

Schalenbeulen von Sandwichzylindern mit einem neuen Elastomer als Verbundwerkstoff

Als Alternative zu stählernen Kreiszyinderschalen wird ein Sandwichzylinder mit einem neuen Elastomer als Verbundwerkstoff im Hinblick auf die Stabilität untersucht. Die Sandwichschale besteht dabei aus einem inneren und einem äußeren Stahlblech, die mit einem dazwischen liegenden Polyurethan-Elastomerkern dauerhaft verbunden sind. In Zusammenarbeit mit Krupp Stahlbau Hannover GmbH wurde am Institut für Stahlbau der Uni Hannover untersucht, ob die Anwendung dieser Sandwichtechnologie bei Türmen von Windenergieanlagen technisch sinnvoll ist. Insbesondere die Kombination mit höherfesten Stählen ist dabei von Interesse. Anhand von numerischen Beulanalysen wird die Gültigkeit einer Schalentheorie für laminierte Kreiszyinderschalen für den vorliegenden Verbundtyp überprüft. Abschließend folgt die Bewertung der Stabilität der Sandwichkonstruktion gegen Schalenbeulen infolge Axialdruck und Torsionsschub. Die Ergebnisse werden mit denen von stählernen Kreiszyinderschalen verglichen.

Shell buckling of cylindrical sandwich shells with a new elastomer as composite material. *Alternatively to cylindrical steel shells a sandwich shell with a new elastomer as composite material is investigated with regard to the stability. The sandwich shell has an inner and an outer steel face, which are bonded adhesively to an elastomer core between them. In cooperation with Krupp Stahlbau Hannover GmbH the institute for steel construction of University of Hannover checked, if the application of this sandwich technology is possible for towers of wind energy converters. Especially the combination with high strength steel is a point of interest. In comparison with numerical buckling analyses the validity of a laminate composites shell theory is proven. Finally the stability of the sandwich construction is investigated against shell buckling due to axial compression and torsion. The results are compared to the stability of cylindrical steel shells.*

1 Einleitung

In Kooperation mit der BASF-Tochtergesellschaft Elasto-gran GmbH wurde in den letzten Jahren von Intelligent Engineering Ltd. ein neues Sandwich-Plate-System SPS™ entwickelt. Dabei werden zwei Stahlbleche mit einem dazwischen liegenden Polyurethan-Elastomerkern dauerhaft verbunden. Das Elastomer wirkt schwingungsdämpfend, schalldämmend und flächig aussteifend. Weiterhin ist es recyclebar und widerstandsfähig gegen Salzwasser und viele Chemikalien. Diese Sandwichbauweise kommt bisher hauptsächlich im Schiffbau zur Anwendung. Auch er-

ste Projekte im Brückenbau wurden bereits mit dem neuartigen Verbundwerkstoff realisiert (Bild 1), zum einen als Neubau in Kanada aber auch als SPS™-Overlay, wie z. B. bei der Schönwasserparkbrücke in Krefeld, die von Krupp Stahlbau Hannover (KSH) saniert wurde. In Zusammenarbeit mit KSH wird am Institut für Stahlbau der Uni Hannover die Anwendung dieser Sandwichtechnologie auf Kreiszyinderschalen untersucht. Insbesondere wird dabei überprüft, ob ein Einsatz für Turmsectionen von Windenergieanlagen (WEA) in Kombination mit höherfesten Stählen technisch sinnvoll sein kann. Die hier vorgestellten Ergebnisse gehören zum Gesamtkonzept für eine neue Turmvariante. Die ersten Untersuchungen beschäftigten sich zunächst mit der Frage, ob mit diesen Sandwichkonstruktionen die Schalenstabilität gesteigert werden kann. Zukünftige Arbeiten sollen die Fragen zur Verbindungstechnik und Ermüdungsfestigkeit klären. Weiterhin muß das Schwingungsverhalten dieser Turmvariante analysiert werden, da durch das Elastomer Einflüsse auf die Eigenfrequenz und Dämpfung der WEA erwartet werden.

2 Konstruktionsprinzip

Bei der Herstellung von derartigen Sandwichkonstruktionen werden zunächst die inneren und äußeren Stahlbleche bzw. Stahlrohre positioniert und mit Abstandshaltern versehen, um den Füllraum für den späteren Elastomerkern zu erhalten. Anschließend werden die Stirnseiten mit Kopfplatten verschweißt, damit so genannte Kavitäten für die Injektion des Elastomers entstehen. Während der Injektion werden die beiden flüssigen Komponenten Polyol

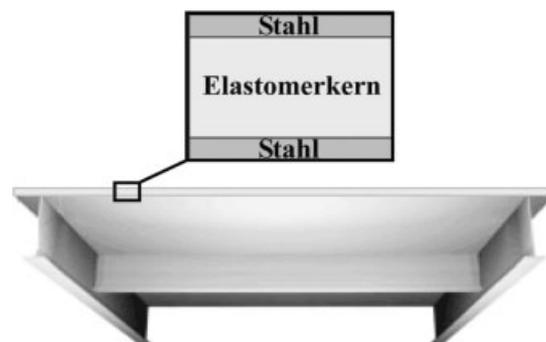


Bild 1. Sandwich-Plate-System (SPS™)
 Fig. 1. Sandwich-plate-system (SPS™)

und Isocyanat über ein Schlauchsystem zur Injektionsdüse geführt, dort vermischt und in die Kavität gepumpt. Die Topfzeit beträgt ca. 6 bis 10 Minuten. Das Elastomer erreicht seine Endfestigkeit nach ca. 24 Stunden. Größere Belastungen können bereits nach 10 bis 12 Stunden aufgenommen werden. Der Polymerisationsprozeß ist durch eine Druck- und Temperaturzunahme gekennzeichnet.

