: Fatigue. Ausgabe 2023.
- [4] ÖNORM EN 1591-1 Flansche und ihre Verbindungen - Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung. Ausgabe April 2014.
- [5] ÖNORM EN 13480-3: Metallische industrielle Rohrleitungen - Teil 3: Konstruktion und Berechnung. Ausgabe August 2017.
- [6] ÖNORM EN 13445-3: Unbefeuerte Druckbehälter - Teil 3: Konstruktion. Ausgabe 2021-12-15.
- [7] AD 2000-Merkblatt B9: Berechnung von Druckbehältern - Ausschnitte in Zylindern, Kegeln und Kugeln. Ausgabe März 2023.
- [8] AD 2000-Merkblatt B7: Berechnung von Druckbehältern - Schrauben. Ausgabe September 2016.
- [9] AD 2000-Merkblatt B8: Berechnung von Druckbehältern - Flansche. Ausgabe April 2015.
- [10] VDI 2230, Blatt 1:2015-11; Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen. Ausgabe 2015-11.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei allen Projektpartnern für die gute Zusammenarbeit und für die großzügige finanzielle Förderung des Projektes. Ein spezieller Dank ergeht an Herrn Kaiser, seitens Österreichs Energie Forschung & Innovation, für die organisatorische Abwicklung mit der FFG.

Darüber hinaus ergeht der Dank an die FFG zur Gewährleistung der Finanzmittel im Zuge der Projektfinanzierung als „Collective Research“.

Autoren des Beitrages

Harald Unterweger, geboren 1964, Diplomstudium Bauingenieurwesen, Dissertation und Habilitation an der TU Graz; seit 2011 Leiter des Instituts für Stahlbau der TU Graz.

Alexander Ecker, geboren 1985, studierte Bauingenieurwissenschaften (Fachrichtung konstruktiver Ingenieurbau) an der TU Graz; Dissertation an der TU Graz; seit 2011 wissenschaftlicher Projektmitarbeiter am Institut für Stahlbau der TU Graz.

Martin Langwieser, geboren 1993, studierte Bauingenieurwissenschaften (Fachrichtung konstruktiver Ingenieurbau) an der TU Graz; seit 2020 Universitätsassistent am Institut für Stahlbau der TU Graz.