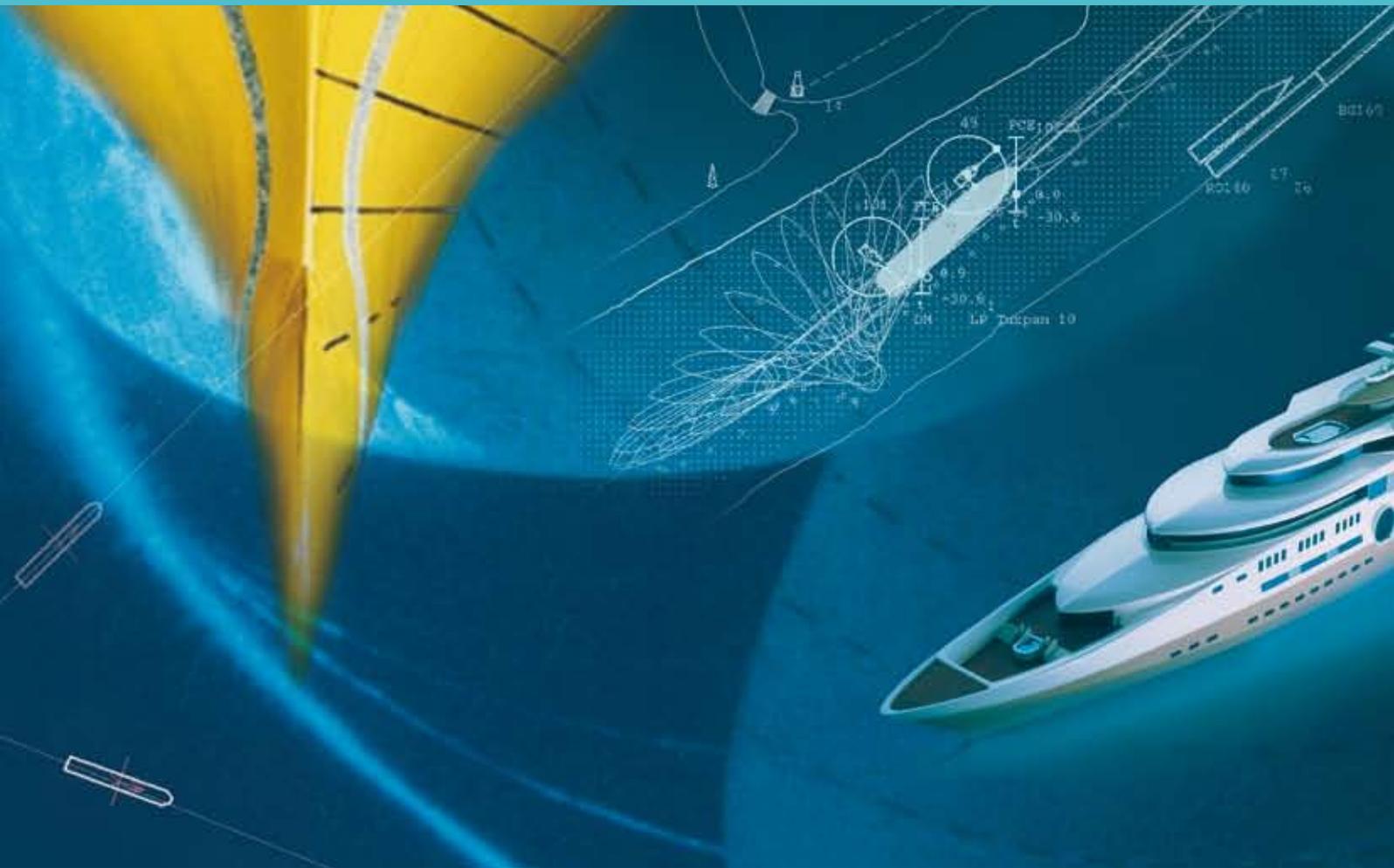


# *Zweiter Interdisziplinärer Workshop Maritime Systeme*

*Aktuelle Ergebnisse aus laufenden Promotionsprojekten an der TUHH*



**TUHH**

Technische Universität Hamburg-Harburg

# Inhalt

*Jochen Hundemer*

Untersuchung der dynamischen Propellerverformung  
mit Hilfe von Fluid-Struktur-Kopplung 1

*Arthur Stueck*

Adjungiertes RANS-Verfahren zur hydrodynamischen  
Formoptimierung von Schiffen 10

*Hendrik Dankowski*

Eine schnelle, direkte Methode zur Simulation von  
Flutungs- und Sinkvorgänge von Schiffen 18

*Christoph Steinbach*

Unfalluntersuchung zum sehr schweren Seeunfall an Bord  
der Chicago Express während des Taifun Hagupit am 24. September  
2008 im Seegebiet vor Hong Kong 29