Für größere Kavitäten, wie sie zum Beispiel bei Turm-sektionen von WEA erforderlich sind, besteht auch die Möglichkeit, mehrere Injektionen hintereinander durchzuführen, wobei der Verbund zum Elastomerkern der vorhergehenden Injektion sichergestellt sein muß. Diese Anforderung erfüllt der neuartige Verbundwerkstoff, was durch Tests bei der Elastogran GmbH (BASF) bestätigt wurde. Im Hinblick auf die Anwendung der Sandwichbauweise bei Turmstrukturen bzw. Kreiszyinderschalen können sich Vorteile auf das Trag-, Stabilitäts-, und Ermüdungsverhalten im Vergleich zu reinen Stahlzylindern ergeben. Im vorliegenden Beitrag wird die Stabilität der Sandwichzylinder gegen Schalenbeulen behandelt. Insbesondere die Kombination mit höherfesten Stählen ist dabei im Hinblick auf die Anwendung bei WEA von Interesse, um geringere Blechdicken und somit auch geringere Turmgewichte zu erhalten.

3 Schalentheorie für Sandwichzylinder

Die Stabilität gegen Schalenbeulen wird basierend auf Theorien für laminierte Kreiszyinderschalen untersucht, um später gegebenenfalls auch Effekte infolge Anisotropie und Asymmetrie zur Schalenmittelebene berücksichtigen zu können. Die Theorien für diese Verbundschalenstrukturen können in zwei Kategorien eingeteilt werden. Die erste ist die klassische Verbundschalentheorie mit Berücksichtigung der Love-Hypothesen. Die zweite Theorie schließt zusätzliche Effekte aus Schubdeformationen mit ein. Ein Überblick über die entwickelten Theorien geben Kapania [1] und Vinson [2]. Im folgenden werden für die hier behandelten Sandwichzylinder, bestehend aus drei Layern (Stahl-Elastomerkern-Stahl), die theoretischen Formulierungen der klassischen Verbundschalentheorie ohne Berücksichtigung von Schubverformungen verwendet.

Bild 2 zeigt die Geometrie eines Sandwichzylinders im zylindrischen Koordinatensystem mit der Länge L, der Schalendicke h und dem mittleren Radius R₀. Die Verformungen u, v, w sind auf Grundlage des zylindrischen Koordinatensystems (x, θ, z) definiert. Als Referenzfläche wird die mittlere Ebene der Kreiszyinderschale verwendet, die im symmetrischen Fall der Mittelfläche des Elastomerkerns entspricht. Somit wird die Elastomerschicht als Layer 0 mit der Schichtdicke t₀ festgelegt. Die Bezeichnungen für die anderen Layer (Stahlbleche innen und außen) sind Bild 3 zu entnehmen.

Den theoretischen Ansätzen liegen die Hypothesen von Love zu Grunde.

$$\sigma_z = \varepsilon_z = \varepsilon_{zx} = \varepsilon_{z\theta} = 0 \tag{1}$$

$$u_{tot} = u_0(x, \theta) + \beta_x(x, \theta) \cdot z \tag{2}$$

$$v_{tot} = v_0(x, \theta) + \beta_\theta(x, \theta) \cdot z \tag{3}$$

$$w = w(x, \theta) \tag{4}$$

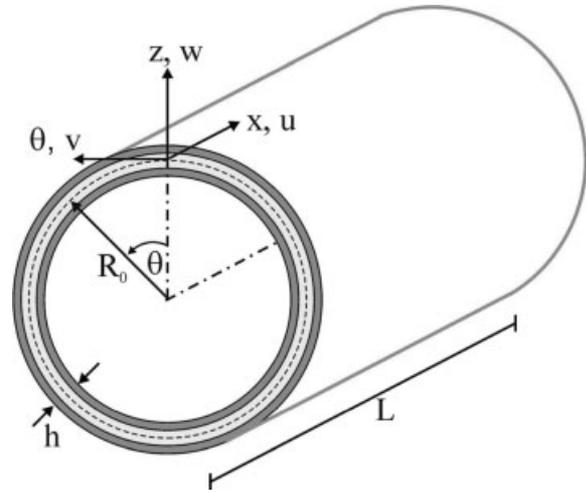


Bild 2. Geometrie eines Sandwichzylinders
Fig. 2. Geometry of cylindrical composite shell

