

**DIN EN 1993-1-6**

**DIN**

ICS 91.010.30; 91.080.10

Ersatzvermerk  
siehe unten

**Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten –  
Teil 1-6: Festigkeit und Stabilität von Schalen;  
Deutsche Fassung EN 1993-1-6:2007 + AC:2009**

Eurocode 3: Design of steel structures –  
Part 1-6: Strength and stability of shell structures;  
German version EN 1993-1-6:2007 + AC:2009

Eurocode 3: Calcul des structures en acier –  
Partie 1-6: Résistance et stabilité des structures en coque;  
Version allemande EN 1993-1-6:2007 + AC:2009

**Ersatzvermerk**

Ersatz für DIN EN 1993-1-6:2007-07;  
mit DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12 Ersatz für DIN 18800-4:2008-11;  
Ersatz für DIN EN 1993-1-6 Berichtigung 1:2009-11

Gesamtumfang 107 Seiten

## DIN EN 1993-1-6:2010-12

### Nationales Vorwort

Dieses Dokument (EN 1993-1-6:2007 + AC:2009) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 250 „Eurocodes für den konstruktiven Ingenieurbau“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom BSI (Vereinigtes Königreich) gehalten wird.

Die Arbeiten auf nationaler Ebene wurden durch die Experten des NABau-Spiegelausschusses NA 005-08-16 AA „Tragwerksbemessung“ begleitet.

Diese Europäische Norm wurde vom CEN am 12. Juni 2006 angenommen.

Die Norm ist Bestandteil einer Reihe von Einwirkungs- und Bemessungsnormen, deren Anwendung nur im Paket sinnvoll ist. Dieser Tatsache wird durch das Leitpapier L der Kommission der Europäischen Gemeinschaft für die Anwendung der Eurocodes Rechnung getragen, indem Übergangsfristen für die verbindliche Umsetzung der Eurocodes in den Mitgliedsstaaten vorgesehen sind. Die Übergangsfristen sind im Vorwort dieser Norm angegeben.

Die Anwendung dieser Norm gilt in Deutschland in Verbindung mit dem Nationalen Anhang.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Texte dieses Dokuments Patentrechte berühren können. Das DIN [und/oder die DKE] sind nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

Der Beginn und das Ende des hinzugefügten oder geänderten Textes wird im Text durch die Textmarkierungen **[AC]** **[AC]** angezeigt.

### Änderungen

Gegenüber DIN V ENV 1993-1-6:2002-05 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- die Stellungnahmen der nationalen Normungsinstitute wurden eingearbeitet;
- der Vornormcharakter wurde aufgehoben;
- der Text wurde vollständig überarbeitet.

Gegenüber DIN EN 1993-1-6:2007-07, DIN EN 1993-1-6 Berichtigung 1:2009-11 und DIN 18800-4:2008-11 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- auf europäisches Bemessungskonzept umgestellt;
- Ersatzvermerke korrigiert;
- Vorgänger-Norm mit der Berichtigung 1 konsolidiert;
- redaktionelle Änderungen durchgeführt.

### Frühere Ausgaben

DIN 18800-4: 1990-11, 2008-11

DIN V ENV 1993-1-6: 2002-05

DIN EN 1993-1-6: 2007-07

DIN EN 1993-1-6 Berichtigung 1: 2009-11

EUROPÄISCHE NORM  
EUROPEAN STANDARD  
NORME EUROPÉENNE

**EN 1993-1-6**  
Februar 2007  
**+AC**  
April 2009

ICS 91.010.30; 91.080.10

Ersatz für ENV 1993-1-6:1999

**Deutsche Fassung**

**Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten —  
Teil 1-6: Festigkeit und Stabilität von Schalen**

Eurocode 3: Design of steel structures —  
Part 1-6: Strength and stability of shell structures

Eurocode 3: Calcul des structures en acier —  
Partie 1-6: Résistance et stabilité des structures en coque

Diese Europäische Norm wurde vom CEN am 12. Juni 2006 angenommen.

Die Berichtigung tritt am 29. April 2009 in Kraft und wurde in EN 1993-1-6:2007 eingearbeitet.

Die CEN-Mitglieder sind gehalten, die CEN/CENELEC-Geschäftsordnung zu erfüllen, in der die Bedingungen festgelegt sind, unter denen dieser Europäischen Norm ohne jede Änderung der Status einer nationalen Norm zu geben ist. Auf dem letzten Stand befindliche Listen dieser nationalen Normen mit ihren bibliographischen Angaben sind beim Management-Zentrum des CEN oder bei jedem CEN-Mitglied auf Anfrage erhältlich.

Diese Europäische Norm besteht in drei offiziellen Fassungen (Deutsch, Englisch, Französisch). Eine Fassung in einer anderen Sprache, die von einem CEN-Mitglied in eigener Verantwortung durch Übersetzung in seine Landessprache gemacht und dem Management-Zentrum mitgeteilt worden ist, hat den gleichen Status wie die offiziellen Fassungen.

CEN-Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute von Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, den Niederlanden, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, der Schweiz, der Slowakei, Slowenien, Spanien, der Tschechischen Republik, Ungarn, dem Vereinigten Königreich und Zypern.



EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG  
EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION  
COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION

**Management-Zentrum: Avenue Marnix 17, B-1000 Brüssel**

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

## Inhalt

	Seite
<b>Vorwort .....</b>	<b>6</b>
<b>1 Allgemeines .....</b>	<b>7</b>
<b>1.1 Anwendungsbereich .....</b>	<b>7</b>
<b>1.2 Normative Verweisungen .....</b>	<b>8</b>
<b>1.3 Begriffe .....</b>	<b>9</b>
<b>1.3.1 Tragwerksformen, Geometrie .....</b>	<b>9</b>
<b>1.3.2 Grenzzustände .....</b>	<b>10</b>
<b>1.3.3 Einwirkungen .....</b>	<b>11</b>
<b>1.3.4 Schnittgrößen und Spannungen in Schalen .....</b>	<b>12</b>
<b>1.3.5 Berechnungskonzepte .....</b>	<b>12</b>
<b>1.3.6 Bei der spannungsbasierten Bemessung verwendete Spannungskategorien .....</b>	<b>14</b>
<b>1.3.7 Spezielle Definitionen für Beulberechnungen .....</b>	<b>14</b>
<b>1.4 Formelzeichen .....</b>	<b>15</b>
<b>1.5 Vorzeichenvereinbarungen .....</b>	<b>19</b>
<b>2 Grundlagen der Bemessung und Modellierung .....</b>	<b>19</b>
<b>2.1 Allgemeines .....</b>	<b>19</b>
<b>2.2 Berechnungskonzepte .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.1 Allgemeines .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.2 Globale Berechnung .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.3 Membrantheoretische Berechnung .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.4 Lineare elastische Berechnung (LA) .....</b>	<b>20</b>
<b>2.2.5 Lineare elastische Verzweigungsberechnung (LBA) .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.6 Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung (GNA) .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.7 Materiell nichtlineare Berechnung (MNA) .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.8 Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung (GMNA) .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.9 Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung mit Imperfektionen (GNIA) .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2.10 Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung mit Imperfektionen (GMNIA) .....</b>	<b>22</b>
<b>2.3 Schalenrandbedingungen .....</b>	<b>22</b>
<b>3 Werkstoffe und Geometrie .....</b>	<b>22</b>
<b>3.1 Werkstoffeigenschaften .....</b>	<b>22</b>
<b>3.2 Bemessungswerte der Abmessungen .....</b>	<b>23</b>
<b>3.3 Geometrische Toleranzen und geometrische Imperfektionen .....</b>	<b>23</b>
<b>4 Grenzzustände der Tragfähigkeit in stählernen Schalen .....</b>	<b>24</b>
<b>4.1 Zu beachtende Grenzzustände .....</b>	<b>24</b>
<b>4.1.1 LS1: Plastische Grenze oder Zugbruch .....</b>	<b>24</b>
<b>4.1.2 LS2: Zyklisches Plastizieren .....</b>	<b>24</b>
<b>4.1.3 LS3: Beulen .....</b>	<b>25</b>
<b>4.1.4 LS4: Ermüdung .....</b>	<b>26</b>
<b>4.2 Konzepte für den Tragsicherheitsnachweis von Schalen .....</b>	<b>26</b>
<b>4.2.1 Allgemeines .....</b>	<b>26</b>
<b>4.2.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis .....</b>	<b>27</b>
<b>4.2.3 Direkter Tragsicherheitsnachweis .....</b>	<b>28</b>
<b>4.2.4 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis .....</b>	<b>28</b>
<b>5 Schnittgrößen und Spannungen in Schalen .....</b>	<b>29</b>
<b>5.1 Schnittgrößen in Schalen .....</b>	<b>29</b>
<b>5.2 Modellierung der Schale für die Berechnung .....</b>	<b>29</b>
<b>5.2.1 Geometrie .....</b>	<b>29</b>
<b>5.2.2 Randbedingungen .....</b>	<b>30</b>
<b>5.2.3 Einwirkungen und Umwelteinflüsse .....</b>	<b>31</b>
<b>5.2.4 Schnittgrößen und Spannungen .....</b>	<b>32</b>
<b>5.3 Berechnungskonzepte .....</b>	<b>32</b>

	Seite
<b>6 Grenzzustand Plastische Grenze oder Zugbruch (LS1).....</b>	<b>32</b>
6.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	32
6.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis .....	32
6.2.1 Bemessungswerte der Spannungen .....	32
6.2.2 Bemessungswerte des Widerstandes.....	33
6.2.3 Begrenzung der Spannungen .....	34
6.3 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- oder GMNA-Berechnung.....	34
6.4 Direkter Tragsicherheitsnachweis.....	35
<b>7 Grenzzustand Zyklisches Plastizieren (LS2).....</b>	<b>35</b>
7.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	35
7.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis .....	35
7.2.1 Bemessungswerte der Spannungsschwingbreite .....	35
7.2.2 Bemessungswerte des Widerstandes.....	36
7.2.3 Begrenzung der Spannungsschwingbreite .....	36
7.3 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- oder GMNA-Berechnung.....	36
7.3.1 Bemessungswerte der gesamten akkumulierten plastischen Dehnung .....	36
7.3.2 Begrenzung der gesamten akkumulierten plastischen Dehnung .....	37
7.4 Direkter Tragsicherheitsnachweis.....	37
<b>8 Grenzzustand Beulen (LS3).....</b>	<b>37</b>
8.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	37
8.2 Spezielle Definitionen und Formelzeichen .....	37
8.3 Beulrelevante Randbedingungen .....	38
8.4 Beulrelevante geometrische Toleranzen .....	38
8.4.1 Allgemeines .....	38
8.4.2 Toleranz für Unrundheit.....	40
8.4.3 Toleranz für unplanmäßige Exzentrizität .....	41
8.4.4 Toleranz für Vorbeulen .....	42
8.4.5 Toleranz für Auflager-Unebenheit .....	45
8.5 Spannungsbasierter Beulsicherheitsnachweis .....	45
8.5.1 Bemessungswerte der Spannungen .....	45
8.5.2 Bemessungswert des Widerstandes (Beultragfähigkeit).....	45
8.5.3 Begrenzung der Spannungen (Beulsicherheitsnachweis).....	46
8.6 Numerisch gestützter Beulsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- und LBA-Berechnung.....	47
8.6.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	47
8.6.2 Bemessungswert des Widerstandes.....	47
8.6.3 Beulsicherheitsnachweis .....	50
8.7 Numerisch gestützter Beulsicherheitsnachweis mittels globaler GMNIA-Berechnung .....	50
8.7.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	50
8.7.2 Bemessungswert des Widerstandes.....	50
8.7.3 Beulsicherheitsnachweis .....	55
<b>9 Grenzzustand Ermüdung (LS4).....</b>	<b>55</b>
9.1 Bemessungswerte der Einwirkungen .....	55
9.2 Spannungsbasierter Ermüdungssicherheitsnachweis .....	55
9.2.1 Allgemeines .....	55
9.2.2 Bemessungswerte der Spannungsschwingbreite .....	55
9.2.3 Bemessungswerte des Widerstandes (Ermüdungsfestigkeit) .....	56
9.2.4 Begrenzung der Spannungsschwingbreite (Ermüdungssicherheitsnachweis) .....	56
9.3 Numerisch gestützter Ermüdungssicherheitsnachweis mittels globaler LA- oder GNA-Berechnung.....	57
<b>Anhang A (normativ) Membrantheoretische Spannungen in Schalen.....</b>	<b>58</b>
A.1 Allgemeines .....	58

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

	Seite
<b>A.1.1 Beanspruchungen und Widerstände .....</b>	<b>58</b>
<b>A.1.2 Formelzeichen.....</b>	<b>58</b>
<b>A.1.3 Randbedingungen .....</b>	<b>59</b>
<b>A.1.4 Vorzeichenvereinbarung.....</b>	<b>59</b>
<b>A.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen.....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.1 Konstante Axiallast.....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.2 Axiallast aus globaler Biegung .....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.3 Reibungslast .....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.4 Konstanter Innendruck .....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.5 Veränderlicher Innendruck .....</b>	<b>59</b>
<b>A.2.6 Konstanter Schub aus Torsion .....</b>	<b>60</b>
<b>A.2.7 Sinusförmig veränderlicher Schub aus Querkraft .....</b>	<b>60</b>
<b>A.3 Unversteifte Kegelschalen.....</b>	<b>60</b>
<b>A.3.1 Konstante Axiallast.....</b>	<b>60</b>
<b>A.3.2 Axiallast aus globaler Biegung .....</b>	<b>60</b>
<b>A.3.3 Reibungslast .....</b>	<b>60</b>
<b>A.3.4 Konstanter Innendruck .....</b>	<b>61</b>
<b>A.3.5 Linear veränderlicher Innendruck.....</b>	<b>61</b>
<b>A.3.6 Konstanter Schub aus Torsion .....</b>	<b>61</b>
<b>A.3.7 Sinusförmig veränderlicher Schub aus Querkraft .....</b>	<b>61</b>
<b>A.4 Unversteifte Kugelschalen.....</b>	<b>62</b>
<b>A.4.1 Konstanter Innendruck .....</b>	<b>62</b>
<b>A.4.2 Konstante Eigengewichtslast.....</b>	<b>62</b>
<b>Anhang B (normativ) Zusätzliche Gleichungen für plastische Kollaps-Widerstände .....</b>	<b>63</b>
<b>B.1 Allgemeines.....</b>	<b>63</b>
<b>B.1.1 Widerstände .....</b>	<b>63</b>
<b>B.1.2 Formelzeichen.....</b>	<b>63</b>
<b>B.1.3 Randbedingungen .....</b>	<b>63</b>
<b>B.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen.....</b>	<b>64</b>
<b>B.2.1 Zylinder: Radiale Linienlast .....</b>	<b>64</b>
<b>B.2.2 Zylinder: Radiale Linienlast und Axiallast .....</b>	<b>64</b>
<b>B.2.3 Zylinder: Radiale Linienlast, konstanter Innendruck und Axiallast .....</b>	<b>65</b>
<b>B.3 Ringversteifte Kreiszylinderschalen.....</b>	<b>66</b>
<b>B.3.1 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast .....</b>	<b>66</b>
<b>B.3.2 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast und Axiallast .....</b>	<b>67</b>
<b>B.3.3 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast, konstanter Innendruck und Axiallast .....</b>	<b>68</b>
<b>B.4 Knotenlinien zwischen Schalen .....</b>	<b>69</b>
<b>B.4.1 Knotenlinie unter ausschließlich meridionaler Belastung (vereinfacht) .....</b>	<b>69</b>
<b>B.4.2 Knotenlinie unter Innendruck und Axiallast .....</b>	<b>70</b>
<b>B.5 Kreisplatten mit axialsymmetrischen Randbedingungen .....</b>	<b>71</b>
<b>B.5.1 Gleichmäßig verteilte Last, gelenkig gelagerter Rand .....</b>	<b>71</b>
<b>B.5.2 Örtliche Teilflächenlast, gelenkig gelagerter Rand .....</b>	<b>71</b>
<b>B.5.3 Gleichmäßig verteilte Last, eingespannter Rand .....</b>	<b>72</b>
<b>B.5.4 Örtliche Teilflächenlast, eingespannter Rand .....</b>	<b>72</b>
<b>Anhang C (normativ) Formeln für lineare elastische Membran- und Biegespannungen .....</b>	<b>73</b>
<b>C.1 Allgemeines .....</b>	<b>73</b>
<b>C.1.1 Beanspruchungen .....</b>	<b>73</b>
<b>C.1.2 Formelzeichen .....</b>	<b>73</b>
<b>C.1.3 Randbedingungen .....</b>	<b>74</b>
<b>C.2 Am Fuß eingespannte unversteifte Kreiszylinderschalen .....</b>	<b>74</b>
<b>C.2.1 Zylinder, eingespannt: Konstanter Innendruck .....</b>	<b>74</b>
<b>C.2.2 Zylinder, eingespannt: Axiallast .....</b>	<b>74</b>
<b>C.2.3 Zylinder, eingespannt: Konstanter Innendruck und Axiallast .....</b>	<b>75</b>
<b>C.2.4 Zylinder, eingespannt: Hydrostatischer Innendruck .....</b>	<b>75</b>
<b>C.2.5 Zylinder, eingespannt: Radiale Verschiebung nach außen .....</b>	<b>76</b>
<b>C.2.6 Zylinder, eingespannt: Gleichmäßige Erwärmung .....</b>	<b>76</b>

	Seite
C.3 Am Fuß gelenkig gelagerte unversteifte Kreiszylinderschalen.....	76
C.3.1 Zylinder, gelenkig gelagert: Konstanter Innendruck .....	76
C.3.2 Zylinder, gelenkig gelagert: Axiallast.....	77
C.3.3 Zylinder, gelenkig gelagert: Konstanter Innendruck und Axiallast .....	77
C.3.4 Zylinder, gelenkig gelagert: Hydrostatischer Innendruck.....	78
C.3.5 Zylinder, gelenkig gelagert: Radiale Verschiebung nach außen.....	78
C.3.6 Zylinder, gelenkig gelagert: Gleichmäßige Erwärmung .....	79
C.3.7 Zylinder, gelenkig gelagert: Randverdrehung.....	79
C.4 Innendruck in unversteiften Kreiszylinderschalen .....	80
C.4.1 Zylinder: Endender konstanter Innendruck.....	80
C.4.2 Zylinder: Endender hydrostatischer Innendruck .....	80
C.4.3 Zylinder: Dickensprung .....	81
C.5 Ringsteife an einer Kreiszylinderschale .....	81
C.5.1 Ringversteifter Zylinder: Radialkraft am Ring .....	81
C.5.2 Ringversteifter Zylinder: Axiallast .....	82
C.5.3 Ringversteifter Zylinder: Konstanter Innendruck .....	82
C.6 Kreisplatten mit axialsymmetrischen Randbedingungen .....	83
C.6.1 Gelenkig gelagerte Platte: Gleichmäßige Flächenlast.....	83
C.6.2 Gelenkig gelagerte Platte: Örtliche Teilflächenlast .....	83
C.6.3 Eingespannte Platte: Gleichmäßige Flächenlast .....	83
C.6.4 Eingespannte Platte: Örtliche Teilflächenlast .....	84
Anhang D (normativ) Formeln für den Beulsicherheitsnachweis.....	85
D.1 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit konstanter Wanddicke .....	85
D.1.1 Formelzeichen und Randbedingungen .....	85
D.1.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung) .....	85
D.1.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung .....	88
D.1.4 Schubbeanspruchung.....	91
D.1.5 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung) mit gleichzeitig wirkendem Innendruck .....	92
D.1.6 Kombinationen der Beanspruchung durch Druck in Meridianrichtung (Axialrichtung), Druck in Umfangsrichtung und Schub.....	94
D.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit abgestufter Wanddicke .....	95
D.2.1 Allgemeines .....	95
D.2.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung) .....	96
D.2.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung .....	96
D.2.4 Schubbeanspruchung.....	100
D.3 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit Überlappstößen.....	100
D.3.1 Allgemeines .....	100
D.3.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung) .....	101
D.3.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung .....	101
D.3.4 Schubbeanspruchung.....	101
D.4 Unversteifte Kegelschalen (vollständige Kegel und Kegelstümpfe) .....	102
D.4.1 Allgemeines .....	102
D.4.2 Bemessungsbeulspannungen .....	103
D.4.3 Beulsicherheitsnachweis .....	105

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

## **Vorwort**

Dieses Dokument EN 1993-1-6:2007, „Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-6: Festigkeit und Stabilität von Schalen“ wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 250 „Eurocodes für den konstruktiven Ingenieurbau“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom BSI gehalten wird. CEN/TC 250 ist verantwortlich für alle Eurocodes.

Diese Europäische Norm muss den Status einer nationalen Norm erhalten, entweder durch Veröffentlichung eines identischen Textes oder durch Anerkennung bis August 2007 und etwaige entgegenstehende nationale Normen müssen bis März 2010 zurückgezogen werden.

Dieser Eurocode ersetzt ENV 1993-1-6:1999.

Entsprechend der CEN/CENELEC-Geschäftsordnung sind die nationalen Normungsinstitute der folgenden Länder gehalten, diese Europäische Norm zu übernehmen: Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, Niederlande, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, Schweiz, Slowakei, Slowenien, Spanien, Tschechische Republik, Ungarn, Vereinigtes Königreich und Zypern.

### **Nationaler Anhang für EN 1993-1-6**

Diese Norm enthält alternative Verfahren, Werte und Empfehlungen zusammen mit Hinweisen, an welchen Stellen möglicherweise nationale Festlegungen getroffen werden müssen. Deshalb sollte die jeweilige nationale Ausgabe von EN 1993-1-6 einen Nationalen Anhang mit allen national festzulegenden Parametern enthalten, die für die Bemessung und Konstruktion von Stahltragwerken, die in dem Ausgabeland gebaut werden sollen, erforderlich sind.

Nationale Festlegungen sind in den folgenden Abschnitten von EN 1993-1-6 vorgesehen:

- |             |                        |
|-------------|------------------------|
| — 3.1 (4)   | — 8.4.4 (4)            |
| — 4.1.4 (3) | — 8.4.5 (1)            |
| — 5.2.4 (1) | — 8.5.2 (2)            |
| — 6.3 (5)   | — 8.5.2 (4)            |
| — 7.3.1 (1) | — 8.7.2 (7)            |
| — 7.3.2 (1) | — 8.7.2 (16)           |
| — 8.4.2 (3) | — 8.7.2 (18) (zweimal) |
| — 8.4.3 (2) | — 9.2.1 (2)P           |
| — 8.4.3 (4) |                        |

## 1 Allgemeines

### 1.1 Anwendungsbereich

(1) EN1993-1-6 enthält Grundregeln für die Bemessung von Stahlkonstruktionen, die die Form von Rotationsschalen haben.

(2) Diese Norm ist zusammen mit EN1993-1-1, EN1993-1-3, EN1993-1-4, EN1993-1-9 sowie den einschlägigen Anwendungsteilen von EN1993 anzuwenden. Dies sind:

- Teil 3-1 für Türme und Maste;
- Teil 3-2 für Schornsteine;
- Teil 4-1 für Silos;
- Teil 4-2 für Tankbauwerke;
- Teil 4-3 für Rohrleitungen.

(3) Diese Norm definiert die charakteristischen Werte und die Bemessungswerte des Tragwerkswiderstandes.

(4) Diese Norm regelt die Anforderungen an die Bemessung gegen folgende Grenzzustände der Tragfähigkeit:

- plastische Grenze oder Zugbruch;
- zyklisches Plastizieren;
- Beulen;
- Ermüdung.

(5) Das Gesamtgleichgewicht des Tragwerkes (Gleiten, Abheben, Umkippen) ist durch diese Norm nicht abgedeckt, wird aber in EN1993-1-1 behandelt. Besondere Überlegungen für spezielle Anwendungsbereiche werden in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN1993 behandelt.

(6) Die in dieser Norm angegebenen Regeln gelten für Rotationsschalen und damit verbundene Kreis- und Kreisringplatten sowie stabförmige Ring- und Längssteifen, soweit sie Teile des vollständigen Tragwerkes sind. Es werden allgemeine Verfahren für computergestützte Berechnungen aller Schalenformen behandelt. In den Anhängen sind detaillierte Formelausdrücke für die Handberechnung von unversteiften Zylindern und Kegeln angegeben.

(7) Zylindrische und kegelförmige Schalenteile, -felder und -abschnitte werden in dieser Norm nicht explizit behandelt. Die angegebenen Regeln können jedoch anwendbar sein, wenn die zutreffenden Randbedingungen ausreichend berücksichtigt werden.

(8) Diese Norm gilt für stählerne Schalenkonstruktionen des konstruktiven Ingenieurbaus. Wenn keine Normen zu Schalenkonstruktionen aus anderen Metallen existieren, gelten die Festlegungen dieser Norm, vorausgesetzt, die jeweiligen Materialeigenschaften werden berücksichtigt.

(9) Die in dieser Norm angegebenen Regeln gelten für die in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN1993 definierten Temperaturbereiche. Der Temperaturhöchstwert ist so festgelegt, dass Kriecheinflüsse vernachlässigt werden können, sofern sie nicht im einschlägigen Anwendungsteil abgedeckt sind.

## **DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

- (10) Die in dieser Norm angegebenen Regeln gelten für Konstruktionen, die die in EN 1993-1-10 angegebenen Sprödbruchanforderungen erfüllen.
- (11) Die in dieser Norm angegebenen Regeln gelten für die Bemessung unter Einwirkungen, die ihrer Natur nach als quasi-statisch behandelt werden dürfen.
- (12) Im Rahmen dieser Norm wird vorausgesetzt, dass Windlast und Schüttgutfluss in der Regel als quasi-statisch behandelt werden dürfen.
- (13) Dynamische Effekte, einschließlich ihrer Folgen für die Ermüdung, sollten nach den einschlägigen Anwendungsteilen von EN 1993 berücksichtigt werden. In diesem Teil 1-6 werden die Schnittgrößen aus dynamischem Verhalten jedoch als quasi-statisch behandelt.
- (14) Die in dieser Norm angegebenen Regeln gelten für Tragwerke, die in Übereinstimmung mit EN 1090-2 gefertigt und errichtet werden.
- (15) Diese Norm behandelt keine Dichtigkeitsaspekte.
- (16) Diese Norm gilt für Konstruktionen innerhalb der folgenden Grenzen:
- Bemessungs-Metalltemperaturen innerhalb des Bereiches  $-50^{\circ}\text{C}$  bis  $+300^{\circ}\text{C}$ ,
  - Radius/Dicken-Verhältnisse innerhalb des Bereiches 20 bis 5 000.

**ANMERKUNG** Es ist zu beachten, dass die Regeln zum spannungsbasierten Tragsicherheitsnachweis in dieser Norm bei einigen Geometrien eher dickwandiger Schalen und einigen für diese geltenden Belastungsbedingungen recht konservativ sein können.

### **1.2 Normative Verweisungen**

Die folgenden zitierten Dokumente sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

*EN 1090-2, Ausführung von Stahltragwerken und Aluminiumtragwerken — Teil 2: Technische Anforderungen an die Ausführung von Tragwerken aus Stahl*

*EN 1990, Eurocode: Grundlagen der Tragwerksplanung*

*EN 1991, Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke*

*EN 1993-1-1, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau*

*EN 1993-1-3, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-3: Allgemeine Regeln – Ergänzende Regeln für dünnwandige Bauteile und Bleche*

*EN 1993-1-4, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-4: Allgemeine Bemessungsregeln - Ergänzende Regeln zur Anwendung nichtrostender Stähle*

*EN 1993-1-5, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-5: Plattenbeulen*

*EN 1993-1-9, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-9: Ermüdung*

*EN 1993-1-10, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-10: Stahlsortenauswahl im Hinblick auf Bruchzähigkeit und Eigenschaften in Dickenrichtung*

*EN 1993-1-12, T Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-12: Zusätzliche Regeln zur Erweiterung von EN 1993 auf Stahlgüten bis S 700*

*EN 1993-2, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 2: Stahlbrücken*

EN 1993-3-1, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 3-1: Türme und Maste*

EN 1993-3-2, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 3-2: Schornsteine*

EN 1993-4-1, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 4-1: Silos*

EN 1993-4-2, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 4-2: Tankbauwerke*

EN 1993-4-3, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 4-3: Rohrleitungen*

EN 1993-5, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 5: Pfähle und Spundwände*

### **1.3 Begriffe**

Die in EN 1990 für den allgemeinen Gebrauch in den Eurocodes für den konstruktiven Ingenieurbau definierten Begriffe gelten auch für die vorliegende Norm. Falls nicht anders festgelegt, gelten für die vorliegende Norm auch die Begriffe von ISO 8930. Ergänzend zu EN 1993-1-1 gelten für die Anwendung der vorliegenden Norm folgende Begriffe.

#### **1.3.1 Tragwerksformen, Geometrie**

##### **1.3.1.1**

##### **Schale**

Tragwerk oder Tragwerkselement, das aus einer gekrümmten dünnen Wandung besteht

##### **1.3.1.2**

##### **Rotationsschale**

Schale, deren geometrische Form durch eine Mittelfläche definiert ist, welche durch Rotation einer meridionalen Linie (Erzeugenden) um eine einzige Achse über ein Bogenmaß von  $2\pi$  erzeugt wird. Die Schale kann beliebig lang sein.

##### **1.3.1.3**

##### **vollständige Rotationsschale**

Schale, die aus mehreren Teilen zusammengesetzt ist, von denen jeder eine Rotationsschale darstellt

##### **1.3.1.4**

##### **Schalensegment**

Rotationsschale mit definierter Geometrie und konstanter Wanddicke: Kreiszylinder, Kegelstumpf, Kugelstumpf, Kreisringplatte, Toroidkrempe oder andere Formen

##### **1.3.1.5**

##### **Schalenfeld**

unvollständige Rotationsschale: Die Schale wird durch eine Erzeugende definiert, die mit einem Bogenmaß von weniger als  $2\pi$  um die Achse rotiert wird

##### **1.3.1.6**

##### **Schalenmittelfläche**

Gekrümmte Fläche, die an jedem Punkt der Schale mittig zwischen ihrer inneren und äußeren Oberfläche liegt. Falls die Schale an entweder einer oder beiden Oberflächen versteift ist, wird trotzdem die Mittelfläche der gekrümmten Wandung als Referenz-Schalenmittelfläche verwendet. Die Schalenmittelfläche dient als Referenzfläche für die Berechnung und kann an Wanddickensprüngen oder an Knotenlinien diskontinuierlich sein, was zu Exzentrizitäten führt, die für das Tragwerksverhalten der Schale wichtig sein können.

##### **1.3.1.7**

##### **Knotenlinie**

Linie, an der zwei oder mehr Schalensegmente zusammentreffen: Sie kann auch eine Steife einschließen. Die Anschlusslinie einer Ringsteife an eine Schale kann als Knotenlinie behandelt werden.

## **DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

### **1.3.1.8**

#### **Längssteife**

Örtliches Versteifungsbauteil, das einem Schalenmeridian folgt, welcher eine Erzeugende der Rotationsschale darstellt. Eine Längssteife soll entweder die Stabilität verbessern oder bei der Einleitung örtlicher Lasten mitwirken. Sie dient nicht primär dazu, den Widerstand gegen Biegeeffekte zu erhöhen, die durch Querlasten verursacht werden.

### **1.3.1.9**

#### **Rippe**

Örtliches Bauteil, das eine primäre Biegelastabtragung längs eines Schalenmeridians ermöglicht, welcher eine Erzeugende der Rotationsschale darstellt. Eine Rippe wird vorgesehen, um Querlasten mittels Biegung zu übertragen oder zu verteilen.

### **1.3.1.10**

#### **Ringsteife**

Örtliches Versteifungsbauteil, das der Umfangslinie der Rotationsschale an einem bestimmten Punkt des Schalenmeridians folgt. Es wird in der Regel angenommen, dass die Steifigkeit der Ringsteife in Bezug auf Verformungen aus der eigenen Ebene (meridionale Verschiebungen der Schale) vernachlässigbar ist, sie jedoch in Bezug auf Verformungen in der Ringebene steif ist. Sie wird entweder vorgesehen, um die Stabilität zu verbessern oder in Ringebene angreifende örtliche Lasten einzuleiten.

### **1.3.1.11**

#### **Basisring**

Tragwerkselement, das der Umfangslinie der Rotationsschale an deren Basis folgt und die Möglichkeit bietet, die Schale an ein Fundament oder ein anderes Tragwerkselement anzuschließen. Der Basisring wird auch benötigt, um die angenommenen Randbedingungen praktisch sicherzustellen.

### **1.3.1.12**

#### **Ringträger oder Ringbalken**

Versteifungsbauteil in Umfangsrichtung, das sowohl in Ringebene als auch rechtwinklig dazu eine Biegesteifigkeit- und Festigkeit aufweist. Ein Ringträger oder -balken ist ein lasttragendes Tragwerksbauteil zur Weiterleitung örtlicher Lasten in die Schale.

## **1.3.2 Grenzzustände**

### **1.3.2.1**

#### **plastische Grenze**

#### **LS1**

Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem das Tragwerk Fließzonen in einer solchen Anordnung entwickelt, dass seine Fähigkeit, weiter steigenden Lasten zu widerstehen, als erschöpft betrachtet werden muss. Die plastische Grenze ist nahe verwandt mit einer plastischen Grenzlast nach der Theorie kleiner Verschiebungen oder einem plastischen Kollapsmechanismus.

### **1.3.2.2**

#### **Zugbruch**

#### **LS1**

Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem die Schalenwandung infolge Zugbeanspruchung reißt

### **1.3.2.3**

#### **zyklisches Plastizieren**

#### **LS2**

Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem durch Be- und Entlastungszyklen wiederholtes Fließen verursacht wird, was zum Versagen infolge Kurzzeitermüdung führt, wenn die Kapazität des Werkstoffes zur Energieabsorption erschöpft ist

**1.3.2.4****Beulen****LS3**

Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem das Tragwerk unter Membrandruck- und/oder Membranschubbeanspruchung plötzlich seine Stabilität verliert. Beulen führt entweder zu großen Verformungen oder dazu, dass das Tragwerk nicht mehr in der Lage ist, die einwirkenden Lasten zu tragen.

**1.3.2.5****Ermüdung****LS4**

Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem wiederholte Belastungen Risse in der Schalenwandung verursachen, welche nach weiteren Lastzyklen zum Bruch führen können.

**1.3.3 Einwirkungen****1.3.3.1****Axiallast**

extern aufgebrachte Belastung in axialer Richtung

**1.3.3.2****Radiallast**

extern aufgebrachte Belastung normal zur Oberfläche einer Kreiszylinderschale

**1.3.3.3****Innendruck**

Anteil der Flächenbelastung, der normal zur Schalenoberfläche, nach außen gerichtet, wirkt. Seine Größe kann sowohl in Umfangs- als auch in Meridianrichtung veränderlich sein (z. B. bei Belastung durch Schüttgut in einem Silo).

**1.3.3.4****Außendruck**

Anteil der Flächenbelastung, der normal zur Schalenoberfläche, nach innen gerichtet, wirkt. Seine Größe kann sowohl in Meridian- als auch in Umfangsrichtung veränderlich sein (z. B. bei Windlast)

**1.3.3.5****hydrostatischer Druck**

linear mit der Axialkoordinate der Rotationsschale veränderlicher Druck

**1.3.3.6****Wandreibungsdruck**

meridionaler Anteil der Flächenbelastung entlang der Schalenwandung infolge Reibung, verbunden mit Innendruck (z. B. wenn die Schale Schüttgut enthält)

**1.3.3.7****örtliche Last**

Punktlast oder über einen begrenzten Bereich des Schalenumfangs und der Höhe verteilte Last

**1.3.3.8****Teilflächenlast**

örtlich Flächenlast normal zur Schalenoberfläche

**1.3.3.9****Soglast**

gleichförmiger Außendruck (Unterdruck) infolge des niedrigeren Innendrucks in einer mit betrieblichen oder Belüftungsöffnungen versehenen Schale unter Windeinwirkung

## **DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

### **1.3.3.10**

#### **Teilvakuum**

gleichförmiger Außendruck (Unterdruck) infolge Entnahme gespeicherter Flüssigkeiten oder Schüttgüter aus einem unzureichend belüfteten Behälter

### **1.3.3.11**

#### **thermische Einwirkung**

veränderliche Temperaturen entweder in Längs- oder in Umfangs- oder in Dickenrichtung der Schale

## **1.3.4 Schnittgrößen und Spannungen in Schalen**

### **1.3.4.1**

#### **Membranschnittgrößen**

Membranschnittgrößen sind die Kräfte je Längeneinheit der Schale, welche sich aus dem Integral des Verlaufs der Normalspannungen und der Schubspannungen parallel zur Schalenmittelfläche über die Schalendicke ergeben. Unter elastischen Bedingungen erzeugt jede dieser Schnittgrößen einen Spannungszustand, der gleichmäßig über die Schalendicke verläuft. Es gibt drei Membranschnittgrößen an jedem Punkt (siehe Bild 1.1e)).

### **1.3.4.2**

#### **Biegeschnittgrößen**

Biegeschnittgrößen sind die Biege- und Drehmomente je Längeneinheit der Schale, welche sich aus dem Integral des Flächenmomentes ersten Grades des Verlaufs der Normalspannungen und der Schubspannungen parallel zur Schalenmittelfläche über die Schalendicke ergeben. Unter elastischen Bedingungen erzeugt jede dieser Schnittgrößen einen Spannungszustand, der über die Schalendicke linear verläuft mit dem Wert Null an der Schalenmittelfläche. Es gibt zwei Biegemomente und ein Drehmoment an jedem Punkt.

### **1.3.4.3**

#### **Querschubschnittgrößen**

Querschubschnittgrößen sind die Kräfte je Längeneinheit der Schale, welche sich aus dem Integral des Verlaufs des Querschubes senkrecht zur Schalenmittelfläche über die Schalendicke ergeben. Unter elastischen Bedingungen erzeugt jede dieser Schnittgrößen einen Spannungszustand, der parabelförmig über die Schalendicke verläuft. Es gibt zwei Querschubschnittgrößen an jedem Punkt (siehe Bild 1.1f)).

### **1.3.4.4**

#### **Membranspannungen**

Membranspannungen sind wie folgt definiert: Membranschnittgrößen geteilt durch die Schalendicke (siehe Bild 1.1e))

### **1.3.4.5**

#### **Biegespannungen**

Biegespannungen im elastischen Bereich sind wie folgt definiert: Biegeschnittgrößen multipliziert mit 6 und dividiert durch das Quadrat der Schalendicke.

## **1.3.5 Berechnungskonzepte**

### **1.3.5.1**

#### **globale Berechnung**

Berechnung, die das gesamte Tragwerk umfasst, anstatt einzelne Tragwerksteile separat zu behandeln

### **1.3.5.2**

#### **membrantheoretische Berechnung**

Berechnung, die das Tragverhalten einer dünnwandigen Schalenstruktur unter verteilten Lasten unter der Annahme beschreibt, dass das Gleichgewicht mit den äußeren Lasten ausschließlich durch Membrankräfte erreicht wird

### **1.3.5.3**

#### **lineare elastische Schalenberechnung**

##### **LA**

Berechnung, die das Tragverhalten einer dünnwandigen Schalenstruktur auf der Grundlage der linear-elastischen Schalenbiegetheorie kleiner Verformungen beschreibt, angewendet auf die perfekte Geometrie der Schalenmittelfläche

### **1.3.5.4**

#### **lineare elastische Verzweigungs(eigenwert)-Berechnung**

##### **LBA**

Berechnung, die den linearen Verzweigungseigenwert für eine dünnwandige Schalenstruktur auf der Grundlage der linear-elastischen Schalenbiegetheorie kleiner Verformungen beschreibt, angewendet auf die perfekte Geometrie der Schalenmittelfläche. Es ist zu beachten, dass sich die Bezeichnung Eigenwert hier nicht auf Schwingungszustände bezieht.