*Christoph Schladör*

Abgasnachbehandlung auf Schiffen zur Minderung der SO<sub>x</sub>-Emissionen 38

*Arif Kuyumcu*

Entwicklung einer Termintreuekennlinie als Funktion von Rückstand  
und Reihenfolge 45

*Olav Feltz*

Bewertung der Betriebsfestigkeit von Schweißverbindungen  
unter Berücksichtigung von Imperfektionen und Schweißseigenspannungen 51

*Niels Lange*

Impact Tests with a Circular Cylinder in Pure and Aerated Water 64

# **Untersuchung der dynamischen Propellerverformung mit Hilfe von Fluid-Struktur-Kopplung**

**Jochen Hundemer\* , Jens Neugebauer\*\***

\*Institut für Fluidodynamik und Schiffstheorie  
Technische Universität Hamburg-Harburg  
Schwarzenbergstraße 95 C  
D-21073 Hamburg  
e-mail: [jochen.hundemer@tu-harburg.de](mailto:jochen.hundemer@tu-harburg.de)

\*\*Institut für Schiffstechnik, Meerestechnik und Transportsysteme  
Universität Duisburg-Essen  
Bismarckstraße 69  
47057 Duisburg  
e-mail: [jens.neugebauer@uni-due.de](mailto:jens.neugebauer@uni-due.de)

## **1 Einleitung**

In der vorliegenden Arbeit wurden die elastischen Schwingungsvorgänge eines Propellers simuliert, die sich aus dessen ungleichförmiger Belastung im Schiffsnachstrom ergeben. Mit Hilfe einer Fluid-Struktur-Kopplung wurde die Interaktion der Strukturverformung mit der hydrodynamischen Belastung simuliert. Das elastische Verhalten der Struktur wurde mit einem Finite-Elemente-Verfahren und die hydrodynamische Belastung durch einen potenzialtheoretischen Ansatz ermittelt.

## **2 Verwendete Verfahren**

Der Einsatz eines Propellers im inhomogenen Nachstrom eines Schiffes findet unter instationären Bedingungen statt, die zu stark schwankenden Drücken und somit auch zu stark oszillierenden Kräften am Propellerblatt führen. Um die Kraftschwankungen zu bestimmen, wurde ein stationäres potenzialtheoretisches Verfahren erweitert. Das Verfahren ist dadurch in der Lage instationäre Strömungen um Tragflächen zu berechnen und zusätzlich sowohl eine Starrkörperbewegung als auch eine beliebige andere Verformung des Körpers zu berücksichtigen. Es wird eine Paneelmethode niedriger Ordnung eingesetzt, das in [2] und [1] näher beschrieben ist. Die Verformung wird durch eine Modellierung des Körpers in einem Finite-Elemente-Verfahren bestimmt. Weitere Einzelheiten sowie die Kopplungsmethode sind im Folgenden erläutert.

### **2.1 Instationäres Paneelverfahren**

In instationären Fällen ändert sich die Wirbelstärke, die von der Hinterkante eines Tragflügels abgeht. Dazu wird in Paneelverfahren üblicherweise nach einem Zeitschritt ein neues Wirbelsegment an der Hinterkante eingefügt, dessen Stärke aus der Kutta-Bedingung resultiert. Die älteren Wirbel behalten ihre Stärke und werden mit der Strömung transportiert. Die induzierten Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich der freien Wirbel ergeben, multipliziert mit der Zeitschrittweite, Verschiebungen, die dem Transport der Wirbel entsprechen. Bei der Verschiebung der freien Wirbel, insbesondere bei der Berechnung der durch den Propeller induzierten Geschwindigkeiten, ist die Lage des Körpers gegenüber

der Lage der freien Wirbel von Bedeutung. Da die Wirbel mit der Strömung transportiert werden, ändert sich deren Lage in einem Zeitschritt. Aus diesem Grund findet die Berechnung der induzierten Geschwindigkeiten in der Mitte des Zeitschritts statt. Das heißt, dass der Körper entsprechend seiner Fortschrittsgeschwindigkeit zunächst um einen halben Zeitschritt bewegt wird, bevor die Induzierten berechnet werden und der Transport der freien Wirbel stattfindet. Im Anschluss wird die zweite Hälfte der Körperbewegung durchgeführt, so dass nun das Setzen der Randbedingung für den neuen Zeitschritt beginnen kann. Die Vorgehensweise entspricht in etwa der Mittelpunkregel bei der Integration des Transportweges.