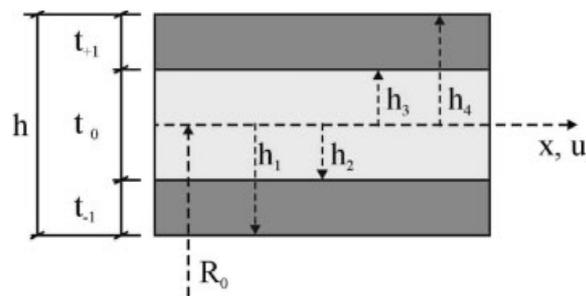


Bild 3. Querschnitt mit Layer-Definitionen der Sandwichschale
Fig. 3. Cross sectional with nomenclature of cylindrical composite shell

Dabei gehören die Verformungen u₀ und v₀ zur Referenzfläche bei z = 0. Die Parameter β_x und β_θ sind die Neigungskoeffizienten entsprechend den jeweiligen Koordinatenachsen. Für einen elastischen Körper liegt die allgemeine Spannungs-Dehnungs-Beziehung σ_{ij} = C_{ijkl} · ε_{kl} vor. Bei Annahme eines orthogonal anisotropen Materials und wegen der Symmetrie des Spannungs- und Dehnungstensors vereinfacht sich der Elastizitätstensor mit C_{ij} = C_{ji} zu:

$$C_{ij} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2C_{66} \end{bmatrix} \tag{5}$$

In Abhängigkeit von den elastischen Konstanten E, G und ν ergeben sich je Layer die Werte des Elastizitätstensors wie folgt:

$$C_{11} = E_{11} \cdot (1 - \nu_{23}\nu_{32})/\Delta \tag{6}$$

$$C_{22} \text{ und } C_{33} \text{ analog}$$

$$C_{12} = E_{11} \cdot (\nu_{21} + \nu_{31}\nu_{23})/\Delta \tag{7}$$

$$C_{13} \text{ und } C_{23} \text{ analog}$$

$$C_{44} = G_{23}, C_{55} = G_{13}, C_{66} = G_{12} \tag{8}$$

mit

$$\Delta = 1 - \nu_{12}\nu_{21} - \nu_{23}\nu_{32} - \nu_{13}\nu_{31} - 2 \cdot \nu_{12}\nu_{23}\nu_{13}$$

Um die räumliche Orientierung der einzelnen Verbundschichten berücksichtigen zu können (ist hier nicht der Fall, aber z. B. bei Faserverbunden), wird der jeweilige Elastizitätstensor mit der Transformationsmatrix T und dem Faserwinkel α nach [3] multipliziert. Als Ergebnis liegt anschließend die reduzierte transformierte Steifigkeitsmatrix je Layer k vor:

$$\bar{C}^k = T^{-1} \cdot C^k \cdot T \tag{9}$$

Damit können die Matrizen für die Dehnsteifigkeit A_{ij} , und die Biegesteifigkeit D_{ij} sowie die Koppelungsmatrix B_{ij} aufgestellt werden:

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N \bar{C}_{ij}^k \cdot (h_k - h_{k-1}) \tag{10}$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \bar{C}_{ij}^k \cdot (h_k^2 - h_{k-1}^2) \tag{11}$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N \bar{C}_{ij}^k \cdot (h_k^3 - h_{k-1}^3) \tag{12}$$

Für ein finites Element einer Sandwichschale werden die resultierenden Kräfte und Momente wie folgt definiert:

$$(N_X, N_\theta, N_{X\theta}) = \int_{-h/2}^{+h/2} (\sigma_X, \sigma_\theta, \sigma_{X\theta}) dz \tag{13}$$

$$(M_X, M_\theta, M_{X\theta}) = \int_{-h/2}^{+h/2} (\sigma_X, \sigma_\theta, \sigma_{X\theta}) \cdot z dz \tag{14}$$

Letztendlich liegen als Ergebnis die konstitutiven Gleichungen, wie in [2], für die Kreiszylinderschale in Sandwichbauweise vor:

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_\theta \\ N_{X\theta} \\ M_X \\ M_\theta \\ M_{X\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 2A_{16} & B_{11} & B_{12} & 2B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & 2A_{26} & B_{12} & B_{22} & 2B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & 2A_{66} & B_{16} & B_{26} & 2B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & 2B_{16} & D_{11} & D_{12} & 2D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & 2B_{26} & D_{12} & D_{22} & 2D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & 2B_{66} & D_{16} & D_{26} & 2D_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \epsilon_X^0 \\ \epsilon_\theta^0 \\ \epsilon_{X\theta}^0 \\ \kappa_X^0 \\ \kappa_\theta^0 \\ \kappa_{X\theta}^0 \end{bmatrix} \tag{15}$$

Die Normalkräfte werden durch Multiplikation der Dehnsteifigkeitsmatrix A_{ij} mit den Dehnungskomponenten der Referenzfläche ($z = 0$) ermittelt. Mit Hilfe der Koppelungsmatrix B_{ij} wird zusätzlich der Einfluß der Momente auf die Dehnungsanteile berücksichtigt, die jedoch nur bei Asymmetrie der Sandwichschale zur Mittelebene auftreten. Analog würde B_{ij} dann die Krümmungsanteile mit den Normalkräften in Relation setzen. Die Biegesteifigkeitsmatrix D_{ij} stellt den Bezug zwischen Krümmungen und Momenten des finiten Schalenelements her.