### **1.3.5.5**

#### **geometrisch nichtlineare elastische Berechnung**

##### **GNA**

Berechnung auf der Grundlage der auf die perfekte Struktur angewendeten Schalenbiegetheorie und eines linear-elastischen Werkstoffgesetzes, jedoch unter Zuhilfenahme einer nichtlinearen Theorie großer Verformungen für die Verschiebungen, die allen Änderungen der Geometrie, die durch die Einwirkungen auf die Schale hervorgerufen werden, in vollem Umfang Rechnung trägt. Diese Berechnung schließt eine Verzweigungseigenwert-Überprüfung auf jedem Belastungsniveau ein.

### **1.3.5.6**

#### **materiell nichtlineare Berechnung**

##### **MNA**

Berechnung auf der Grundlage der Schalenbiegetheorie kleiner Verformungen, angewendet auf die perfekte Struktur (wie in **1.3.5.3** definiert), aber unter Zuhilfenahme eines nichtlinearen elasto-plastischen Werkstoffgesetzes

### **1.3.5.7**

#### **geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung**

##### **GMNA**

Berechnung auf der Grundlage der auf die perfekte Struktur angewendeten Schalenbiegetheorie und unter Zuhilfenahme einer nichtlinearen Theorie großer Verformungen für die Verschiebungen und eines nichtlinearen elasto-plastischen Werkstoffgesetzes. Diese Berechnung schließt eine Verzweigungseigenwert-Überprüfung auf jedem Belastungsniveau ein.

### **1.3.5.8**

#### **geometrisch nichtlineare elastische Berechnung mit Imperfektionen**

##### **GNIA**

Berechnung ähnlich der in **1.3.5.5** definierten GNA-Berechnung, aber mit ausdrücklich eingeschlossenen Imperfektionen, d.h. angewendet auf ein Modell für die Strukturgeometrie, das die imperfekte Form einschließt (z. B. unvermeidbare Abweichungen der Schalenmittelfläche von der idealen Form). Mit den Imperfektionen wird der Einfluss der Abweichungen von den angesetzten Randbedingungen und/oder der Einfluss von Eigenspannungen berücksichtigt. Diese Berechnung schließt eine Überprüfung der Verzweigungslast auf jedem Belastungsniveau ein.

## **DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

### **1.3.5.9**

#### **geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung mit Imperfektionen**

##### **GMNIA**

Berechnung, bei der Imperfektionen ausdrücklich eingeschlossen sind und die auf der Grundlage der auf die imperfekte Struktur (z. B. unvermeidbare Abweichungen der Schalenmittelfläche von der idealen Form) angewendeten Schalenbiegetheorie erfolgt unter Zuhilfenahme eines nichtlinearen elasto-plastischen Werkstoffgesetzes sowie einer nichtlinearen Theorie großer Verformungen für Verschiebungen, die allen Änderungen der Geometrie, die durch die Einwirkungen auf die Schale hervorgerufen werden, in vollem Umfang Rechnung trägt. Zu den Imperfektionen können auch Imperfektionen in den Randbedingungen und Eigenspannungen gehören. Diese Berechnung schließt eine Verzweigungseigenwert- Überprüfung auf jedem Belastungsniveau ein.

### **1.3.6 Bei der spannungsbasierten Bemessung verwendete Spannungskategorien**

#### **1.3.6.1**

##### **Primärspannungen**

System von Spannungen, das zur Herstellung des Gleichgewichts mit der wirkenden Lasten erforderlich ist. Es umfasst in erster Linie Membranspannungen, unter bestimmten Bedingungen können jedoch auch Biegespannungen erforderlich sein, um Gleichgewicht herzustellen.

#### **1.3.6.2**

##### **Sekundärspannungen**

Spannungen, die entweder durch die interne Kompatibilität entstehen oder durch die Kompatibilität mit den Randbedingungen, verbunden mit einwirkenden Lasten oder Verschiebungen (Temperatur, Vorspannung, Setzung, Schrumpfen). Diese Spannungen sind nicht erforderlich, um Gleichgewicht zwischen einem internen Spannungszustand und den externen Lasten herzustellen.

### **1.3.7 Spezielle Definitionen für Beulberechnungen**

#### **1.3.7.1**

##### **idealer Beulwiderstand**

kleinste Verzweigungs- oder Durchschlagslast, berechnet unter den idealisierenden Annahmen elastischen Werkstoffverhaltens, perfekter Geometrie, perfekter Lasteinleitung, perfekter Auflagerung, isotropen Werkstoffes und Abwesenheit von Eigenspannungen (LBA-Berechnung)

#### **1.3.7.2**

##### **ideale Beulspannung**

zum idealen Beulwiderstand gehörende Membranspannung

#### **1.3.7.3**

##### **plastischer Referenzwiderstand**

plastische Grenzlast, berechnet unter den idealisierenden Annahmen starr-plastischen Werkstoffverhaltens, perfekter Geometrie, perfekter Lasteinleitung, perfekter Auflagerung und isotropen Werkstoffes (durch MNA-Berechnung modelliert)

#### **1.3.7.4**

##### **charakteristischer Beulwiderstand**

Beullast unter Berücksichtigung des inelastischen Werkstoffverhaltens, der in praktischen Stahlbauten unvermeidbaren geometrischen und strukturellen Imperfektionen und gegebenenfalls vorhandener Folgelasteffekte

#### **1.3.7.5**

##### **charakteristische Beulspannung**

zum charakteristischen Beulwiderstand gehörende Membranspannung

**1.3.7.6****Bemessungsbeulwiderstand**

Bemessungswert der Beullast, ermittelt aus dem charakteristischen Beulwiderstand durch Division durch den Teilsicherheitsbeiwert für den Widerstand

**1.3.7.7****Bemessungsbeulspannung**

zum Bemessungsbeulwiderstand gehörende Membranspannung

**1.3.7.8****maßgebende Spannung**

festgelegter Wert in einem veränderlichen Spannungsfeld, der zur Charakterisierung der Beanspruchung beim Beulsicherheitsnachweis verwendet wird

**1.3.7.9****Herstelltoleranz-Qualitätsklasse**

für die Bemessung angenommene Kategorie der Anforderungen an die Herstellgenauigkeit, siehe 8.4

## 1.4 Formelzeichen

(1) In dieser Norm werden über die in EN 1990 und EN 1993-1-1 angegebenen Formelzeichen hinaus die Folgenden verwendet.

(2) Koordinatensystem, siehe Bild 1.1:

- $r$  Radialkoordinate, normal zur Rotationsachse;
- $x$  Meridiankoordinate;
- $z$  Axialkoordinate;
- $\theta$  Umfangskoordinate;
- $\phi$  Meridianneigung: Winkel zwischen der Rotationsachse und der Normalen auf dem Schalenmeridian;

(3) Drücke:

- $p_n$  normal zur Schalenmittelfläche;
- $p_x$  in Schalenmittelfläche tangential in Meridianrichtung;
- $p_\theta$  in Schalenmittelfläche tangential in Umfangsrichtung;

(4) Linienlasten:

- $P_n$  je Umfangslängeneinheit, normal zur Schalenmittelfläche;
- $P_x$  je Umfangslängeneinheit, in Meridianrichtung;
- $P_\theta$  je Umfangslängeneinheit, in Umfangsrichtung;

(5) Membranschnittgrößen:

- $n_x$  Membrannormalkraft in Meridianrichtung;
- $n_\theta$  Membrannormalkraft in Umfangsrichtung;
- $n_{x\theta}$  Membranschubkraft;

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(6) Biegeschnittgrößen (je Längeneinheit):

- $m_x$  Biegemoment, das Spannungen in Meridianrichtung erzeugt;
- $m_\theta$  Biegemoment, das Spannungen in Umfangsrichtung erzeugt;
- $m_{x\theta}$  Drillmoment;
- $q_{xn}$  zur Meridianbiegung gehörende Querkraft;
- $q_{\theta n}$  zur Umfangsbiegung gehörende Querkraft;

(7) Spannungen:

- $\sigma_x$  Meridianspannung;
- $\sigma_\theta$  Umfangsspannung;
- $\sigma_{eq}$  von Mises-Vergleichsspannung (kann bei zyklischer Belastung auch negative Werte annehmen);
- $\tau, \tau_{x\theta}$  Membranschubspannung;
- $\tau_{xn}, \tau_{\theta n}$  Querkraftschubspannung – zur Meridianbiegung gehörend, zur Umfangsbiegung gehörend;

(8) Verschiebungen:

- $u$  Verschiebung in Meridianrichtung;
- $v$  Verschiebung in Umfangsrichtung;
- $w$  Verschiebung normal zur Schalenmittelfläche;
- $\beta_\phi$  Verdrehung in Meridianrichtung, siehe 5.2.2;

(9) Schalenabmessungen:

- $d$  Innendurchmesser der Schale;
- $L$  Gesamtlänge der Schale;
- $\ell$  Länge eines Schalensegmentes;
- $\ell_g$  Messlänge für die Messung von Imperfektionen;
- $\ell_{g\theta}$  Messlänge für die Messung von Imperfektionen in Umfangsrichtung;
- $\ell_{gw}$  Messlänge für die Messung von Imperfektionen über Schweißnähte hinweg;
- $\ell_{gx}$  Messlänge für die Messung von Imperfektionen in Meridianrichtung;
- $\ell_R$  Grenzlänge einer Schale für den Beulsicherheitsnachweis;
- $r$  Radius der Schalenmittelfläche, rechtwinklig zur Rotationsachse;
- $t$  Dicke der Schalenwandung;
- $t_{max}$  maximale Dicke der Schalenwandung an einem Stoß;
- $t_{min}$  Mindestdicke der Schalenwandung an einem Stoß;
- $t_{ave}$  mittlere Dicke der Schalenwandung an einem Stoß;
- $\beta$  halber Öffnungswinkel eines Kegels;

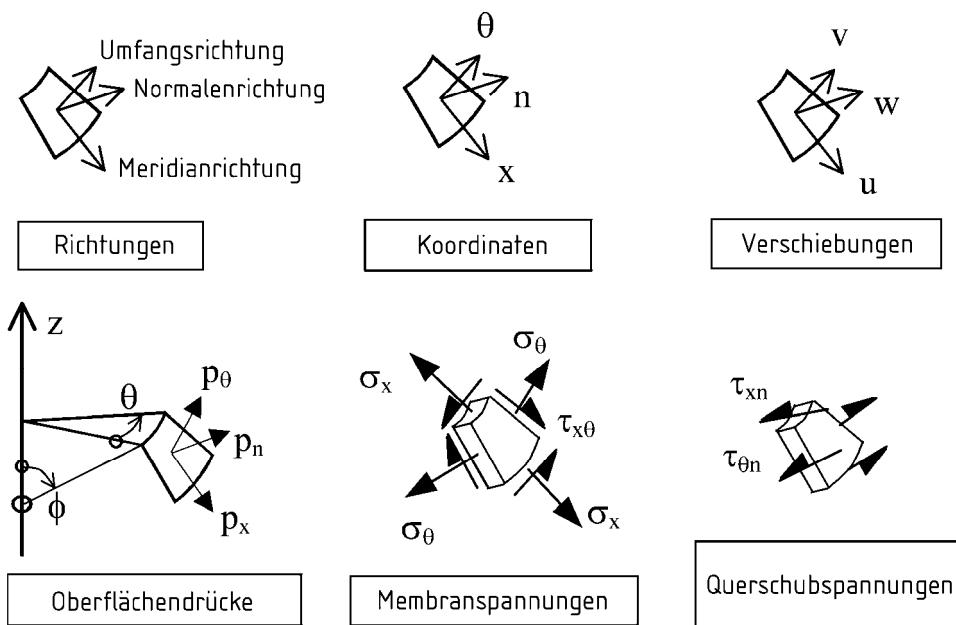


Bild 1.1 — Bezeichnungen in Rotationsschalen

(10) Herstelltoleranzen, siehe 8.4:

- $e$  unplanmäßige Exzentrizität zwischen den Schalenmittelflächen miteinander verbundener Bleche;
- $U_e$  Toleranzparameter für unplanmäßige Exzentrizität;
- $U_r$  Toleranzparameter für Unrundheit;
- $U_n$  Parameter für Imperfektionsamplitude bei numerischen Berechnungen;
- $U_0$  Toleranzparameter für Vorbeule;
- $\Delta w_0$  Amplitude einer Vorbeule rechtwinklig zur Schalenmittelfläche;

(11) Werkstoffeigenschaften:

- $E$  Elastizitätsmodul;
- $f_{eq}$  von Mises-Vergleichsfließspannung;
- $f_y$  Streckgrenze;
- $f_u$  Zugfestigkeit;
- $\nu$  Querkontraktionszahl (Poissonzahl);

(12) Parameter bei Tragsicherheitsnachweisen:

- $C$  Koeffizient beim Beulsicherheitsnachweis;
- $D$  Schädigungssumme beim Ermüdungssicherheitsnachweis;
- $F$  allgemeine Einwirkung;
- $F_{Ed}$  einer Bemessungssituation entsprechende Einwirkung auf ein komplettes Tragwerk (Bemessungswerte);
- $F_{Rd}$  Rechenwerte der Einwirkung im Zustand des höchsten Tragwerkswiderstandes (Bemessungswerte);

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

- $r_{Rk}$  bezogener charakteristischer Beulwiderstand (mit Indizes zur Identifizierung der Grundlage): definiert als Verhältnis ( $F_{Rk}/F_{Ed}$ );
- $r_{Rp}$  bezogener plastischer Referenzwiderstand (definiert als Lastfaktor auf die Bemessungslasten, ermittelt mit einer MNA-Berechnung);
- $r_{Rcr}$  bezogener idealer Beulwiderstand (definiert als Lastfaktor auf die Bemessungslasten, ermittelt mit einer LBA-Berechnung);

**ANMERKUNG** Um die Konsistenz der Formelzeichen in der gesamten Normenreihe EN 1993 sicherzustellen, wird hier anstelle von  $R_{Ri}$  das Formelzeichen für den bezogenen Referenzwiderstand  $r_{Ri}$  verwendet. Zur Vermeidung von Missverständnissen ist zu beachten, dass in Fachkreisen der Schalentragwerksbemessung weithin das Formelzeichen  $R_{Ri}$  verwendet wird.

- $k$  Kalibrierungsfaktor für nichtlineare Berechnungen;
- $k$  Parameter in den Gleichungen zur Beulinteraktion;
- $n$  Anzahl von Lastspielen;
- $\alpha$  Faktor für elastische Imperfektionsabminderung beim Beulsicherheitsnachweis;
- $\beta$  Faktor für plastischen Bereich beim Beulsicherheitsnachweis;
- $\gamma$  Teilsicherheitsbeiwert;
- $\Delta$  Schwingbreite bei alternierenden oder zyklischen Lasten;
- $\varepsilon_p$  plastische Dehnung;
- $\eta$  Exponent in der Gleichung für die Beulkurvenform;
- $\bar{\lambda}$  bezogener Schalenschlankheitsgrad;
- $\bar{\lambda}_{ov}$  bezogener Schlankheitsgrad der gesamten Schale (mehrere Segmente);
- $\bar{\lambda}_o$  vollplastischer Grenzschlankheitsgrad (Wert von  $\bar{\lambda}$ , oberhalb dessen der Widerstand aufgrund von Instabilität oder Änderung der Geometrie gemindert wird);
- $\bar{\lambda}_p$  teilplastischer Grenzschlankheitsgrad (Wert von  $\bar{\lambda}$ , unterhalb dessen die Plastizität die Stabilität beeinflusst);
- $\omega$  bezogener Längenparameter einer Kreiszylinderschale;
- $\chi$  Beulabminderungsfaktor für elastisch-plastische Effekte beim Beulsicherheitsnachweis;
- $\chi_{ov}$  Beulabminderungsfaktor für die gesamte Schale;

(13) Indizes:

- E Spannungs- oder Verschiebungswert (als Folge von Bemessungseinwirkungen);
- F Einwirkungen;
- M Werkstoff/Material;
- R Widerstand;
- cr idealer Beulwert;
- d Bemessungswert;
- int innen;
- k charakteristischer Wert;

max Maximalwert;  
min Mindestwert;  
nom Nennwert;  
pl plastischer Wert;  
u Traglastwert;  
y Fließwert.

(14) Weitere Formelzeichen werden bei erstmaligem Auftreten definiert.

## 1.5 Vorzeichenvereinbarungen

- (1) Nach außen gerichtet positiv: Innendruck positiv, Verschiebung nach außen positiv, Ausnahme: siehe (4).
- (2) Zugspannungen positiv, Ausnahme: siehe (4).

ANMERKUNG Druck wird in EN 1993-1-1 als positiv betrachtet.

- (3) Schubspannungen positiv wie in Bildern 1.1 und D.1 dargestellt.

(4) Zur Vereinfachung werden in Abschnitt 8 und in Anhang D Druckspannungen als positiv betrachtet. Dort werden außerdem sowohl Außendrücke als auch Innendrücke als positiv behandelt.

## 2 Grundlagen der Bemessung und Modellierung

### 2.1 Allgemeines

(1) P Für die Grundlagen der Bemessung gilt EN 1990, ergänzt durch die folgenden Regeln.

(2) Die Schale sollte vor allem so bemessen werden, dass sie alle Einwirkungen trägt und die folgenden Anforderungen erfüllt:

- Gesamtauftrieb;
- Gleichgewicht zwischen Einwirkungen und inneren Schnittgrößen, siehe Abschnitte 6 und 8;
- Vermeidung von Rissen infolge zyklischen Plastizierens, siehe Abschnitt 7;
- Begrenzung von Rissen infolge Ermüdung, siehe Abschnitt 9.

(3) Die Bemessung der Schale sollte die Gebrauchstauglichkeitsanforderungen erfüllen, die in der jeweils maßgebenden Anwendungsnorm (EN 1993 Teil 3-1, Teil 3-2, Teil 4-1, Teil 4-2, Teil 4-3) festgelegt sind.

(4) Die Schale darf auch aufgrund einer versuchsgestützten Bemessung dimensioniert werden. Wo angebracht, sind die entsprechenden Anforderungen in der maßgebenden Anwendungsnorm (EN 1993 Teil 3-1, Teil 3-2, Teil 4-1, Teil 4-2, Teil 4-3) festgelegt.

(5) Alle Einwirkungen sollten mit ihren Bemessungswerten nach EN 1991 bzw. EN 1993 Teil 3-1, Teil 3-2, Teil 4-1, Teil 4-2 oder Teil 4-3 eingeführt werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

## **2.2 Berechnungskonzepte**

### **2.2.1 Allgemeines**

(1) In Abhängigkeit vom Grenzzustand und von anderen Überlegungen sollte(n) eines oder mehrere der nachfolgend genannten Berechnungskonzepte, wie in Abschnitt 4 näher ausgeführt, angewendet werden:

- globale Berechnung, siehe 2.2.2;
- membrantheoretische Berechnung, siehe 2.2.3;
- lineare elastische Berechnung, siehe 2.2.4;
- lineare elastische Verzweigungsberechnung, siehe 2.2.5;
- geometrisch nichtlineare elastische Berechnung, siehe 2.2.6;
- materiell nichtlineare Berechnung, siehe 2.2.7;
- geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung, siehe 2.2.8;
- geometrisch nichtlineare elastische Berechnung mit Imperfektionen, siehe 2.2.9;
- geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung mit Imperfektionen, siehe 2.2.10.

### **2.2.2 Globale Berechnung**

(1) Für eine globale Berechnung dürfen vereinfachte Ansätze zur Erfassung einzelner Tragwerksteile angewendet werden.

### **2.2.3 Membrantheoretische Berechnung**

(1) Eine membrantheoretische Berechnung sollte nur angewendet werden, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind:

- die Randbedingungen sind geeignet, um die Beanspruchungen der Schale ohne wesentliche Biegeeffekte in Auflagerreaktionen zu überführen;
- die Schalengeometrie ist stetig veränderlich (ohne Diskontinuitäten);
- die Lasten sind stetig verteilt (ohne örtliche Konzentrationen oder Punktlasten).

(2) Eine membrantheoretische Berechnung muss nicht notwendigerweise Verformungskompatibilität an Rändern oder zwischen Schalensegmenten unterschiedlicher Form oder zwischen unterschiedlich belasteten Schalensegmenten liefern. Die ermittelten Membranschnittkräfte erfüllen jedoch die Anforderungen in Bezug auf die Primärspannungen (LS1).

### **2.2.4 Lineare elastische Berechnung (LA)**

(1) Die Linearität der Theorie folgt aus den Annahmen linear-elastischen Werkstoffverhaltens und linearer kleiner Verformungen. Die Theorie kleiner Verformungen impliziert, dass die Geometrie identisch mit derjenigen der unverformten Struktur bleibt.

(2) Eine LA-Berechnung erfüllt sowohl die Bedingungen der Verformungskompatibilität als auch des Gleichgewichtes. Die ermittelten Membran- und Biegeschnittkräfte erfüllen die Bedingungen für Primär- und Sekundärspannungen (AC) LS1 bis LS4 (AC).

## 2.2.5 Lineare elastische Verzweigungsberechnung (LBA)

(1) Die Bedingungen von 2.2.4 in Bezug auf die Annahmen zum Werkstoffverhalten und zur Geometrie werden erfüllt. Diese lineare Verzweigungsberechnung liefert jedoch unter der Annahme, dass sich weder die Geometrie noch die Belastungsrichtung oder das Werkstoffverhalten ändert, den kleinsten Eigenwert, bei dem die Schale in einen anderen Verformungszustand beulen kann. Imperfektionen aller Art werden außer Acht gelassen. Dieses Berechnungskonzept liefert den bezogenen idealen elastischen Beulwiderstand  $r_{R_{cr}}$ , siehe 8.6 und 8.7 (LS3).

## 2.2.6 Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung (GNA)

(1) Eine GNA-Berechnung erfüllt sowohl die Bedingungen des Gleichgewichtes als auch der Verformungskompatibilität, und zwar unter Einschluss der Geometrieveränderung, die von der Belastung verursacht wird. Das ermittelte Spannungsfeld erfüllt die Bedingungen für Primär- und Sekundärspannungen (AC) LS2 und LS4 (AC).

(2) Wenn Druck- oder Schubspannungen in gewissen Teilen der Schale dominieren, liefert eine GNA-Berechnung die elastische Beullast der perfekten Struktur – einschließlich Änderungen der Geometrie –, die beim Beulsicherheitsnachweis (LS3) hilfreich sein kann.

(3) Falls dieses Berechnungskonzept für eine Beullastberechnung verwendet wird, müssen die Eigenwerte des Systems überprüft werden, um sicherzustellen, dass der numerische Prozess tatsächlich eine Verzweigung im Lastpfad erkennt.

## 2.2.7 Materiell nichtlineare Berechnung (MNA)

(1) Das Ergebnis einer MNA-Berechnung ist die plastische Grenzlast, die als Lasterhöhungsfaktor  $r_{R_{pl}}$  bezüglich des Bemessungswertes der Einwirkungen  $F_{Ed}$  formuliert werden kann. Dieses Berechnungskonzept liefert den in 8.6 und 8.7 zu verwendenden bezogenen plastischen Referenzwiderstand  $r_{R_{pl}}$ .

(2) Eine MNA-Berechnung kann für den Tragsicherheitsnachweis gegen AC die Grenzzustände LS1 und LS3 (AC) verwendet werden.

(3) Eine MNA-Berechnung kann auch durchgeführt werden, um das plastische Dehnungssinkrement  $\Delta\varepsilon$  während eines Lastspiels zyklischer Belastung zu ermitteln, das für den Nachweis gegen zyklisches Plastizieren (LS2) verwendet werden kann.

## 2.2.8 Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung (GMNA)

(1) Die Ergebnisse einer GMNA-Berechnung sind, analog zu 2.2.7, die geometrisch nichtlineare plastische Grenzlast der perfekten Struktur und das plastische Dehnungssinkrement, die für die Nachweise gegen die Grenzzustände LS1 und LS2 verwendet werden können.

(2) Wenn Druck- oder Schubspannungen in gewissen Teilen der Schale dominieren, liefert eine GMNA-Berechnung die elasto-plastische Beullast der perfekten Struktur, die beim Beulsicherheitsnachweis (LS3) hilfreich sein kann, siehe 8.7.

(3) Falls dieses Berechnungskonzept für eine Beullastberechnung verwendet wird, sollten die Eigenwerte des Systems überprüft werden, um sicherzustellen, dass der numerische Prozess tatsächlich eine Verzweigung im Lastpfad erkennt.

## 2.2.9 Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung mit Imperfektionen (GNIA)

(1) Eine GNIA-Berechnung wird in Fällen verwendet, in denen Druck- oder Schubspannungen in der Schale dominieren. Sie liefert elastische Beullasten der imperfekten Struktur, die beim Beulsicherheitsnachweis (LS3) hilfreich sein können.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

(2) Falls dieses Berechnungskonzept für eine Beullastberechnung (LS3) verwendet wird, sollten die Eigenwerte des Systems überprüft werden, um sicherzustellen, dass der numerische Prozess tatsächlich eine Verzweigung im Lastpfad erkennt. Es muss sorgfältig darauf geachtet werden, sicherzustellen, dass die örtlichen Spannungen nicht Werte überschreiten, bei denen die Werkstoffnichtlinearität das Tragverhalten beeinflussen kann.

### 2.2.10 Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung mit Imperfektionen (GMNIA)

(1) Eine GMNIA-Berechnung wird in Fällen verwendet, in denen Druck- oder Schubspannungen in der Schale dominieren. Sie liefert elasto-plastische Beullasten der „realen“ imperfekten Struktur, die für den Beulsicherheitsnachweis (LS3) verwendet werden können, siehe 8.7.

(2) Falls dieses Berechnungskonzept für eine Beullastberechnung verwendet wird, sollten die Eigenwerte des Systems überprüft werden, um sicherzustellen, dass der numerische Prozess tatsächlich eine Verzweigung im Lastpfad erkennt.

(3) Falls dieses Berechnungskonzept für eine Beullastberechnung verwendet wird, sollte zusätzlich immer auch eine GMNA-Berechnung der perfekten Schale durchgeführt werden, um die Imperfektionsempfindlichkeit des Tragwerks erkennen zu können.

## 2.3 Schalenrandbedingungen

(1) Die für die Bemessungsberechnung angenommenen Randbedingungen sollten so gewählt werden, dass sie zuverlässig ein realistisches oder konservatives Modell der realen Konstruktion darstellen. Besondere Beachtung sollte nicht nur der Behinderung von Verschiebungen rechtwinklig zur Schalenwandung (Durchbiegungen) gewidmet werden, sondern auch der Behinderung von Verschiebungen in der Ebene der Schalenwandung (in Meridian- und in Umfangsrichtung), weil sie signifikante Auswirkungen auf die Festigkeit und den Beulwiderstand der Schale haben.

(2) In Schalenbeulberechnungen (Eigenwertanalysen) für den Grenzzustand LS3 sollte sich die Definition der Randbedingungen auf die inkrementellen Verschiebungen während des Beulprozesses beziehen und nicht auf die Gesamtverschiebungen, die vor dem Beulen von den einwirkenden Lasten erzeugt wurden.

(3) Die Randbedingungen am kontinuierlich unterstützten unteren Rand einer Schale sollten berücksichtigen, ob örtliches Anheben der Schale verhindert wird oder nicht.

(4) Die Verdrehung des Schalenrandes  $\beta_\phi$  sollte besonders in kurzen Schalen und bei der Berechnung von Sekundärspannungen in längeren Schalen (nach den Grenzzuständen LS2 und LS4) beachtet werden.

(5) Die in 5.2.2 beschriebenen Randbedingungen sollten für Computerberechnungen und zur Auswahl der zutreffenden Formelausdrücke in den Anhängen A bis D verwendet werden.

(6) Die konstruktiven Verbindungen zwischen Schalensegmenten an einer Knotenlinie sollten so beschaffen sein, dass die für die Berechnung der einzelnen Schalensegmente angenommenen Randbedingungen praktisch sichergestellt sind.

## 3 Werkstoffe und Geometrie

### 3.1 Werkstoffeigenschaften

(1) Die Werkstoffeigenschaften der Stähle sind der einschlägigen Anwendungsnorm zu entnehmen.

(2) Wenn Werkstoffe mit nichtlinearer Spannungsdehnungslinie eingesetzt werden und ein spannungsbasierter Beulsicherheitsnachweis (siehe 8.5) geführt wird, sollte anstelle des Anfangstangentenmoduls  $E$  ein reduzierter Wert für den  $E$ -Modul eingesetzt werden. Falls kein besseres Verfahren zur Verfügung steht, sollte bei der Berechnung des idealen Beulwiderstandes oder der idealen Beulspannung der zur 0,2 %-Dehngrenze gehörende Sekantenmodul verwendet werden.

(3) Für eine globale numerische Berechnung unter Einschluss der Werkstoffnichtlinearität sollte in allen relevanten Gleichungen als Fließspannung  $f_y$  die 0,2 %-Dehnungsgrenze verwendet werden. Die Spannungsdehnungslinie sollte für unlegierte Stähle aus EN 1993-1-5, Anhang C, und für nichtrostende Stähle aus EN 1993-1-4, Anhang C entnommen werden.

(4) Die Werkstoffeigenschaften gelten für Temperaturen bis 150 °C.

**ANMERKUNG** Im Nationalen Anhang dürfen Informationen zu den Werkstoffeigenschaften bei Temperaturen über 150 °C angegeben werden.

### **3.2 Bemessungswerte der Abmessungen**

(1) Die Wanddicke  $t$  der Schale sollte wie in der einschlägigen Anwendungsnorm festgelegt angesetzt werden. Falls keine der vorhandenen Anwendungsnormen auf den gegebenen Fall zutrifft, ist die Nennwandungsdicke, reduziert um den vorgeschriebenen Korrosionsabschlag, zu verwenden.

(2) Die Dickenbereiche, innerhalb derer die Regeln der vorliegenden Norm angewendet werden dürfen, sind in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN 1993 festgelegt.

(3) Als Referenzfläche für die Lasten sollte die Schalenmittelfläche verwendet werden.

(4) Als rechnerischer Schalenradius  $r$  sollte der rechtwinklig zur Rotationsachse gemessene Nennradius der Schalenmittelfläche verwendet werden.

(5) Die Regeln der vorliegenden Norm für den Beulsicherheitsnachweis sollten nicht außerhalb der Gültigkeitsbereiche für das Verhältnis  $r/t$  angewendet werden, die in Abschnitt 8 oder Anhang D oder in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN 1993 angegeben sind.

### **3.3 Geometrische Toleranzen und geometrische Imperfektionen**

(1) Toleranzwerte für die Abweichungen der Schalengeometrie von den Nennwerten sind, soweit sie Gebrauchstauglichkeitsanforderungen betreffen, in den Ausführungsnormen angegeben. Zu beachtende Abweichungen sind:

- Unrundheit (Abweichung von der Kreisform);
- Exzentrizitäten (Abweichungen von der Stetigkeit der Schalenmittelfläche an Blechstößen, rechtwinklig zur Schale betrachtet);
- örtliche Vorbeulen (örtliche Abweichungen von der Schalenmittelfläche rechtwinklig zu ihr).

**ANMERKUNG** Die Ausführungsanforderungen sind in EN 1090 festgelegt, an dieser Stelle wird jedoch wegen der kritischen Beziehung zwischen der Form der Toleranzen, der Größe des Toleranzmaßes und dem zu bestimmenden Widerstand der Schalenstruktur eine genauere Beschreibung dieser Toleranzen gegeben.

(2) Wenn der Grenzzustand Beulen (LS3, siehe 4.1.3) einer der zu beachtenden Grenzzustände der Tragfähigkeit ist, sind zusätzliche beulrelevante geometrische Toleranzwerte einzuhalten, um die geometrischen Imperfektionen innerhalb festgelegter Grenzen zu halten. Diese beulrelevanten geometrischen Toleranzwerte sind in Abschnitt 8 oder in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN 1993 quantifiziert.

(3) Rechenwerte für die Abweichungen der Schalenmittelfläche von der Nenngeometrie, wie sie als Annahmen für geometrische Ersatzimperfektionen (Gesamtimperfektionen oder örtliche Imperfektionen) für den numerisch gestützten Beulsicherheitsnachweis mittels globaler GMNIA-Berechnung (siehe 8.7) benötigt werden, sollten aus den festgelegten geometrischen Toleranzen abgeleitet werden. Entsprechende Regeln sind in 8.7 oder in den einschlägigen Anwendungsteilen von EN 1993 angegeben.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

## 4 Grenzzustände der Tragfähigkeit in stählernen Schalen

### 4.1 Zu beachtende Grenzzustände

#### 4.1.1 LS1: Plastische Grenze oder Zugbruch

(1) Als Grenzzustand „Plastische Grenze“ sollte derjenige Zustand betrachtet werden, in dem die Fähigkeit der Struktur, ihren Einwirkungen zu widerstehen, infolge Werkstofffließens erschöpft ist. Der in diesem Grenzzustand von der Struktur geleistete Widerstand darf aus einem plastischen Kollapsmechanismus hergeleitet werden, der auf einer Theorie kleiner Verformungen beruht.

(2) Im Rahmen von LS1 sollte auch derjenige Zustand betrachtet werden, in dem die Schalenwandung durch ihre gesamte Dicke hindurch infolge von Zugbeanspruchung reißt, so dass die beiden Teile der Schale getrennt werden. Er wird „Zugbruch“ genannt.

(3) Bei Abwesenheit von Löchern für Verbindungsmittel darf der Grenzzustand Zugbruch als durch den Grenzzustand Plastische Grenze abgedeckt betrachtet werden. Sind jedoch Löcher für Verbindungsmittel vorhanden, so sollte ein zusätzlicher Tragsicherheitsnachweis nach EN 1993-1-1, 6.2, geführt werden.

(4) Beim Tragsicherheitsnachweis gegen den Grenzzustand LS1 darf plastisches oder teilplastisches Verhalten der Struktur angenommen werden (d. h. elastische Kompatibilität darf vernachlässigt werden).

ANMERKUNG Der grundlegende Charakter dieses Grenzzustandes ist, dass die getragenen Lasten oder Einwirkungen (der Widerstand) nicht erhöht werden können, ohne eine erhebliche Veränderung der Strukturgeometrie in Kauf zu nehmen oder die Verfestigungsreserven des Werkstoffes auszunutzen.

(5) Beim Nachweis von Grenzzustand LS1 sollten alle relevanten Lastkombinationen beachtet werden.

(6) Bei der Berechnung der Bemessungsspannungen und -schnittgrößen für den Nachweis von Grenzzustand LS1 sollte(n) eines oder mehrere der folgenden Berechnungskonzepte (siehe 2.2) angewendet werden:

- Membrantheorie;
- Gleichungen in den Anhängen A und B;
- lineare elastische Berechnung (LA);
- materiell nichtlineare Berechnung (MNA);
- geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung (GMNA).

#### 4.1.2 LS2: Zyklisches Plastizieren

(1) Als Grenzzustand „Zyklisches Plastizieren“ sollte derjenige Zustand betrachtet werden, in dem wiederholte Belastungs- und Entlastungszyklen Zug- und Druckfließen an derselben Stelle erzeugen, so dass im Tragwerk wiederholt plastische Arbeit geleistet wird, was schließlich zu örtlichen Rissen infolge Erschöpfung der Kapazität des Werkstoffes zur Energieabsorption führt.

ANMERKUNG Zu den Spannungen, die diesen Grenzzustand beschreiben, tragen alle Einwirkungen und Kompatibilitätsbedingungen des Tragwerks bei.

(2) Alle veränderlichen Einwirkungen (z. B. Nutzlasten und Temperaturgradienten), die zum Fließen führen und mit mehr als drei Lastspielen während der Lebensdauer der Struktur auftreten können, sollten beim Nachweis des Grenzzustandes LS2 berücksichtigt werden.

(3) Bei der Verifizierung dieses Grenzzustandes sollte die Verträglichkeit der Verformungen unter elastischen oder elastisch-plastischen Bedingungen berücksichtigt werden.

(4) Bei der Berechnung der Bemessungsspannungen und -schnittgrößen für den Nachweis von Grenzzustand LS2 sollte(n) eines oder mehrere der folgenden Berechnungskonzepte (siehe 2.2) angewendet werden:

- Formeln in Anhang C;
- elastische Berechnung (LA oder GNA);
- MNA- oder GMNA-Berechnung zur Bestimmung der plastischen Dehnungsscheingbreite.

(5) Versagen durch Kurzzeitermüdung (en: Low cycle fatigue) darf als ausgeschlossen gelten, wenn die in dieser Norm spezifizierten Nachweise geführt wurden.

#### **4.1.3 LS3: Beulen**

(1) Als Grenzzustand „Beulen“ sollte derjenige Zustand betrachtet werden, in dem das gesamte Tragwerk oder Teile davon plötzlich große Verformungen rechtwinklig zur Schalenmittelfläche entwickeln, verursacht durch Stabilitätsverlust unter Druck- oder Schub-Membranspannungen in der Schalenwandung, was zur Unfähigkeit, jegliche Erhöhung der Schnittgrößen zu ertragen, und daher möglicherweise zum Versagen des gesamten Tragwerks führt.

(2) Bei der Berechnung der Bemessungsspannungen und -schnittgrößen für den Nachweis von Grenzzustand LS3 sollte(n) eines oder mehrere der folgenden Berechnungskonzepte (siehe 2.2) angewendet werden:

- Membrantheorie, nur für axialsymmetrische Bedingungen (zu Ausnahmen siehe einschlägige Anwendungsteile von EN 1993);
- Formeln in Anhang A;
- lineare elastische Berechnung (LA), die für Spannungsberechnungen unter allgemeinen Belastungsbedingungen als Mindestforderung anzusehen ist (es sei denn, der betreffende Lastfall ist in Anhang A angegeben);
- lineare elastische Verzweigungsberechnung (LBA), die für Schalen unter allgemeinen Belastungsbedingungen gefordert ist, falls der ideale Beulwiderstand verwendet werden soll;
- materiell nichtlineare Berechnung (MNA), die für Schalen unter allgemeinen Belastungsbedingungen gefordert ist, falls der plastische Referenzwiderstand verwendet werden soll;
- GMNIA-Berechnung in Kombination mit MNA-, LBA- und GMNA-Berechnung und unter Anwendung geeigneter Ersatzimperfektionen und zu ermittelnder Kalibrierungsfaktoren.

(3) Beim Nachweis des Grenzzustandes LS3 sollten alle relevanten Lastkombinationen, die Druck- oder Schub-Membranspannungen in der Schale erzeugen, berücksichtigt werden.

(4) Da die Tragfähigkeit im Grenzzustand LS3 stark von der Qualität der Herstellung abhängt, sollten beim Nachweis die entsprechenden Anforderungen an die Ausführungstoleranzen beachtet werden.