4 Kritische Beullasten

Im folgenden werden zum einen Schalenbeulen infolge Axialdruck (N_X) und zum anderen Schalenbeulen infolge Torsion (M_θ) untersucht. Dabei wird vorausgesetzt, daß bei der Sandwichschale Symmetrie zur Mittelebene vorliegt ($B_{ij} = 0$) und der Elastomerkern isotrope Materialeigenschaften besitzt. Für reinen Axialdruck vereinfacht sich dann Gl. (15) weiter, da $N_\theta = N_{X\theta} = M_X = M_\theta = M_{X\theta} = 0$ ist. In diesem Fall kann nach [2] die kritische Beullast wie folgt ermittelt werden:

$$N_{x,Rcr} = \frac{\pi^2 m^2 D_{11}}{L^2} \left(1 + 2 \frac{D_{12}}{D_{11}} \beta^2 + \frac{D_{22}}{D_{11}} \beta^4 \right) + \frac{\gamma^2 L^2}{\pi^2 m^2 R_0^2} \times \left(\frac{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}{A_{11} + \left(\frac{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}{A_{66}} - 2A_{12} \right) \beta^2 + A_{22} \beta^4} \right) \tag{16}$$

mit

$$\beta = \frac{nL}{\pi R_0 m} \text{ und } \gamma = 1 - 0,901 \cdot (1 - e^{-\phi})$$

$$\phi = \frac{1}{29,8} \cdot \left[\frac{R_0}{\sqrt[4]{\frac{D_{11} D_{22}}{A_{11} A_{22}}}} \right]^{0,5}$$

Durch Variation der Halbwellen n in Axialrichtung und Vollwellen m in Umfangsrichtung kann für $N_{x,Rcr}$ ein Minimum gefunden werden, das die maßgebende kritische Beullast infolge Axialdruck darstellt.

Im zweiten Beullastfall ergibt sich nach [2] für das kritische Torsionsmoment:

$$M_{\theta,Rcr} = 21,75 (D_{22})^{5/8} \left(\frac{A_{11} A_{22} - A_{12}^2}{A_{22}} \right)^{3/8} \cdot \frac{R_0^{5/4}}{L^{1/2}} \tag{17}$$

Im Rahmen einer Parameterstudie wurden die kritischen Beullasten denen von Stahlzylindern gegenübergestellt. Zur Vergleichbarkeit entspricht dabei die Blechdicke des Stahlzylinders der Summe der Stahlblechdicken des Sandwichzylinders ($t_{Stahl} = t_{-1} + t_{+1}$). Für die Elastomerschicht des Sandwichzylinders wurde $t_0 = 40$ mm gewählt. Der E-Modul des Elastomerkern ist temperaturabhängig und beträgt bei Raumtemperatur $E_0 = 820$ N/mm². Die Querdehnzahl beträgt $\nu_0 = 0,36$ [7].

In Tabelle 1 sind beispielhaft für Zylinder mit einer Länge von $L = 20$ m, einem mittleren Radius von $R_0 = 2$ m

Tabelle 1. Vergleich der kritischen Beullasten
Table 1. Comparison of critical buckling loads

Typ	Lastfall	EC 3	[2]	FEM
Stahlzylinder	Axialdruck	298 MN	292 MN	297 MN
	Torsion	79 MNm	96 MNm	84 MNm
Sandwichzylinder	Axialdruck	-	1053 MN	1088 MN
	Torsion	-	610 Nm	516 MNm

und einer Stahlblechdicke von $t_{\text{Stahl}} = 20 \text{ mm}$ ($R_0/t_{\text{Stahl}} = 100$; $L/R_0 = 10$) die Beullasten bei gleicher Stahlmenge und Stahlsorte (S 355) dargestellt. Die geometrischen Parameter wurden so gewählt, daß sie repräsentativ für Turmsektionen von WEA sind:

Als Randbedingungen wurden nach ENV 1993-1-6 [4] für den Zylinderfuß RB1 und für den Zylinderkopf RB2 gewählt. Die ideale Beullast des Stahlzylinders für reinen Axialdruck wurde mit Gl. (18) nach [4] ermittelt:

$$N_{x,\text{Rcr}} = \sigma_{x,\text{Rcr}} \cdot 2\pi R_0 t = 0,605 \cdot C_x \cdot \frac{Et}{R_0} \cdot 2\pi R_0 t \quad (18)$$

Da der Stahlzylinder in bezug auf Torsionsbeanspruchung als mittellang gilt, ergibt sich nach [4] mit folgender Gleichung das kritische Torsionsmoment zu:

$$M_{\theta,\text{Rcr}} = \tau_{\text{Rcr}} \cdot 2A_m \cdot t$$

$$= 0,75 \cdot C_x \cdot E \left(\frac{t}{R_0} \right)^{1,25} \cdot \left(\frac{R_0}{L} \right)^{0,5} \cdot 2\pi R_0^2 t \quad (19)$$

Der Vergleich zeigt für die gewählten Abmessungen, daß beim Sandwichzylinder die Beullast für Axialdruck ca. um den Faktor 3 größer ist als beim Stahlzylinder. Für eine Torsionsbeanspruchung liegt sogar ein Faktor von 6 zwischen den beiden Zylinderarten. Ein zusätzlicher Vergleich mit numerischen Beulanalysen bestätigt die grundsätzliche Anwendbarkeit der gewählten Theorie nach [2] für Sandwichzylinder in bezug auf Axialdruck. Für Torsionsschub sind die Werte nach [2] allerdings nicht konservativ. In zukünftigen Arbeiten sollen die Effekte aus Schubdeformationen gemäß der zweiten Kategorie der Theorien für laminierte Schalen berücksichtigt werden, um eine bessere Übereinstimmung beim Torsionsschub zu erhalten. Bei den numerisch durchgeführten linearen Beulanalysen wurde das FEM-Programm ANSYS 10.0 mit Shell93-Elementen für Stahlzylinder und Shell91 für die Sandwichzylinder verwendet. Neben den kritischen Beullasten wurden auch die Beulformen der Zylinderarten verglichen. Im Bild 4 ist für den Stahlzylinder die Beulform der Halbschale mit Symmetriebedingungen unter Axialdruck abgebildet. Das Beulmuster mit mehreren Halbwellen in Axial- und Umfangsrichtung ist typisch für diesen Lastfall (s. Bild 4). Im Gegensatz zum Stahlzylinder beult der Sand-

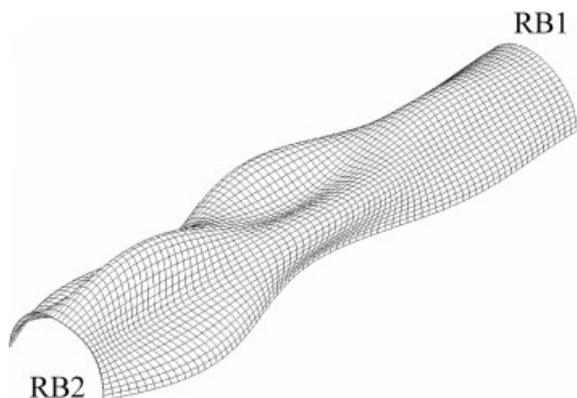


Bild 4. Schalenbeulen unter Axialdruck beim Stahlzylinder (RB1/RB2)
 Fig. 4. Shell buckling due to axial compression for cylindrical steel shell (BC1/BC2)

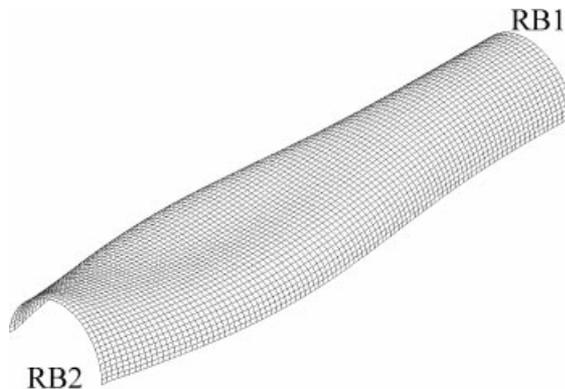


Bild 5. Schalenbeulen unter Axialdruck beim Sandwichzylinder (RB1/RB2)
 Fig. 5. Shell buckling due to axial compression for cylindrical sandwich shell (BC1/BC2)

wichzylinder unter Axialdruck deutlich langwelliger, sowohl in Axial- als auch in Umfangsrichtung (s. Bild 5).

5 Sandwichzylinder in Kombination mit höherfesten Stählen

Bislang finden höherfeste Stähle mit den Festigkeitsklassen S 460 und S 690 kaum Anwendung bei Turmsektionen von Windenergieanlagen. Der Einsatz von höherfesten Stählen ermöglicht zwar eine Blechdickenreduzierung, aber bezüglich der Schalenstabilität erhöht es die bezogene Schlankheit und hinsichtlich der Ermüdungsfestigkeit das Spannungsniveau. Beide Effekte führen dazu, daß der Gewinn an Festigkeit nicht voll ausgenutzt werden kann.

Jedoch könnte die Stabilität gegen Schalenbeulen bei Turmsektionen mit höherfesten Stählen gesteigert werden, wenn sie als Sandwichzylinder in Kombination mit Verbundwerkstoffen, wie z. B. dem neuen Elastomer, ausgeführt werden. Um dies auch quantitativ bewerten zu können, wurde die Parameterstudie mit den Sandwichzylindern S 460 und S 690 erweitert.

Im Bild 6 ist zu erkennen, daß die Blechdicken im Verhältnis der Streckgrenzen reduziert wurden, damit für alle Zylindervarianten der gleiche Auslastungsgrad der Werkstofffestigkeit bei Axialdruck vorliegt (gleiches N_{pl}). Die Summe der Stahlblechdicken ergibt sich damit zu $t_{\text{Stahl}} = t_{-1} + t_{+1}$. Ein Vergleich der kritischen Beullasten für Axialdruck und Torsionsschub zeigt, daß ein Sandwichzylinder S 690 trotz Blechdickenreduzierung eine höhere kritische Beullast aufweist als ein Stahlzylinder mit S 355 und doppelter Blechdicke.