**ANMERKUNG** Zu diesem Zweck werden drei Klassen für die geometrischen Toleranzen festgelegt, so genannte Herstelltoleranz-Qualitätsklassen sind in Abschnitt 8 angegeben.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12

### EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

#### 4.1.4 LS4: Ermüdung

- (1) Als Grenzzustand „Ermüdung“ sollte derjenige Zustand betrachtet werden, in dem wiederholte Zyklen von zu- und abnehmenden Spannungen zur Entstehung von ErmüdungsrisSEN führen.
- (2) Bei der Berechnung der Bemessungsspannungen und -schnittgrößen für den Nachweis von Grenzzustand LS4 sollten folgende Berechnungskonzepte (siehe 2.2) angewendet werden:
  - Formeln in Anhang C, zusammen mit Spannungskonzentrationsfaktoren;
  - elastische Berechnung (LA oder GNA), zusammen mit Spannungskonzentrationsfaktoren.
- (3) Alle veränderlichen Einwirkungen, die nach dem relevanten Einwirkungsspektrum in EN 1991 in Übereinstimmung mit dem entsprechenden Anwendungsteil von EN 1993-3 oder EN 1993-4 mit mehr als  $N_f$ -Zyklen während der Bemessungslaufzeit des Tragwerks auftreten, sollten beim Nachweis des Grenzzustandes LS4 berücksichtigt werden.

ANMERKUNG Der Wert von  $N_f$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $N_f = 10\,000$  empfohlen.

## 4.2 Konzepte für den Tragsicherheitsnachweis von Schalen

### 4.2.1 Allgemeines

- (1) Der Tragsicherheitsnachweis gegen die Grenzzustände der Tragfähigkeit sollte nach einem der folgenden Konzepte geführt werden:
  - spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis;
  - direkter Tragsicherheitsnachweis mit Hilfe von Bemessungsformeln;
  - numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis durch globale Berechnung (z. B. mit Hilfe von Computerprogrammen auf der Grundlage der Finite-Elemente-Methode).
- (2) Es sollte beachtet werden, dass die von verschiedenen Spannungskomponenten in der Schale verursachten elasto-plastischen Werkstoffbeanspruchungen unterschiedliche Auswirkungen auf die Versagensarten und die Grenzzustände der Tragfähigkeit haben. Die Spannungskomponenten sollten daher Spannungskategorien mit unterschiedlichen Grenzen zugeordnet werden. Spannungen, die von der Schale aufgebaut werden, um Gleichgewichtsbedingungen einzuhalten, sind als signifikanter anzusehen als Spannungen, die aus Verformungszwängen rechtwinklig zur Schale entstehen. Örtliche Spannungsspitzen aus Kerbwirkungen an konstruktiven Details dürfen als vernachlässigbar in ihrem Einfluss auf den Widerstand gegen statische Belastung angesehen werden.
- (3) Als Spannungskategorien für den spannungsbasierten Tragsicherheitsnachweis werden Primärspannungen, Sekundärspannungen und Lokalspannungen eingeführt. Primär- und Sekundärspannungen dürfen, falls sinnvoll, durch Schnittgrößen ersetzt werden.
- (4) In einer globalen Berechnung tritt an die Stelle der Primär- und Sekundärspannungen die rechnerische Grenzlast und bei zyklischer Belastung die Dehnungsschwingbreite.
- (5) Im Allgemeinen darf angenommen werden, dass Primärspannungen den Grenzzustand LS1 kontrollieren, dass LS3 in hohem Maße von den Primärspannungen abhängig ist, von den Sekundärspannungen jedoch beeinflusst werden kann, dass LS2 von der Kombination der Primär- und Sekundärspannungen abhängt und dass Lokalspannungen den Grenzzustand LS4 dominieren.

## 4.2.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis

### 4.2.2.1 Allgemeines

(1) Wenn das Konzept des spannungsbasierten Tragsicherheitsnachweises angewendet wird, sollten die Grenzzustände mit Hilfe der drei Spannungskategorien Primär-, Sekundär- und Lokalspannungen formuliert werden. Die Kategorisierung erfolgt in der Regel auf der Basis der von Mises-Vergleichsspannung in einem Punkt, allerdings nicht bei den Beulspannungen.

### 4.2.2.2 Primärspannungen

(1) Als Primärspannungen gelten die Spannungen, die für das Gleichgewicht mit den aufgebrachten Belastungen erforderlich sind. Sie dürfen an jedem realistischen, statisch zulässigen System berechnet werden. Der Grenzzustand Plastische Grenze (LS1) sollte als erreicht betrachtet werden, wenn die Primärspannungen an einer ausreichenden Anzahl von Punkten durch die Wanddicke hindurch die Streckgrenze erreicht haben, so dass nur die Verfestigungsreserve des Werkstoffes oder eine Veränderung der Schalengeometrie eine weitere Vergrößerung des Schalenwiderstandes liefern würde.

(2) Der Ermittlung der Primärspannungen darf ein beliebiges System von Schnittgrößen zu Grunde gelegt werden, sofern es nur konsistent mit den Gleichgewichtsbedingungen des Tragwerks ist. Dabei dürfen auch die Vorteile der Plastizitätstheorie genutzt werden. Die Primärspannungen dürfen auch einer linearen elastischen Berechnung (LA) entnommen werden, da diese die Gleichgewichtsbedingungen a priori erfüllt. Im Übrigen darf auch jedes der in 5.3 genannten Berechnungskonzepte zu Grunde gelegt werden.

(3) Da eine Grenzlastbemessung für LS1 volles Durchplastizieren des Querschnitts erlaubt, dürfen die Primärspannungen aus Biegemomenten näherungsweise mit Hilfe des plastischen Widerstandsmomentes berechnet werden, siehe 6.2.1. Falls Interaktionen zwischen Schnittgrößen in einem Querschnitt auftreten, dürfen entsprechende Regeln, die auf der von Mises-Fließhypothese basieren, angewendet werden.

(4) Die Primärspannungen sollten auf den Bemessungswert der Streckgrenze begrenzt werden, siehe Abschnitt 6 (LS1).

### 4.2.2.3 Sekundärspannungen

(1) In statisch unbestimmten Tragwerken sollten die durch innere Kompatibilität und Kompatibilität mit den Randbedingungen verursachten Sekundärspannungen beachtet werden, die infolge aufgebrachter Lasten oder aufgebrachter Verschiebungen (Temperatur, Vorspannung, Setzung, Schrumpfen) entstehen.

**ANMERKUNG** Bei Annäherung an den von Mises-Fließzustand wachsen die Strukturverformungen ohne weitere Vergrößerung der Spannungen.

(2) Wenn eine zyklische Belastung Plastizieren verursacht und mehrere Lastzyklen auftreten, sollte eine mögliche Widerstandsabminderung durch die Sekundärspannungen in Betracht gezogen werden. Wenn die zyklische Belastung groß genug ist, um sowohl unter Maximallast als auch nach Entlastung Fließen zu verursachen, sollte ein mögliches Versagen durch zyklisches Plastizieren infolge der Sekundärspannungen in Betracht gezogen werden.

(3) Wenn zur Spannungsermittlung eine lineare elastische Berechnung durchgeführt wird, die alle Kompatibilitätsbedingungen beachtet (Randeffekte, Knotenlinien, veränderliche Wanddicken usw.), dürfen die linear durch die Dicke veränderlichen Spannungen als Summe der Primär- und Sekundärspannungen in einen Nachweis eingeführt werden, dem die von Mises-Fließhypothese zu Grunde liegt, siehe 6.2.

**ANMERKUNG** Die Sekundärspannungen werden niemals getrennt von den Primärspannungen benötigt.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12

### EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

(4) Die Sekundärspannungen sollten wie folgt begrenzt werden:

- Die Summe der Primär- und Sekundärspannungen (einschließlich Biegespannungen) sollte für den Grenzzustand des zyklischen Plastizierens (LS2, siehe Abschnitt 7) auf  $2f_{yd}$  begrenzt werden.
- Die Membrankomponente der Summe der Primär- und Sekundärspannungen sollte durch den Bemessungsbeulwiderstand (LS3, siehe Abschnitt 8) begrenzt werden.
- Die Summe der Primär- und Sekundärspannungen (einschließlich Biegespannungen) sollte für den Grenzzustand der Ermüdung (LS4, siehe Abschnitt 9) auf die Ermüdungsfestigkeit begrenzt werden.

#### 4.2.2.4 Lokalspannungen

(1) Örtliche Spannungsspitzen in der Schalenwandung infolge von Kerbwirkungen (Löcher, Schweißnähte, Dickensprünge, Befestigungen, Anschlüsse) sollten beim Nachweis des Grenzzustandes Ermüdung (LS4) berücksichtigt werden.

(2) Für die in EN 1993-1-9 aufgelisteten konstruktiven Details dürfen dem Ermüdungssicherheitsnachweis die linearen elastischen Nennspannungen (Summe der Primär- und Sekundärspannungen) an der entsprechenden Stelle zu Grunde gelegt werden. Für alle anderen konstruktiven Details dürfen die Lokalspannungen auch mit Hilfe von Spannungskonzentrationsfaktoren (Kerbfaktoren) aus den Spannungen einer LA-Berechnung ermittelt werden.

(3) Die Lokalspannungen sollten entsprechend den in Abschnitt 9 angegebenen Anforderungen des Ermüdungssicherheitsnachweises (LS4) begrenzt werden.

#### 4.2.3 Direkter Tragsicherheitsnachweis

(1) Wenn das Konzept des direkten Tragsicherheitsnachweises angewendet wird, dürfen die Grenzzustände mit Hilfe von Bemessungsformeln formuliert werden, die entweder aus der Membrantheorie oder aus der Theorie plastischer Mechanismen oder aus der linearen elastischen Schalentheorie hergeleitet wurden.

(2) Die membrantheoretischen Formeln in Anhang A dürfen zur Ermittlung der Primärspannungen für die Grenzzustände LS1 und LS3 verwendet werden.

(3) Die plastizitätstheoretischen Formeln in Anhang B dürfen zur Ermittlung der plastischen Grenzlast für den Grenzzustand LS1 verwendet werden.

(4) Die schalentheoretischen Formeln (LA) in Anhang C dürfen zur Ermittlung der Summen aus Primär- und Sekundärspannungen für die Grenzzustände LS2 und LS4 verwendet werden. Ein Beulsicherheitsnachweis (Grenzzustand LS3) darf auf den Membrananteilen dieser Formeln beruhen.

#### 4.2.4 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis

(1) Wenn das Konzept des numerisch gestützten Tragsicherheitsnachweises mittels globaler Berechnung angewendet werden soll, sollten die Grenzzustände mit Hilfe eines der in 2.2 festgelegten alternativen Berechnungskonzepte, angesetzt auf die vollständige Struktur, formuliert werden (Ausnahme: Membrantheorie).

(2) Eine lineare elastische Berechnung (LA) darf zur Ermittlung von Spannungen oder Schnittgrößen für die Grenzzustände LS2 und LS4 verwendet werden. Der Membrananteil der LA-Spannungen darf für den Grenzzustand LS3 verwendet werden. Eine LA-Berechnung darf auch für den Grenzzustand LS1 verwendet werden, sie liefert jedoch nur einen angenäherten Schätzwert, und ihre Ergebnisse sollten nach den in Abschnitt 6 angegebenen Regeln interpretiert werden.

(3) Eine lineare elastische Verzweigungsberechnung (LBA) darf zur Ermittlung des idealen Beulwiderstandes des Tragwerks für den Grenzzustand LS3 verwendet werden.

(4) Eine materiell nichtlineare Berechnung (MNA) darf zur Ermittlung des plastischen Referenzwiderstandes für den Grenzzustand LS1 verwendet werden. Unter zyklischen Belastungsbedingungen darf eine MNA-Berechnung zur Ermittlung des plastischen Dehnungssinkments für den Grenzzustand LS2 verwendet werden. Der plastische Referenzwiderstand wird außerdem im Rahmen des Beulsicherheitsnachweises Grenzzustand LS3 benötigt und darf mit Hilfe einer MNA-Berechnung ermittelt werden.

(5) Geometrisch nichtlineare elastische Berechnungen (GNA und GNIA) umfassen zwar die Berücksichtigung der Schalenverformungen, jedoch lässt keine der in Abschnitt 8 festgelegten Nachweismethoden zu, diese ohne eine GMNIA-Berechnung anzuwenden. Zur Ermittlung der elastischen Beullast der perfekten Schale darf eine GNA-Berechnung verwendet werden. Zur Ermittlung der elastischen Beullast der imperfekten Schale darf eine GNIA-Berechnung verwendet werden.

(6) Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnungen (GMNA, GMNIA) dürfen zur Ermittlung von Kollapslasten der perfekten Schale (GMNA) bzw. der imperfekten Schale (GMNIA) verwendet werden. Die GMNA-Berechnung darf, wie in 6.3 näher beschrieben, für den Nachweis des Grenzzustandes LS1 verwendet werden. Die GMNIA-Kollapslast darf unter zusätzlicher Berücksichtigung der GMNA-Kollapslast, wie in 8.7 näher beschrieben, für den Nachweis des Grenzzustandes LS3 verwendet werden. Unter zyklischen Belastungsbedingungen darf das plastische Dehnungssinkment aus einer GMNA-Berechnung für den Grenzzustand LS2 verwendet werden.

## 5 Schnittgrößen und Spannungen in Schalen

### 5.1 Schnittgrößen in Schalen

(1) Grundsätzlich sollten alle acht Schnittgrößen an jedem Punkt der Schalenwandung berechnet werden, und die Formulierung jedes Grenzzustandes sollte sie alle berücksichtigen. Jedoch sind die Schubspannungen  $\tau_{xn}$ ,  $\tau_{\theta n}$  infolge der Querkräfte  $q_{xn}$ ,  $q_{\theta n}$  in fast allen praktischen Fällen so klein im Vergleich zu den anderen Spannungskomponenten, dass sie in der Regel bei der Bemessung vernachlässigt werden können.

(2) Demzufolge darf für Bemessungszwecke die Formulierung der Grenzzustände nur auf den sechs Schalenschnittgrößen  $n_x$ ,  $n_\theta$ ,  $n_{x\theta}$ ,  $m_x$ ,  $m_\theta$ ,  $m_{x\theta}$  basiert werden. Für Rotationsschalen mit ausschließlich axialsymmetrischer Belastung und Auflagerung werden nur  $n_x$ ,  $n_\theta$ ,  $m_x$  und  $m_\theta$  benötigt.

(3) Bei Zweifeln hinsichtlich des Spannungswertes, der in einen der Tragsicherheitsnachweise einzuführen ist, sollte die von Mises-Vergleichsspannung an der Schalenoberfläche verwendet werden.

### 5.2 Modellierung der Schale für die Berechnung

#### 5.2.1 Geometrie

(1) Die Schale sollte durch ihre Mittelfläche beschrieben werden.

(2) Als Krümmungsradius sollte dessen Nennwert verwendet werden. Imperfektionen dürfen vernachlässigt werden, mit Ausnahme der in Abschnitt 8 angegebenen Regeln für den Grenzzustand Beulen (LS3).

(3) Eine aus Schalensegmenten zusammengesetzte Schale sollte nicht für die Berechnung in die einzelnen Segmente zerlegt werden, es sei denn, die Randbedingungen jedes Segmentes werden so gewählt, dass ihre gegenseitige Beeinflussung auf der sicheren Seite wiedergegeben wird.

(4) Ein Basisring, der dafür gedacht ist, örtliche Auflagerkräfte in die Schale einzuleiten, sollte beim Beulsicherheitsnachweis (LS3) nicht von ihr getrennt werden.

(5) Exzentrizitäten und Sprünge in der Schalenmittelfläche sollten im Berechnungsmodell berücksichtigt werden, wenn sie als Folge der exzentrisch weitergeleiteten Membrankräfte signifikante Biegeeffekte erzeugen.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

- (6) An Knotenlinien zwischen Schalensegmenten sollten eventuelle Exzentrizitäten zwischen den Mittelflächen der Schalensegmente bei der Modellierung erfasst werden.
- (7) Ringsteifen sollten als diskrete Tragelemente der Schale behandelt werden, es sei denn, ihr Abstand ist kleiner als  $1,5\sqrt{rt}$ .
- (8) Eine mit diskreten Längssteifen versteifte Schale darf als orthotrope Schale behandelt werden, wenn der Abstand der Steifen nicht größer als  $5\sqrt{rt}$  ist.
- (9) Eine Schale mit profiliert Wandung (Wellen vertikal oder horizontal) darf als orthotrope Schale behandelt werden, wenn die Wellenlänge kleiner als  $0,5\sqrt{rt}$  ist.
- (10) Eine Öffnung in der Schalenwandung darf bei der Modellierung vernachlässigt werden, wenn ihre größte Abmessung kleiner als  $0,5\sqrt{rt}$  ist.
- (11) Die Gesamtstabilität des vollständigen Tragwerks sollte nach den im zutreffenden Teil 3-1, Teil 3-2, Teil 4-1, Teil 4-2 oder Teil 4-3 von EN 1993 angegebenen Regeln nachgewiesen werden.

### **5.2.2 Randbedingungen**

- (1) Bei den Berechnungen für die Formulierung von Grenzzuständen sollten die zutreffenden Randbedingungen aus Tabelle 5.1 verwendet werden. Hinsichtlich spezieller Bedingungen für Beulberechnungen wird auf 8.3 verwiesen.
- (2) Biegeeinspannungen an Schalenrändern dürfen bei einer Modellierung für den Grenzzustand LS1 vernachlässigt, sollten dagegen bei der Modellierung für die Grenzzustände LS2 und LS4 berücksichtigt werden. Für den Grenzzustand LS3 brauchen sie nur bei kurzen Schalen (siehe Anhang D) berücksichtigt zu werden.
- (3) Auflager-Randbedingungen sollten darauf überprüft werden, ob sichergestellt ist, dass sie nicht größere Ungleichmäßigkeiten der übertragenen oder eingeleiteten Kräfte verursachen, insbesondere wenn diese exzentrisch zur Schalenmittelfläche angreifen. In Bezug auf genaue Angaben zur Anwendung dieser Regel auf Silos und Tankbauwerke wird auf die einschlägigen Anwendungsteile von EN 1993 verwiesen.
- (4) Wenn eine globale numerische Berechnung durchgeführt wird, sollte für die Verschiebung  $v$  in Umfangsrichtung dieselbe Randbedingung angesetzt werden wie für die Verschiebung  $w$  in Normalenrichtung, es sei denn, es liegen besondere Umstände vor, aufgrund derer dies nicht angemessen ist.

**Tabelle 5.1 — Randbedingungen für Schalen**

Randbedingung Typ	Einfache Bezeichnung	Beschreibung	Verschiebung in Normalenrichtung	Verschiebung in Meridianrichtung	Verdrehung in Meridianrichtung
BC1r	eingespannter Rand	radial unverschieblich meridional unverschieblich biegeeingespannt	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi = 0$
BC1f		radial unverschieblich meridional unverschieblich biegegelenkig	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi \neq 0$
BC2r		radial unverschieblich meridional verschieblich biegeeingespannt	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi = 0$
BC2f	gelenkiger Rand	radial unverschieblich meridional verschieblich biegegelenkig	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi \neq 0$
BC3	freier Rand	radial frei meridional frei biegegelenkig	$w \neq 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi \neq 0$

**ANMERKUNG** Die Verschiebung  $v$  in Umfangsrichtung ist mit der Verschiebung  $w$  in Normalenrichtung eng verbunden, daher werden keine separaten Bedingungen für diese beiden Parameter unterschieden (siehe (4)), allerdings sollten die Werte in Spalte (4) für die Verschiebung  $v$  angenommen werden.

### 5.2.3 Einwirkungen und Umwelteinflüsse

- (1) Einwirkungen sollten als in der Schalenmittelfläche wirkend angenommen werden. Lastexzentritäten sollten in Form statisch äquivalenter Kräfte und Momente in der Schalenmittelfläche erfasst werden.
- (2) Örtliche und kleinflächige Einwirkungen sollten nicht durch äquivalente gleichförmige Lasten ersetzt werden, ausgenommen beim Beulsicherheitsnachweis (LS3) nach Abschnitt 8.
- (3) Die Modellierung sollte, sofern relevant, folgende Effekte erfassen:
  - örtliche Setzungen unter Schalenwandungen;
  - örtliche Setzungen unter Einzelstützen;
  - Gleichmäßigkeit/Ungleichmäßigkeit der Auflagerung;
  - thermische Differenzen zwischen zwei Seiten einer Schale;
  - thermische Differenzen zwischen Innen- und Außenoberfläche einer Schale;
  - Windeffekte an Öffnungen und Durchdringungen;
  - Windinteraktionseffekte bei Gruppen von Schalenträgerwerken;
  - Verbindungen mit anderen Tragwerken;
  - Bedingungen während der Montage.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

### 5.2.4 Schnittgrößen und Spannungen

- (1) Unter der Voraussetzung, dass das Radius/Dicken-Verhältnis größer als  $(r/t)_{\min}$  ist, darf die Schalenkrümmung bei der Berechnung der Schnittgrößen aus den Spannungen in der Schalenwandung vernachlässigt werden.

ANMERKUNG Der Wert von  $(r/t)_{\min}$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $(r/t)_{\min} = 25$  empfohlen.

### 5.3 Berechnungskonzepte

- (1) Die Berechnung sollte sich auf eines oder mehrere der in Tabelle 5.2 aufgelisteten Berechnungskonzepte stützen. Hinsichtlich der Bedingungen für die Anwendung der einzelnen Berechnungskonzepte wird auf 2.2 verwiesen.

**Tabelle 5.2 — Berechnungskonzepte**

Berechnungskonzept	Schalentheorie	Werkstoffgesetz	Schalengometrie
Membrantheoretische Berechnung	Membrangleichgewicht	entfällt	perfekt
Lineare elastische Berechnung (LA)	lineare Biegung und Verzerrung	linear	perfekt
Lineare elastische Verzweigungsberechnung (LBA)	lineare Biegung und Verzerrung	linear	perfekt
Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung (GNA)	nichtlinear	linear	perfekt
Materiell nichtlineare Berechnung (MNA)	linear	nichtlinear	perfekt
Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung (GMNA)	nichtlinear	nichtlinear	perfekt
Geometrisch nichtlineare elastische Berechnung mit Imperfektionen (GNIA)	nichtlinear	linear	imperfekt
Geometrisch und materiell nichtlineare Berechnung mit Imperfektionen (GMNIA)	nichtlinear	nichtlinear	imperfekt

## 6 Grenzzustand Plastische Grenze oder Zugbruch (LS1)

### 6.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

(1) PEs sind die zur ungünstigsten relevanten Lastkombination (einschließlich  $\gamma_F$ - und  $\gamma$ -Faktoren) gehörenden Bemessungswerte der Einwirkungen zu Grunde zu legen.

(2) Es brauchen nur Einwirkungen, die das Tragwerksgleichgewicht beeinflussen, berücksichtigt zu werden.

### 6.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis

#### 6.2.1 Bemessungswerte der Spannungen

(1) Obwohl die zu Grunde liegende elastische Berechnung nicht präzise den plastischen Grenzzustand vorhersagen kann, darf sie im Sinne des ersten plastizitätstheoretischen Traglasttheorems (Statischer Satz –

untere Schranke) verwendet werden, um eine konservative Näherung des plastischen Kollapswiderstandes zu erhalten, der den Grenzzustand LS1 beschreibt, siehe 4.1.1.

(2) Die Fließbedingung nach Ilyushin darf, wie in (6) näher ausgeführt, angewendet werden, da sie dem wirklichen plastischen Kollaps näher kommt als eine simple Ermittlung der elastischen Oberflächenspannung.

(3) Als Bemessungswert  $\sigma_{eq,Ed}$  der Spannung sollte an jedem Punkt des Tragwerks die größte Primärspannung aus einer statischen Berechnung, welche die Gleichgewichtsbedingungen zwischen aufgebrachten Bemessungslasten und inneren Kräften und Momenten einhält, verwendet werden.

(4) Als Primärspannung darf der Maximalwert der für das Gleichgewicht mit den aufgebrachten Lasten erforderlichen Spannungen an einem bestimmten Punkt oder entlang einer Linie in der Schalenstruktur genommen werden.

(5) Bei membrantheoretischer Berechnung darf das resultierende zweidimensionale Feld der Schnittgrößen  $n_{x,Ed}$ ,  $n_{\theta,Ed}$  und  $n_{x\theta,Ed}$  wie folgt in eine Bemessungs-Vergleichsspannung  $\sigma_{eq,Ed}$  umgerechnet werden:

$$\sigma_{eq,Ed} = \frac{1}{t} \sqrt{n_{x,Ed}^2 + n_{\theta,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{\theta,Ed} + 3 n_{x\theta,Ed}^2} \quad (6.1)$$

(6) Bei LA- oder GNA-Berechnung darf das resultierende zweidimensionale Feld der Primärspannungen wie folgt in eine von Mises-Bemessungs-Vergleichsspannung umgerechnet werden:

$$\sigma_{eq,Ed} = \sqrt{\sigma_{x,Ed}^2 + \sigma_{\theta,Ed}^2 - \sigma_{x,Ed} \cdot \sigma_{\theta,Ed} + 3 (\tau_{x\theta,Ed}^2 + \tau_{xn,Ed}^2 + \tau_{\theta n,Ed}^2)} \quad (6.2)$$

mit

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{n_{x,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x,Ed}}{(t^2/4)}, \quad \sigma_{\theta,Ed} = \frac{n_{\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{\theta,Ed}}{(t^2/4)} \quad (6.3)$$

$$\tau_{x\theta,Ed} = \frac{n_{x\theta,Ed}}{t} \pm \frac{m_{x\theta,Ed}}{(t^2/4)}, \quad \tau_{xn,Ed} = \frac{q_{xn,Ed}}{t}, \quad \tau_{\theta n,Ed} = \frac{q_{\theta n,Ed}}{t} \quad (6.4)$$

ANMERKUNG 1 Die vorstehenden Ausdrücke liefern eine vereinfachte konservative Vergleichsspannung für Bemessungszwecke.

ANMERKUNG 2 Die Werte von  $\tau_{xn,Ed}$  und  $\tau_{\theta n,Ed}$  sind üblicherweise sehr klein und haben keinen Einfluss auf den plastischen Widerstand, so dass sie in der Regel außer Acht gelassen werden können.

## 6.2.2 Bemessungswerte des Widerstandes

(1) Die von Mises-Grenz-Vergleichsspannung sollte wie folgt ermittelt werden:

$$f_{eq,Rd} = f_{yd} = f_{yk} / \gamma_{M0} \quad (6.5)$$

(2) Der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_{M0}$  für den Widerstand sollte der einschlägigen Anwendungsnorm entnommen werden.

(3) Falls für die vorliegende Konstruktion keine Anwendungsnorm existiert oder die einschlägige Anwendungsnorm die relevanten Werte von  $\gamma_{M0}$  nicht festlegt, sollte der Wert von  $\gamma_{M0}$  EN 1993-1-1 entnommen werden.

(4) Falls der Werkstoff eine nichtlineare Spannungs-Dehnungs-Kurve zeigt, sollte als charakteristischer Wert der Streckgrenze  $f_{yk}$  die 0,2 %-Dehngrenze angesetzt werden.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

(5) Der Einfluss von Löchern für Verbindungsmittel sollte für Zugbeanspruchung nach EN 1993-1-1, 6.2.3 und für Druckbeanspruchung nach EN 1993-1-1, 6.2.4 erfasst werden. Beim Zugspannungsnachweis sollte der Widerstand auf dem Bemessungswert der Zugfestigkeit  $f_{ud}$  beruhen.

### 6.2.3 Begrenzung der Spannungen

(1)P Die Bemessungsspannungen müssen die folgende Bedingung erfüllen:

$$\sigma_{eq,Ed} \leq f_{eq,Rd} \quad (6.6)$$

### 6.3 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- oder GMNA-Berechnung

(1)P Der Bemessungswert des plastischen Grenzwiderstandes ist als Lastfaktor  $r_R$ , bezogen auf die Bemessungswerte  $F_{Ed}$  der für den betrachteten Lastfall maßgebenden Einwirkungskombination, zu ermitteln.

(2) Die Bemessungswerte  $F_{Ed}$  der Einwirkungen sollten nach 6.1 bestimmt werden. Die relevanten Lastfälle sollten den maßgebenden Einwirkungskombinationen entsprechend formuliert werden.

(3) In einer MNA- oder GMNA-Berechnung, basierend auf dem Bemessungswert der Streckgrenze  $f_{yd}$ , sollten die Bemessungswerte der Einwirkungen nach (2) auf die Schale aufgebracht und dann sukzessive so lange um den Lastfaktor  $r_R$  erhöht werden, bis der plastische Grenzzustand erreicht ist.

(4) Wenn eine MNA-Berechnung durchgeführt wird, darf der größte unter Vernachlässigung der Werkstoffverfestigung in der Berechnung erreichte Wert als Lastverhältnis  $r_{R,MNA}$  verwendet werden. Dieses Lastverhältnis wird in 8.7 als bezogener plastischer Referenzwiderstand  $r_{Rpl}$  bezeichnet.

(5) Wenn eine GMNA-Berechnung durchgeführt wird und diese eine Höchstlast mit anschließend abfallendem Lastverformungspfad liefert, sollte der Maximalwert zur Bestimmung des Lastverhältnisses  $r_{R,GMNA}$  verwendet werden. Liefert die GMNA-Berechnung keine Höchstlast, sondern stattdessen, obwohl ohne Werkstoffverfestigung berechnet, eine stetig steigende Einwirkung-Verschiebung-Beziehung, so sollte das Lastverhältnis  $r_{R,GMNA}$  nur so groß angesetzt werden, dass der Maximalwert der in der Schale vorhandenen plastischen von Mises-Vergleichsdehnung nicht größer als  $\varepsilon_{mps} = n_{mps} (f_{yd}/E)$  ist.

ANMERKUNG Der Wert von  $n_{mps}$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $n_{mps} = 50$  empfohlen.

(6) Der charakteristische plastische Grenzwiderstand  $r_{Rk}$  sollte je nach angewandter Berechnung entweder als  $r_{R,MNA}$  oder als  $r_{R,GMNA}$  angesetzt werden.

(7)P Der Bemessungswert des plastischen Grenzwiderstandes  $F_{Rd}$  ist wie folgt zu ermitteln:

$$F_{Rd} = F_{Rk} / \gamma_{M0} = \frac{r_{Rk} \cdot F_{Ed}}{\gamma_{M0}} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \quad (6.7)$$

Dabei ist

$\gamma_{M0}$  der Teilsicherheitsbeiwert für den Widerstand gegen Plastizieren nach 6.2.2.

(8)P Es ist nachzuweisen, dass

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \text{ oder } r_{Rd} \geq 1 \quad (6.8)$$

## 6.4 Direkter Tragsicherheitsnachweis

- (1) Für jedes Schalensegment des Tragwerks, das einen Basis-Lastfall aufweist, wie in Anhang A angeführt, sollte die größte unter den Bemessungswerten  $F_{Ed}$  der Einwirkungen ermittelte von Mises-Membran-spannung  $\sigma_{eq,Ed}$  nicht größer als die Grenz-Vergleichsspannung nach 6.2.2 sein.
- (2) Für jedes Schalen- oder Plattensegment des Tragwerks, das einen Basis-Lastfall aufweist, wie in Anhang B aufgeführt, sollten die Bemessungswerte  $F_{Ed}$  der Einwirkungen nicht größer sein als der mit dem Bemessungswert der Streckgrenze  $f_{yd}$  berechnete Widerstand  $F_{Rd}$ .
- (3) Wenn Versagen im Nettoquerschnitt an einer geschraubten Verbindung eines der Bemessungskriterien ist, sollte für jede Verbindung der Bemessungswert  $F_{Ed}$  der Einwirkungen berechnet werden. Können die Spannungen durch einen Basis-Lastfall nach Anhang A dargestellt werden und umfasst der resultierende Spannungszustand ausschließlich Membranspannungen, so sollte  $F_{Ed}$  nicht größer sein als der mit dem Bemessungswert der Zugfestigkeit  $f_{ud}$  berechnete Widerstand  $F_{Rd}$ , siehe 6.2.2 (5).

## 7 Grenzzustand Zyklisches Plastizieren (LS2)

### 7.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

- (1) Falls keine bessere Definition zur Verfügung steht, sollten für jeden Lastfall die charakteristischen Werte derjenigen Einwirkungsanteile, die erwartungsgemäß während der Lebensdauer des Tragwerks mehr als dreimal wiederholt aufgebracht und wieder weggenommen werden, als Bemessungswerte der Einwirkungen gewählt werden.
- (2) Wenn eine elastische Berechnung oder die Formeln aus Anhang C verwendet werden, sollte nur der veränderliche Anteil der Einwirkungen zwischen ihren oberen und unteren Extremwerten berücksichtigt werden.
- (3) Wenn eine materiell nichtlineare computergestützte Berechnung verwendet wird, sollte zusätzlich zum veränderlichen Anteil der Einwirkungen zwischen ihren oberen und unteren Extremwerten auch der gleichzeitig wirkende ständige Anteil der Einwirkungen angesetzt werden.

### 7.2 Spannungsbasierter Tragsicherheitsnachweis

#### 7.2.1 Bemessungswerte der Spannungsschwingbreite

- (1) Die Schale sollte in einer LA- oder GNA-Berechnung unter den Bemessungswerten  $F_{Ed}$  der beiden extremen Einwirkungskombinationen, zwischen denen sich der zyklische Prozess abspielt, durchgerechnet werden. Für jede der beiden extremen Einwirkungskombinationen sind die Spannungskomponenten zu ermitteln. Aus den jeweils zusammengehörigen extremen Spannungswerten sollten die Bemessungswerte der Schwingbreite jeder Spannungskomponente  $\Delta\sigma_{x,Ed,i}$ ,  $\Delta\sigma_{\theta,Ed,i}$ ,  $\Delta\tau_{x\theta,Ed,i}$  an jeder Oberfläche (dargestellt als  $i = 1,2$  für die Innen- und die Außenseite der Schale) und an jedem Punkt der Schale ermittelt werden. Aus diesen Spannungsschwingbreiten lassen sich wie folgt die Bemessungswerte der von Mises-Vergleichsspannungsschwingbreiten an der Innen- und der Außenseite der Schale berechnen:

$$\Delta\sigma_{eq,Ed,i} = \sqrt{\Delta\sigma_{x,Ed,i}^2 - \Delta\sigma_{x,Ed,i} \cdot \Delta\sigma_{\theta,Ed,i} + \Delta\sigma_{\theta,Ed,i}^2 + 3 \Delta\tau_{x\theta,Ed,i}^2} \quad (7.1)$$

- (2) Als Bemessungswert  $\Delta\sigma_{eq,Ed}$  der Spannungsschwingbreite sollte der größte Wert der von Mises-Vergleichsspannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_{eq,Ed,i}$  bei getrennter Berechnung beider Schalenoberflächen angesetzt werden ( $i = 1$  und  $i = 2$  werden getrennt betrachtet).

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

(3) An Knotenlinien zwischen Schalensegmenten, wo die Berechnung die theoretische Verbindungsline der Schalenmittelflächen modelliert und die endliche Größe der Verbindung außer Acht lässt, darf die Spannungsschwingbreite im ersten physikalischen Punkt des Schalensegmentes genommen werden (im Gegensatz zu dem Wert, der an der theoretischen Verbindungsline der beiden Schalenmittelflächen berechnet wird).

ANMERKUNG Diese Erlaubnis ist von Bedeutung, wenn die Spannung in unmittelbarer Nähe zur Knotenlinie stark veränderlich ist.

### 7.2.2 Bemessungswerte des Widerstandes

(1) Die von Mises-Grenz-Vergleichsspannungsschwingbreite  $\Delta f_{eq,Rd}$  sollte wie folgt bestimmt werden:

$$\Delta f_{eq,Rd} = 2 f_{yd} \quad (7.2)$$

### 7.2.3 Begrenzung der Spannungsschwingbreite

(1)P Die Bemessungs-Spannungsschwingbreite muss die folgende Bedingung erfüllen:

$$\Delta \sigma_{eq,Ed} \leq \Delta f_{eq,Rd} \quad (7.3)$$

## 7.3 Numerisch gestützter Tragsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- oder GMNA-Berechnung

### 7.3.1 Bemessungswerte der gesamten akkumulierten plastischen Dehnung

(1) In einer MNA- oder GMNA-Berechnung sollten die Bemessungswerte der veränderlichen und ständigen Einwirkungen, wie in 7.1 beschrieben, aufgebracht werden.

ANMERKUNG 1 Zu diesem Zweck wird üblicherweise eine MNA-Berechnung durchgeführt.

ANMERKUNG 2 Im Nationalen Anhang dürfen Empfehlungen für eine verfeinerte Berechnung gegeben werden.

(2) Es sollte die gesamte akkumulierte plastische von Mises-Vergleichsdehnung  $\varepsilon_{p,eq,Ed}$  am Ende der Entwurfslebensdauer des Tragwerks ermittelt werden.

(3) Die gesamte akkumulierte plastische von Mises-Vergleichsdehnung darf mit Hilfe einer Berechnung bestimmt werden, in der alle Lastzyklen während der Entwurfslebensdauer modelliert werden.

(4) Falls keine auf diese Weise verfeinerte Berechnung durchgeführt wird, darf die gesamte akkumulierte plastische von Mises-Vergleichsdehnung wie folgt bestimmt werden:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} = n \Delta \varepsilon_{p,eq,Ed} \quad (7.4)$$

Dabei ist

$n$  die Anzahl der Lastspiele während der Entwurfslebensdauer des Tragwerks;

$\Delta \varepsilon_{p,eq,Ed}$  das größte, in der gesamten Schale vorkommende Inkrement der plastischen von Mises-Vergleichsdehnung während eines kompletten Lastspiels nach dem dritten Zyklus.

(5) Es darf angenommen werden, dass mit „an jedem Punkt der Schale“ alle Punkte gemeint sind, die von Kerben oder örtlichen Diskontinuitäten nicht weniger als die größte Blechdicke in der unmittelbaren Umgebung entfernt sind.

### 7.3.2 Begrenzung der gesamten akkumulierten plastischen Dehnung

(1) Falls kein genauerer Tragsicherheitsnachweis gegen Kurzzeitermüdung (Low cycle fatigue) geführt wird, sollte der Bemessungswert der gesamten akkumulierten plastischen von Mises-Vergleichsdehnung  $\varepsilon_{p,eq,Ed}$  die folgende Bedingung erfüllen:

$$\varepsilon_{p,eq,Ed} \leq n_{p,eq} (f_{yd}/E) \quad (7.5)$$

ANMERKUNG Der Wert von  $n_{p,eq}$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $n_{p,eq} = 25$  empfohlen.

### 7.4 Direkter Tragsicherheitsnachweis

(1) Für jedes Schalensegment des Tragwerks, das einen Basis-Lastfall aufweist, wie in Anhang C aufgeführt, sollte die größte von Mises-Vergleichsspannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_{eq,Ed}$  an einer der beiden Oberflächen unter den Bemessungswerten  $F_{Ed}$  der Einwirkungen mit Hilfe der entsprechenden in Anhang C angegebenen Formeln berechnet werden. Das weitere Nachweisverfahren entspricht 7.2.

## 8 Grenzzustand Beulen (LS3)

### 8.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

(1) PEs sind alle relevanten Einwirkungskombinationen, die Druck- oder Schub-Membranspannungen in der Schalenwandung erzeugen, zu untersuchen.

### 8.2 Spezielle Definitionen und Formelzeichen

- (1) Es wird auf die speziellen Beul-Definitionen in 1.3.6 verwiesen.
- (2) Zusätzlich zu den in 1.4 definierten Formelzeichen werden in diesem Abschnitt 8 die in den nächsten Absätzen (3) und (4) aufgelisteten Formelzeichen verwendet.
- (3) Schnittgrößen und Spannungen:

$n_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{x,Ed}$  Bemessungswerte der vorhandenen beulrelevanten Membrannormalkräfte und -spannungen in Meridianrichtung (als Druck positiv);

$n_{\theta,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  Bemessungswerte der vorhandenen beulrelevanten Membrannormalkräfte und -spannungen in Umfangsrichtung (als Druck positiv);

$n_{x\theta,Ed}$ ,  $\tau_{x\theta,Ed}$  Bemessungswerte der vorhandenen beulrelevanten Membranschubkräfte und -spannungen.

- (4) Widerstandsgrößen für den spannungsbasierten Beulsicherheitsnachweis:

$\sigma_{x,Rcr}$  ideale elastische Meridianbeulspannung;

$\sigma_{\theta,Rcr}$  ideale elastische Umfangsbeulspannung;

$\tau_{x\theta,Rcr}$  ideale elastische Schubbeulspannung;

$\sigma_{x,Rk}$  charakteristische Meridianbeulspannung;

$\sigma_{\theta,Rk}$  charakteristische Umfangsbeulspannung;

## **DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

$\tau_{x\theta,Rk}$  charakteristische Schubbeulspannung;

$\sigma_{x,Rd}$  Bemessungs-Meridianbeulspannung;

$\sigma_{\theta,Rd}$  Bemessungs-Umfangsbeulspannung;

$\tau_{x\theta,Rd}$  Bemessungs-Schubbeulspannung.

**ANMERKUNG** Dies ist eine spezielle Vereinbarung für die Schalenbemessung, abweichend von denjenigen in EN 1993-1-1.

(5) Vorzeichenvereinbarung für LS3 Druckspannungen und -kräfte in Meridian- und Umfangsrichtung sollten als positiv genommen werden.

### **8.3 Beulrelevante Randbedingungen**

(1) Beim Grenzzustand Beulen sollte den Randbedingungen, die für die inkrementellen Verschiebungen beim Beulvorgang wirksam sind (im Unterschied zu den Vorbeulverschiebungen), besondere Beachtung gewidmet werden. Beispiele baupraktischer Randbedingungen sind in Bild 8.1 zu sehen, in dem die Bezeichnungen nach Tabelle 5.1 verwendet werden.

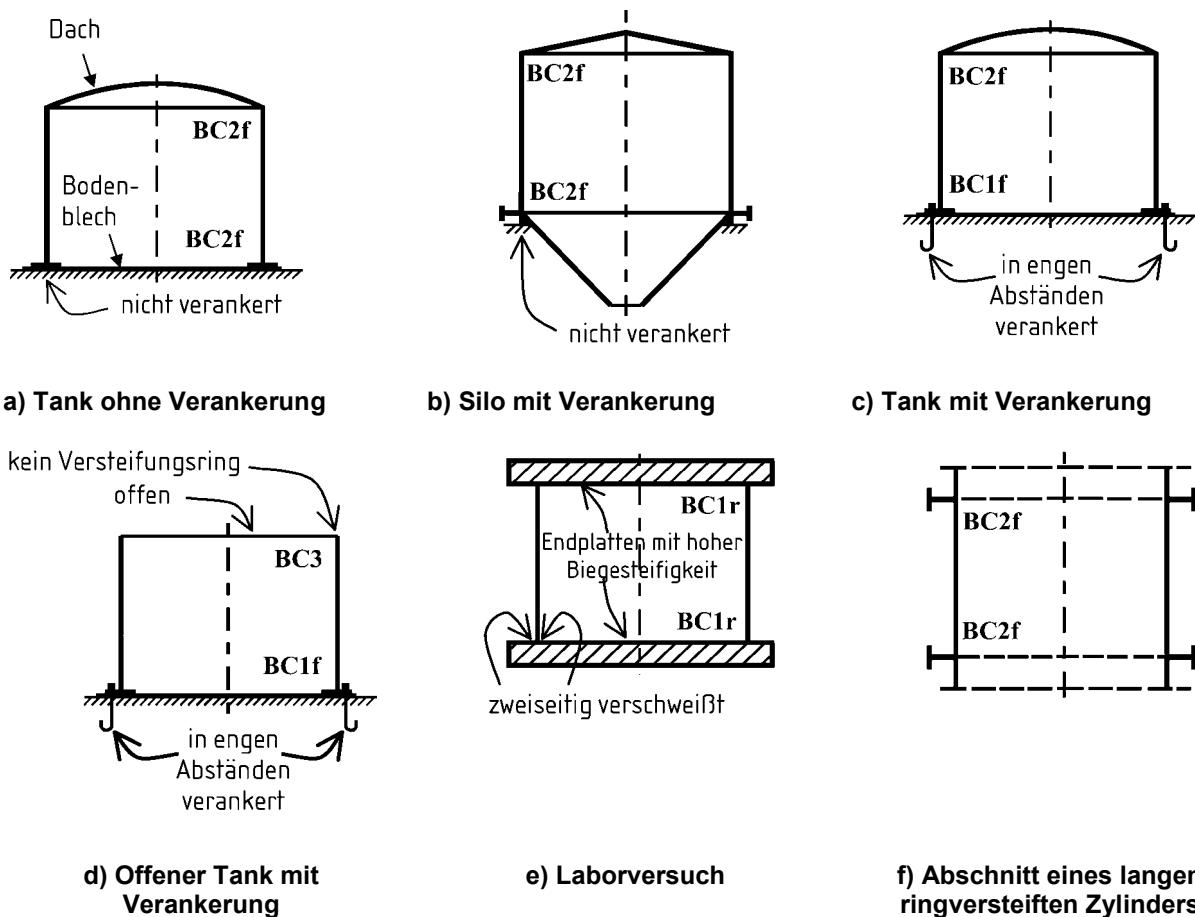
### **8.4 Beulrelevante geometrische Toleranzen**

#### **8.4.1 Allgemeines**

(1) Sofern im einschlägigen Anwendungsteil von EN 1993 keine spezifischen beulrelevanten geometrischen Toleranzen angegeben sind, sollten folgende Toleranz-Grenzwerte eingehalten werden, wenn der Grenzzustand LS3 einer der zu beachtenden Grenzzustände ist.

**ANMERKUNG 1** Die hier ermittelten charakteristischen Beulspannungen schließen alle Imperfektionen ein, die auf den Amplituden und Formen der geometrischen Toleranzen beruhen, deren Einhaltung bei der Herstellung vorausgesetzt wird.

**ANMERKUNG 2** Die hier vorgeschriebenen geometrischen Toleranzen sind jene, welche bekanntermaßen einen großen Einfluss auf die Tragsicherheit einer Schale haben.



**Bild 8.1 — Schematische Beispiele von Randbedingungen für den Grenzzustand LS3**

(2) Für die Herstelltoleranz-Qualitätsklasse sollte eine der drei Klassen A, B oder C nach den Toleranzdefinitionen in 8.4.2, 8.4.3, 8.4.4 und 8.4.5 gewählt werden. Diese Klassierung bezieht sich nur auf die Tragsicherheit.

**ANMERKUNG** Die hier spezifizierten Toleranzen entsprechen denen der Ausführungsnorm EN 1090; sie sind hier jedoch ausführlicher dargestellt, um die Beziehung zwischen den Imperfektionsamplituden und dem ermittelten Beulwiderstand näher zu erläutern.

(3) Jeder der Toleranztypen sollte separat klassifiziert werden: Die niedrigste Herstelltoleranz-Qualitätsklasse, die eine entsprechend große Toleranz ergibt, gilt dann für die gesamte Bemessung.

(4) Die verschiedenen Toleranztypen dürfen unabhängig voneinander behandelt werden; Interaktionen zwischen ihnen brauchen in der Regel nicht beachtet zu werden.

(5) Es sollte durch repräsentative Stichprobenprüfungen am fertiggestellten Tragwerk nachgewiesen werden, dass die gemessenen Imperfektionen innerhalb der in 8.4.2 bis 8.4.5 festgelegten geometrischen Toleranzen bleiben.

(6) Die stichprobenartigen Imperfektionsmessungen sollten am (mit Ausnahme des Eigengewichts) unbelasteten Tragwerk und, wenn möglich, mit den endgültigen Randbedingungen vorgenommen werden.

(7) Wenn die gemessenen Imperfektionen die in 8.4.2 bis 8.4.4 festgelegten geometrischen Toleranzen nicht einhalten, sollten die eventuell infrage kommenden Korrekturmaßnahmen, wie z. B. Richten, im Einzelfall erwogen und entschieden werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**ANMERKUNG** Vor einer Entscheidung für Richtmaßnahmen zwecks Reduzierung geometrischer Imperfektionen sollte bedacht werden, dass dies zusätzliche Eigenspannungen zur Folge haben kann. Auch der Ausnutzungsgrad der Grenzbeulspannungen bei der Bemessung sollte berücksichtigt werden.

**8.4.2 Toleranz für Unrundheit**

(1) Die Unrundheit sollte in Form des Parameters  $U_r$  (siehe Bild 8.2) ermittelt werden:

$$U_r = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{d_{\text{nom}}} \quad (8.1)$$

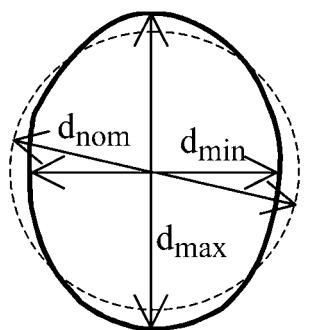
Dabei ist

$d_{\max}$  der größte gemessene Innendurchmesser;

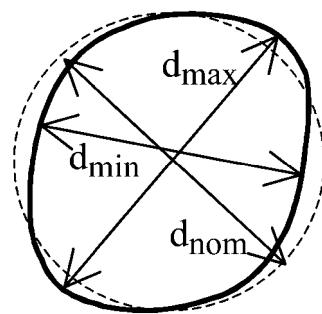
$d_{\min}$  der kleinste gemessene Innendurchmesser;

$d_{\text{nom}}$  der Nenn-Innendurchmesser.

(2) Als gemessener Innendurchmesser von einem gegebenen Punkt aus gilt die Entfernung quer durch die Schale hindurch zum weitest entfernten Punkt auf demselben Breitenkreis. Um den Höchst- und Mindestwert eines Breitenkreises zu ermitteln, sollte eine angemessene Anzahl von Durchmessern gemessen werden.



**a) Abgeflachte Querschnittsform**



**b) Unsymmetrische Querschnittsform**

**Bild 8.2 — Messung der Durchmesser zur Ermittlung der Unrundheit**

(3) Der Unrundheitsparameter  $U_r$  sollte die folgende Bedingung erfüllen:

$$U_r \leq U_{r,\max} \quad (8.2)$$

Dabei ist

$U_{r,\max}$  der Toleranzgrenzwert des Unrundheitsparameters für die gewählte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse.

**ANMERKUNG** Die Toleranzgrenzwerte des Unrundheitsparameters  $U_{r,\max}$  dürfen dem Nationalen Anhang entnommen werden. Die Empfehlungswerte sind in Tabelle 8.1 angegeben.

Tabelle 8.1 — Empfohlene Toleranzgrenzwerte des Unrundheitsparameters  $U_{r,\max}$ 

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Durchmesserbereich	$d \text{ (m)} \leq 0,50 \text{ m}$	$0,50 \text{ m} < d \text{ (m)} < 1,25 \text{ m}$	$1,25 \text{ m} \leq d \text{ (m)}$
		Beschreibung der Qualität		
Klasse A	exzellent	0,014	$0,007 + 0,009 \cdot 3 (1,25 - d)$	0,007
Klasse B	hoch	0,020	$0,010 + 0,013 \cdot 3 (1,25 - d)$	0,010
Klasse C	normal	0,030	$0,015 + 0,020 \cdot 0 (1,25 - d)$	0,015

#### 8.4.3 Toleranz für unplanmäßige Exzentrizität

(1) An Stößen in der Schalenwand, die rechtwinklig zu Druckmembrankräften verlaufen, sollte die unplanmäßige Exzentrizität  $e_a$  wie folgt aus der messbaren Gesamtexzentrizität  $e_{\text{tot}}$  und dem planmäßigen Versatz  $e_{\text{int}}$  ermittelt werden:

$$e_a = e_{\text{tot}} - e_{\text{int}} \quad (8.3)$$

Dabei ist

$e_{\text{tot}}$  die Exzentrizität zwischen den Schalenmittelflächen der beiden verbundenen Bleche, siehe Bild 8.3 c);

$e_{\text{int}}$  der planmäßige Versatz zwischen den Schalenmittelflächen der beiden verbundenen Bleche, siehe Bild 8.3 b);

$e_a$  die unplanmäßige Exzentrizität zwischen den Schalenmittelflächen der beiden verbundenen Bleche.

(2) Die unplanmäßige Exzentrizität  $e_a$  sollte die für die gewählte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse geltende maximal zulässige unplanmäßige Exzentrizität  $e_{a,\max}$  nicht überschreiten.

ANMERKUNG Werte der maximal zulässigen unplanmäßigen Exzentrizität  $e_{a,\max}$  dürfen dem Nationalen Anhang entnommen werden. Die Empfehlungswerte sind in Tabelle 8.2 angegeben.

Tabelle 8.2 — Empfehlungswerte für die maximal zulässige unplanmäßige Exzentrizität

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung der Qualität	Empfehlungswerte für die maximal zulässige unplanmäßige Exzentrizität $e_{a,\max}$
Klasse A	exzellent	2 mm
Klasse B	hoch	3 mm
Klasse C	normal	4 mm

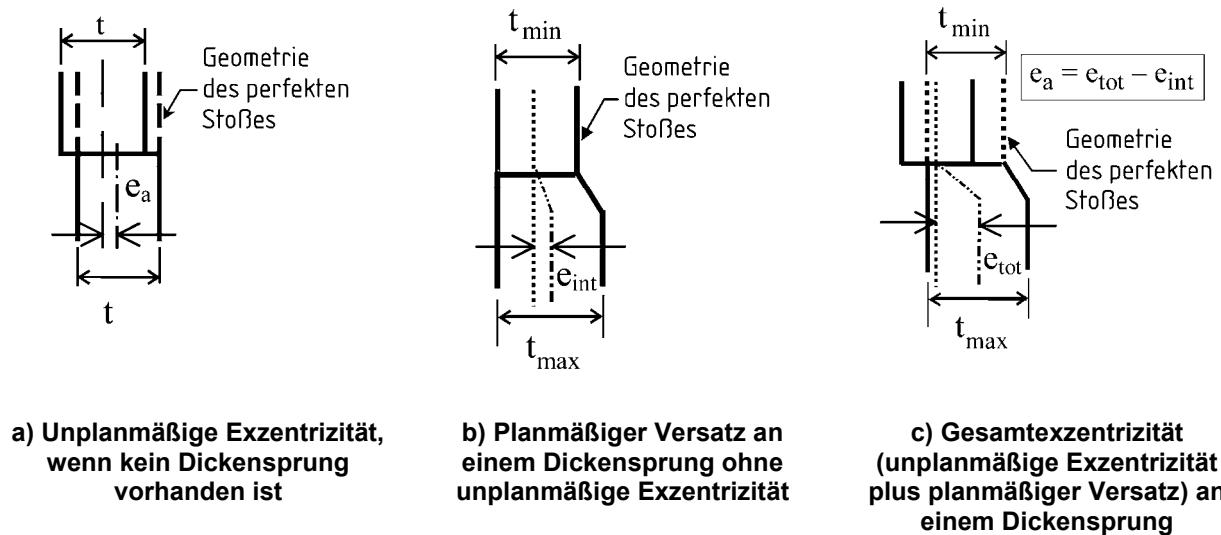
(3) Die unplanmäßige Exzentrizität  $e_a$  sollte außerdem in Form des Parameters  $U_e$  beschrieben werden:

$$U_e = \frac{e_a}{t_{\text{av}}} \quad \text{oder} \quad U_e = \frac{e_a}{t} \quad (8.4)$$

Dabei ist

$t_{\text{av}}$  die mittlere Dicke des dünneren und des dickeren der beiden Bleche an der Verbindung.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**



**Bild 8.3 — Unplanmäßige Exzentrizität und planmäßiger Versatz an einem Stoß**

(4) Der Exzentrizitätsparameter  $U_e$  sollte die folgende Bedingung erfüllen:

$$U_e \leq U_{e,\max} \quad (8.5)$$

Dabei ist

$U_{e,\max}$  der Toleranzgrenzwert des Exzentrizitätsparameters für die gewählte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse.

ANMERKUNG 1 Die Toleranzgrenzwerte des Exzentrizitätsparameters  $U_{e,\max}$  dürfen dem Nationalen Anhang entnommen werden. Die Empfehlungswerte sind in Tabelle 8.3 angegeben.

**Tabelle 8.3 — Empfohlene Toleranzgrenzwerte des Exzentrizitätsparameters  $U_{e,\max}$**

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung der Qualität	Empfehlungswert für $U_{e,\max}$
Klasse A	exzellent	0,14
Klasse B	hoch	0,20
Klasse C	normal	0,30

ANMERKUNG 2 Der planmäßige Versatz wird in D.2.1.2 behandelt, und Überlappstöße werden in D.3 behandelt. Diese beiden Fälle werden im Rahmen dieser Norm nicht als Imperfektionen angesehen.

#### 8.4.4 Toleranz für Vorbeulen

(1) Zur Messung von Vorbeulen an jedem beliebigen Punkt der Schalenwandung in Meridian- und in Umfangsrichtung sollten Messlehren verwendet werden (siehe Bild 8.4). Die Meridian-Messlehre sollte gerade sein, während die Umfangsmesslehre entsprechend dem Nennkrümmungsradius  $r$  der Schalenmittelfläche gekrümmt sein sollte.

(2) Die Tiefe  $\Delta w_0$  von Vorbeulen in der Schalenwandung sollte mit Hilfe von Messlehren gemessen werden, deren Länge  $\ell_g$  wie folgt zu wählen ist:

- a) Bei Anwesenheit von Meridiandruckspannungen: Messung in Meridian- und Umfangsrichtung, einschließlich über Schweißnähte hinweg, mit

$$\ell_{gx} = 4 \sqrt{r t} \quad (8.6)$$

- b) Bei Anwesenheit von Umfangsdruckspannungen oder Schubspannungen: Messung in Umfangsrichtung mit

$$\ell_{g\theta} = 2,3 (\ell^2 r t)^{0,25}, \text{ aber } \ell_{g\theta} \leq r, \quad (8.7)$$

Dabei ist

$\ell$  die Meridianlänge des Schalensegmentes.

- c) Zusätzlich über Schweißnähte hinweg: Messung in Meridian- und Umfangsrichtung mit

$$\ell_{gw} = 25 t \text{ oder } \ell_{gw} = 25 t_{\min}, \text{ aber mit } \ell_{gw} \leq 500 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Dabei ist

$t_{\min}$  die Dicke des dünneren Bleches an der Naht.

- (3) Die Vorbeultiefe sollte in Form der Parameter  $U_{0x}$ ,  $U_{0\theta}$ ,  $U_{0w}$  beschrieben werden:

$$U_{0x} = \Delta w_{0x} / \ell_{gx} \quad U_{0\theta} = \Delta w_{0\theta} / \ell_{g\theta} \quad U_{0w} = \Delta w_{0w} / \ell_{gw} \quad (8.9)$$

- (4) Die Vorbeulparameter  $U_{0x}$ ,  $U_{0\theta}$ ,  $U_{0w}$  sollten die folgenden Bedingungen erfüllen:

$$U_{0x} \leq U_{0,\max} \quad U_{0\theta} \leq U_{0,\max} \quad U_{0w} \leq U_{0,\max} \quad (8.10)$$

Dabei ist

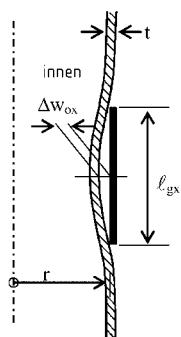
$U_{0,\max}$  der Toleranzgrenzwert des Vorbeulparameters für die gewählte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse.

ANMERKUNG Die Toleranzgrenzwerte des Vorbeulparameters  $U_{0,\max}$  dürfen dem Nationalen Anhang entnommen werden. Die Empfehlungswerte sind in Tabelle 8.4 angegeben.

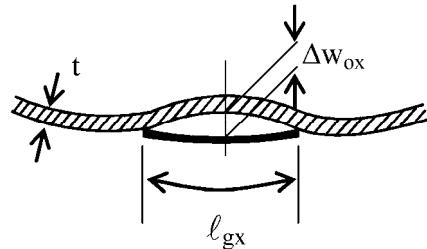
**Tabelle 8.4 — Empfohlene Toleranzgrenzwerte des Vorbeulparameters  $U_{0,\max}$**

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung der Qualität	Empfehlungswert für $U_{0,\max}$
Klasse A	exzellent	0,006
Klasse B	hoch	0,010
Klasse C	normal	0,016

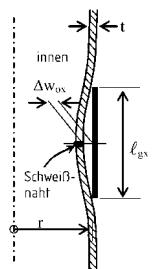
**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**



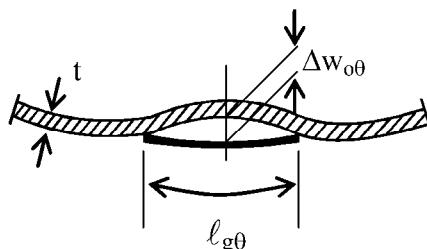
**a) Messung entlang eines Meridians  
(siehe 8.4.4 (2)a)**



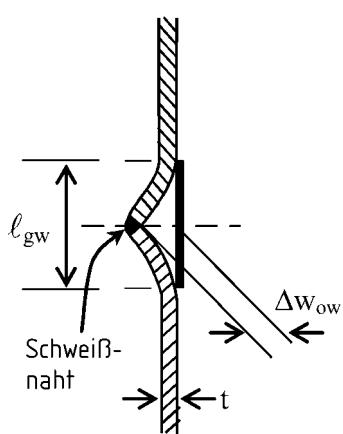
**b) Erste Messung entlang einer Umfangsleitung  
(siehe 8.4.4 (2)a)**



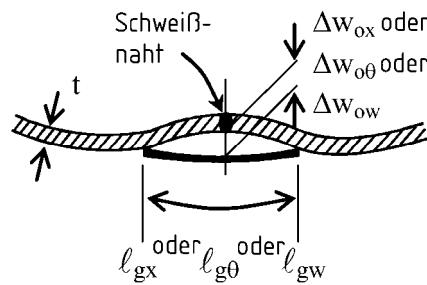
**c) Erste Messung entlang eines Meridians über eine Schweißnaht hinweg (siehe 8.4.4 (2)a)**



**d) Zweite Messung entlang einer Umfangsleitung  
(siehe 8.4.4 (2)b)**



**e) Zweite Messung über eine Schweißnaht hinweg mit Spezialmesslehre (siehe 8.4.4 (2)c)**



**f) Messungen entlang einer Umfangsleitung über eine Schweißnaht hinweg (siehe 8.4.4 (2)c)**

**Bild 8.4 — Messung der Vorbeultiefen  $\Delta w_0$**

#### 8.4.5 Toleranz für Auflager-Unebenheit

- (1) Wenn ein anderes Tragelement kontinuierlich eine Schale unterstützt (wie z. B. ein Fundament), sollte seine Ebenheitsabweichung örtlich keinen größeren Neigungswinkel in Umfangsrichtung als  $\beta_0$  aufweisen.

ANMERKUNG Der Wert von  $\beta_0$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $\beta_0 = 0,1\% = 0,001 \text{ rad}$  empfohlen.

### 8.5 Spannungsbasierter Beulsicherheitsnachweis

#### 8.5.1 Bemessungswerte der Spannungen

- (1) Als Bemessungswerte der Spannungen  $\sigma_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  und  $\tau_{x\theta,Ed}$  sollten die maßgebenden Werte der Druck- und Schub-Membranspannungen aus einer linearen elastischen Berechnung (LA) verwendet werden. Bei rein axialsymmetrischen Belastungs- und Auflagerungsbedingungen und in anderen einfachen Lastfällen darf in der Regel auch eine membrantheoretische Berechnung zu Grunde gelegt werden.

- (2) Als maßgebende Membranspannungen auf einem Breitenkreis gelten die Maximalwerte jeder Membranspannung auf diesem Breitenkreis, sofern nicht in Anhang D der vorliegenden Norm oder im einschlägigen Anwendungsteil von EN 1993 spezielle Bestimmungen angegeben sind.

ANMERKUNG In einigen Fällen (z. B. Schalenwandung mit abgestufter Dicke unter Umfangsdruckbeanspruchung, siehe D.2.3) sind die maßgebenden Membranspannungswerte fiktiv und können größer sein als die tatsächlichen Maximalwerte.

- (3) Für Basis-Lastfälle dürfen die Membranspannungen auch aus Anhang A oder Anhang C entnommen werden.

#### 8.5.2 Bemessungswert des Widerstandes (Beultragfähigkeit)

- (1) Der Beulwiderstand sollte in Form von Beulspannungen, wie in 1.3.6 definiert, dargestellt werden. Die Bemessungsbeulspannungen sollten dann wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{x,Rd} = \sigma_{x,Rk}/\gamma_{M1}, \quad \sigma_{\theta,Rd} = \sigma_{\theta,Rk}/\gamma_{M1}, \quad \tau_{x\theta,Rd} = \tau_{x\theta,Rk}/\gamma_{M1} \quad (8.11)$$

- (2) Der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_{M1}$  für den Widerstand sollte der entsprechenden Anwendungsnorm entnommen werden.

ANMERKUNG Der Wert des Teilsicherheitsbeiwerts  $\gamma_{M1}$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Für den Fall, dass für die vorliegende Konstruktion keine Anwendungsnorm existiert oder die Anwendungsnorm die relevanten Werte von  $\gamma_{M1}$  nicht festlegt, wird empfohlen, den Wert von  $\gamma_{M1}$  nicht kleiner als  $\gamma_{M1} = 1,1$  anzusetzen.

- (3) Die charakteristischen Beulspannungen sollten durch Multiplikation der charakteristischen Streckgrenze mit den Beul-Abminderungsfaktoren  $\chi$  wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{x,Rk} = \chi_x f_{yk}, \quad \sigma_{\theta,Rk} = \chi_\theta f_{yk}, \quad \tau_{x\theta,Rk} = \chi_\tau f_{yk}/\sqrt{3} \quad (8.12)$$

- (4) Die Beul-Abminderungsfaktoren  $\chi_x$ ,  $\chi_\theta$  und  $\chi_\tau$  sollten als Funktion der bezogenen Schalenschlankheitsgrade  $\bar{\lambda}$  aus folgenden Gleichungen bestimmt werden:

$$\chi = 1 \quad \text{wenn} \quad \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_0 \quad (8.13)$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

$$\chi = 1 - \beta \left( \frac{\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^\eta \quad \text{wenn} \quad \bar{\lambda}_0 < \bar{\lambda} < \bar{\lambda}_p \quad (8.14)$$

$$\chi = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}^2} \quad \text{wenn} \quad \bar{\lambda}_p \leq \bar{\lambda} \quad (8.15)$$

Dabei ist

- $\alpha$  der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor;
- $\beta$  der den plastischen Bereich definierende Faktor;
- $\eta$  der die Beulkurvenform beschreibende Exponent;
- $\bar{\lambda}_0$  der vollplastische Grenzschlankheitsgrad.

ANMERKUNG 1 Die Werte aller dieser Parameter sollten Anhang D entnommen werden. Falls diese Werte nicht in Anhang D festgelegt sind, können sie im Nationalen Anhang angegeben werden.

ANMERKUNG 2 Der Formelausdruck (8.15) beschreibt die elastische Beulspannung unter Berücksichtigung geometrischer Imperfektionen. In diesem Falle können, da sich die Schale vollständig elastisch verhält, die charakteristischen Beulspannungen alternativ wie folgt direkt bestimmt werden:  $\sigma_{x,Rk} = \alpha_x \sigma_{x,Rcr}$ ,  $\sigma_{\theta,Rk} = \alpha_\theta \sigma_{\theta,Rcr}$  und  $\tau_{x\theta,Rk} = \alpha_\tau \tau_{x\theta,Rcr}$ .

(5) Der teilplastische Grenzschlankheitsgrad  $\bar{\lambda}_p$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1 - \beta}} \quad (8.16)$$

(6) Die bezogenen Schalenschlankheitsgrade für die verschiedenen Spannungskomponenten sollten wie folgt ermittelt werden:

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{x,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_\theta = \sqrt{f_{yk} / \sigma_{\theta,Rcr}}, \quad \bar{\lambda}_\tau = \sqrt{(f_{yk} / \sqrt{3}) / \tau_{x\theta,Rcr}} \quad (8.17)$$

(7) Die idealen elastischen Beulspannungen  $\sigma_{x,Rcr}$ ,  $\sigma_{\theta,Rcr}$  und  $\tau_{x\theta,Rcr}$  sollten mit Hilfe der entsprechenden Formeln in Anhang D ermittelt werden.

(8) Falls Anhang D keine geeigneten Formelausdrücke enthält, dürfen die idealen elastischen Beulspannungen aus einer numerischen LBA-Berechnung der Schale unter den in 8.1 festgelegten beulrelevanten Einwirkungskombinationen abgeleitet werden. Zu den Bedingungen, die diese Berechnung erfüllen muss, siehe 8.6.2 (5) und (6).

### 8.5.3 Begrenzung der Spannungen (Beulsicherheitsnachweis)

(1) Obwohl Beulen kein ausschließlich spannungsinitiertes Versagensphänomen ist, wird der Grenzzustand Beulen im Rahmen dieses Konzeptes dadurch dargestellt, dass die Bemessungswerte der Membranspannungen begrenzt werden. Der Einfluss der Biegespannungen auf die Beultragfähigkeit darf vernachlässigt werden, vorausgesetzt, sie resultieren aus Randstörungseffekten. Im Falle von Biegespannungen aus örtlichen Belastungen oder aus thermischen Gradienten sind besondere Überlegungen erforderlich.

(2) Je nach Last- und Spannungssituation sollten ein oder mehrere der folgenden Einzelnachweise für die maßgebenden Membranspannungen geführt werden:

$$\sigma_{x,Ed} \leq \sigma_{x,Rd}, \quad \sigma_{\theta,Ed} \leq \sigma_{\theta,Rd}, \quad \tau_{x\theta,Ed} \leq \tau_{x\theta,Rd} \quad (8.18)$$

(3) Bei Anwesenheit von mehr als einer der drei beulrelevanten Membranspannungskomponenten unter der betrachteten Einwirkungskombination sollte folgender Interaktionsnachweis für den kombinierten Membranspannungszustand geführt werden:

$$\left( \frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right)^{k_x} - k_i \left( \frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \right) \left( \frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right) + \left( \frac{\sigma_{\theta,Ed}}{\sigma_{\theta,Rd}} \right)^{k_\theta} + \left( \frac{\tau_{x\theta,Ed}}{\tau_{x\theta,Rd}} \right)^{k_\tau} \leq 1 \quad (8.19)$$

Dabei sind  $\sigma_{x,Ed}$ ,  $\sigma_{\theta,Ed}$  und  $\tau_{x\theta,Ed}$  die interaktionsrelevanten Gruppen zusammengehöriger maßgebender Druck- und Schubmembranspannungen in der Schale, und die Werte der Beulinteraktionsparameter  $k_x$ ,  $k_\theta$ ,  $k_\tau$  und  $k_i$  sind in Anhang D angegeben.

(4) Ist  $\sigma_{x,Ed}$  oder  $\sigma_{\theta,Ed}$  eine Zugspannung, so sollte der entsprechende Wert in Formelausdruck (8.19) mit null angesetzt werden.

**ANMERKUNG** Für axialdruckbeanspruchte Zylinder unter Innendruck (der zu Zugbeanspruchung in Umfangsrichtung führt) sind in Anhang D besondere Regeln angegeben. Der dort resultierende Wert von  $\sigma_{x,Rd}$  trägt sowohl der Tatsache Rechnung, dass der Innendruck den elastischen Beulwiderstand erhöht, als auch dem destabilisierenden Effekt des elastisch-plastischen Ringbeulens (en: elephant's foot phenomenon; Gleichung (D.43)). Wird die Zugspannung  $\sigma_{\theta,Ed}$  dann in Formelausdruck (8.19) mit null angesetzt, so wird die Beultragfähigkeit korrekt wiedergegeben.

(5) Die Stellen und Werte aller in Gleichung (8.19) gemeinsam zu verwendenden beulrelevanten Membranspannungen sind in Anhang D festgelegt.

(6) Falls der Schalenbeulfall nicht in Anhang D enthalten ist, dürfen die Beulinteraktionsparameter konservativ wie folgt geschätzt werden:

$$k_x = 1,0 + \chi_x^2 \quad (8.20)$$

$$k_\theta = 1,0 + \chi_\theta^2 \quad (8.21)$$

$$k_\tau = 1,5 + 0,5 \chi_\tau^2 \quad (8.22)$$

$$k_i = (\chi_x \chi_\theta)^2 \quad (8.23)$$

**ANMERKUNG** Diese Regeln können sich in manchen Fällen als sehr konservativ darstellen, sie enthalten jedoch die beiden Grenzfälle, die für ein großes Fallspektrum als auf der sicheren Seite liegend bekannt sind:

- a) in sehr dünnwandigen Schalen ist die Interaktion zwischen  $\sigma_x$  und  $\sigma_\theta$  annähernd linear, und
- b) in sehr dickwandigen Schalen entspricht die Interaktion den von Mises-Regeln.

## 8.6 Numerisch gestützter Beulsicherheitsnachweis mittels globaler MNA- und LBA-Berechnung

### 8.6.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

(1) Hierfür gilt 8.1 (1).

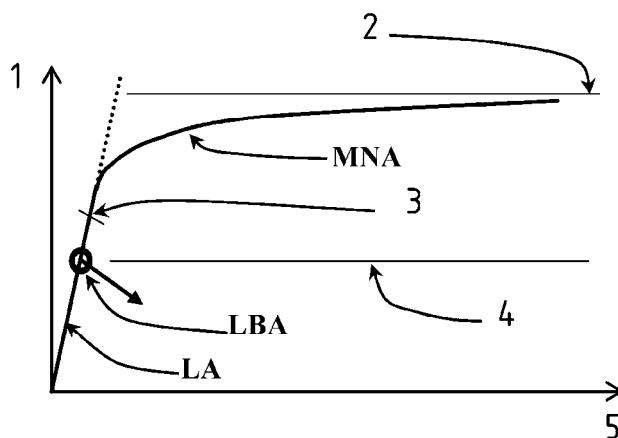
### 8.6.2 Bemessungswert des Widerstandes

(1) Der Bemessungsbeulwiderstand sollte bei diesem Konzept mit Hilfe des Lasterhöhungsfaktors  $r_{Rd}$ , bezogen auf die Bemessungswerte  $F_{Ed}$  der Einwirkungskombination für den betreffenden Lastfall, bestimmt werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(2) Der Bemessungsbeulwiderstand  $F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed}$  sollte mit Hilfe des plastischen Referenzwiderstandes  $F_{Rpl} = r_{Rpl} \cdot F_{Ed}$  und des idealen elastischen Beulwiderstandes  $F_{cr} = r_{Rcr} \cdot F_{Ed}$  und durch Kombination dieser beiden zur Bestimmung des charakteristischen Beulwiderstandes  $F_{Rk} = r_{Rk} \cdot F_{Ed}$  ermittelt werden. Mit Hilfe des Teilsicherheitsbeiwertes  $\gamma_{M1}$  erhält man daraus dann den Bemessungsbeulwiderstand.

(3) Der bezogene plastische Referenzwiderstand  $r_{Rpl}$  (siehe Bild 8.5) sollte aus einer materiell nichtlinearen Berechnung (MNA) unter der betreffenden Einwirkungskombination als Lasterhöhungsfaktor bei Erreichen der plastischen Grenzlast ermittelt werden. Als  $r_{Rpl}$  darf der größte unter Vernachlässigung der Werkstoffverfestigung in der Berechnung erreichte Wert verwendet werden.



**Legende**

- 1  $r$  Lasterhöhungsfaktor auf Bemessungswerte der Einwirkungen
- 2  $r_{Rpl}$  plastische Grenzlast nach Theorie kleiner Verformungen
- 3  $r_{Rpl}$  Schätzung aus LA-Berechnung
- 4  $r_{Rcr}$  aus linearer elastischer Verzweigung
- 5 Verformung

**Bild 8.5 — Zur Definition des bezogenen plastischen Referenzwiderstands  $r_{Rpl}$  und des bezogenen idealen Beulwiderstands  $r_{Rcr}$  auf der Basis globaler MNA- und LBA-Berechnungen**

(4) Falls keine materiell nichtlineare Berechnung (MNA) durchgeführt werden kann, darf der bezogene plastische Referenzwiderstand  $r_{Rpl}$  konservativ aus einer unter Verwendung der Bemessungswerte der betreffenden Einwirkungskombination durchgeführten linearen Schalenberechnung (LA) wie folgt geschätzt werden. Aus den an einem beliebigen Punkt der Schale zusammen auftretenden Membranschnittgrößen  $n_{x,Ed}$ ,  $n_{0,Ed}$  und  $n_{x0,Ed}$  erhält man einen Wert für  $r_{Rpl}$  nach folgender Gleichung:

$$r_{Rpl} = \frac{t \cdot f_{yk}}{\sqrt{n_{x,Ed}^2 - n_{x,Ed} \cdot n_{0,Ed} + n_{0,Ed}^2 + n_{x0,Ed}^2}} \quad (8.24)$$

Der niedrigste auf diese Weise berechnete Wert sollte als Schätzwert für den plastischen Referenzwiderstand  $r_{Rpl}$  verwendet werden.

**ANMERKUNG** Ein sicherer Schätzwert für  $r_{Rpl}$  lässt sich üblicherweise ermitteln, indem man die Gleichung (8.24) sukzessive auf die drei Punkte der Schale anwendet, an denen jede der drei beulrelevanten Membranschnittgrößen ihren Höchstwert erreicht, und den niedrigsten dieser drei Schätzwerte als maßgebenden Wert für  $r_{Rpl}$  verwendet.

(5) Der ideale bezogene elastische Beulwiderstand  $r_{Rcr}$  sollte aus einer Eigenwertanalyse (LBA) ermittelt werden, angesetzt auf den linear berechneten elastischen Spannungszustand in der geometrisch perfekten

Schale (LA) unter den Bemessungswerten der betreffenden Einwirkungskombination. Der niedrigste erhaltene Eigenwert (Verzweigungslastfaktor) sollte als der ideale bezogene elastische Beulwiderstand  $r_{Rcr}$  angesetzt werden, siehe Bild 8.5.