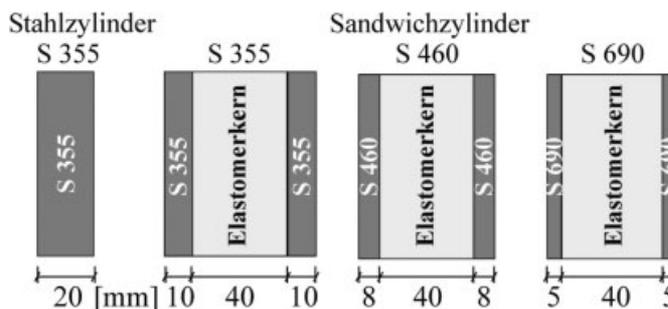


Bild 6. Querschnitte der untersuchten Zylindervarianten
 Fig. 6. Cross-sections of the cylindrical shells

Tabelle 2. Vergleich kritischer Beullasten für Stahl- und Sandwichzylinder nach numerischen und analytischen Verfahren

Table 2. Comparison of critical buckling loads for cylindrical steel and sandwich shells with numerical and analytical methods

Zylinderart		Stahl	Sandwich		
t _{Stahl} in mm		20	10 + 10	8 + 8	5 + 5
Lastfall	Methode	S 355	S 355	S 460	S 690
Axialdruck in MN	FEM	297	1088	839	496
	[2]	292	1053	803	466
Torsion in MNm	FEM	84	516	391	225
	[2]	96	610	463	267

Tabelle 3. Bezogene Schlankheitsgrade der Zylinder
Table 3. Relative slenderness of cylindrical shells

Zylinderart	S 355	S 460	S 690
Blechdicke in mm	t _{Stahl} = 20	t _{Stahl} = 16	t _{Stahl} = 10
Stahl	0,547	0,691	1,057
Sandwich	0,291	0,333	0,418

Anzumerken ist, daß die Erhöhungen der idealen Beullasten unabhängig von der Festigkeitsklasse sind. Es würden sich dieselben Erhöhungen gegenüber dem reinen Stahlzylinder ergeben, wenn anstelle S 460 und S 690 ein S 355 verwendet wird. Allerdings wäre dann die plastische Referenzlast deutlich geringer.

Bei einem Beulnachweis nach prEN 1993-1-6 [4] gehen die kritischen Beullasten bzw. Beulspannungen in die Berechnung des bezogenen Schlankheitsgrades mit ein.

Eine Übersicht über die ermittelten Schlankheitsgrade ist in Tabelle 3 enthalten. Der Vergleich zwischen den Stahlzylindern zeigt, daß die bezogenen Schlankheitsgrade für S 460 und S 690 deutlich höher sind als beim S 355, was ein Grund dafür ist, daß bisher höherfeste Stähle nicht bei Turmsectionen von WEA zum Einsatz kommen. Obwohl die Sandwichzylinder kleinere Blechdicken besitzen, weisen sie geringere bezogene Schlankheitsgrade auf und sind damit gedrungener.

Für erste überschlägliche Rechnungen wurden die Regelungen des Eurocode für stählerne Schalen auch auf die Sandwichschalen angewendet. Mittels geometrisch und materiell nichtlinearer Beulanalysen mit Imperfektionsansatz (GMNIA) wurden die realen Beulspannungen unter Axialdruck für alle Zylindervarianten ermittelt. Dem Imperfektionsansatz liegt die Beuleigenform zur niedrigsten kritischen Beullast zu Grunde. Beim Vergleich der Traglastkurven in Bild 7 ist zu erkennen, daß mit den Sandwichzylindern die höheren Stahlfestigkeiten auch beim Beulfall unter Axialdruck nahezu voll ausgenutzt werden können.

Zusätzlich wurden mittels spannungsbasiertem Beulsicherheitsnachweis die χ -Abminderungsfaktoren je Zylinder berechnet, die sich aus dem Verhältnis der realen Beulspannung zur jeweiligen Streckgrenze ergeben. Anhand der Werte in Tabelle 4 ist für die Sandwichzylinder ersichtlich, daß in Kombination mit höherfesten Stählen nicht nur das Stabilitätsniveau eines Stahlzylinders S 355 erreicht, sondern auch übertroffen werden kann. Die Erhöhung des Stabilitätsniveaus ist beim S 690 prozentual gesehen größer als beim S 460.

Anhand des Zahlenvergleichs wird deutlich, daß Sandwichzylinder, bei denen höherfeste Stähle mit dem neuen Verbundwerkstoff kombiniert werden, eine technisch sinn-

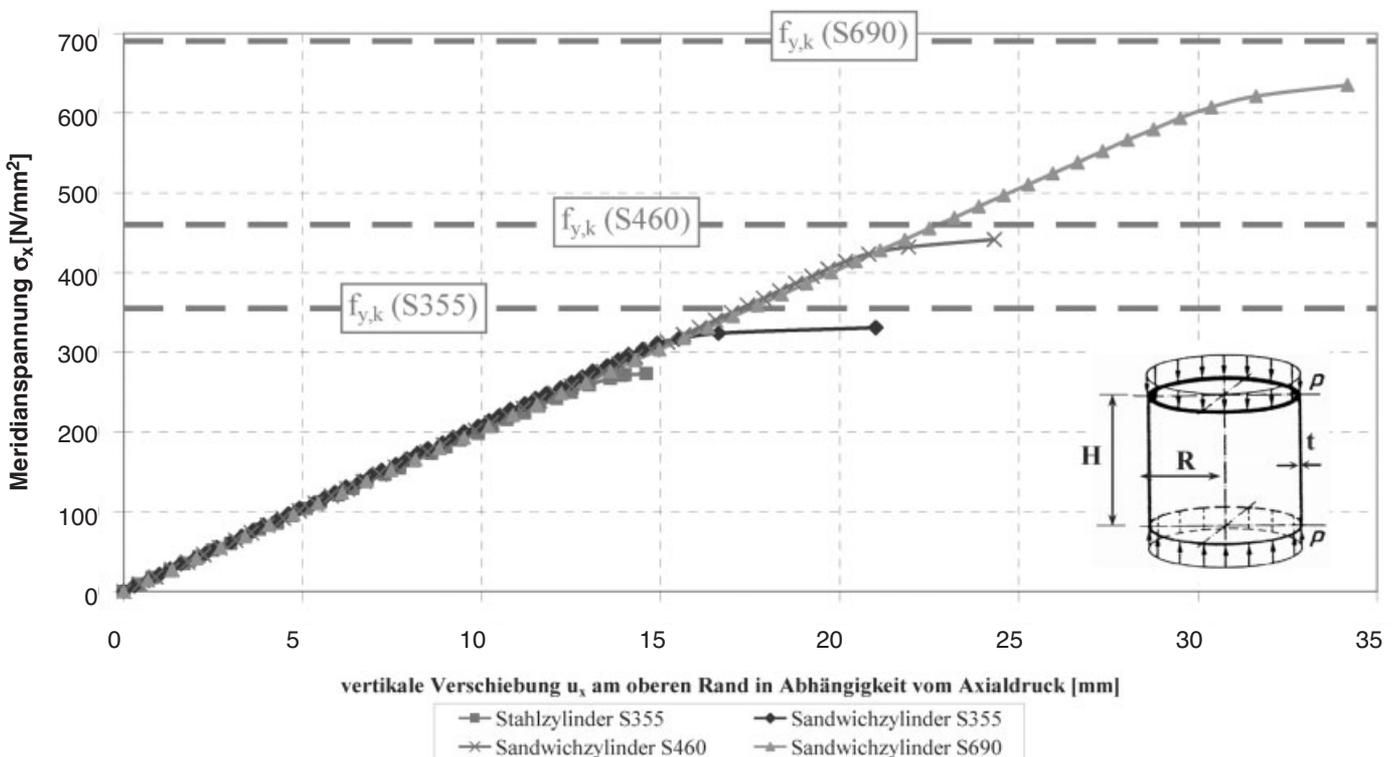


Bild 7. Meridianspannungen für Axialdruck
Fig. 7. Meridian stresses for axial compression

Tabelle 4. Max. Auslastungsgrad beim Schalenbeulen unter Axialdruck

Table 4. Max. stress ratio for shell buckling due to axial compression

Zylinderart	S 355	S 460	S 690
$\sigma_{x,Rk}/f_{y,k}$	$t_{\text{Stahl}} = 20$	$t_{\text{Stahl}} = 16$	$t_{\text{Stahl}} = 10$
Stahl	0,769	0,560	0,160
Sandwich	0,932	0,921	0,910

volle Alternative zum Stahlzylinder sind, wenn die Schalenstabilität bei Turmsektionen von WEA gesteigert werden soll. Ein Sandwichzylinder mit S 355 kommt wirtschaftlich nicht in Frage, da keine Einsparungen beim Stahlanteil erzielt werden können. Bei Berücksichtigung der höheren Beullast wäre im Vergleich zum Stahlzylinder eine Blechdickenreduzierung möglich, die jedoch nur geringfügig ist. Im Gegensatz dazu könnte das Stahlgewicht mit dem Sandwichzylinder S 690 (S 460) um 50 % (20 %) gegenüber der Stahlvariante mit S 355 reduziert werden. Beide besitzen auch eine höhere Stabilität gegen Schalenbeulen. Zusätzlich ist bei den Sandwichzylindern das Gewicht der Elastomerkerns zu berücksichtigen. Da die beiden Sandwichzylinder S 460 und S 690 ein höheres Stabilitätsniveau als der Stahlzylinder S 355 besitzen (vgl. Tabellen 3 und 4), könnte die Elastomerschichtdicke noch optimiert werden. Diese Schlußfolgerungen beziehen sich auf geometrische Abmessungen der Zylinderschalen, die für Turmsektionen von WEA repräsentativ sind.