(6) Es sollte nachgewiesen werden, dass der angewendete Eigenwert-Algorithmus zuverlässig die Eigenform findet, die zum niedrigsten Eigenwert führt. In Zweifelsfällen sollten auch benachbarte Eigenwerte und ihre zugehörigen Eigenformen berechnet werden, um einen besseren Einblick in das Verzweigungsverhalten der Schale zu erhalten. Die für die Berechnung verwendete Software sollte anhand von „Benchmark-Fällen“ mit physikalisch ähnlichen Beulcharakteristika überprüft werden.

(7) Der bezogene Schlankheitsgrad  $\bar{\lambda}_{ov}$  der Gesamtschale sollte wie folgt bestimmt werden:

$$\bar{\lambda}_{ov} = \sqrt{F_{Rpl} / F_{Rcr}} = \sqrt{r_{Rpl} / r_{Rcr}} \quad (8.25)$$

(8) Der Beulabminderungsfaktor  $\chi_{ov}$  der Gesamtschale sollte nach 8.5.2 (4) als  $\chi_{ov} = f(\bar{\lambda}_{ov}, \bar{\lambda}_{ov,0}, \alpha_{ov}, \beta_{ov}, \eta_{ov})$  bestimmt werden, wobei  $\alpha_{ov}$  der elastische Imperfektionsabminderungsfaktor der Gesamtschale,  $\beta_{ov}$  der plastische Bereichsfaktor,  $\eta_{ov}$  der Interaktionsexponent und  $\bar{\lambda}_{ov,0}$  der vollplastische Grenzschlankheitsgrad, alle bezogen auf die Grenzschale, ist.

(9) Bei der Festlegung der Faktoren  $\bar{\lambda}_{ov,0}$ ,  $r_{Rov}$ ,  $\beta_{ov}$ ,  $\eta_{ov}$  sollten die Imperfektionsempfindlichkeit, die geometrische Nichtlinearität und andere Aspekte des betreffenden Schalenbeulfalles berücksichtigt werden. Es sollten konservative Werte für diese Parameter durch Vergleich mit bekannten Schalenbeulfällen (siehe Anhang D) gewählt werden, die in ihrer Beulform, ihrer Imperfektions- und Fließempfindlichkeit sowie in ihrer geometrischen Nichtlinearität und ihrem Nachbeulverhalten ähnlich sind. Bei der Wahl des Wertes für  $r_{Rov}$  sollte außerdem die betreffende Herstelltoleranz-Qualitätsklasse berücksichtigt werden.

**ANMERKUNG** Wenn dieses Konzept auf Schalengeometrien und Lastfälle angewendet wird, bei denen Durchschlagbeulen auftreten kann, sollte bei der Wahl eines geeigneten Wertes für  $r_{Rov}$  mit besonderer Sorgfalt vorgegangen werden. Zu diesen Fällen gehören konische und sphärische Kappen und Kuppeln, die durch Außendruck belastet werden oder auf radial verschieblichen Auflagern stehen. Der Wert für  $r_{Rov}$  sollte auch dann mit Sorgfalt gewählt werden, wenn die Schalengeometrie und der betreffende Lastfall zu Zuständen führen, die in hohem Maße empfindlich gegenüber Änderungen der Geometrie sind, wie z. B. an unversteiften Knotenlinien zwischen zylindrischen und konischen Schalensegmenten unter Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (z. B. in Schornsteinen).

Die häufig in der Literatur mitgeteilten elastischen Schalenbeullasten für diese Sonderfälle beruhen in der Regel auf geometrisch nichtlinearer Berechnung von perfekten oder imperfekten Geometrien, aus der Vorhersagen zur Durchschlagbeullast abgeleitet werden. Im Gegensatz dazu verwendet die hier beschriebene Methode die lineare Verzweigungslast als den idealen elastischen Referenz-Beulwiderstand, der häufig wesentlich höher als die Durchschlagslast ist. In der Bemessungsberechnung müssen diese beiden Quellen abgeminderten Widerstandes durch Wahl eines angemessenen elastischen Imperfektionsabminderungsfaktors  $r_{Rov}$  für die Gesamtschale berücksichtigt werden. Er muss sowohl den Effekt der geometrischen Nichtlinearität (die zum Durchschlagen führen kann) als auch den Effekt der zusätzlichen Tragfähigkeitsabminderung durch geometrische Imperfektionen abdecken.

(10) Wenn die Forderungen von (9) nicht zweifelsfrei erfüllt werden können, sollten geeignete Versuche durchgeführt werden, siehe EN 1990, Anhang D.

(11) Wenn keine speziellen Werte von  $r_{Rov}$ ,  $\beta_{ov}$ ,  $\eta_{ov}$  und  $\bar{\lambda}_{ov,0}$  im Sinne von (9) oder (10) zur Verfügung stehen, dürfen die Werte für axialdruckbeanspruchte unversteifte Zylinder verwendet werden, siehe D.1.2.2. Falls bekannt ist, dass es bei der betrachteten Konstruktion zu Durchschlagen kommen kann, sollte erwogen werden,  $r_{Rov}$  noch weiter abzumindern.

(12) Der bezogene charakteristische Beulwiderstand  $r_{Rk}$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$r_{Rk} = \chi_{ov} r_{Rpl} \quad (8.26)$$

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

Dabei ist

$r_{Rpl}$  der bezogene plastische Referenzwiderstand.

(13) Der bezogene Bemessungsbeulwiderstand  $r_{Rd}$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$r_{Rd} = r_{Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.27)$$

Dabei ist

$\gamma_{M1}$  der Teilsicherheitsbeiwert für den Beulwiderstand nach 8.5.2 (2).

### 8.6.3 Beulsicherheitsnachweis

(1) Der Nachweis lautet:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \text{ oder } r_{Rd} \geq 1 \quad (8.28)$$

## 8.7 Numerisch gestützter Beulsicherheitsnachweis mittels globaler GMNIA-Berechnung

### 8.7.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

(1) Hierfür sollte der aus 8.1 (1) verwendet werden.

### 8.7.2 Bemessungswert des Widerstandes

(1) Der Bemessungsbeulwiderstand sollte bei diesem Konzept als Lasterhöhungsfaktor  $r_R$ , bezogen auf die Bemessungswerte  $F_{Ed}$  der Einwirkungskombination für den betreffenden Lastfall, bestimmt werden.

(2) Der bezogene charakteristische Beulwiderstand  $r_{Rk}$  sollte aus dem mit Hilfe des Kalibrierungsfaktors  $k_{GMNIA}$  angepassten bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstands  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale ermittelt werden. Mit Hilfe des Teilsicherheitsbeiwertes  $\gamma_{M1}$  erhält man daraus den bezogenen Bemessungsbeulwiderstand  $r_{Rd}$ .

(3) Zur Ermittlung des bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstands  $r_{R,GMNIA}$  sollte eine GMNIA-Berechnung der geometrisch imperfekten Schale unter der betreffenden Einwirkungskombination durchgeführt werden, begleitet von einer Eigenwertanalyse zum Aufspüren möglicher Verzweigungen im Lastpfad.

ANMERKUNG Falls Plastizieren wesentlichen Einfluss auf den Beulwiderstand hat, sollte sichergestellt werden, dass die angesetzte Imperfektionsform gewisse Vorbeul-Schubdehnungen erzeugt, weil der Schubmodul bereits auf kleine plastische Schubdehnungen sehr empfindlich reagiert. Bei bestimmten Schalenbeulproblemen (z. B. beim Schubbeulen von Kreisringplatten) kann die Eigenwertanalyse, falls dieser Effekt außer Acht gelassen wird, zu einer erheblichen Überschätzung des elastisch-plastischen Beulwiderstandes führen.

(4) Es sollte zunächst eine LBA-Berechnung der perfekten Struktur durchgeführt werden, um den idealen bezogenen elastischen Beulwiderstand  $r_{Rcr}$  der perfekten Schale zu bestimmen. Anschließend sollte eine MNA-Berechnung der perfekten Struktur durchgeführt werden, um den bezogenen plastischen Referenzwiderstand  $r_{Rpl}$  der perfekten Schale zu bestimmen. Diese beiden Widerstandsverhältnisse sollten dann zur Ermittlung des bezogenen Schlankheitsgrades  $\lambda_{ov}$  der Gesamtschale nach Formelausdruck (8.25) verwendet werden.

(5) Daraufhin sollte eine GMNA-Berechnung der perfekten Struktur durchgeführt werden, um den bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstand  $r_{R,GMNIA}$  der perfekten Schale zu bestimmen. Dieses Widerstandsverhältnis wird später für den Nachweis verwendet, dass die gewählten geometrischen Imperfektionen ausreichend schädliche Wirkung haben, um sich sicher sein zu können, dass der geringste Widerstand

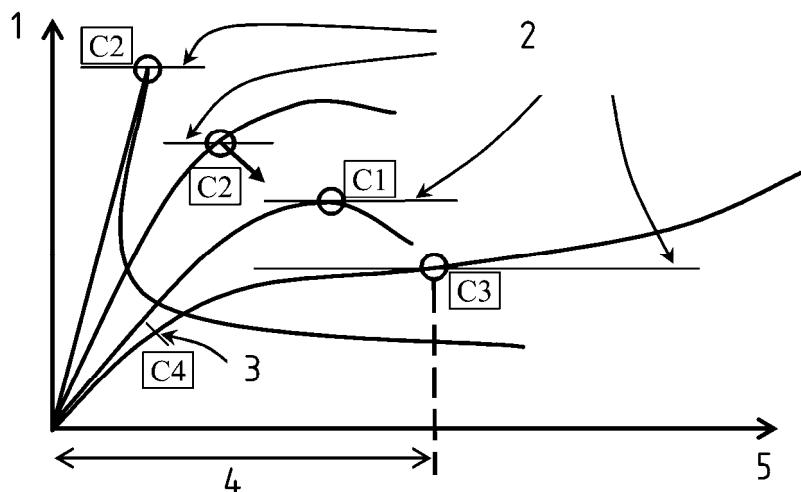
ermittelt wurde. Die GMNA-Berechnung sollte unter der betreffenden Einwirkungskombination durchgeführt werden, begleitet von einer Eigenwertanalyse zum Aufspüren möglicher Verzweigungen im Lastpfad.

(6) Der bezogene elastisch-plastische Beulwiderstand  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale sollte als der kleinste Lasterhöhungsfaktor  $r_R$  ermittelt werden, der aus den im Folgenden angegebenen Kriterien C1, C2 und C3 erhalten wird, siehe Bild 8.6:

- Kriterium C1: Maximallast der Lastverformungskurve (Grenzlast);
- Kriterium C2: Verzweigungslast, falls die Gleichgewichtsverzweigung auf dem Belastungspfad vor Erreichen des Maximums der Lastverformungskurve erfolgt;
- Kriterium C3: zur größten tolerierbaren Verformung gehörende Last, falls diese Verformung vor Erreichen einer Verzweigungslast oder einer Grenzlast erreicht wird.

7) Die zur größten tolerierbaren Verformung gehörende Last sollte mit Blick auf die Eigenheiten des betreffenden Tragwerks festgelegt werden. Falls kein anderer Wert zur Verfügung steht, darf die größte tolerierbare Verformung als erreicht angesehen werden, wenn die größte örtliche Verdrehung der Schalenoberfläche (Neigung der Oberfläche in Bezug auf ihre ursprüngliche Geometrie) den Wert  $\beta$  erreicht.

ANMERKUNG Der Wert von  $\beta$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $\beta = 0,1$  Bogenmaß empfohlen.



#### Legende

- 1  $r$  Lasterhöhungsfaktor auf Bemessungswerte der Einwirkungen
- 2  $r_{R,GMNIA}$  ist der kleinste dieser alternativen Werte
- 3 Fließbeginn als sichere Schätzung
- 4 größte tolerierbare Verformung
- 5 Verformung

**Bild 8.6 — Definition des Beulwiderstandes auf der Grundlage einer globalen GMNIA-Berechnung**

(8) Eine konservative Festlegung des bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstands  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale lässt sich mit Hilfe einer GNIA-Berechnung der geometrisch imperfekten Schale unter der betreffenden Einwirkungskombination erhalten. In diesem Falle sollte zur Bestimmung des kleinsten Lasterhöhungsfaktors  $r_R$  das folgende Kriterium herangezogen werden:

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

- Kriterium C4: Last, bei der die Vergleichsspannung am höchstbeanspruchten Punkt der Schalenoberfläche den Bemessungswert der Streckgrenze  $f_{yd} = f_{yk} \gamma_{M0}$  erreicht, siehe Bild 8.6.

**ANMERKUNG** Es ist zu beachten, dass bei GMNA-, GMNIA- und GNIA-Berechnungen immer auch regelmäßige Eigenwertüberprüfungen durchgeführt werden müssen, um sicherzustellen, dass jede denkbare Verzweigung im Lastpfad gefunden wird.

(9) Bei einer GMNIA-(oder GNIA-)Berechnung sollten geeignete Maßnahmen ergriffen werden, um die Einflüsse von praktisch unvermeidbaren Imperfektionen abzudecken. Diese umfassen:

a) Geometrische Imperfektionen, wie z. B.:

- Abweichungen von der Nenngeometrie der Schalenmittelfläche (Vorverformungen/Vorbeulen, Unrundheit);
- Unregelmäßigkeiten an und nahe Schweißnähten (kleine Exzentrizitäten, Schrumpfeinziehungen, Krümmungsfehler vom Walzen);
- Abweichungen von der Nenndicke;
- mangelhafte Ebenheit der Auflagerung.

b) Materielle Imperfektionen, z. B.:

- durch Walzen, Pressen, Schweißen, Richten usw. verursachte Eigenspannungen;
- Inhomogenitäten und Anisotropien.

**ANMERKUNG** Weitere möglicherweise negative Einflüsse auf den bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstand  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale, wie z. B. Bodensetzungen oder Nachgiebigkeit von Verbindungen oder Auflagerungen, werden nicht als Imperfektionen im Sinne dieser Regeln klassifiziert.

(10) Die Imperfektionen sollten dadurch abgedeckt werden, dass in das Berechnungsmodell für die numerische GMNIA-Berechnung geeignete zusätzliche Größen aufgenommen werden.

(11) Falls kein besseres Verfahren angewendet wird, sollten die Imperfektionen in der Regel mit Hilfe geometrischer Ersatzimperfektionen eingeführt werden, die die Form von Abweichungen der Schalengeometrie rechtwinklig zur perfekten Soll-Schalenmittelfläche haben. Das heißt, die Mittelfläche der geometrisch imperfekten Schale sollte durch Superposition der geometrischen Ersatzimperfektionen zur Sollgeometrie der perfekten Schale modelliert werden.

(12) Die Form der geometrischen Ersatzimperfektionen ist so zu wählen, dass sie den bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstand  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale so ungünstig wie möglich beeinflussen. Falls die ungünstigste Imperfektionsform nicht ohne weiteres zweifelsfrei erkennbar ist, sollte die Berechnung für eine ausreichende Anzahl verschiedener Imperfektionsformen wiederholt werden, um den ungünstigsten Fall (niedrigster Wert von  $r_{R,GMNIA}$ ) zu identifizieren.

(13) Wenn keine andere ungünstigere Imperfektionsform begründet werden kann, darf eine eigenformaffine Imperfektionsform angesetzt werden.

**ANMERKUNG** Die eigenformaffine Form ist die kritische Beulform, die zu dem basierend auf einer LBA-Berechnung der perfekten Schale ermittelten idealen bezogenen elastischen Beulwiderstand  $r_{R,cr}$  gehört.

(14) Die Form der geometrischen Ersatzimperfektionen sollte, wenn möglich, die konstruktive Ausbildung und die Randbedingungen in ungünstiger Weise reflektieren.

(15) Ungeachtet der Absätze (13) und (14) dürfen Imperfektionsformen von der Berechnung ausgenommen werden, wenn sie aufgrund des Fertigungs- oder Montageverfahrens als unrealistisch ausgeschlossen werden können.

(16) Modifikationen der gewählten Imperfektionsform zwecks Einschlusses realistischer konstruktiver Details (wie z. B. eines axialsymmetrischen Schweißnaht einzuges) sollten untersucht werden.

ANMERKUNG Im Nationalen Anhang dürfen zusätzliche Anforderungen für die Festlegung geeigneter Imperfektionsformen formuliert werden.

(17) Das Vorzeichen der geometrischen Ersatzimperfektionen sollte so gewählt werden, dass die größten Formabweichungen ungünstig zum Krümmungsmittelpunkt der Schale gerichtet sind.

(18) Die Amplitude der gewählten geometrischen Ersatzimperfektionsform sollte in Abhängigkeit von der Herstelltoleranz-Qualitätsklasse angesetzt werden. Als größte Abweichung  $\Delta w_{0,eq}$  der ersatzimperfekten Schale von der perfekten Geometrie sollte der größere der beiden Werte  $\Delta w_{0,eq,1}$  und  $\Delta w_{0,eq,2}$  angesetzt werden. Die beiden Werte sind:

$$\Delta w_{0,eq,1} = \ell_g U_{n1} \quad (8.29)$$

$$\Delta w_{0,eq,2} = n_i t U_{n2} \quad (8.30)$$

Dabei ist

- $\ell_g$  alle relevanten Messlängen nach 8.4.4 (2);
- $t$  die örtliche Wanddicke;
- $n_i$  ein Multiplikator, mit dessen Hilfe ein angemessenes Toleranzniveau erreicht werden soll;
- $U_{n1}$  und  $U_{n2}$  Imperfektionsamplitudenparameter für die zutreffende Herstelltoleranz-Qualitätsklasse.

ANMERKUNG 1 Der Wert von  $n_i$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Es wird ein Wert von  $n_i = 25$  empfohlen.

ANMERKUNG 2 Die Werte für die Imperfektionstoleranzparameter  $U_{n1}$  und  $U_{n2}$  dürfen dem Nationalen Anhang entnommen werden. Die Empfehlungswerte sind in Tabelle 8.5 angegeben.

**Tabelle 8.5 — Empfohlene Werte der Imperfektionsamplitudenparameter  $U_{n1}$  und  $U_{n2}$**

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung der Qualität	Empfehlungswert für $U_{n1}$	Empfehlungswert für $U_{n2}$
Klasse A	exzellent	0,010	0,010
Klasse B	hoch	0,016	0,016
Klasse C	normal	0,025	0,025

(19) Die Amplitude der geometrischen Imperfektion in der gewählten Form der geometrischen Ersatzimperfektion sollte entsprechend der in 8.4.4 (2) beschriebenen Messlängenmethode interpretiert werden, durch die sie definiert wird.

(20) Zusätzlich sollte sichergestellt werden, dass eine Berechnung mit einer um 10 % kleineren Imperfektionsamplitude gegenüber dem nach (18) ermittelten Wert  $\Delta w_{0,eq}$  nicht einen kleineren Wert für  $r_{R,GMNIA}$  liefert. Sollte dies der Fall sein, so sollte das Verfahren mit veränderlicher Amplitude iterativ wiederholt werden, bis der kleinste Wert für  $r_{R,GMNIA}$  gefunden wurde.

(21) Falls Lastfolge-Effekte möglich sind, sollten sie entweder in die Berechnung eingeschlossen oder als vernachlässigbar klein nachgewiesen werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(22) Für jeden berechneten Wert des bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstands  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale sollte das Verhältnis der Widerstände von imperfekter und perfekter Schale ( $r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$ ) bestimmt und mit nach 8.5 und Anhang D ermittelten Werten von  $r_R$  verglichen werden, um nachzuweisen, dass die schädliche Wirkung der gewählten geometrischen Imperfektion mit der vergleichbar ist, wie sie sich aus einer unteren Hüllkurve von Versuchsergebnissen ergibt.

**ANMERKUNG** Wird der Widerstand durch plastische Effekte dominiert, so ist das Verhältnis ( $r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$ ) wesentlich größer als der elastische Imperfektionsabminderungsfaktor  $\alpha$ , so dass von einer stark eingeschränkten Vergleichbarkeit auszugehen ist. Wird der Widerstand jedoch durch im Wesentlichen elastische Beulphänomene bestimmt, so sollte das Verhältnis ( $r_{R,GMNIA}/r_{R,GMNA}$ ) nur geringfügig größer als der durch „Handberechnung“ bestimmte Wert sein, und im Falle eines deutlich größeren Wertes sollten die dazu führenden Faktoren untersucht werden.

(23) Die Zuverlässigkeit des numerisch ermittelten bezogenen elastisch-plastischen Beulwiderstands  $r_{R,GMNIA}$  der imperfekten Schale sollte nach einem der folgenden alternativen Verfahren überprüft werden:

- Anwendung des gleichen Programms zur Berechnung von Vergleichswerten  $r_{R,GMNIA,check}$  für andere Schalenbeulfälle, für die Werte des bezogenen charakteristischen Beulwiderstands  $r_{Rk,known,check}$  bekannt sind. Die Vergleichsfälle sollten in ihren beulbeherrschenden Parametern (z. B. bezogener Schalen-schlankheitsgrad, Nachbeulverhalten, Imperfektionsempfindlichkeit, geometrische Nichtlinearität und Werkstoffverhalten) ähnlich sein und mit ähnlichen Imperfektionsannahmen modelliert werden.
- Vergleich von berechneten Werten ( $r_{R,GMNIA,check}$ ) mit Versuchsergebnissen ( $r_{R,test,known,check}$ ). Für die herangezogenen Versuchsfälle gelten dieselben Bedingungen wie in a).

**ANMERKUNG 1** Andere Schalenbeulfälle, für die Werte des bezogenen charakteristischen Beulwiderstands  $r_{Rk,known,check}$  bekannt sind, können der wissenschaftlichen Literatur zum Schalenbeulen entnommen werden. Es sollte beachtet werden, dass die „Handberechnungen“ nach 8.5 und Anhang D aus unteren Hüllkurven von Versuchsergebnissen abgeleitet wurden und dass diese in einigen Fällen zu so niedrig angesetzten Werten für den charakteristischen Beulwiderstand führen, dass sie sich nicht mehr auf einfache Weise numerisch nachvollziehen lassen.

**ANMERKUNG 2** Werden Versuchsergebnisse verwendet, so sollte festgestellt werden, ob die im Versuch gegebenen geometrischen Imperfektionen als repräsentativ für die in der Praxis auftretenden gelten können.

(24) Je nach Ergebnis der Zuverlässigkeitsüberprüfungen sollte wie folgt ein Kalibrierungsfaktor  $k_{GMNIA}$  ermittelt werden:

$$k_{GMNIA} = \frac{r_{Rk,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}} \quad \text{oder} \quad k_{GMNIA} = \frac{r_{R,test,known,check}}{r_{R,GMNIA,check}} \quad (8.31)$$

Dabei ist

- $r_{Rk,known,check}$  der bekannte charakteristische Wert des Vergleichsbeulfalles;  
 $r_{R,test,known,check}$  das bekannte Versuchsergebnis;  
 $r_{R,GMNIA,check}$  das Ergebnis der numerischen Berechnung für den Vergleichsbeulfall bzw. den Versuchsbeulfall.

(25) Werden Versuchsergebnisse zur Bestimmung von  $k_{GMNIA}$  verwendet und ist der Rechenwert von  $k_{GMNIA}$  größer als 1,0, so sollte  $k_{GMNIA} = 1,0$  angesetzt werden.

(26) Wird zur Bestimmung von  $k_{GMNIA}$  ein bekannter charakteristischer Wert verwendet, der auf einer allgemein anerkannten Theorie beruht, und liegt der Rechenwert von  $k_{GMNIA}$  außerhalb des Bereiches  $0,8 < k_{GMNIA} < 1,2$ , so sollte dieses Verfahren nicht angewendet werden. Das Ergebnis der GMNIA-Berechnung sollte als ungültig betrachtet werden, und es sollten weitere Berechnungen durchgeführt werden, um die Gründe für die Diskrepanz zu ermitteln.

(27) Der bezogene charakteristische Beulwiderstand sollte wie folgt ermittelt werden:

$$r_{Rk} = k_{GMNIA} \cdot r_{R,GMNIA} \quad (8.32)$$

Dabei ist

$r_{R,GMNIA}$  der berechnete bezogene elastisch-plastische Beulwiderstand der imperfekten Schale;

$k_{GMNIA}$  der Kalibrierungsfaktor.

### 8.7.3 Beulsicherheitsnachweis

(1) Der bezogene Bemessungsbeulwiderstand  $r_{Rd}$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$r_{Rd} = r_{Rk} / \gamma_{M1} \quad (8.33)$$

Dabei ist

$\gamma_{M1}$  der Teilsicherheitsbeiwert für den Beulwiderstand nach 8.5.2 (2).

(2) Der Nachweis lautet:

$$F_{Ed} \leq F_{Rd} = r_{Rd} \cdot F_{Ed} \text{ oder } r_{Rd} \geq 1 \quad (8.34)$$

## 9 Grenzzustand Ermüdung (LS4)

### 9.1 Bemessungswerte der Einwirkungen

(1) Für jeden Lastfall sollten von der Gesamteinwirkung diejenigen veränderlichen Anteile, die das erwartete Einwirkungsspektrum während der Entwurfslebensdauer des Tragwerks repräsentieren, als Bemessungswerte der Ermüdungseinwirkungen angenommen werden.

(2) Die relevanten Einwirkungsspektren sollten in Abstimmung mit den Definitionen der entsprechenden Anwendungsteile von EN 1993 aus EN 1991 entnommen werden.

### 9.2 Spannungsbasierter Ermüdungssicherheitsnachweis

#### 9.2.1 Allgemeines

(1) So weit hier nicht anders angegeben, sollte der Ermüdungssicherheitsnachweis nach EN 1993-1-9 geführt werden.

(2) Der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_{Mf}$  für den Ermüdungswiderstand ist aus der einschlägigen Anwendungsnorm zu entnehmen.

**ANMERKUNG** Der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_{Mf}$  darf im Nationalen Anhang festgelegt werden. Falls für die vorliegende Konstruktion keine Anwendungsnorm existiert oder die Anwendungsnorm die relevanten Werte von  $\gamma_{Mf}$  nicht festlegt, sollte der Wert von  $\gamma_{Mf}$  EN 1993-1-9 entnommen werden. Es wird empfohlen, den Wert von  $\gamma_{Mf}$  nicht kleiner als  $\gamma_{Mf} = 1,1$  anzusetzen.

#### 9.2.2 Bemessungswerte der Spannungsschwingbreite

(1) Die Spannungen infolge der Bemessungswerte der Ermüdungseinwirkungen sollten mit Hilfe einer LA-Berechnung ermittelt werden.

## DIN EN 1993-1-6:2010-12 EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)

- (2) Als Bemessungswert der Ermüdungsspannung gilt die größere der beiden Spannungsschwingbreiten  $\Delta\sigma$  auf den beiden Schalenoberflächen, jeweils als Summe aus Primär- und Sekundärspannungen genommen.
- (3) In Abhängigkeit vom gewählten Nachweiskonzept nach EN 1993-1-9 sollten die Schwingbreiten  $\Delta\sigma$  entweder für die Nennspannungen oder für die geometrischen Spannungen ermittelt werden.
- (4) Nennspannungsschwingbreiten werden benötigt, wenn nach 9.2.3 (2) vorgegangen werden soll.
- (5) Geometrische Spannungsschwingbreiten werden benötigt, wenn das entsprechende konstruktive Detail von den in 9.2.3 (2) genannten abweicht.
- (6) Die geometrische Spannungsschwingbreite braucht nur die Nenngeometrie der betreffenden Verbindung zu erfassen, aber beispielsweise nicht örtliche Spannungsspitzen infolge Schweißnahtgeometrie und innerer Nahtfehler. Sie darf mit Hilfe von geometrischen Spannungskonzentrationsfaktoren (Kerbfaktoren), z. B. aus Formeln, ermittelt werden.
- (7) Spannungen, die für den Ermüdungssicherheitsnachweis von konstruktiven Details mit eindimensionaler geometrischer Ausrichtung benötigt werden, sollten in Komponenten quer und längs zur Detailachse zerlegt werden.

### 9.2.3 Bemessungswerte des Widerstandes (Ermüdungsfestigkeit)

- (1) Die wie nachfolgend festgelegt erhaltenen Bemessungswerte des Ermüdungswiderstandes dürfen auf Baustähle mit Temperaturen bis zu 150 °C angewendet werden.
- (2) Der Ermüdungswiderstand von konstruktiven Details, wie sie typisch für Schalenstrukturen sind, sollte den Detailkategorien (Kerbfällen) aus EN 1993-3-2 entnommen und entsprechend der Spannungsschwingbreiten  $\Delta\sigma_E$  mit einer angemessenen Anzahl von Spannungsschwingspielen, in denen die Werte entsprechend der Schweißnahtgüte zusätzlich klassifiziert sind, bewertet werden.
- (3) Die Ermüdungsschwingbreiten (Ermüdungsfestigkeiten) für die einzelnen Detailkategorien sollten aus EN 1993-1-9 entnommen werden.

### 9.2.4 Begrenzung der Spannungsschwingbreite (Ermüdungssicherheitsnachweis)

- (1) Bei jedem Nachweis für diesen Grenzzustand sollte die Bemessungs-Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_E$  die folgende Bedingung erfüllen:

$$\gamma_{Ff} \Delta\sigma_E \leq \Delta\sigma_R / \gamma_{Mf} \quad (9.1)$$

Dabei ist

- $\gamma_{Ff}$  der Teilsicherheitsbeiwert für die Ermüdungseinwirkungen;
- $\gamma_{Mf}$  der Teilsicherheitsbeiwert für den Ermüdungswiderstand;
- $\Delta\sigma_E$  die konstante Spannungsschwingbreite des schadensäquivalenten Einstufenkollektivs;
- $\Delta\sigma_R$  die Ermüdungsschwingbreite für die relevante Detailkategorie (Kerbfall) und die Anzahl der Lastspiele des Spannungsspektrums.

- (2) Alternativ zu (1) darf der Nachweis auch mit Hilfe der Schädigungssumme nach Palmgren-Miner für eine Reihe von  $m$  verschiedenen Spannungsschwingbreiten  $\Delta\sigma_i$  (mit  $i = 1, m$ ) geführt werden:

$$D_d \leq 1 \quad (9.2)$$

mit:

$$D_d = \sum_{i=1}^m n_i / N_i \quad (9.3)$$

Dabei ist

$n_i$  die Anzahl der Lastspiele, die mit der Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_i$  auftreten;

$N_i$  die Anzahl der Lastspiele, die bei einer Spannungsschwingbreite  $\gamma_{Ff} \gamma_{Mf} \Delta\sigma_i$  in der relevanten Detailkategorie zum Ermüdungsbruch führen würde.

(3) Bei kombinierten Normal- und Schubspannungsschwingbreiten sollte die Interaktion nach EN 1993-1-9 nachgewiesen werden.

### **9.3 Numerisch gestützter Ermüdungssicherheitsnachweis mittels globaler LA- oder GNA-Berechnung**

(1) Die Ermüdungsbemessung auf der Grundlage einer elastischen Berechnung (LA- oder GNA-Berechnung) sollte nach den in 9.2 für den spannungsbasierten Ermüdungssicherheitsnachweis angegebenen Regeln durchgeführt werden. Die Spannungsschwingbreiten infolge der Ermüdungsbelastung sollten hier jedoch nach der Schalentheorie unter Einschluss der geometrischen Diskontinuitäten der Verbindungen in den konstruktiven Details ermittelt werden.

(2) Bei Anwendung eines dreidimensionalen Finite-Elemente-Modells sollten die Kerbeffekte aus der örtlichen Schweißnahtgeometrie eliminiert werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**Anhang A**  
(normativ)

**Membrantheoretische Spannungen in Schalen**

**A.1 Allgemeines**

**A.1.1 Beanspruchungen und Widerstände**

Es darf angenommen werden, dass die nach den Gleichungen dieses Anhangs berechneten Beanspruchungen oder Widerstände charakteristische Werte für die betreffende Beanspruchung oder den betreffenden Widerstand sind, sofern für die Einwirkungen, die geometrischen Größen und die Werkstoffeigenschaften charakteristische Werte verwendet werden.

**A.1.2 Formelzeichen**

Die in diesem Anhang verwendeten Bezeichnungen für geometrische Größen, Spannungen und Lasten folgen 1.4. Darüber hinaus werden folgende Formelzeichen verwendet.

Große lateinische Buchstaben

$F_x$  auf einen Zylinder einwirkende Axiallast

$F_y$  auf einen Kegel einwirkende Axiallast

$M$  auf den ganzen Zylinder einwirkendes globales Biegemoment (nicht zu verwechseln mit dem Biegemoment je Längeneinheit in der Schalenwandung  $m$ )

$M_t$  auf den ganzen Zylinder einwirkendes globales Torsionsmoment

$V$  auf den ganzen Zylinder einwirkende globale Querkraft

Kleine lateinische Buchstaben

$g$  Flächengewicht der Schalenwandung

$p_n$  Flächendruck normal zur Schalenmittelfläche

$p_x$  flächenhaft verteilte Meridianbelastung an der Schalenwandung

Kleine griechische Buchstaben

$\phi$  Winkel der Meridianneigung

$\sigma_x$  axiale oder meridionale Membranspannung ( $= n_x/t$ )

$\sigma_\theta$  Umfangsmembranspannung ( $= n_\theta/t$ )

$\tau$  Membranschubspannung ( $= n_{x\theta}/t$ )

### A.1.3 Randbedingungen

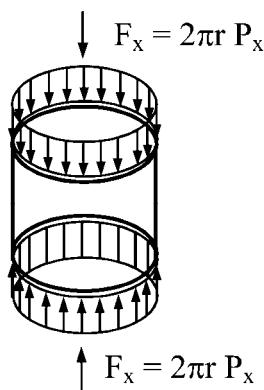
- (1) Für die Randbedingungen gelten die Bezeichnungen nach 2.3 und 5.2.2.
- (2) Die Formeln dieses Anhangs gelten theoretisch exakt für Zylinder, die an beiden Enden radial frei und frei verdrehbar sowie an einem Ende axial gelagert sind (Membranlagerung).
- (3) Die Formeln dieses Anhangs gelten theoretisch exakt für Kegelstümpfe, bei denen die aufgebrachten Lasten zu einem Membran-Spannungszustand führen und folgende Randbedingungen gelten: an beiden Enden senkrecht zur Schale frei verschieblich und an einem Ende in Meridianrichtung gelagert.
- (4) Für Kegelstümpfe sind die Randbedingungen so zu verstehen, dass sie Last- bzw. Auflagerkraftkomponenten quer zur Schalenwand einschließen, so dass die in die Schale eingeleiteten Spannungsresultanten ausschließlich in Richtung des Schalenmeridians wirken (Membrankräfte).

### A.1.4 Vorzeichenvereinbarung

- (1) Das Vorzeichen von Spannungen  $\sigma$  ist stets positiv für Zug, obwohl einige Bilder Fälle zeigen, in denen zur Illustration äußere Lasten im entgegengesetzten Sinne aufgebracht werden.

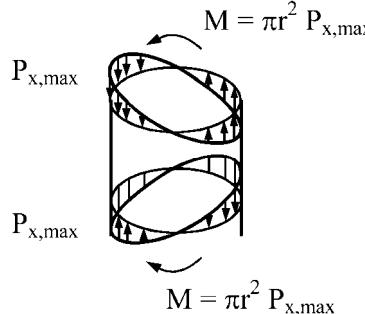
## A.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen

### A.2.1 Konstante Axiallast



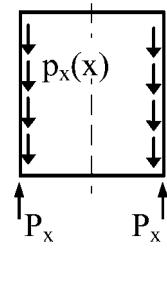
$$\sigma_x = -\frac{F_x}{2\pi r t}$$

### A.2.2 Axiallast aus globaler Biegung



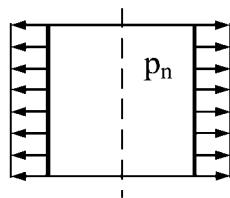
$$\sigma_x = \pm \frac{M}{\pi r^2 t}$$

### A.2.3 Reibungslast



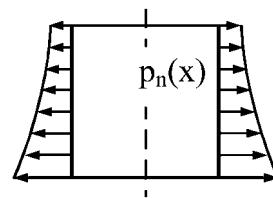
$$\sigma_x = \frac{1}{t} \int_0^l p_x \cdot dx$$

### A.2.4 Konstanter Innendruck



$$\sigma_\theta = p_n \cdot \frac{r}{t}$$

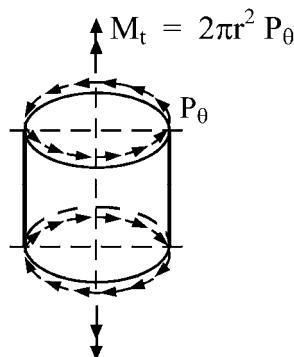
### A.2.5 Veränderlicher Innendruck



$$\sigma_\theta(x) = p_n(x) \cdot \frac{r}{t}$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

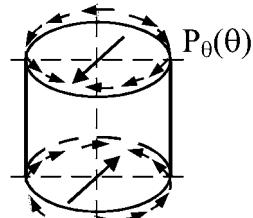
**A.2.6 Konstanter Schub aus Torsion**



$$\tau = \frac{M_t}{2\pi r^2 t}$$

**A.2.7 Sinusförmig veränderlicher Schub aus Querkraft**

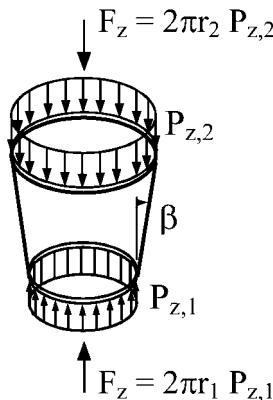
$$V = \pi r P_{\theta,\max}$$



$$\tau_{\max} = \pm \frac{V}{\pi r t}$$

**A.3 Unversteifte Kegelschalen**

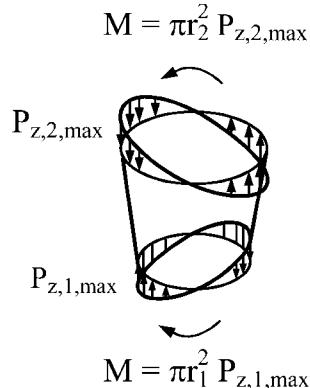
**A.3.1 Konstante Axiallast**



$$\sigma_x = -\frac{F_z}{2\pi r t \cdot \cos \beta}$$

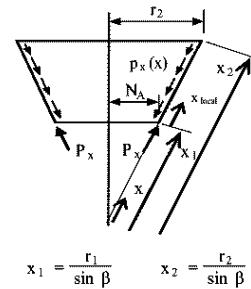
$$\sigma_0 = 0$$

**A.3.2 Axiallast aus globaler Biegung    A.3.3 Reibungslast**



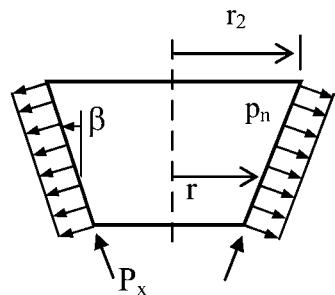
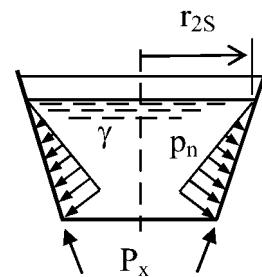
$$\sigma_{x,\max} = \pm \frac{M}{\pi r^2 t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_0 = 0$$



$$\sigma_{x1} = -\frac{1}{x_1 t} \int_{x_1}^{x_2} p_x x \cdot dx$$

$$\sigma_0 = 0$$

**A.3.4 Konstanter Innendruck****A.3.5 Linear veränderlicher Innendruck**

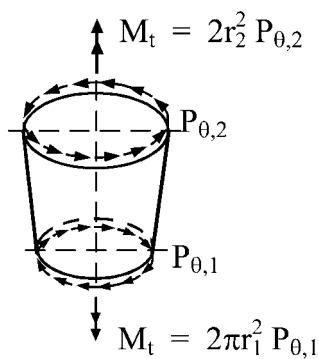
$r_{2s}$  ist der Radius an der Flüssigkeitsoberfläche

$$\sigma_x = -p_n \frac{r}{2t \cdot \cos \beta} \left[ \left( \frac{r_2}{r} \right)^2 \right]$$

$$\sigma_\theta = p_n \frac{r}{t \cdot \cos \beta}$$

$$\sigma_x = -\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} \left\{ \frac{r_{2s}}{6} \left[ \left( \frac{r_{2s}}{r} \right)^2 - 3 \right] + \frac{r}{3} \right\}$$

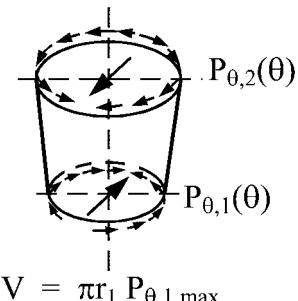
$$\sigma_\theta = +\frac{\gamma r}{t \cdot \sin \beta} (r_{2s} - r)$$

**A.3.6 Konstanter Schub aus Torsion**

$$\tau = \frac{M_t}{2\pi r^2 t}$$

**A.3.7 Sinusförmig veränderlicher Schub aus Querkraft**

$$V = \pi r_2 P_{\theta,2,\max}$$



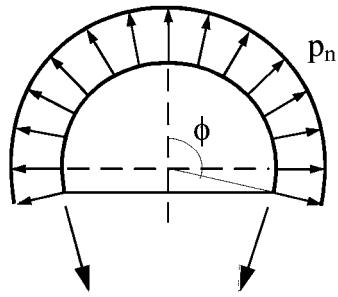
$$V = \pi r_1 P_{\theta,1,\max}$$

$$\tau_{\max} = \pm \frac{V}{\pi r t}$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

#### A.4 Unversteifte Kugelschalen

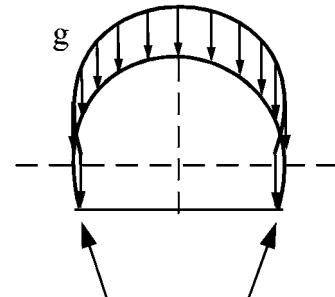
##### A.4.1 Konstanter Innendruck



$$\sigma_x = \frac{p_n r}{2t}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_n r}{2t}$$

##### A.4.2 Konstante Eigengewichtslast



$$\sigma_x = -\frac{gr}{t} \left( \frac{1}{1 + \cos \phi} \right)$$

$$\sigma_\theta = -\frac{gr}{t} \left( \cos \phi - \frac{1}{1 + \cos \phi} \right)$$

**Anhang B**  
(normativ)**Zusätzliche Gleichungen für plastische Kollaps-Widerstände****B.1 Allgemeines****B.1.1 Widerstände**

Es darf angenommen werden, dass die nach den Formelausdrücken dieses Anhangs berechneten Widerstände charakteristische Werte für den betreffenden Widerstand sind, sofern für die geometrischen Größen und die Werkstoffeigenschaften charakteristische Werte verwendet werden.

**B.1.2 Formelzeichen**

Die in diesem Anhang verwendeten Bezeichnungen für geometrische Größen, Spannungen und Lasten folgen 1.4. Darüber hinaus werden folgende Formelzeichen verwendet.

Große lateinische Buchstaben

$A_r$  Querschnittsfläche einer Ringsteife

$P_R$  charakteristischer Wert des plastischen Widerstandes eines Mechanismus nach der Theorie kleiner Verformungen

Kleine lateinische Buchstaben

$b$  Dicke einer Ringsteife

$\ell$  mitwirkende Breite der Schale, die mit einer Ringsteife zusammenwirkt

$r$  Radius des Zylinders

$s_e$  dimensionsloser von Mises-Vergleichsspannungsparameter

$s_m$  dimensionsloser Spannungskombinationsparameter

$s_x$  dimensionsloser Axialspannungsparameter

$s_\theta$  dimensionsloser Umfangsspannungsparameter

Indizes

$r$  zu einer Ringsteife gehörend

$R$  Widerstand

**B.1.3 Randbedingungen**

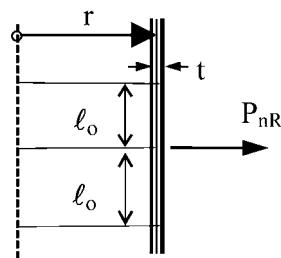
(1) Für die Randbedingungen gelten die Bezeichnungen nach 5.2.2.

(2) Der Ausdruck „eingespannt“ steht für Randbedingung BC2r und der Ausdruck „gelenkig“ für Randbedingung BC1f.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**B.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen**

**B.2.1 Zylinder: Radiale Linienlast**



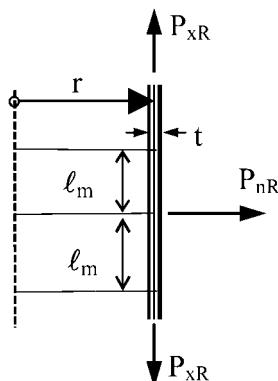
Bezugsgröße:

$$\ell_0 = 0,975 \sqrt{rt}$$

Der plastische Widerstand  $P_{nR}$  (Kraft je Umfangslängeneinheit) ist:

$$\frac{P_{nR}}{2\ell_0} = f_y \frac{t}{r}$$

**B.2.2 Zylinder: Radiale Linienlast und Axiallast**



Bezugsgrößen:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad \ell_0 = 0,975 \sqrt{rt}$$

Anwendbarkeitsbereich:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

Abhängige Parameter:

$$\text{Wenn } P_n > 0 \text{ (nach außen)}, \quad \text{dann: } A = +s_x - 1,50$$

$$\text{Wenn } P_n < 0 \text{ (nach innen)}, \quad \text{dann: } A = -s_x - 1,50$$

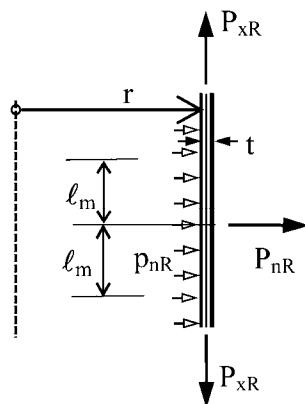
$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

Wenn  $s_x \neq 0$ , dann:  $\ell_m = s_m \ell_o$

Der plastische Widerstand  $P_{nR}$  (Kraft je Umfangslängeneinheit) ist:

$$\frac{P_{nR}}{2\ell_m} = f_y \frac{t}{r}$$

### B.2.3 Zylinder: Radiale Linienlast, konstanter Innendruck und Axiallast



Bezugsgrößen:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad s_\theta = \frac{p_n}{f_y} \cdot \frac{r}{t}$$

$$\ell_o = 0,975 \sqrt{rt}$$

$$s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Anwendbarkeitsbereich:

$$-1 \leq s_x \leq +1 \quad -1 \leq s_\theta \leq +1$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

Abhängige Parameter:

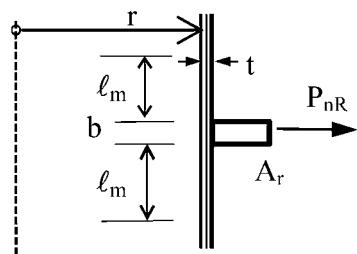
Nach außen gerichtete Ringlast $P_n > 0$		Nach innen gerichtete Ringlast $P_n < 0$	
Bedingung	Gleichungen	Bedingung	Gleichungen
$s_e < 1,00$ und $s_\theta \leq 0,975$	$A = +s_x - 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1,00$ und $s_\theta \geq -0,975$	$A = -s_x + 2s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1,00$ oder $s_\theta > 0,975$	$\ell_m = 0,0$	$s_e = 1,00$ oder $s_\theta < -0,975$	$\ell_m = 0,0$

Der plastische Widerstand ( $P_n$  und  $p_n$  stets nach außen positiv) ist:

$$\frac{P_{nR}}{2\ell_m} + p_n = f_y \frac{t}{r}$$

### B.3 Ringversteifte Kreiszylinderschalen

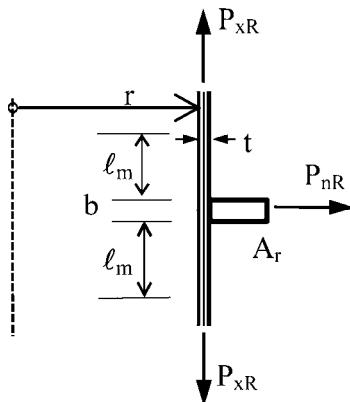
#### B.3.1 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast



Der plastische Widerstand  $P_{nR}$  (Kraft je Umfangslängeneinheit) ist:

$$P_{nR} = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

$$\ell_m = \ell_0 = 0,975 \sqrt{rt}$$

**B.3.2 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast und Axiallast**

Bezugsgrößen:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad \ell_o = 0,975 \sqrt{rt}$$

Anwendbarkeitsbereich:

$$-1 \leq s_x \leq +1$$

Abhängige Parameter:

$$\text{Wenn } P_n > 0, \quad \text{dann: } A = +s_x - 1,50$$

$$\text{Wenn } P_n < 0, \quad \text{dann: } A = -s_x - 1,50$$

$$s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_x^2)}$$

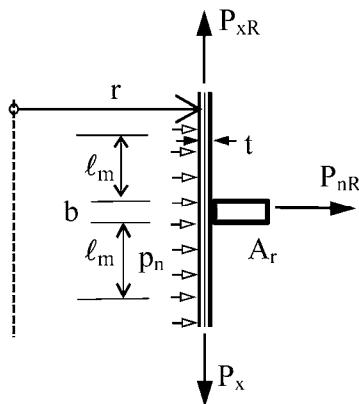
$$\text{Wenn } s_x \neq 0, \quad \text{dann: } \ell_m = s_m \ell_o$$

Der plastische Widerstand  $P_{nR}$  (Kraft je Umfangslängeneinheit) ist:

$$P_{nR} = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**B.3.3 Ringversteifter Zylinder: Radiale Linienlast, konstanter Innendruck und Axiallast**



Bezugsgrößen:

$$s_x = \frac{P_x}{f_y t} \quad s_\theta = \frac{p_n}{f_y} \cdot \frac{r}{t}$$

$$\ell_0 = 0,975 \sqrt{rt} \quad s_e = \sqrt{s_\theta^2 + s_x^2 - s_x s_\theta}$$

Anwendbarkeitsbereich:

$$-1 \leq s_x \leq +1 \quad -1 \leq s_\theta \leq +1$$

Abhängige Parameter:

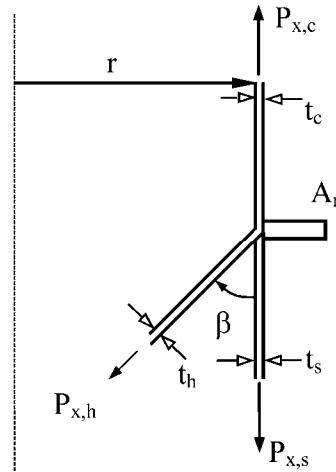
Nach außen gerichtete Ringlast $P_n > 0$		Nach innen gerichtete Ringlast $P_n < 0$	
Bedingung	Formeln	Bedingung	Formeln
$s_e < 1,00$ und $s_\theta \leq 0,975$	$A = +s_x - 2 s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 - s_\theta} \right)$	$s_e < 1,00$ und $s_\theta \geq -0,975$	$A = -s_x + 2 s_\theta - 1,50$ $s_m = A + \sqrt{A^2 + 4(1 - s_e^2)}$ $\ell_m = \ell_0 \left( \frac{s_m}{1 + s_\theta} \right)$
$s_e = 1,00$ oder $s_\theta > 0,975$	$\ell_m = 0,0$	$s_e = 1,00$ oder $s_\theta < -0,975$	$\ell_m = 0,0$

Der plastische Widerstand ( $P_n$  und  $p_n$  stets nach außen positiv) ist:

$$P_{nR} + p_n (b + 2\ell_m) = f_y \left( \frac{A_r + (b + 2\ell_m)t}{r} \right)$$

## B.4 Knotenlinien zwischen Schalen

### B.4.1 Knotenlinie unter ausschließlich meridionaler Belastung (vereinfacht)



Anwendbarkeitsbereich:

$$t_h^2 \leq t_s^2 \leq t_h^2 \quad |P_{xs}| \ll t_s f_y, \quad |P_{xh}| \ll t_h f_y \text{ und } |P_{xc}| \ll t_c f_y$$

Abhängige Parameter:

$$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}} \quad \psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6 \eta^2 - 0,3 \eta^3$$

Für den Zylinder  $\ell_{oc} = 0,975 \sqrt{r t_c}$

Für die Zarge  $\ell_{os} = 0,975 \psi_s \sqrt{r t_s}$

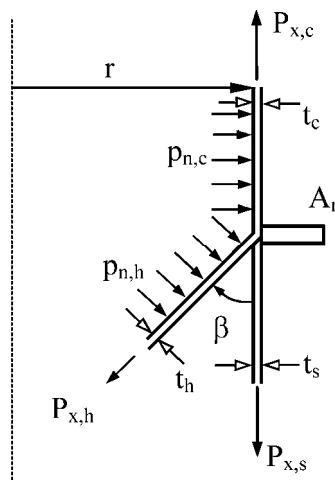
Für das Kegelsegment  $\ell_{oh} = 0,975 \psi_h \sqrt{\frac{r t_h}{\cos \beta}}$

Der plastische Widerstand ist:

$$P_{xhR} r \sin \beta = f_y (A_r + \ell_{oc} t_c + \ell_{os} t_s + \ell_{oh} t_h)$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**B.4.2 Knotenlinie unter Innendruck und Axiallast**



Bezugsgrößen:

$$s_{xc} = \frac{P_{xc}}{f_y t_c} \quad s_{xs} = \frac{P_{xs}}{f_y t_s} \quad s_{xh} = \frac{P_{xh}}{f_y t_h}$$

$$s_{\theta c} = \frac{p_{nc}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_c} \quad s_{\theta s} = 0 \quad s_{\theta h} = \frac{p_{nh}}{f_y} \cdot \frac{r}{t_h \cdot \cos \beta}$$

$$\text{für } i = c, s, h \text{ gilt jeweils } s_{\theta i} = \sqrt{s_{\theta i}^2 + s_{xi}^2 - s_{xi} s_{\theta i}}$$

Anwendbarkeitsbereich:

$$-1 \leq s_{xi} \leq +1 \quad -1 \leq s_{\theta i} \leq +1$$

Berechnung der wirksamen Dicke:

Untere Blechgruppe dicker $t_c^2 \leq t_s^2 + t_h^2$	Obere Blechgruppe dicker $t_c^2 > t_s^2 + t_h^2$
$\eta = \sqrt{\frac{t_c^2}{t_s^2 + t_h^2}}$ $\psi_c = 1,0$ $\psi_s = \psi_h = 0,7 + 0,6 \eta^2 - 0,3 \eta^3$	$\eta = \sqrt{\frac{t_s^2 + t_h^2}{t_c^2}}$ $\psi_c = 0,7 + 0,6 \eta^2 - 0,3 \eta^3$ $\psi_s = \psi_h = 1,0$

Abhängige Parameter:

Für die Zylindersegmente  $\ell_{oi} = 0,975 \psi_i \sqrt{r t_i}$

Für das Kegelsegment  $\ell_{oh} = 0,975 \psi_h \sqrt{\frac{r t_i}{\cos \beta}}$

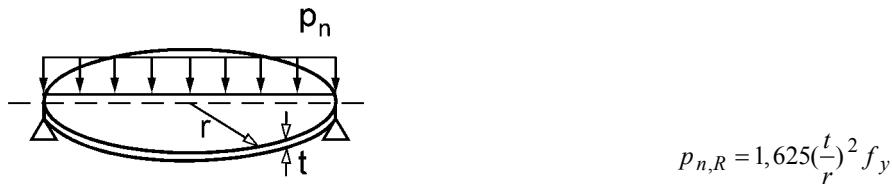
Für jedes Schalensegment $i$ getrennt	
Bedingung	Formeln
$s_{ei} < 1,00$ und $s_{\theta i} \geq -0,975$	$A = -s_{xi} + 2 s_{\theta i} - 1,50$ $s_{mi} = A_i + \sqrt{A_i^2 + 4(1 - s_{ei}^2)}$ $\ell_{mi} = \ell_{oi} \left( \frac{s_{mi}}{1 + s_{\theta i}} \right)$
$s_e = 1,00$	$\ell_{mi} = 0,0$
$s_{\theta i} < -0,975$	$\ell_{mi} = 0,0$

Der plastische Widerstand ist:

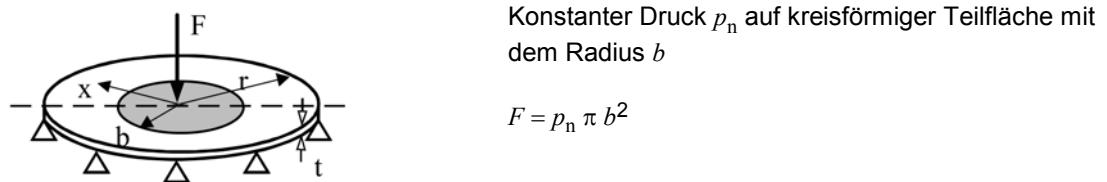
$$P_{xhR} r \sin \beta = f_y (A_r + \ell_{mc} t_c + \ell_{ms} t_s + \ell_{mh} t_h) + r (p_{nc} \ell_{mc} + p_{nh} \ell_{mh} \cos \beta)$$

## B.5 Kreisplatten mit axialsymmetrischen Randbedingungen

### B.5.1 Gleichmäßig verteilte Last, gelenkig gelagerter Rand



### B.5.2 Örtliche Teilflächenlast, gelenkig gelagerter Rand



Mit:

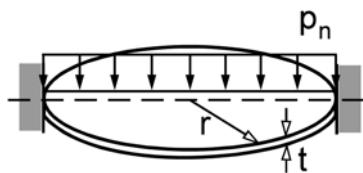
$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

$$K = 1,0 + 1,10 \frac{b}{r} + 1,15 \left( \frac{b}{r} \right)^4 \quad \text{oder} \quad K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t},$$

je nachdem, welcher der kleinere Wert ist

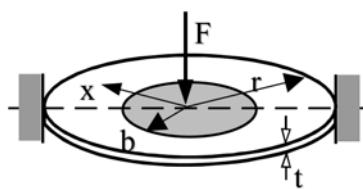
**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**B.5.3 Gleichmäßig verteilte Last, eingespannter Rand**



$$p_{n,R} = 3,125 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

**B.5.4 Örtliche Teilflächenlast, eingespannter Rand**



Konstanter Druck  $p_n$  auf kreisförmiger Teilfläche mit dem Radius  $b$

$$F = p_n \pi b^2$$

Mit:

$$F_R = K \frac{\pi}{2} t^2 f_y$$

$$K = 1,40 + 2,85 \frac{b}{r} + 2,0 \left( \frac{b}{r} \right)^4 \quad \text{oder} \quad K = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b}{t},$$

je nachdem, welcher der kleinere Wert ist

**Anhang C**  
(normativ)**Formeln für lineare elastische Membran- und Biegespannungen****C.1 Allgemeines****C.1.1 Beanspruchungen**

Es darf angenommen werden, dass die nach den Formelausdrücken dieses Anhangs berechneten Beanspruchungen charakteristische Werte für die betreffende Beanspruchung sind, sofern für die Einwirkungen, die geometrischen Größen und die Werkstoffeigenschaften charakteristische Werte verwendet werden.

**C.1.2 Formelzeichen**

Die in diesem Anhang verwendeten Bezeichnungen für geometrische Größen, Spannungen und Lasten folgen 1.4. Darüber hinaus werden folgende Formelzeichen verwendet.

## Lateinische Buchstaben

- $b$  Radius, bis zu dem eine örtliche Teilflächenlast auf einer Kreisplatte reicht
- $r$  äußerer Radius einer Kreisplatte
- $x$  axiale Koordinate auf einem Zylinder oder radiale Koordinate auf einer Kreisplatte

## Griechische Buchstaben

- $\sigma_{eq,m}$  Vergleichsspannung aus Membranspannungen
- $\sigma_{eq,s}$  Vergleichsspannung aus Oberflächenspannungen
- $\sigma_{MT}$  Referenzspannung nach Membrantheorie
- $\sigma_{bx}$  meridionale Biegespannung
- $\sigma_{b\theta}$  Umfangs-Biegespannung
- $\sigma_{sx}$  meridionale Oberflächenspannung
- $\sigma_{s\theta}$  Umfangs-Oberflächenspannung
- $\tau_{xn}$  Querschubspannung aus Meridianbiegung

## Indizes

- $n$  in Normalenrichtung
- $r$  zu einer Ringsteife gehörend
- $y$  Wert bei Fließbeginn

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**C.1.3 Randbedingungen**

- (1) Für die Randbedingungen gelten die Bezeichnungen nach 5.2.2.
- (2) Der Ausdruck „eingespannt“ steht für Randbedingung BC1r und der Ausdruck „gelenkig“ für Randbedingung BC2f.

**C.2 Am Fuß eingespannte unversteifte Kreiszylinderschalen**

**C.2.1 Zylinder, eingespannt: Konstanter Innendruck**



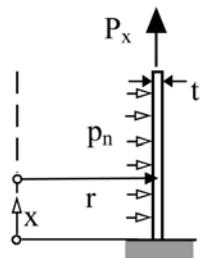
Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 1,816 \sigma_{MT\theta}$	$+1,080 \sigma_{MT\theta}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,614 \sigma_{MT\theta}$	$1,043 \sigma_{MT\theta}$

**C.2.2 Zylinder, eingespannt: Axiallast**



Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,545 \sigma_{MTx}$	$+ 0,455 \sigma_{MTx}$	$0,351 \sqrt{t/r} \sigma_{MTx}$	$1,373 \sigma_{MTx}$	$1,000 \sigma_{MTx}$

## C.2.3 Zylinder, eingespannt: Konstanter Innendruck und Axiallast



$$\sigma_{MT0} = p_n \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1r

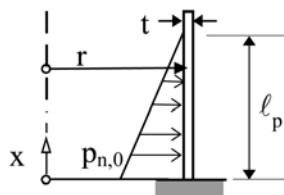
$$\text{Maximum } \sigma_{eq,m} = \sigma_{MT0} \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right) + \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right)^2}$$

$$\text{Maximum } \sigma_{eq,m} = k \sigma_{MT0}$$

$\left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right)$	-2,0	0	0	2,0
	Äußere Oberfläche maßgebend		Innere Oberfläche maßgebend	
$k$	4,360	1,614	1,614	2,423

Zwischen Werten derselben Oberfläche darf linear interpoliert werden.

## C.2.4 Zylinder, eingespannt: Hydrostatischer Innendruck



$$\sigma_{MT0} = p_{n,0} \frac{r}{t}$$

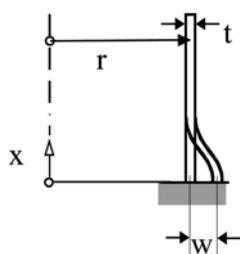
BC1r

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT0}$	$k_\theta \sigma_{MT0}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT0}$

$\left( \frac{\sqrt{rt}}{\ell_p} \right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,2	1,533	0,733	1,076	1,363	0,647

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**C.2.5 Zylinder, eingespannt: Radiale Verschiebung nach außen**

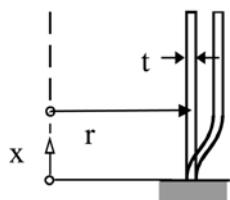


$$\sigma_{MT0} = \frac{wE}{r}$$

BC1r

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,816 \sigma_{MT0}$	$1,545 \sigma_{MT0}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$2,081 \sigma_{MT0}$	$1,000 \sigma_{MT0}$

**C.2.6 Zylinder, eingespannt: Gleichmäßige Erwärmung**



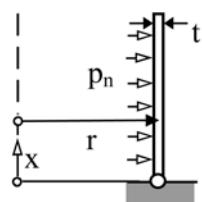
$$\sigma_{MT0} = \alpha E T$$

BC1r

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$1,816 \sigma_{MT0}$	$1,545 \sigma_{MT0}$	$1,169 \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$2,081 \sigma_{MT0}$	$1,000 \sigma_{MT0}$

**C.3 Am Fuß gelenkig gelagerte unversteifte Kreiszylinderschalen**

**C.3.1 Zylinder, gelenkig gelagert: Konstanter Innendruck**

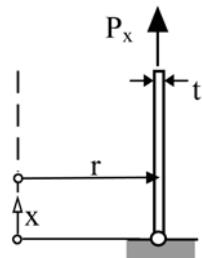


$$\sigma_{MT0} = p_n \frac{r}{t}$$

BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,585 \sigma_{MT0}$	$+1,125 \sigma_{MT0}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$1,126 \sigma_{MT0}$	$1,067 \sigma_{MT0}$

## C.3.2 Zylinder, gelenkig gelagert: Axiallast

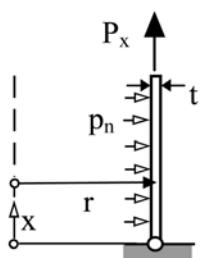


$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
+1,176 $\sigma_{MTx}$	+0,300 $\sigma_{MTx}$	0,175 $\sqrt{t/r}$ $\sigma_{MTx}$	1,118 $\sigma_{MTx}$	1,010 $\sigma_{MTx}$

## C.3.3 Zylinder, gelenkig gelagert: Konstanter Innendruck und Axiallast



$$\sigma_{MT0} = p_n \frac{r}{t}$$

$$\sigma_{MTx} = \frac{P_x}{t}$$

BC1f

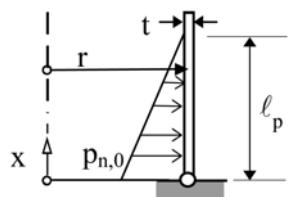
$$\text{Maximum } \sigma_{eq,m} = \sigma_{MTx} \sqrt{1 - \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right) + \left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right)^2}$$

$$\text{Maximum } \sigma_{eq,s} = k \sigma_{MT0}$$

$\left( \frac{\sigma_{MTx}}{\sigma_{MT0}} \right)$	-2,0	-1,0	-0,5	0,0	0,25	0,50	1,00	2,0
$k$	3,146	3,075	1,568	1,126	0,971	0,991	1,240	1,943

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**C.3.4 Zylinder, gelenkig gelagert: Hydrostatischer Innendruck**



$$\sigma_{MT0} = p_{n,0} \frac{r}{t}$$

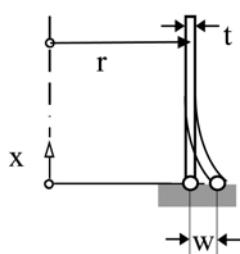
BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT0}$	$k_\theta \sigma_{MT0}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT0}$

$\left( \frac{\sqrt{rt}}{\ell_p} \right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
0	0,585	1,125	0,583	1,126	1,067
0,2	0,585	0,873	0,583	0,919	0,759

Für verschiedene Werte von  $\ell_p$  darf in  $\left( \frac{\sqrt{rt}}{\ell_p} \right)$  linear interpoliert werden.

**C.3.5 Zylinder, gelenkig gelagert: Radiale Verschiebung nach außen**

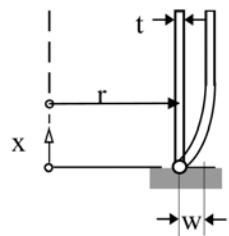


$$\sigma_{MT0} = \frac{wE}{r}$$

BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,585 \sigma_{MT0}$	$1,000 \sigma_{MT0}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$1,000 \sigma_{MT0}$	$1,000 \sigma_{MT0}$

## C.3.6 Zylinder, gelenkig gelagert: Gleichmäßige Erwärmung



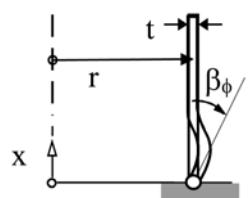
$$\sigma_{MT\theta} = \alpha E T$$

$$w = \alpha r T$$

BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,585 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$0,583 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$	$1,000 \sigma_{MT\theta}$

## C.3.7 Zylinder, gelenkig gelagert: Randverdrehung



$$\sigma_{MT\theta} = E \sqrt{\frac{t}{r}} \cdot \beta_\theta$$

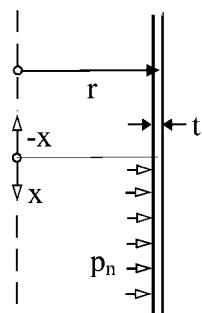
BC1f

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 1,413 \sigma_{MT\theta}$	$0,470 \sigma_{MT\theta}$	$0,454 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,255 \sigma_{MT\theta}$	$0,251 \sigma_{MT\theta}$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**C.4 Innendruck in unversteiften Kreiszylinderschalen**

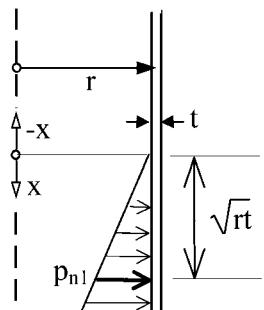
**C.4.1 Zylinder: Endender konstanter Innendruck**



$$\sigma_{MT\theta} = p_n \frac{r}{t}$$

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$\pm 0,293 \sigma_{MT\theta}$	$1,062 \sigma_{MT\theta}$	$0,467 \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$1,056 \sigma_{MT\theta}$	$1,033 \sigma_{MT\theta}$

**C.4.2 Zylinder: Endender hydrostatischer Innendruck**



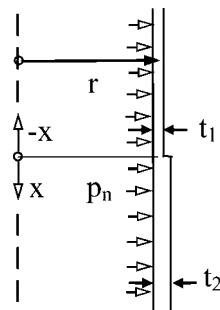
$$\sigma_{MT\theta} = p_{n1} \frac{r}{t}$$

$p_{n1}$  ist der Druck in einer Tiefe von  $\sqrt{rt}$  unter der Oberfläche

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
-1,060	0,510	0,160	1,005	0,275

## C.4.3 Zylinder: Dickensprung



$$\sigma_{MT0} = p_n \frac{r}{t_1}$$

Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT0}$	$k_\theta \sigma_{MT0}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT0}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT0}$

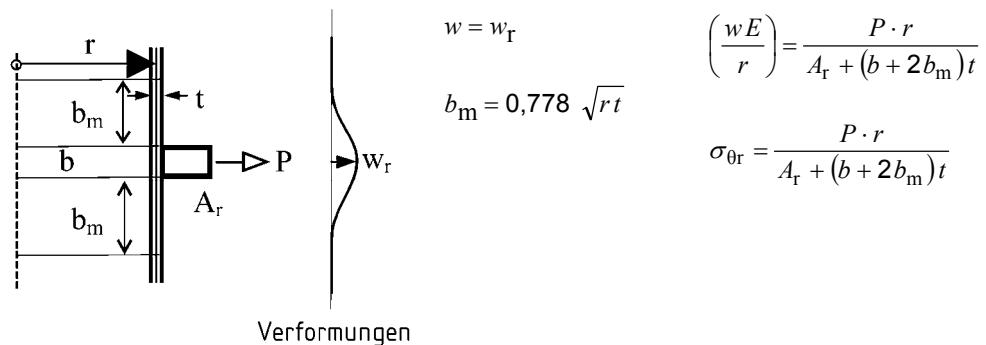
$\left( \frac{t_1}{t_2} \right)$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	0,0	1,0	0,0	1,0	1,0
0,8	0,025 6	1,010	0,179	1,009	0,895
0,667	0,086 2	1,019	0,349	1,015	0,815
0,571	0,168	1,023	0,514	1,019	0,750
0,5	0,260	1,027	0,673	1,023	0,694

## C.5 Ringsteife an einer Kreiszylinderschale

## C.5.1 Ringversteifter Zylinder: Radialkraft am Ring

Die Spannungen in der Schale werden ermittelt, indem die hier berechneten Werte von  $w$  in die in C.2.5 angegebenen Formeln eingesetzt werden.

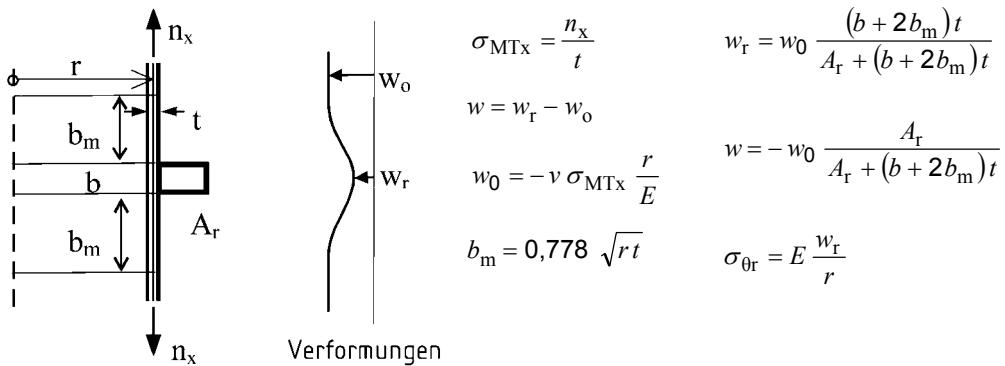
Falls am Ring ein Sprung in der Schalendicke vorliegt, sollte das in EN 1993-4-1, 8.2.2 beschriebene Verfahren angewendet werden.



**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

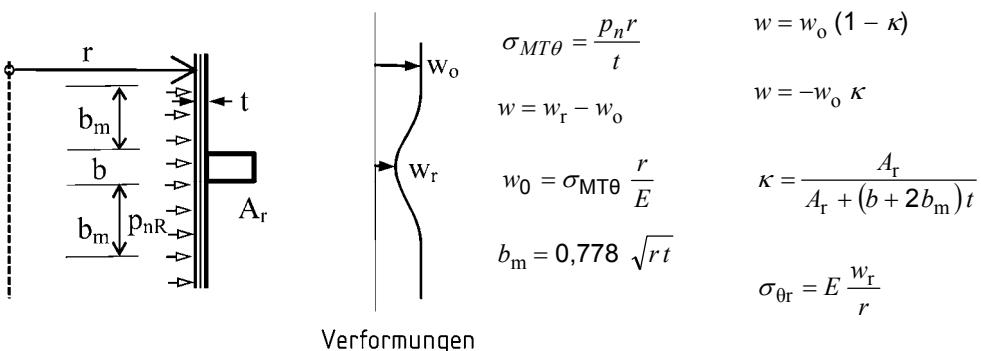
**C.5.2 Ringversteifter Zylinder: Axiallast**

Die Spannungen in der Schale werden ermittelt, indem die hier berechneten Werte von  $w$  in die in C.2.5 und C.2.2 angegebenen Formeln eingesetzt werden.



**C.5.3 Ringversteifter Zylinder: Konstanter Innendruck**

Die Spannungen in der Schale werden ermittelt, indem die hier berechneten Werte von  $w$  in die in C.2.5 und C.2.1 angegebenen Formeln eingesetzt werden.

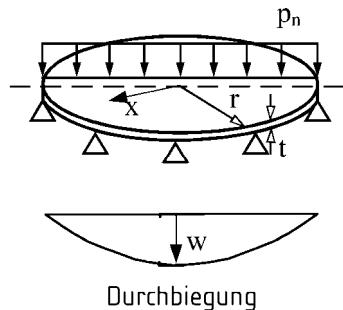


Maximum $\sigma_{sx}$	Maximum $\sigma_{s\theta}$	Maximum $\tau_{xn}$	Maximum $\sigma_{eq,s}$	Maximum $\sigma_{eq,m}$
$k_x \sigma_{MT\theta}$	$k_\theta \sigma_{MT\theta}$	$k_\tau \sqrt{t/r} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,s} \sigma_{MT\theta}$	$k_{eq,m} \sigma_{MT\theta}$

$\kappa$	$k_x$	$k_\theta$	$k_\tau$	$k_{eq,s}$	$k_{eq,m}$
1,0	1,816	1,080	1,169	1,614	1,043
0,75	1,312	1,060	0,877	1,290	1,032
0,50	0,908	1,040	0,585	1,014	1,021
0,0	0,0	1,000	0,0	1,000	1,000

## C.6 Kreisplatten mit axialsymmetrischen Randbedingungen

### C.6.1 Gelenkig gelagerte Platte: Gleichmäßige Flächenlast



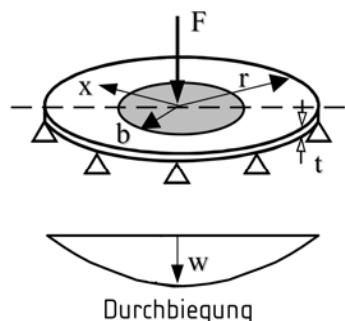
$$w = 0,696 \frac{p_n r^4}{E t^3}$$

$$\max \sigma_{xb} = 1,238 p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$\max \sigma_{\theta b} = 1,238 p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$p_{n,y} = 0,808 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y$$

### C.6.2 Gelenkig gelagerte Platte: Örtliche Teilflächenlast



Gleichmäßiger Druck  $p_n$  auf einer kreisförmigen Teilfläche mit dem Radius  $b$

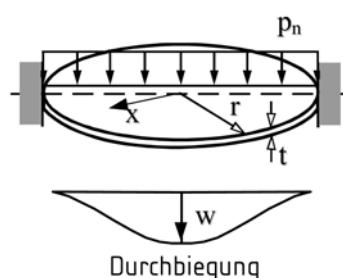
$$F = p_n \pi b^2 \quad b < 0,2 r$$

$$w = 0,606 \frac{F r^2}{E t^3}$$

$$\max \sigma_{xb} = \max \sigma_{\theta b} = 0,621 \frac{F}{t^2} \left( \ln \frac{b}{r} + 0,769 \right)$$

$$F_y = 1,611 \frac{t^2}{\left( \ln \frac{b}{r} + 0,769 \right)} f_y$$

### C.6.3 Eingespannte Platte: Gleichmäßige Flächenlast



$$w = 0,171 \frac{p_n r^4}{E t^3}$$

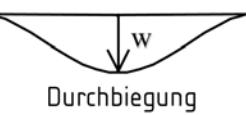
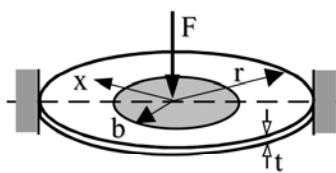
$$\sigma_0 = p_n \left( \frac{r}{t} \right)^2$$

$$p_{n,y} = 1,50 \left( \frac{t}{r} \right)^2 f_y \text{ (am Rand)}$$

Maximum $\sigma_{bx}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{b\theta}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{eq}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{bx}$ am Rand	Maximum $\sigma_{b\theta}$ am Rand	Maximum $\sigma_{eq}$ am Rand
$0,488 \sigma_0$	$0,488 \sigma_0$	$0,488 \sigma_0$	$0,75 \sigma_0$	$0,225 \sigma_0$	$0,667 \sigma_0$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**C.6.4 Eingespannte Platte: Örtliche Teilflächenlast**



Gleichmäßiger Druck  $p_n$  auf einer kreisförmigen Teilfläche mit dem Radius  $b$

$$F = p_n \pi b^2 \quad b < 0,2 r$$

$$w = 0,217 \frac{F r^2}{E t^3}$$

$$\sigma_0 = \frac{F}{t^2} \quad F_y = 1,611 \frac{t^2}{\left(\ln \frac{b}{r}\right)} f_y \text{ in der Mitte}$$

Maximum $\sigma_{bx}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{b\theta}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{eq}$ in der Mitte	Maximum $\sigma_{bx}$ am Rand	Maximum $\sigma_{b\theta}$ am Rand	Maximum $\sigma_{eq}$ am Rand
$0,621 \left( \ln \frac{b}{r} \right) \sigma_0$	$0,621 \left( \ln \frac{b}{r} \right) \sigma_0$	$0,621 \left( \ln \frac{b}{r} \right) \sigma_0$	$0,477 \sigma_0$	$0,143 \sigma_0$	$0,424 \sigma_0$

## Anhang D

(normativ)

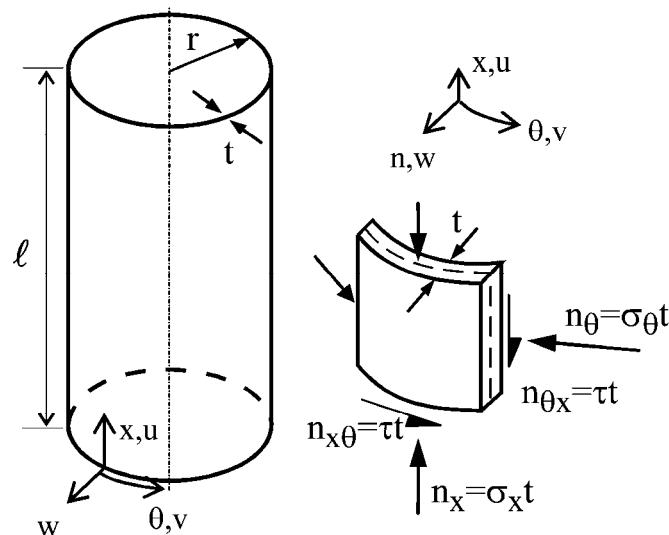
### Formeln für den Beulsicherheitsnachweis

#### D.1 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit konstanter Wanddicke

##### D.1.1 Formelzeichen und Randbedingungen

###### (1) Geometrische Größen

- $\ell$  Zylinderlänge zwischen definierten Rändern
- $r$  Radius der Zylindermittelfläche
- $t$  Dicke der Schalenwand
- $\Delta w_k$  charakteristische Imperfektionsamplitude



**Bild D.1 — Zylindergeometrie, Membranspannungen und Membrankräfte**

- (2) Die Randbedingungen sind in 2.3, 5.2.2 und 8.3 festgelegt.