Anhand der Parameterstudie ist zu erkennen, daß die Sandwichzylinder in Kombination mit höherfesten Stählen nicht nur Vorteile bei der Stabilität gegen Schalenbeulen, sondern auch beim Gewicht besitzen. Weiterhin ist die Aufteilung auf zwei Stahlbleche hinsichtlich Verarbeitbarkeit und Schweißaufwand vorteilhaft, insbesondere bei großen Blechdicken. Allerdings treten bei den Sandwichzylindern aufgrund der geringeren Biegesteifigkeit größere Verformungen auf, die je nach Anwendungsfall zu bewerten sind. Dies muß bei WEA wegen der Randbedingungen hinsichtlich der Eigenfrequenzen besonders beachtet werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde die Stabilität gegen Schalenbeulen von Sandwichzylinder mit einem neuartigen Verbundwerkstoff untersucht. Die Schalenkonstruktion besteht aus einem äußeren und inneren Stahlblech, die mit einem dazwischen liegenden Polyurethan-Elastomerkern dauerhaft verbunden werden. Die Anwendbarkeit der Schalentheorie für laminierte Kreiszylinderschalen auf die vorliegenden Sandwichschalen konnte durch numerische Vergleichsrechnungen bestätigt werden. Insbesondere die Kombination des neuartigen Verbundwerkstoffs mit höherfesten Stählen ermöglicht neue Perspektiven für Türme von WEA und vergleichbare Anwendungen. Anhand von kritischen Beullasten und den bezogenen Schlankheitsgraden wurde gezeigt, daß für die höherfesten Stähle S 460 und S 690 die Stabilität gegen Schalenbeulen gesteigert werden kann.

Hinsichtlich des Grenzzustandes der Tragfähigkeit wäre der Einsatz von Sandwichzylindern bei Turmsektionen von WEA technisch sinnvoll. Weiterhin ist bezüglich der Wirtschaftlichkeit dieser Alternative zu klären, ob der höhere Herstellungsaufwand und die Zusatzkosten durch die Elastomerschicht im Gesamtkonzept vertretbar sind. Die Wettbewerbsfähigkeit des Sandwichturms im Vergleich mit dem Stahlurm, wird durch die Möglichkeit neue Methoden für die Verbindung der Turmsektionen zu verwenden, wesentlich verbessert. Diese neuen Verbindungen, basierend auf der Sandwichtechnologie, haben Vorteile in Produktion, Herstellung und Wartung. Bei Sandwichzylindern bzw. -turmsektionen bieten sich aufgrund des Vorhandenseins zweier Stahlbleche Verbindungstechniken an, die im Vergleich zu Ringflanschverbindungen geringere Exzentrizitäten aufweisen könnten und zudem weniger imperfektionsanfällig wären. In Zusammenarbeit mit Krupp Stahlbau Hannover wird zurzeit ein neuer Verbindungstyp untersucht, der ohne tragende Schweißnähte und Schrauben auskommt.

Im Hinblick auf die Anwendbarkeit bei Türmen von WEA ist nicht nur der Grenzzustand der Tragfähigkeit, sondern auch der Grenzzustand der Ermüdung entscheidend für die Dimensionierung. In diesem Zusammenhang kann die hohe Ermüdungsfestigkeit des Elastomers von Vorteil sein, da es auf im Stahlbau übliche Dehnungen elastisch reagiert. Prinzipiell besteht auch die Möglichkeit, das Sandwich-Plate-System (SPS) auf andere Schalentragwerke anzuwenden, die insbesondere eine hohe Stabilität gegen Schalenbeulen erfordern.

Literatur

- [1] *Kapania, R. K.*: A review on the analysis of laminated shells. J. Pressure Vessel Technology, Vol. 111 (1989), pp. 88–96.
- [2] *Vinson, J. R.*: The behavior of shells composed of isotropic and composite materials. University of Delaware, USA. Kluwer Academic Publishers 1993.
- [3] *Lam, K. Y., Loy, C. T.*: Influence of boundary conditions for a thin laminated rotating cylindrical shell. Composite Structures 41 (1998), pp. 215–228.
- [4] prEN 1993-1-6: Strength and Stability of Shell Structures. Eurocode 3, CEN, 2005.
- [5] DIN 18800 Teil 4: Stahlbauten – Stabilitätsfälle, Schalenbeulen. NABau im DIN e. V. Berlin: Beuth-Verlag 1990.
- [6] *Kennedy, S. J., Kennedy, D. J. L.*: SPS Creates New Markets for Steel. NASCC 2004, The Steel conference, 24.–27. 03. 2004, Long Beach, CA.
- [7] *Kennedy, S. J.* et al.: An Inovative „No Hot Work“ Approach to Hull Repair on In-Service FPSOs Using Sandwich Plate System Overlay. Offshore Technology Conference 2003, USA.
- [8] Krupp Stahlbau Hannover GmbH: Tubular structure and method for the mounting thereof. Patentnr. WO 2006/005323 A1, PCT, 2006.

Autoren dieses Beitrages:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann, Dipl.-Ing. Christian Keindorf, Institut für Stahlbau, Universität Hannover, Appelstraße 9A, 30167 Hannover
Dipl.-Ing. Johann Matuschek, Dipl.-Ing. Thomas Stihl, Krupp Stahlbau Hannover GmbH, Friedrich-Ebert-Straße 134, 47229 Duisburg