##### D.1.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung)

###### D.1.2.1 Ideale Meridianbeulspannungen

- (1) Die folgenden Formeln gelten nur für Schalen mit den Randbedingungen BC1 oder BC2 an beiden Enden.
- (2) Die Länge des Schalensegments wird mit Hilfe des dimensionslosen Längenparameters  $\omega$  beschrieben:

$$\omega = \frac{\ell}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{\ell}{\sqrt{rt}} \quad (D.1)$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(3) Die ideale Meridianbeulspannung sollte wie folgt ermittelt werden, wobei  $C_x$  nach Absatz (4), (5) oder (6) einzusetzen ist:

$$\sigma_{x,Rcr} = 0,605 E C_x \frac{t}{r} \quad (D.2)$$

(4) Für mittellange Zylinder mit

$$1,7 \leq \omega \leq 0,5 \frac{r}{t} \quad (D.3)$$

sollte der Faktor  $C_x$  wie folgt angesetzt werden:

$$C_x = 1,0 \quad (D.4)$$

(5) Für kurze Zylinder mit

$$\omega \leq 1,7 \quad (D.5)$$

darf der Faktor  $C_x$  wie folgt angesetzt werden:

$$C_x = 1,36 - \frac{1,83}{\omega} + \frac{2,07}{\omega^2} \quad (D.6)$$

(6) Für lange Zylinder mit

$$\omega > 0,5 \frac{r}{t} \quad (D.7)$$

sollte der Faktor  $C_x$  wie folgt ermittelt werden:

$$C_x = C_{x,N} \quad (D.8)$$

wobei  $C_{x,N}$  der größere der folgenden beiden Werte ist:

$$C_{x,N} = 1 + \frac{0,2}{C_{xb}} \left[ 1 - 2\omega \frac{t}{r} \right] \quad (D.9)$$

und

$$C_{x,N} = 0,60 \quad (D.10)$$

Dabei ist  $C_{xb}$  ein Parameter, der von den Randbedingungen abhängt und Tabelle D.1 zu entnehmen ist.

**Tabelle D.1 — Parameter  $C_{xb}$  für den Einfluss der Randbedingungen auf die ideale elastische Meridianbeulspannung in langen Zylindern**

Fall	Zylinderende	Randbedingung	$C_{xb}$
1	Ende 1	BC1	6
	Ende 2	BC1	
2	Ende 1	BC1	3
	Ende 2	BC2	
3	Ende 1	BC2	1
	Ende 2	BC2	

(7) Für lange Zylinder, die Absatz (6) entsprechen und außerdem die folgenden Bedingungen erfüllen:

$$\frac{r}{t} \leq 150 \text{ und } \omega \leq 6 \left( \frac{r}{t} \right) \text{ und } 500 \leq \frac{E}{f_{y,k}} \leq 1000 \quad (\text{D.11})$$

darf der Faktor  $C_x$  alternativ wie folgt ermittelt werden:

$$C_x = C_{x,N} \left( \frac{\sigma_{xE,N}}{\sigma_{xE}} \right) + \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (\text{D.12})$$

Dabei ist

- $\sigma_{xE}$  der Bemessungswert der Meridianspannung  $\sigma_{x,Ed}$ ;
- $\sigma_{xE,N}$  der Anteil von  $\sigma_{x,Ed}$ , der sich aus globaler Normalkraft ergibt (in Umfangsrichtung konstanter Anteil);
- $\sigma_{xE,M}$  der Anteil von  $\sigma_{x,Ed}$ , der sich aus der globalen Rohrbiegung ergibt (Spitzenwert des in Umfangsrichtung veränderlichen Anteils).

Anstelle der Gleichung (D.12) darf auch der folgende einfachere Ausdruck verwendet werden:

$$C_x = 0,60 + 0,40 \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (\text{D.13})$$

### D.1.2.2 Parameter für Meridianbeulen

(1) Der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor für Meridianbeulen  $\alpha_x$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$\alpha_x = \frac{0,62}{1 + 1,91 (\Delta w_k / t)^{1,44}} \quad (\text{D.14})$$

Dabei ist  $\Delta w_k$  die charakteristische Imperfektionsamplitude:

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t} \cdot t} \quad (\text{D.15})$$

Dabei ist  $Q$  ein Parameter, der die Herstellqualität für Meridianbeulen erfasst.

(2) Der Herstellqualitätsparameter  $Q$  ist für die jeweils spezifizierte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse der Tabelle D.2 zu entnehmen.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**Tabelle D.2 — Parameter  $Q$  in Abhängigkeit von der Herstellqualität**

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung	$Q$
Klasse A	exzellent	40
Klasse B	hoch	25
Klasse C	normal	16

(3) Der vollplastische Grenzschlankheitsgrad  $\lambda_{x0}$ , der plastische Bereichsfaktor  $\beta$  und der Beulkurvenexponent  $\eta$  sollten wie folgt angesetzt werden:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (\text{D.16})$$

(4) Bei langen Zylindern, die die besonderen Bedingungen von D.1.2.1 (7) erfüllen, darf der vollplastische Grenzschlankheitsgrad  $\lambda_{x0}$  auch wie folgt ermittelt werden:

$$\bar{\lambda}_{x0} = 0,20 + 0,10 \left( \frac{\sigma_{xE,M}}{\sigma_{xE}} \right) \quad (\text{D.17})$$

Dabei ist

$\sigma_{xE}$  der Bemessungswert der Meridianspannung  $\sigma_{x,Ed}$ ;

$\sigma_{xE,M}$  der Anteil von  $\sigma_{x,Ed}$ , der sich aus der globalen Rohrbiegung ergibt (Spitzenwert des in Umfangsrichtung veränderlichen Anteils).

(5) Es braucht kein Beulsicherheitsnachweis gegen Meridianbeulen geführt zu werden, wenn der Zylinder die folgende Bedingung erfüllt:

$$\frac{r}{t} \leq 0,03 \frac{E}{f_{yk}} \quad (\text{D.18})$$

### D.1.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung

#### D.1.3.1 Ideale Umfangsbeulspannungen

(1) Die folgenden Formeln gelten für Schalen mit allen Randbedingungen.

(2) Die Länge des Schalensegments wird mit Hilfe des dimensionslosen Längenparameters  $\omega$  beschrieben:

$$\omega = \frac{l}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{l}{\sqrt{rt}} \quad (\text{D.19})$$

(3) Für mittellange Zylinder mit

$$20 \leq \frac{\omega}{C_\theta} \leq 1,63 \frac{r}{t} \quad (\text{D.20})$$

sollte die ideale Umfangsbeulspannung wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{\theta, \text{Rcr}} = 0,92 E \left( \frac{C_\theta}{\omega} \right) \left( \frac{t}{r} \right) \quad (\text{D.21})$$

(4) Der Faktor  $C_\theta$  ist in Abhängigkeit von den Randbedingungen der Tabelle D.3 zu entnehmen, siehe 5.2.2 und 8.3.

(5) Für kurze Zylinder mit

$$\frac{\sigma}{C_\theta} < 20 \quad (D.22)$$

sollte die ideale Umfangsbeulspannung wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{\theta, \text{Rcr}} = 0,92 E \left( \frac{C_{\theta s}}{\omega} \right) \left( \frac{t}{r} \right) \quad (D.23)$$

(6) Der Faktor  $C_{\theta s}$  ist in Abhängigkeit von den Randbedingungen der Tabelle D.4 zu entnehmen, siehe 5.2.2 und 8.3.

**Tabelle D.3 — Umfangsbeulfaktoren  $C_\theta$  für mittellange Zylinder**

Fall	Zylinderende	Randbedingung	Wert von $C_\theta$
1	Ende 1	BC1	1,5
	Ende 2	BC1	
2	Ende 1	BC1	1,25
	Ende 2	BC2	
3	Ende 1	BC2	1,0
	Ende 2	BC2	
4	Ende 1	BC1	0,6
	Ende 2	BC3	
5	Ende 1	BC2	0
	Ende 2	BC3	
6	Ende 1	BC3	0
	Ende 2	BC3	

**Tabelle D.4 — Umfangsbeulfaktoren  $C_{\theta s}$  für kurze Zylinder**

Fall	Zylinderende	Randbedingung	$C_{\theta s}$
1	Ende 1	BC1	$1,5 + \frac{10}{\omega^2} - \frac{5}{\omega^3}$
	Ende 2	BC1	
2	Ende 1	BC1	$1,25 + \frac{8}{\omega^2} - \frac{4}{\omega^3}$
	Ende 2	BC2	
3	Ende 1	BC2	$1,0 + \frac{3}{\omega^{1,35}}$
	Ende 2	BC2	
4	Ende 1	BC1	$0,6 + \frac{1}{\omega^2} - \frac{0,3}{\omega^3}$
	Ende 2	BC3	
Mit $\omega = \frac{e}{\sqrt{rt}}$			

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(7) Für lange Zylinder mit

$$\frac{\omega}{C_\theta} > 1,63 \frac{r}{t} \quad (\text{D.24})$$

sollte die ideale Umfangsbeulspannung wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{\theta, \text{Rcr}} = E \left( \frac{t}{r} \right)^2 \left[ 0,275 + 2,03 \left( \frac{C_\theta}{\omega} \cdot \frac{r}{t} \right)^4 \right] \quad (\text{D.25})$$

**D.1.3.2 Parameter für Umfangsbeulen**

(1) Der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor für Umfangsbeulen ist für die jeweils spezifizierte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse der Tabelle D.5 zu entnehmen.

**Tabelle D.5 — Elastischer Imperfektions-Abminderungsfaktor  $\alpha_\theta$  in Abhängigkeit von der Herstellqualität**

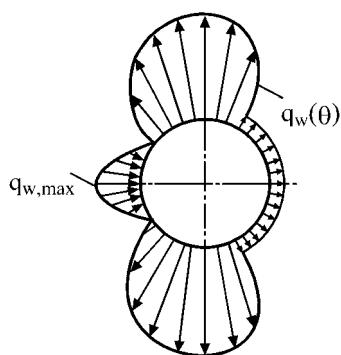
Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung	$\alpha_\theta$
Klasse A	exzellent	0,75
Klasse B	hoch	0,65
Klasse C	normal	0,50

(2) Der vollplastische Grenzschlankheitsgrad  $\bar{\lambda}_{\theta 0}$ , der plastische Bereichsfaktor  $\beta$  und der Beulkurvenexponent  $\eta$  sollten wie folgt angesetzt werden:

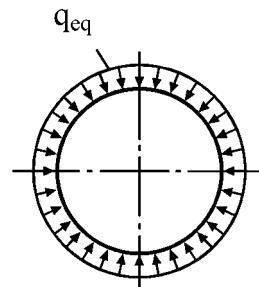
$$\bar{\lambda}_{\theta 0} = 0,40 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (\text{D.26})$$

(3) Es braucht kein Beulsicherheitsnachweis gegen Umfangsbeulen geführt zu werden, wenn der Zylinder die folgende Bedingung erfüllt:

$$\frac{r}{t} \leq 0,21 \sqrt{\frac{E}{f_{yk}}} \quad (\text{D.27})$$



a) Winddruckverteilung längs des Zylinderumfanges



b) Äquivalente axialsymmetrische Druckverteilung

**Bild D.2 — Ersatz der typischen Winddruckverteilung**

- (4) Die bei der Windbelastung von Zylindern auftretende ungleichmäßige Verteilung des Druckes  $q_w$  (siehe Bild D.2) darf für den Beulsicherheitsnachweis durch einen äquivalenten konstanten Außendruck ersetzt werden:

$$q_{eq} = k_w q_{w,max} \quad (D.28)$$

Dabei ist  $q_{w,max}$  der größte Winddruckwert, und  $k_w$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$k_w = 0,46 \left( 1 + 0,1 \sqrt{\frac{C_\theta}{\omega} \cdot \frac{r}{t}} \right) \quad (D.29)$$

mit  $0,65 \leq k_w \leq 1$  und mit  $C_\theta$  aus Tabelle D.3 in Abhängigkeit von den Randbedingungen.

- (5) Der Bemessungswert der Umfangsdruckspannung für den spannungsbasierten Beulsicherheitsnachweis nach 8.5 beträgt:

$$\sigma_{0,Ed} = (q_{eq} + q_s) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.30)$$

Dabei ist  $q_s$  der durch Belüftung, Teilvervakuum oder sonstige Phänomene verursachte Sog im Inneren.

## D.1.4 Schubbeanspruchung

### D.1.4.1 Ideale Schubbeulspannungen

- (1) Die folgenden Formeln gelten nur für Schalen mit den Randbedingungen BC1 oder BC2 an beiden Enden.
- (2) Die Länge des Schalensegments wird mit Hilfe des dimensionslosen Längenparameters  $\omega$  beschrieben:

$$\omega = \frac{\ell}{r} \sqrt{\frac{r}{t}} = \frac{\ell}{\sqrt{rt}} \quad (D.31)$$

- (3) Die ideale elastische Schubbeulspannung ist wie folgt zu ermitteln:

$$\tau_{x0,Rcr} = 0,75 E C_\tau \sqrt{\frac{1}{\omega} \left( \frac{t}{r} \right)} \quad (D.32)$$

- (4) Für mittellange Zylinder mit

$$10 \leq \omega \leq 8,7 \frac{r}{t} \quad (D.33)$$

beträgt der Faktor  $C_\tau$ :

$$C_\tau = 1,0 \quad (D.34)$$

- (5) Für kurze Zylinder mit

$$\omega < 10 \quad (D.35)$$

beträgt der Faktor  $C_\tau$ :

$$C_\tau = \sqrt{1 + \frac{42}{\omega^3}} \quad (D.36)$$

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(6) Für lange Zylinder mit

$$\omega > 8,7 \frac{r}{t} \quad (D.37)$$

beträgt der Faktor  $C_\tau$ :

$$C_\tau = \frac{1}{3} \sqrt{\omega \frac{t}{r}} \quad (D.38)$$

**D.1.4.2 Parameter für Schubbeulen**

(1) Der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor für Schubbeulen ist für die jeweils spezifizierte Herstelltoleranz-Qualitätsklasse der Tabelle D.6 zu entnehmen.

**Tabelle D.6 — Elastischer Imperfektions-Abminderungsfaktor  $\alpha_\tau$  in Abhängigkeit von der Herstellqualität**

Herstelltoleranz-Qualitätsklasse	Beschreibung	$\alpha_\tau$
Klasse A	exzellent	0,75
Klasse B	hoch	0,65
Klasse C	normal	0,50

(2) Der vollplastische Grenzschlankheitsgrad  $\bar{\lambda}_{\tau 0}$ , der plastische Bereichsfaktor  $\beta$  und der Beulkurvenexponent  $\eta$  sollten wie folgt angesetzt werden:

$$\bar{\lambda}_{\tau 0} = 0,40 \quad \beta = 0,60 \quad \eta = 1,0 \quad (D.39)$$

(3) Es braucht kein Beulsicherheitsnachweis gegen Schubbeulen geführt zu werden, wenn der Zylinder die folgende Bedingung erfüllt:

$$\frac{r}{t} \leq 0,16 \left( \frac{E}{f_{yk}} \right)^{0,67} \quad (D.40)$$

**D.1.5 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung) mit gleichzeitig wirkendem Innendruck**

**D.1.5.1 Ideale Meridianbeulspannung bei gleichzeitig wirkendem Innendruck**

(1) Es darf angenommen werden, dass sich die Anwesenheit des Innendruckes nicht auf die ideale Meridianbeulspannung  $\sigma_{x,Rcr}$  auswirkt, so dass diese ermittelt werden kann, wie in D.1.2.1 beschrieben.

**D.1.5.2 Parameter für Meridianbeulen bei gleichzeitig wirkendem Innendruck**

(1) Der Beulsicherheitsnachweis gegen Meridianbeulen bei gleichzeitig wirkendem Innendruck ist analog zum Meridianbeulen ohne Innendruck zu führen, wie in 8.5 und D.1.2.2 beschrieben. Jedoch ist der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor  $\alpha_x$  durch den innendruckbeeinflussten elastischen Imperfektions-Abminderungsfaktor  $\alpha_{xp}$  zu ersetzen.

(2) Als innendruckbeeinflusster elastischer Imperfektions-Abminderungsfaktor  $\alpha_{xpe}$  ist der kleinere der beiden folgenden Werte zu verwenden:

$\alpha_{xpe}$  ist ein Faktor, der die innendruckinduzierte elastische Stabilisierung erfasst;

$\alpha_{xpp}$  ist ein Faktor, der die innendruckinduzierte plastische Destabilisierung erfasst.

(3) Der Faktor  $\alpha_{xpe}$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$\alpha_{xpe} = \alpha_x + (1 - \alpha_x) \left[ \frac{\bar{p}_s}{\bar{p}_s + 0,3/\alpha_x^{0,5}} \right] \quad (D.41)$$

$$\bar{p}_s = \left( \frac{p_s}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.42)$$

Dabei ist

$p_s$  der kleinste Bemessungswert des örtlichen Innendruckes an der Nachweisstelle, der garantiert gleichzeitig mit dem Meridiandruck vorhanden ist;

$\alpha_x$  der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor für Meridianbeulen ohne Innendruck nach D.1.2.2;

$\sigma_{x,Rcr}$  die ideale Meridianbeulspannung nach D.1.2.1 (3).

(4) Der Faktor  $\alpha_{xpe}$  darf in der Regel nicht auf mittellange Zylinder nach D.1.2.1 (6) angewendet werden; darüber hinaus darf er in der Regel nicht angewendet werden, außer die zwei folgenden Bedingungen sind eingehalten:

- der Zylinder ist mittellang nach D.1.2.1 (4);
- der Zylinder ist kurz nach D.1.2.1 (5), sofern in D.1.2.1. (3)  $C_x = 1$  eingeführt ist.

(5) Der Faktor  $\alpha_{xpp}$  sollte wie folgt ermittelt werden:

$$\alpha_{xpp} = \left\{ 1 - \left( \frac{\bar{p}_g}{\bar{\lambda}_x^2} \right)^2 \right\} \left[ 1 - \frac{1}{1,12 + s^{3/2}} \right] \left[ \frac{s^2 + 1,21 \bar{\lambda}_x^2}{s(s+1)} \right] \quad (D.43)$$

$$\bar{p}_g = \left( \frac{p_g}{\sigma_{x,Rcr}} \right) \left( \frac{r}{t} \right) \quad (D.44)$$

$$s = \frac{1}{400} \cdot \frac{r}{t} \quad (D.45)$$

Dabei ist

$p_g$  der größte Bemessungswert des örtlichen Innendruckes an der Nachweisstelle, der im ungünstigsten Falle gleichzeitig mit dem Meridiandruck vorhanden ist;

$\bar{\lambda}_x$  der bezogene Schalenschlankheitsgrad nach 8.5.2 (6);

$\sigma_{x,Rcr}$  die ideale Meridianbeulspannung nach D.1.2.1 (3).

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

**D.1.6 Kombinationen der Beanspruchung durch Druck in Meridianrichtung (Axialrichtung), Druck in Umfangsrichtung und Schub**

(1) Die in 8.5.3 (3) zu verwendenden Beulinteraktionsparameter dürfen wie folgt ermittelt werden:

$$k_x = 1,25 + 0,75 \chi_x \quad (D.46)$$

$$k_\theta = 1,25 + 0,75 \chi_\theta \quad (D.47)$$

$$k_\tau = 1,75 + 0,25 \chi_\tau \quad (D.48)$$

$$k_i = (\chi_x \chi_\theta)^2 \quad (D.49)$$

Dabei ist

$\chi_x, \chi_\theta, \chi_\tau$  die in 8.5.2 definierten und unter Verwendung der in D.1.2 bis D.1.4 angegebenen Beulparameter ermittelten Beulabminderungsfaktoren.

(2) Es sollte davon ausgegangen werden, dass die drei Membranspannungskomponenten an jedem Punkt der Schale, mit Ausnahme der an die Ränder angrenzenden, miteinander interagieren. Für alle Punkte innerhalb einer Randzone der Länge  $\ell_R$  an beiden Enden des Zylindersegments darf der Beulinteraktionsnachweis entfallen. Der Wert von  $\ell_R$  ist der kleinere der beiden folgenden:

$$\ell_R = 0,1 L \quad (D.50)$$

und

$$\ell_R \leq 0,16 r \sqrt{r/t} \quad (D.51)$$

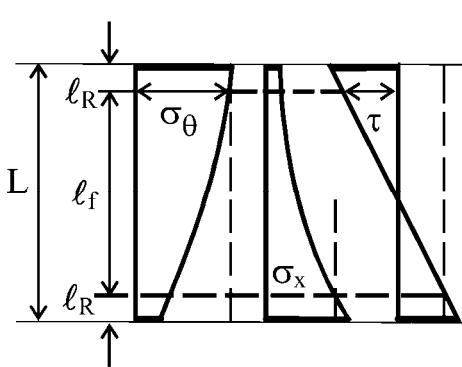
(3) Für den Fall, dass die Durchführung von Beulinteraktionsnachweisen an allen Punkten als zu aufwändig empfunden wird, gestatten die Regeln der folgenden Absätze (4) und (5) eine einfachere konservative Nachweisführung. Falls der Maximalwert einer der beulrelevanten Membranspannungen in einer Randzone der Länge  $\ell_R$  an einem der beiden Enden des Zylinders auftritt, darf der in 8.5.3 (3) geforderte Beulinteraktionsnachweis mit den in Absatz (4) festgelegten Werten durchgeführt werden.

(4) Falls die in Absatz (3) angegebenen Bedingungen erfüllt sind, dürfen in den Beulinteraktionsnachweis nach 8.5.3 (3) die innerhalb der freien Länge  $\ell_f$  (d. h. außerhalb der Randzonen, siehe Bild D.3 a)) auftretenden Maximalwerte jeder der beulrelevanten Membranspannungen eingeführt werden, wobei:

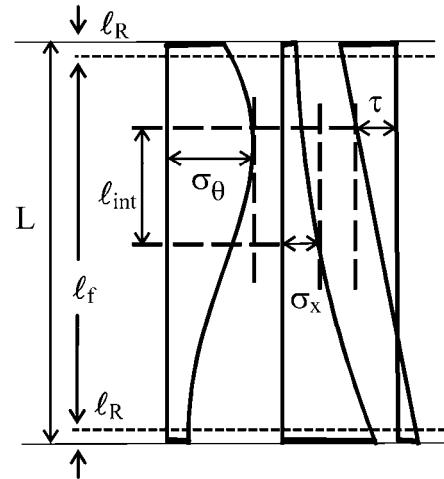
$$\ell_f = L - 2 \ell_R \quad (D.52)$$

(5) Bei Zylindern, die nach D.1.2.1 (6) als lang gelten, dürfen die in den Beulinteraktionsnachweis eingeführten interaktionsrelevanten Membranspannungsgruppen noch weiter eingeschränkt werden als nach den Absätzen (3) und (4). Die Spannungen, die als Membranspannung einer interaktionsrelevanten Gruppe zugehörig betrachtet werden, dürfen dann auf jeden Längenabschnitt  $\ell_{int}$  begrenzt werden, der in die für den Interaktionsnachweis verbleibende freie Länge  $\ell_f$  fällt (siehe Bild D.3 b)), wobei:

$$\ell_{int} = 1,3 r \sqrt{r/t} \quad (D.53)$$



a) In einem kurzen Zylinder



b) In einem langen Zylinder

Bild D.3 — Beispiele für interaktionsrelevante Gruppen von Membranspannungskomponenten

- (6) Falls die Absätze (3) bis (5) keine speziellen Angaben zur Festlegung der interaktionsrelevanten Gruppen zusammengehöriger Membranspannungskomponenten enthalten und dennoch eine einfache konservative Behandlung erwünscht ist, dürfen die Höchstwerte der einzelnen Membranspannungen, unabhängig von der Stelle ihres Auftretens in der Schale, in die Gleichung (8.19) eingeführt werden.

## D.2 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit abgestufter Wanddicke

### D.2.1 Allgemeines

#### D.2.1.1 Formelzeichen und Randbedingungen

- (1) In diesem Abschnitt werden folgende Formelzeichen verwendet:

- $L$  Gesamtlänge des Zylinders
- $r$  Radius der Zylindermittelfläche
- $j$  ganzzahliger Index zur Bezeichnung der einzelnen Zylinderschüsse mit konstanter Wanddicke (von  $j = 1$  bis  $j = n$ )
- $t_j$  konstante Wanddicke des Zylinderschusses  $j$
- $\ell_j$  Länge des Zylinderschusses  $j$

- (2) Die folgenden Formeln gelten nur für Schalen mit den Randbedingungen BC1 oder BC2 (siehe 5.2.2 und 8.3), wobei zwischen den beiden Randbedingungen nicht unterschieden wird.

#### D.2.1.2 Geometrie und planmäßiger Versatz

- (1) Die Regeln in D.2 gelten für den Fall, dass die Wanddicke des Zylinders schussweise einsinnig von oben nach unten zunimmt (siehe Bild D.5 a)).

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(2) Die folgenden Regeln gelten nur, wenn der planmäßig vorgesehene Versatz  $e_0$  zwischen Blechen benachbarter Zylinderschüsse (siehe Bild D.4) den zulässigen Wert  $e_{0,p}$ , der als der kleinere der beiden folgenden anzusetzen ist, nicht überschreitet.

$$e_{0,p} = 0,5 (t_{\max} - t_{\min}) \quad (D.54)$$

und

$$e_{0,p} = 0,5 t_{\min} \quad (D.55)$$

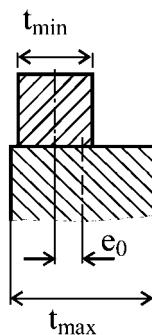
Dabei ist

$t_{\max}$  die Dicke des dickeren Bleches am Stoß;

$t_{\min}$  die Dicke des dünneren Bleches am Stoß.

(3) Für Zylinder mit zulässigem planmäßigem Versatz zwischen Blechen benachbarter Schüsse nach Absatz (2) darf als Radius  $r$  einheitlich der Mittelwert aller Schüsse verwendet werden.

(4) Bei Zylindern mit Überlappstößen sollten die in D.3 angegebenen Regeln angewendet werden.



**Bild D.4 — Planmäßiger Versatz  $e_0$  in einer stumpf gestoßenen Schale**

### **D.2.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung)**

(1) Jeder Zylinderschuss  $j$  der Länge  $\ell_j$  ist als gedachter Ersatz-Zylinder mit der Gesamtlänge  $\ell = L$  und der konstanten Wanddicke  $t = t_j$  nach D.1.2 zu behandeln.

(2) Für lange Ersatz-Zylinder nach D.1.2.1 (6) sollte der Parameter  $C_{xb}$  konservativ mit  $C_{xb} = 1$  angesetzt werden, sofern nicht eine genauere Berechnung einen günstigeren Wert rechtfertigt.

### **D.2.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung**

#### **D.2.3.1 Ideale Umfangsbeulspannungen**

(1) Falls der Zylinder aus drei Schüssen mit unterschiedlicher Wanddicke besteht, sollten die Regeln der Absätze (4) bis (7) auf die drei realen Schüsse a, b und c angewendet werden, siehe Bild D.5 b).

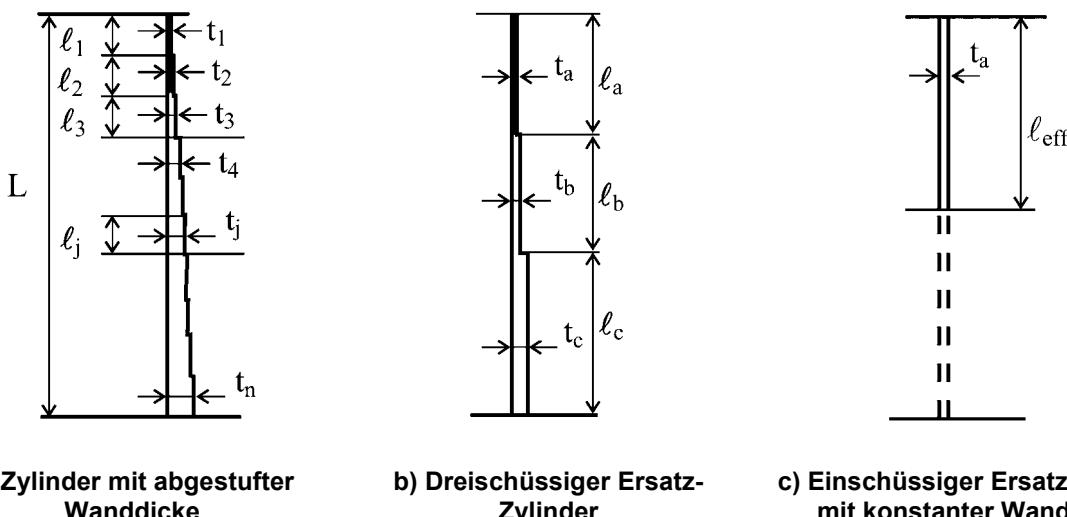
(2) Falls der Zylinder nur aus einem Schuss besteht (d. h. falls er konstante Wanddicke hat), sollte nach D.1 vorgegangen werden.

(3) Falls der Zylinder aus zwei Schüssen unterschiedlicher Wanddicke besteht, sollten die Regeln der Absätze (4) bis (7) angewendet werden, wobei zwei der drei fiktiven Schüsse, nämlich a und b, als gleich dick zu behandeln sind.

(4) Falls der Zylinder aus mehr als drei Schüssen mit unterschiedlicher Wanddicke besteht (siehe Bild D.5 a)), sollte er zunächst durch einen Ersatz-Zylinder mit drei Schüssen a, b und c (siehe Bild D.5 b)) ersetzt werden. Die Länge seines oberen Schusses,  $\ell_a$ , sollte bis zum oberen Rand desjenigen Schusses reichen, dessen Wanddicke erstmals größer als das 1,5fache der kleinsten Wanddicke  $t_1$  ist, allerdings nicht mehr als die Hälfte der Gesamtlänge  $L$  des Zylinders. Die Längen der beiden anderen Schüsse des Ersatz-Zylinders,  $\ell_b$  und  $\ell_c$ , sollten wie folgt ermittelt werden:

$$\ell_b = \ell_a \text{ und } \ell_c = L - 2\ell_a, \quad \text{falls } \ell_a \leq L/3 \quad (D.56)$$

$$\ell_b = \ell_c = 0,5(L - \ell_a), \quad \text{falls } L/3 < \ell_a \leq L/2 \quad (D.57)$$



a) Zylinder mit abgestufter Wanddicke

b) Dreischüssiger Ersatz-Zylinder

c) Einschüssiger Ersatz-Zylinder mit konstanter Wanddicke

Bild D.5 — Überführung eines abgestuften Zylinders in Ersatz-Zylinder

(5) Die fiktiven Wanddicken  $t_a$ ,  $t_b$  und  $t_c$  der drei Schüsse sollten als gewichtete Mittelwerte der tatsächlichen Wanddicken über jeden der drei fiktiven Schüsse ermittelt werden:

$$t_a = \frac{1}{\ell_a} \sum_a \ell_j t_j \quad (D.58)$$

$$t_b = \frac{1}{\ell_b} \sum_b \ell_j t_j \quad (D.59)$$

$$t_c = \frac{1}{\ell_c} \sum_c \ell_j t_j \quad (D.60)$$

(6) Der dreischüssige Zylinder (d. h. der reale oder der Ersatz-Zylinder) ist durch einen einschüssigen Ersatzzyliner der Ersatzlänge  $\ell_{eff}$  mit konstanter Wanddicke  $t = t_a$  zu ersetzen, siehe Bild D.5 c). Die Ersatzlänge beträgt:

$$\ell_{eff} = \ell_a / \kappa, \quad (D.61)$$

wobei  $\kappa$  ein dimensionsloser Faktor ist, der aus Bild D.6 zu entnehmen ist.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(7) Für mittellange oder kurze Zylinderschüsse ist die ideale Umfangsbeulspannung jedes Zylinderschusses  $j$  des ursprünglichen Zylinders mit abgestufter Wanddicke wie folgt zu ermitteln:

$$\sigma_{\theta, \text{Rcr}, j} = \left( \frac{t_a}{t_j} \right) \sigma_{\theta, \text{Rcr}, \text{eff}} \quad (\text{D.62})$$

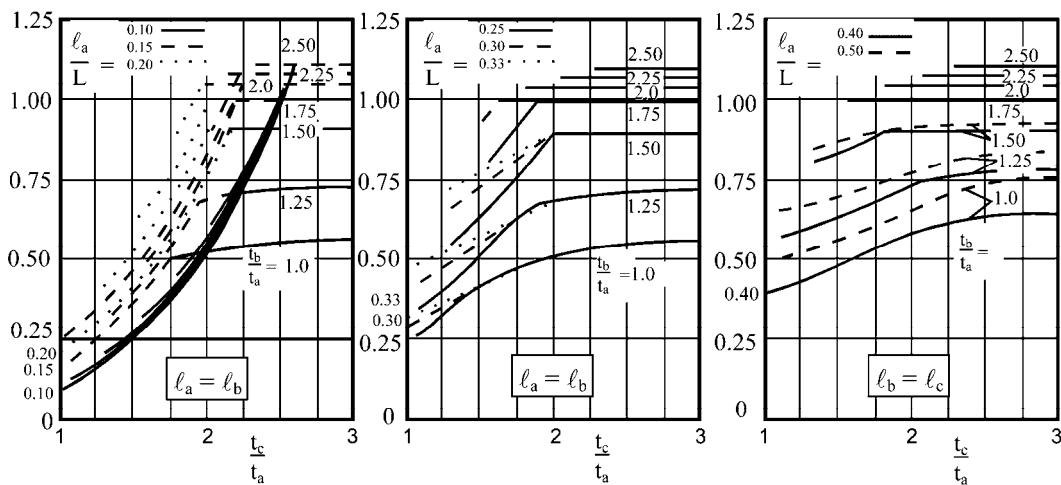
Dabei ist  $\sigma_{\theta, \text{Rcr}, \text{eff}}$  die ideale Umfangsbeulspannung des einschüssigen Ersatzzyinders mit der Ersatzlänge  $\ell_{\text{eff}}$  nach Absatz (6), ermittelt nach D.1.3.1 (3) bzw. D.1.3.1 (5) oder D.1.3.1 (7). Der Faktor  $C_{\theta}$  in den entsprechenden Formeln ist dabei zu  $C_{\theta} = 1,0$  zu setzen.

**ANMERKUNG** Die Gleichung (D.62) mag befremdlich wirken, da der Widerstand bei dünner werdenden Blechen anwächst. Der Grund hierfür ist, dass der gesamte Zylinder bei einem einzigen kritischen Außendruck verzweigt und die Gleichung (D.62) die Membranspannung in jedem Schuss für diesen Zustand angibt. Da der Außendruck in Axialrichtung konstant ist, sind diese Spannungswerte in den dickeren Schüssen kleiner. Es ist zu beachten, dass die Umfangsmembranspannungen, die mit den entsprechenden Grenzspannungen im Nachweis verglichen werden, in den dickeren Schüssen ebenfalls kleiner sind (siehe Bild D.7). Wird ein Zylinder mit abgestufter Wanddicke durch konstanten Außendruck elastisch beansprucht, so ist das Verhältnis der Umfangsmembranspannung zur entsprechenden Grenzspannung über alle Schüsse konstant.

(8) Die Länge eines Zylinderschusses lässt sich mit Hilfe des dimensionslosen Längenparameters  $\omega_j$  beschreiben:

$$\omega_j = \frac{\ell_j}{r} \sqrt{\frac{r}{t_j}} = \frac{\ell_j}{\sqrt{r t_j}} \quad (\text{D.63})$$

(9) Für lange Zylinderschüsse  $j$  sollte eine alternative zweite Berechnung der idealen Umfangsbeulspannung durchgeführt werden. Der kleinere der beiden nach den Absätzen (7) und (10) ermittelten Werte ist für den Beulsicherheitsnachweis des Zylinderschusses  $j$  zu verwenden.



**Bild D.6 — Faktor  $\kappa$  zur Ermittlung der Ersatzlänge  $\ell_{\text{eff}}$**

(10) Ein Zylinderschuss  $j$  gilt als lang, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

$$\omega_j > 1,63 \frac{r}{t_j} \quad (\text{D.64})$$

In diesem Falle sollte die ideale elastische Umfangsbeulspannung wie folgt ermittelt werden:

$$\sigma_{\theta,Rcr,j} = E \left( \frac{t_j}{r} \right)^2 \left[ 0,275 + 2,03 \left( \frac{1}{\omega_j} \cdot \frac{r}{t_j} \right)^4 \right] \quad (D.65)$$

### D.2.3.2 Beulsicherheitsnachweis für Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung

(1) Für jeden Zylinderschuss  $j$  gelten die in 8.5 angegebenen Regeln, und es sollte folgender Nachweis geführt werden:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} \leq \sigma_{\theta,Rcr,j} \quad (D.66)$$

Dabei ist

$\sigma_{\theta,Ed,j}$  der maßgebende Wert der Druckmembranspannung in Umfangsrichtung, wie in den nachstehenden Absätzen genauer beschrieben;

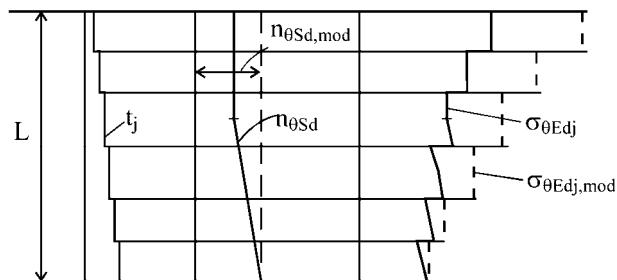
$\sigma_{\theta,Rcr,j}$  die aus der idealen elastischen Umfangsbeulspannung nach D.1.3.2 ermittelte Bemessungs-Umfangsbeulspannung.

(2) Falls der Bemessungswert der Umfangsmembrankraft  $n_{\theta,Ed}$  über die Länge  $L$  konstant ist, sollte der maßgebende Wert der Umfangsdruckmembranspannung in Zylinderschuss  $j$  einfach wie folgt angesetzt werden:

$$\sigma_{\theta,Ed,j} = n_{\theta,Ed} / t_j \quad (D.67)$$

(3) Falls der Bemessungswert der Umfangsmembrankraft  $n_{\theta,Ed}$  über die Länge  $L$  veränderlich ist, sollte als maßgebender Wert der Druckmembranspannung in Umfangsrichtung ein fiktiver Wert  $\sigma_{\theta,Ed,j,mod}$  angesetzt werden, der aus dem Maximalwert der in der gesamten Zylinderlänge  $L$  vorhandenen Umfangsmembrankraft  $n_{\theta,Ed}$ , dividiert durch die jeweilige örtliche Dicke  $t_j$ , ermittelt wird (siehe Bild D.7):

$$\sigma_{\theta,Ed,j,mod} = \max (n_{\theta,Ed}) / t_j \quad (D.68)$$



**Bild D.7 — Maßgebende Druckmembranspannungen in Umfangsrichtung, wenn die Umfangsmembrankraft  $n_{\theta,Ed}$  über die Länge  $L$  veränderlich ist**

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

## **D.2.4 Schubbeanspruchung**

### **D.2.4.1 Ideale Schubbeulspannungen**

(1) Falls keine speziellen Regeln zur Herleitung eines einschüssigen Ersatz-Zylinders mit konstanter Wanddicke zur Verfügung stehen, dürfen die in D.2.3.1 (1) bis (6) angegebenen Formelausdrücke angewendet werden.

(2) Die weitere Bestimmung der idealen elastischen Schubbeulspannungen darf grundsätzlich so durchgeführt werden, wie in D.2.3.1 (7) bis (10) angegeben, wobei jedoch die Formelausdrücke von D.1.3.1 für Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung durch die relevanten Formelausdrücke für Schubbeanspruchung nach D.1.4.1 zu ersetzen sind.

### **D.2.4.2 Beulsicherheitsnachweis für Schubbeanspruchung**

(1) Es dürfen die Regeln nach D.2.3.2 angewendet werden, wobei jedoch die Gleichungen für Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung durch die relevanten Formelausdrücke für Schubbeanspruchung zu ersetzen sind.

## **D.3 Unversteifte Kreiszylinderschalen mit Überlappstößen**

### **D.3.1 Allgemeines**

#### **D.3.1.1 Begriffe**

##### **D.3.1.1.1**

##### **Umfangsüberlappstoß**

Überlappstoß, der in Umfangsrichtung um die Schalenachse verläuft

##### **D.3.1.1.2**

##### **Meridianüberlappstoß**

Überlappstoß, der parallel zur Schalenachse (in Meridianrichtung) verläuft

#### **D.3.1.2 Geometrie und Schnittgrößen**

(1) Im Falle von Zylinderschalen mit Überlappstößen (siehe Bild D.8) dürfen anstelle der in D.2 angegebenen die folgenden Regeln angewendet werden.

(2) Die folgenden Regeln gelten für Überlappstöße, die den Radius der Schalenmittelfläche entweder vergrößern oder verringern.

(3) Falls der Überlappstoß in Umfangsrichtung um die Schalenachse verläuft (Umfangsüberlappstoß), sollten für Druckbeanspruchung in Meridianrichtung die Regeln nach D.3.2 angewendet werden.

(4) Falls mehrere Überlappstöße in Umfangsrichtung um die Schalenachse verlaufen (Umfangsüberlappstöße) und die Blechdicke über die Schalenhöhe veränderlich ist, sollten für Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung die Regeln nach D.3.3 angewendet werden.

(5) Falls ein kontinuierlicher Überlappstoß parallel zur Schalenachse verläuft (Meridianüberlappstoß ohne Versatz), sollten für Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung die Bestimmungen nach D.3.3 angewendet werden.

(6) In den sonstigen Fällen braucht der Einfluss von Überlappstößen auf den Beulwiderstand nicht gesondert berücksichtigt zu werden.

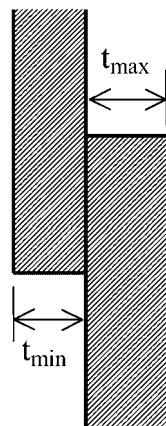


Bild D.8 — Schale mit Überlappstoß

### D.3.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung (Axialrichtung)

- (1) Wird ein Zylinder mit Umfangsüberlappstößen durch Druck in Meridianrichtung beansprucht, so darf der Beulwiderstand wie für einen Zylinder mit konstanter bzw. abgestufter Wanddicke ermittelt werden, wobei der Bemessungsbeulwiderstand jedoch durch Multiplikation mit dem Faktor 0,70 abzumindern ist.
- (2) Falls der Überlappstoß einen Dickensprung einschließt, darf der Bemessungsbeulwiderstand als gleich dem für das dünneren Blech nach Absatz (1) ermittelten Wert angesetzt werden.

### D.3.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung

- (1) Wird ein Zylinder mit kontinuierlichen Meridianüberlappungsstößen durch Druck in Umfangsrichtung beansprucht, so darf der Bemessungsbeulwiderstand wie für einen Zylinder mit konstanter bzw. abgestufter Wanddicke ermittelt werden, wobei er jedoch durch Multiplikation mit dem Faktor 0,90 abzumindern ist.
- (2) Wird ein Zylinder mit mehreren Umfangsüberlappstößen und mit über die Schalenhöhe veränderlicher Blechdicke durch Druck in Umfangsrichtung beansprucht, so sollte das in D.2 angegebene Verfahren angewendet werden, wobei jedoch die geometrischen Einschränkungen des planmäßigen Versatzes außer Acht zu lassen sind und der Bemessungsbeulwiderstand durch Multiplikation mit dem Faktor 0,90 abzumindern ist.
- (3) Werden in beiden Richtungen Überlappstöße mit versetzter Anordnung der Meridianüberlappstöße in verschiedenen Schüssen oder Elementen angeordnet, so sollte der Bemessungsbeulwiderstand nach Absatz (2) ermittelt werden, wobei jedoch keine Abminderung des Beulwiderstandes erforderlich ist.

### D.3.4 Schubbeanspruchung

- (1) Bei Membranschubbeanspruchung eines Zylinders mit Überlappstößen darf der Beulwiderstand ohne Reduktion wie für einen Zylinder mit konstanter bzw. abgestufter Wanddicke ohne besondere Berücksichtigung der Überlappstöße ermittelt werden.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12**  
**EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

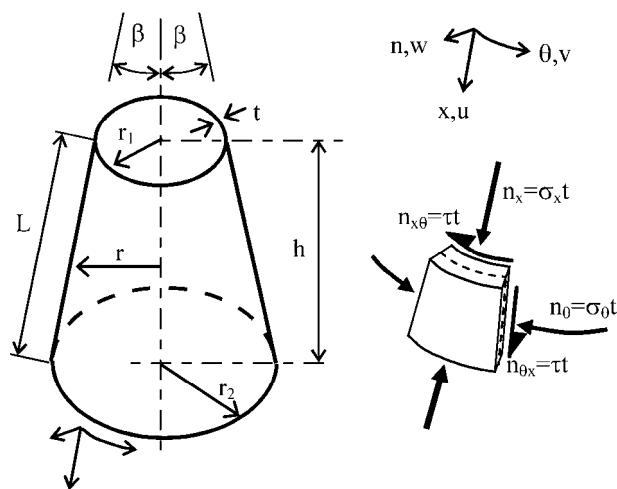
**D.4 Unversteifte Kegelschalen (vollständige Kegel und Kegelstümpfe)**

**D.4.1 Allgemeines**

**D.4.1.1 Formelzeichen**

In diesem Abschnitt werden folgende Formelzeichen verwendet:

- $h$  axiale Länge (Höhe) des Kegelstumpfes
- $L$  meridionale Länge (Mantellänge) des Kegelstumpfes ( $= h/\cos \beta$ )
- $r$  Radius der Kegelmittelfläche, rechtwinklig zur Rotationsachse, linear veränderlich entlang der Länge
- $r_1$  Radius am kleinen Ende des Kegelstumpfes
- $r_2$  Radius am großen Ende des Kegelstumpfes
- $\beta$  halber Öffnungswinkel des Kegels



**Bild D.9 — Kegelgeometrie, Membranspannungen und Membrankräfte**

**D.4.1.2 Randbedingungen**

- (1) Die folgenden Formeln gelten nur für Kegelschalen mit den Randbedingungen BC1 oder BC2 (siehe 5.2.2 und 8.3), wobei zwischen den beiden Randbedingungen nicht unterschieden wird. Sie dürfen nicht auf Kegelschalen angewendet werden, deren Ende die Randbedingung BC3 aufweist.
- (2) Die Regeln in D.4 gelten nur für die folgenden beiden Varianten der radialen Unverschieblichkeitsrandbedingung am jeweiligen Kegelende:

„Zylinder-Randbedingung“  $w = 0$ ;

„Ring-Randbedingung“  $u \sin \beta + w \cos \beta = 0$ .

**D.4.1.3 Geometrie**

- (1) Die folgenden Regeln gelten nur für Kegelstümpfe mit konstanter Wanddicke und mit halbem Öffnungswinkel  $\beta \leq 65^\circ$  (siehe Bild D.9).

**D.4.2 Bemessungsbeulspannungen****D.4.2.1 Ersatz-Zylinder**

- (1) Alle für den Beulsicherheitsnachweis nach 8.5 benötigten Bemessungsbeulspannungen lassen sich durch Behandlung der Kegelschale als Ersatz-Zylinder mit der Länge  $\ell_e$  und dem Radius  $r_e$  ermitteln, wobei  $\ell_e$  und  $r_e$  vom Typ der Membranspannungsverteilung in der Kegelschale abhängen.

**D.4.2.2 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung**

- (1) Bei Kegeln unter Meridiandruckbeanspruchung sollte die Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  wie folgt angesetzt werden:

$$\ell_e = L \quad (D.69)$$

- (2) Der Ersatz-Zylinderradius  $r_e$  an der betreffenden beulrelevanten Stelle sollte wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = \frac{r}{\cos \beta} \quad (D.70)$$

**D.4.2.3 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung**

- (1) Bei Kegeln unter Umfangsdruckbeanspruchung sollte die Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  wie folgt angesetzt werden:

$$\ell_e = L \quad (D.71)$$

- (2) Der Ersatz-Zylinderradius  $r_e$  sollte wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = \frac{(r_1 + r_2)}{2 \cos \beta} \quad (D.72)$$

**D.4.2.4 Belastung durch konstanten Außendruck**

- (1) Auf Kegel, bei denen an beiden Enden entweder die Randbedingung BC1 oder die Randbedingung BC2 vorliegt und die durch konstanten Außendruck  $q$  belastet werden, darf das folgende Verfahren angewendet werden, um zu einer wirtschaftlicheren Bemessung zu gelangen.

- (2) Die Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  sollte als der kleinere der beiden folgenden Werte angesetzt werden:

$$\ell_e = L \quad (D.73)$$

und

$$\ell_e = \left( \frac{r_2}{\sin \beta} \right) (0,53 + 0,125 \beta) \quad (D.74)$$

wobei der halbe Öffnungswinkel des Kegels  $\beta$  im Bogenmaß gemessen wird.

**DIN EN 1993-1-6:2010-12  
EN 1993-1-6:2007 + AC:2009 (D)**

(3) Bei kürzeren Kegelschalen, deren Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  durch die Gleichung (D.73) wiedergegeben wird, sollte der Ersatz-Zylinderradius  $r_e$  wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = \left( \frac{0,55 r_1 + 0,45 r_2}{\cos \beta} \right) \quad (D.75)$$

(4) Bei längeren Kegelschalen, deren Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  durch die Gleichung (D.74) wiedergegeben wird, sollte der Ersatz-Zylinderradius  $r_e$  wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = 0,71 r_2 \left[ \frac{1 - 0,1 \beta}{\cos \beta} \right] \quad (D.76)$$

(5) Der Beulsicherheitsnachweis sollte auf der nominellen Umfangsmembranspannung beruhen:

$$\sigma_{0,Ed} = q \left( \frac{r_e}{t} \right) \quad (D.77)$$

Dabei ist  $q$  der Außendruck, und die durch diesen erzeugte Meridianmembranspannung wird außer Acht gelassen.

#### D.4.2.5 Schubbeanspruchung

(1) Bei Kegeln unter Membranschubbeanspruchung sollte die Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  wie folgt angesetzt werden:

$$\ell_e = h \quad (D.78)$$

(2) Der Ersatz-Zylinderradius  $r_e$  sollte wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = \left[ 1 + \rho_g - \frac{1}{\rho_g} \right] r_1 \cdot \cos \beta \quad (D.79)$$

Mit:

$$\rho_g = \sqrt{\frac{r_1 + r_2}{2 r_1}} \quad (D.80)$$

#### D.4.2.6 Belastung durch konstante Torsion

(1) Auf Kegel, bei denen an beiden Enden die Randbedingung BC2 vorliegt und die durch ein konstantes globales Torsionsmoment belastet werden, das linear über die Meridianlänge veränderliche Membranschubspannungen erzeugt, darf unter der Voraussetzung, dass  $\rho_u \leq 0,8$  ist, das folgende Verfahren angewendet werden, um zu einer wirtschaftlicheren Bemessung zu gelangen.

(2) Die Ersatz-Zylinderlänge  $\ell_e$  sollte wie folgt angesetzt werden:

$$\ell_e = L \quad (D.81)$$

- (3) Der Ersatz-Zylindradius  $r_e$  sollte wie folgt angesetzt werden:

$$r_e = \left( \frac{r_1 + r_2}{2 \cos \beta} \right) \left( 1 - \rho_u^{0,25} \right)^{0,4} \quad (\text{D.82})$$

Mit:

$$\rho_u = \frac{L \sin \beta}{r_2} \quad (\text{D.83})$$

### **D.4.3 Beulsicherheitsnachweis**

#### **D.4.3.1 Druckbeanspruchung in Meridianrichtung**

- (1) Der Nachweis sollte an der Stelle des Kegels geführt werden, an der die Kombination aus Bemessungs-Meridianmembranspannung  $\sigma_{x,Ed}$  und Bemessungs-Meridianbeulspannung  $\sigma_{x,Rd}$  nach D.4.2.2 am ungünstigsten ist.
- (2) Falls die Meridiandruckbeanspruchung durch eine konstante Axiallast auf einem Kegelstumpf verursacht wird, kann sowohl der kleinste Radius  $r_1$  als auch der größte Radius  $r_2$  die ungünstigste Stelle sein.
- (3) Falls die Meridiandruckbeanspruchung durch ein konstantes globales Biegemoment auf einem Kegelstumpf verursacht wird, sollte der kleinste Radius  $r_1$  als die ungünstigste Stelle betrachtet werden.
- (4) Die Bemessungs-Meridianbeulspannung  $\sigma_{x,Rd}$  des Ersatz-Zylinders ist nach D.1.2 zu ermitteln.

#### **D.4.3.2 Druckbeanspruchung in Umfangsrichtung, konstanter Außendruck**

- (1) Falls die Umfangsdruckbeanspruchung durch konstanten Außendruck verursacht wird, sollte der Beulsicherheitsnachweis mit der nach Gleichung (D.77) ermittelten Bemessungs-Umfangmembranspannung  $\sigma_{\theta,Ed}$  und der Umfangsbeulspannung  $\sigma_{\theta,Rd}$  nach D.4.2.1 und D.4.2.3 oder D.4.2.4 geführt werden.
- (2) Falls die Umfangsdruckbeanspruchung durch andere Einwirkungen als konstanten Außendruck verursacht wird, sollte die berechnete Spannungsverteilung  $\sigma_{\theta,Ed}(x)$  durch eine fiktive einhüllende Spannungsverteilung  $\sigma_{\theta,Ed,env}(x)$  ersetzt werden, die nirgends innerhalb der berechneten Spannungsverteilung liegt und aus einem fiktiven konstanten Manteldruck entstanden sein könnte. Der Beulsicherheitsnachweis sollte dann durchgeführt werden, wie in Absatz (1) beschrieben, aber mit  $\sigma_{\theta,Ed,env}$  anstelle von  $\sigma_{\theta,Ed}$ .
- (3) Die Bemessungs-Umfangsbeulspannung  $\sigma_{\theta,Rd}$  des Ersatz-Zylinders sollte nach D.1.3 ermittelt werden.

#### **D.4.3.3 Schubbeanspruchung, konstante Torsion**

- (1) Falls die Schubbeanspruchung durch ein konstantes globales Torsionsmoment verursacht wird, sollte der Beulsicherheitsnachweis mit dem Bemessungswert der an der Stelle  $r = r_e \cos \beta$  wirkenden Membranschubspannung  $\tau_{x\theta,Ed}$  und mit der Schubbeulspannung  $\tau_{x\theta,Rd}$  nach D.4.2.1 und D.4.2.5 oder D.4.2.6 geführt werden.
- (2) Falls die Schubbeanspruchung durch andere Einwirkungen als ein konstantes globales Torsionsmoment verursacht wird (z. B. eine globale Querkraft auf dem Kegel), sollte die berechnete Spannungsverteilung  $\tau_{x\theta,Ed}(x)$  durch eine fiktive einhüllende Spannungsverteilung  $\tau_{x\theta,Ed,env}(x)$  ersetzt werden, die nirgends innerhalb der berechneten Spannungsverteilung liegt und aus einem fiktiven globalen Torsionsmoment entstanden sein könnte. Der Beulsicherheitsnachweis sollte dann durchgeführt werden, wie in Absatz (1) beschrieben, aber mit  $\tau_{x\theta,Ed,env}$  anstelle von  $\tau_{x\theta,Ed}$ .
- (3) Die Bemessungs-Schubbeulspannung  $\tau_{x\theta,Rd}$  des Ersatz-Zylinders sollte nach D.1.4 ermittelt werden.



**DIN EN 1993-1-6/NA**

**DIN**

ICS 91.010.30; 91.080.10

Mit DIN EN 1993-1-6:2010-12  
Ersatz für  
DIN 18800-4:2008-11

**Nationaler Anhang –  
National festgelegte Parameter –  
Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten –  
Teil 1-6: Festigkeit und Stabilität von Schalen**

National Annex –  
Nationally determined parameters –  
Eurocode 3: Design of steel structures –  
Part 1-6: Strength and stability of shell structures

Annexe Nationale –  
Paramètres déterminés au plan national –  
Eurocode 3: Calcul des structures en acier –  
Partie 1-6: Résistance et stabilité des structures en coque

Gesamtumfang 11 Seiten

Normenausschuss Bauwesen (NABau) im DIN

## DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12

### Vorwort

Dieses Dokument wurde vom NA 005-08-16 AA „Tragwerksbemessung“ erstellt.

Dieses Dokument bildet den Nationalen Anhang zu DIN EN 1993-1-6:2010-12, *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten — Teil 1-6 NA: Festigkeit und Stabilität von Schalen*.

Die Europäische Norm EN 1992-1-6 räumt die Möglichkeit ein, eine Reihe von sicherheitsrelevanten Parametern national festzulegen. Diese national festzulegenden Parameter (en: Nationally determined parameters, NDP) umfassen alternative Nachweisverfahren und Angaben einzelner Werte, sowie die Wahl von Klassen aus gegebenen Klassifizierungssystemen. Die entsprechenden Textstellen sind in der Europäischen Norm durch Hinweise auf die Möglichkeit nationaler Festlegungen gekennzeichnet. Eine Liste dieser Textstellen befindet sich im Unterabschnitt NA 2.1. Darüber hinaus enthält dieser Nationale Anhang ergänzende nicht widersprechende Angaben zur Anwendung von DIN EN 1993-1-6:2010-12 (en: non-contradictory complementary information, NCI).

Dieser Nationale Anhang ist Bestandteil von DIN EN 1993-1-6:2010-12.

DIN EN 1993-1-6:2010-12 und dieser Nationale Anhang DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12 ersetzen DIN 18800-4:2008-11.

### Änderungen

Gegenüber DIN 18800-4:2008-11 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) nationale Festlegungen zu DIN EN 1993-1-6:2010-12 aufgenommen.

### Frühere Ausgaben

DIN 18800-4: 1990-11, 2008-11

## NA 1 Anwendungsbereich

Dieser Nationale Anhang enthält nationale Festlegungen zu den Grundregeln für die Bemessung von Stahlkonstruktionen, die die Form von Rotationsschalen haben, die bei der Anwendung von DIN EN 1993-1-6:2010-12 in Deutschland zu berücksichtigen sind.

Dieser Nationale Anhang gilt nur in Verbindung mit DIN EN 1993-1-6:2010-12.

## NA 2 Nationale Festlegungen zur Anwendung von DIN EN 1993-1-6:2010-12

### NA 2.1 Allgemeines

DIN EN 1993-1-6:2010-12 weist an den folgenden Textstellen die Möglichkeit nationaler Festlegungen aus (NDP, en: Nationally determined parameters).

- 3.1(4)
- 4.1.4(3)
- 5.2.4(1)
- 6.3(5)
- 7.3.1(1)
- 7.3.2(1)
- 8.4.2(3)
- 8.4.3(2)
- 8.4.3(4)
- 8.4.4(4)
- 8.4.5(1)
- 8.5.2(2)
- 8.5.2(4)
- 8.7.2(7)
- 8.7.2(16)
- 8.7.2(18)
- 9.2.1(2)P

Darüber hinaus enthält NA 2.2 ergänzende nicht widersprechende Angaben zur Anwendung von DIN EN 1993-1-6:2010-12. Diese sind durch ein vorangestelltes "NCI" (en: non-contradictory complementary information) gekennzeichnet.

- Lange Zylinder unter globaler Rohrbiegung oder globaler Rohrbiegung mit Normalkraft
- Lange Zylinder unter Außendruck
- Anhang NA.A (normativ) Kugelschalen unter konstantem Außendruck
- Literaturhinweise

## **DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12**

### **NA 2.2 Nationale Festlegungen**

Die nachfolgende Nummerierung entspricht der Nummerierung von DIN EN 1993-1-6:2010-12.

#### **NDP zu 3.1(4) Anmerkung**

Die Werkstoffeigenschaften bei Temperaturen über 150 °C sind über einen bauaufsichtlichen Verwendbarkeitsnachweis zu belegen.

#### **NDP zu 4.1.4(3) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 5.2.4(1) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 6.3(5) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 7.3.1(1) Anmerkung 2**

Verfeinerte Berechnungen sind hier nicht vorgesehen.

#### **NDP zu 7.3.2(1) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.4.2(3) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.4.3(2) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.4.3(4) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.4.4(4) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.4.5(1) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.5.2(2) Anmerkung**

Es gelten die Empfehlungen.

#### **NDP zu 8.5.2(4) Anmerkung 1**

Es gibt hier keine zusätzlichen Festlegungen zu den Parametern.

**NDP zu 8.7.2(7) Anmerkung**

Alleine die Anforderungen an Funktion und Aussehen der Schale bestimmen die größte tolerierbare Verformung.

**NDP zu 8.7.2(16) Anmerkung**

Bei der Festlegung geeigneter Imperfektionsformen rechtwinklig zur Schalenmittelfläche im Sinne von (11) sind gegebenenfalls neben ‚eigenformaffinen‘ Formen nach (13) auch ‚kollapsaffine‘ oder ‚nachbeulaffine‘ Formen in Erwägung zu ziehen. Darüber hinaus sind auch solche geometrischen Ersatzimperfektionen zu bedenken, die nicht Abweichungen rechtwinklig zur Schalenmittelfläche, sondern parallel zur Schalenmittelfläche beschreiben (z. B. Aufstandsimperfektionen bei stehenden Schalenbauten).

**NDP zu 8.7.2(18) Anmerkung1 und Anmerkung 2**

Es gelten die Empfehlungen. Darüber hinaus wird besonders auf (20) hingewiesen, womit solche Schalenbeulfälle abgedeckt werden sollen, bei denen zu groß angenommene Imperfektionen ein günstigeres Ergebnis liefern als kleinere Imperfektionen.

**NDP zu 9.2.1(2)P Anmerkung**

Anstelle der Empfehlung gilt DIN EN 1993-1-9/NA.

**NCI Lange Zylinder unter globaler Rohrbiegung oder globaler Rohrbiegung mit Normalkraft**

Für lange Kreiszylinder mit

$$\omega \geq 0,5 \frac{r}{t} \quad (\text{NA.1})$$

darf der günstigere Faktor  $C_x$  nach D.1.2.1 (7) auch für Schalen mit  $E/f_{y,k} < 500$  verwendet werden. Die beiden anderen Anwendungsbedingungen in Gleichung (D.11) brauchen nicht beachtet zu werden.

ANMERKUNG In der nächsten Ausgabe von DIN EN 1993-1-6 wird dies aufgrund neuerer Erkenntnisse erfasst sein.

**NCI Lange Zylinder unter Außendruck**

Für lange Kreiszylinder mit

$$\omega \geq 24,5 ; \quad r/t \leq 100 ; \quad \frac{r}{t} \sqrt{\frac{f_{y,k}}{E}} \geq 1,57 \quad (\text{NA.2})$$

darf der elastische Imperfektions-Abminderungsfaktor für Umfangsbeulen  $\alpha_0$  nach D.1.3.2(1), Tabelle D.5, um

$$\Delta\alpha = (\alpha_{\text{Ring}} - \alpha_0) \left( 1 - \frac{600}{\omega^2} \right), \quad (\text{NA.3})$$

erhöht werden. In Gleichung (NA.3) bedeuten:

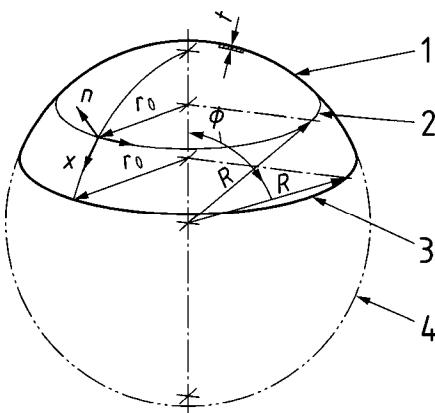
$\alpha_0$  = Grundwert nach D.1.3.2(1), Tabelle D.5,

$$\alpha_{\text{Ring}} = \frac{1}{1 + 0,257 \frac{t}{r} \sqrt{\frac{E}{f_{y,k}}}} \quad (\text{NA.4})$$

NCI

**Anhang NA.A***(normativ)***Kugelschalen unter konstantem Außendruck****NCI NA.A.1 Allgemeines**

Die angegebenen Regeln basieren sowohl auf umfangreichen numerischen Parameterstudien als auch auf allen verfügbaren experimentellen Ergebnissen für Kugelschalen und Kugelkalotten unter konstantem Außendruck (innerem Unterdruck) [1], [2]. Dabei sind sowohl die Beullasten als auch die axisymmetrischen elasto-plastischen Traglasten berücksichtigt. In den in DIN EN 1993-1-6:2010-12, 5.3, Tabelle 5.2, angegebenen Berechnungskonzepten sind die geometrisch und physikalisch nichtlinearen Berechnungen unter Einschluss der Imperfektionen als GMNIA-Berechnung klassifiziert. Weitere Erläuterungen sind in Abschnitt 15 der European Design Recommendations, 5th edition [3] zu finden.

**NCI NA.A.2 Geometrie und beulrelevante geometrische Toleranzen****Legende**

$R$	Radius der Kugelmittelfläche	1	Breitenkreis
$t$	Schalendicke,	2	Kugelkalotte
$r_0$	Grundkreisradius der Kugelkalotte,	3	Grundkreis
$\phi$	Winkelkoordinate in der Meridianebene	4	Vollkugel

**Bild NA.A.1 — Geometrie, Bezeichnungen**

Für die beulrelevanten geometrischen Toleranzen gilt DIN EN 1993-1-6:2010-12, 8.4 sinngemäß, wobei jeweils der Kugelradius  $R$  an die Stelle des Zylinderradius  $r$  und der Kugeldurchmesser  $2R$  an die Stelle des Zylinderdurchmessers  $d$  tritt. Die Messung von Vorbeulen (siehe DIN EN 1993-1-6:2010-12, 8.4.4) sollte sowohl in Meridianrichtung als auch in Umfangsrichtung jeweils mit  $l_{gx}$  nach Gl. (8.6) und  $l_{gw}$  nach Gl. (8.8) aus DIN EN 1993-1-6:2010-12 durchgeführt werden. Eine Messung in Umfangsrichtung mit  $l_{g\theta}$  nach Gl. (8.7) ist nicht erforderlich. Die gemessenen Formabweichungen müssen die Toleranzgrenzwerte der bei der Bemessung gewählten Herstelltoleranz-Qualitätsklasse (siehe DIN EN 1993-1-6:2010-12, 4.3.5) einhalten.

**NCI NA.A.3 Anwendungsbereich**

Die folgenden Regeln gelten für Kugelschalen und Kugelkalotten

- mit konstanter oder schwach veränderlicher Wanddicke,
- unter konstantem Außendruck oder konstantem innerem Unterdruck  $p$

oder

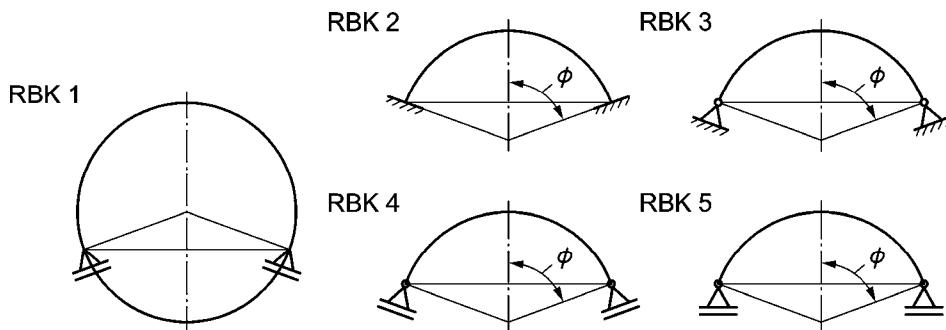
- unter Eigengewicht oder Schneebelastung (als konservative Näherung)

und

- unterschiedlicher Lagerung gemäß folgender Beschreibung:

- RBK 1: Vollkugel, nicht oder ringförmig tangential gelagert;
- RBK 2: Kugelkalotte mit eingespannt unverschieblichem Rand (BC1r in DIN EN 1993-1-6:2010-12, Tabelle 5.1);
- RBK 3: Kugelkalotte mit gelenkig unverschieblichem Rand (BC1f in DIN EN 1993-1-6:2010-12, Tabelle 5.1);
- RBK 4: Kugelkalotte mit normal zur Kugelmittelfläche radial verschieblichem Rand (Membranlagerung) ( $w \neq 0 / u = 0 / \beta_\theta \neq 0$  in Anlehnung an DIN EN 1993-1-6:2010-12, Tabelle 5.1);
- RBK 5: Kugelkalotte mit in Grundkreisebene radial verschieblichem Rand ( $u \cdot \sin \phi - w \cdot \cos \phi = 0 / u \cdot \cos \phi + w \cdot \sin \phi \neq 0 / \beta_\theta \neq 0$  in Anlehnung an DIN EN 1993-1-6:2010-12, Tabelle 5.1);

Bei einer Halbkugel ( $\phi = 90^\circ$ ) stimmen die Randbedingungen RBK 4 und RBK 5 überein. In diesem Fall kann RBK4 verwendet werden.



**Bild NA.A.2 — Darstellung der Randbedingungen**

## DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12

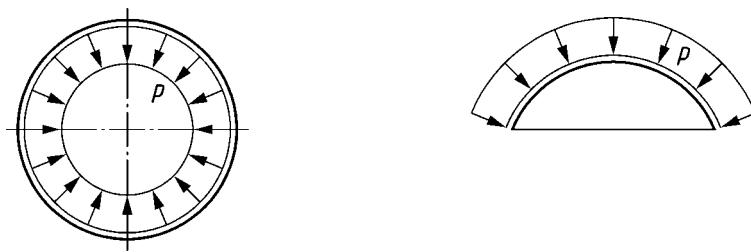


Bild NA.A.3 — Lasten auf Kugelschalen und Kugelkalotten

**ANMERKUNG** Die Bemessungsregeln liegen für die Lastfälle Eigengewicht und Schneebelastung bezüglich Stabilitätsversagen auf der sicheren Seite, wenn für den Druck  $p$  der Wert der größten Flächenlast rechtwinklig zur Schalenmittelfläche eingesetzt wird.

Die folgenden Regeln sind nur anwendbar bei Kugelschalen, die die Bedingungen

$$\frac{R}{t} \leq 3000 \quad (\text{NA.A.1})$$

$$\phi \leq 135^\circ \text{ (Kugelkalotte), jedoch auch } \phi = 180^\circ \text{ (Vollkugel)} \quad (\text{NA.A.2})$$

erfüllen.

#### NCI NA.A.4 Abgrenzungskriterium

Für Kugelschalen, die die Bedingung

$$\frac{R}{t} \leq \frac{E}{20f_{y,k}} \cdot C_c \quad (\text{NA.A.3})$$

und Kugelkalotten, die die Bedingung

$$\frac{r_0}{R} \leq \frac{1,1}{\sqrt{\frac{R}{t}}} \quad (\text{NA.A.4})$$

erfüllen, braucht kein Beulsicherheitsnachweis geführt zu werden.

#### NCI NA.A.5 Idealer elastischer Beulwiderstand

Der ideale elastische Beulwiderstand  $p_{Rcr}$  wird bestimmt durch

$$p_{Rcr} = \frac{2}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \cdot C_c E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \quad (\text{NA.A.5})$$

wobei der Beiwert  $C_c$  von den Randbedingungen abhängt und aus Tabelle NA.A.1 zu entnehmen ist.

Tabelle NA.A.1 — Beiwerte  $C_c$ 

RBK	1	2	3	4	5
$C_c$	1,0	0,8	0,7	0,4	0,1
Anwendbar für	—	$\phi \leq 135^\circ$			

**NCI NA.A.6 Imperfektions-Abminderungsfaktor (elastischer Bereich)**

Für die Herstelltoleranz-Qualitätsklassen sollte eine der drei Klassen A, B oder C nach DIN EN 1993-1-6:2010-12, Abschnitt 8 gewählt werden.

Der Imperfektions-Abminderungsfaktor für Kugelschalen im elastischen Bereich wird bestimmt durch

$$\alpha = \frac{0,70}{1 + 1,90 \left( \frac{\Delta w_k}{t} \right)^{0,75}} \quad (\text{NA.A.6})$$

mit  $\Delta w_k$  als charakterischer Imperfektionsamplitude

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{Rt} \quad (\text{NA.A.7})$$

und dem Qualitätsparameter  $Q$

Qualitätsklasse	Beschreibung	$Q$
Klasse A	exzellent	40
Klasse B	hoch	25
Klasse C	normal	16

**NCI NA.A.7 Charakteristischer Beulwiderstand**

Der charakteristische Beulwiderstand  $p_{Rk}$  wird bestimmt zu

$$p_{Rk} = \chi \cdot p_{Rp} \quad (\text{NA.A.8})$$

mit dem plastischen Bezugswiderstand

$$p_{Rp} = f_{y,k} \cdot C_{pl} \cdot \frac{2t}{R} \quad (\text{NA.A.9})$$

und  $C_{pl}$  nach Tabelle NA.A.2 in Abhängigkeit von den Randbedingungen sowie dem Beul-Abminderungsfaktor

$$\chi = 1,0 \text{ für } \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_0 \quad (\text{NA.A.10})$$

## DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12

$$\chi = 1,0 - \beta \left( \frac{\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_0} \right)^\eta \text{ für } \bar{\lambda}_0 < \bar{\lambda} \leq \bar{\lambda}_p \quad (\text{NA.A.11})$$

$$\chi = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}^2} \text{ für } \bar{\lambda}_p \leq \bar{\lambda} \quad (\text{NA.A.12})$$

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{p_{Rpl}}{p_{Rcr}}} \quad (\text{NA.A.13})$$

$$\bar{\lambda}_0 = 0,20, \quad \beta = 0,70, \quad \eta = 1,0 \quad (\text{NA.A.14})$$

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1-\beta}} \quad (\text{NA.A.15})$$

Tabelle NA.A.2 — Beiwerte  $C_{pl}$ 

RBK	1	2	3	4	5
$C_{pl}$	1,0	0,9	0,9	0,8	0,2
Anwendbar für	—	$\phi \leq 135^\circ$			

## NCI NA.A.8 Beulsicherheitsnachweis

Für den Bemessungswert des vorhandenen Druckes  $p_{Ed}$  muss gelten:

$$p_{Ed} \leq p_{Rd} \quad (\text{NA.A.16})$$

wobei sich der Bemessungswert  $p_{Rd}$  des Beulwiderstandes aus

$$p_{Rd} = \frac{p_{Rk}}{\gamma_M} \quad (\text{NA.A.17})$$

ergibt.

Für den Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_M$  gilt DIN EN 1993-1-6/NA:2010-12, zu 8.5.2(2).

**NCI**

**Literaturhinweise**

- [1] Albertin, U.: Bemessungskonzepte für Stabilitätsfälle imperfektionssensitiver Schalenstrukturen. Berichte aus dem Konstr. Ingenieurbau 7/2000, TU München 2000.
- [2] Wunderlich, W., Albertin, U.: Buckling behaviour of imperfect spherical shells. International Journal of Nonlinear Mechanics 37 (2002), 589-604.
- [3] ECCS: Buckling of Steel Shells – European Design Recommendations, 5<sup>th</sup> Edition (Eds: J.M. Rotter / H. Schmidt). ECCS-Publication No. 125, Brussels 2008.
- [4] DASt-Richtlinie 020, Bemessung schlanker stählerner windbelasteter Kreiszylinderschalen. Stahlbau Verlags- und Service GmbH, Düsseldorf.