## **2.2 Berechnung der Verformung**

Zur Berechnung der Verformung wird die Finite-Element-Methode von ANSYS verwendet. Die Beschreibung des Rechenfalls sowie die Steuerung des Datenaustauschs erfolgt durch mehrere eigene Skripte. Der Vorgang wird als instationärer, linear-elastischer Vorgang simuliert. Die Diskretisierung der untersuchten Körper erfolgt mit Volumenelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen. Als Randbedingung wird an der Einspannung die Bewegung des Starrkörpers vorgegeben. Des Weiteren kommen spezielle Oberflächenelemente zum Einsatz, mit der die Lasten auf die Knoten übertragen werden. Die Lasten sind hier gerichtete Kräfte, die sich aus dem lokalen Druck und einer halbempirisch bestimmten Reibungskraft des Fluids an der Körperoberfläche zusammensetzen. In der Randbedingung wird angenommen, dass sich die Kräfte linear über den Zeitschritt ändern.

## **2.3 Verwendete Gitter**

In vielen anderen Ansätzen zur Erfassung der Fluid-Struktur-Interaktion findet der Austausch der Daten auf unterschiedlichen Gittern statt. So benötigt beispielsweise eine RANSE-Berechnung ein deutlich feineres Netz im Bereich der Körperoberfläche als es für die FE-Methode erforderlich ist, siehe hierzu bspw. [3]. In diesem Fall hat das Paneelverfahren ähnliche Anforderungen an die Größe der Elemente, wie sie auch in FE-Modellen üblich sind. Lediglich im Bereich der Eintrittskante ist eine Verfeinerung des Gitters für die Strömungslösung erforderlich, um den Druckgradienten aufzulösen. Durch die höhere Gitterauflösung werden jedoch auch die auf das FE-Modell übertragenen Lasten örtlich genauer aufgelöst. Durch die Ähnlichkeiten ist es möglich gleiche Oberflächengitter zu verwenden. Dies ermöglicht einen konservativen Austausch der Lasten ohne Interpolationsaufwand und damit verbundene Ungenauigkeiten bei der Lastübertragung. Die Paneele für das potenzialtheoretische Verfahren werden daher von der Oberfläche des Volumennetzes für das FE-Modell abgeleitet.

## **2.4 Iterative Kopplung der Löser**

Da eine direkte implizite Kopplung beider Verfahren extrem aufwändig ist, wird hier eine iterativer Ansatz verfolgt, bei dem die Löser sequentiell aufgerufen werden. Die Lasten und Verformungen ergeben sich aus dem Aufstellen und Lösen der Randbedingungen und sind jeweils für das Ende des Zeitschritts gültig. Da zu Beginn eines Zeitschritts keine Informationen über die Verformung vorliegen, die sich aufgrund der aktuellen Belastung einstellt, wird zunächst die Verformung des konvergierten letzten Zeitschritts verwendet. Zusätzlich wird die erzwungene Bewegung auf den Körper aufgebracht, so dass für diesen Zeitschritt erstmals Lasten ermittelt werden. Anschließend wird die resultierende Verformung berechnet. Im weiteren iterativen Prozess werden die Verformung und die Belastung so lange erneut berechnet, bis keine weiteren Änderungen mehr stattfinden. Da die Starrkörperbewegung

in aller Regel deutlich größer als die Verformungsgeschwindigkeit ist, konvergiert das iterative Verfahren zügig. Die Berechnung des Wirbeltransports hat einen großen Anteil an der insgesamt benötigten Rechendauer. Aus diesem Grund findet die Verschiebung der freien Wirbel nur einmal zu Beginn des iterativen Prozess statt. Diese Näherung erscheint insbesondere bei geringer Verformung gegenüber der Starrkörperbewegung zulässig.

Der iterative Vorgang erfordert, dass in den beiden Prozessen die zurückliegenden Ergebnisse gespeichert werden, um zeitabhängige Größen zu bestimmen. Für das Paneelverfahren bedeutet dies, dass die aktuelle Verformung immer relativ zu der Verformung, die für den letzten Zeitschritt bestimmt wurde, ausgedrückt wird. Programmtechnisch wird dies mit Hilfe von Relativpunkten umgesetzt, die auf das Ergebnis der letzten Lösung referenzieren. Für ein Paneel kann dann die Verformungsgeschwindigkeit aus den Verschiebungsvektoren seiner Stützpunkte abgeleitet werden. Dies ist insbesondere im Hinblick auf die objektorientierte Programmierung des Verfahrens vorteilhaft. Die Berechnung der Verformungsgeschwindigkeit, die für die Aufstellung der Normalenrandbedingung benötigt wird, muss dann nicht separat erfolgen, sondern kann implizit aus dem geometrischen Aufbau des Elements ermittelt werden.

## **2.5 Berücksichtigung des Schiffsnachstroms**

Die Verformung des Propellers wird durch den inhomogenen Schiffsnachstrom angeregt. Auch wenn dieser zu großen Teilen auf Reibungseffekte in der Strömung zurückzuführen ist und somit streng genommen potenzialtheoretisch nicht erfasst werden kann, wird häufig ein aufgemessenes oder mit RANSE-Methoden berechnetes Strömungsfeld vorgegeben, das als axial unveränderlich angenommen wird. In dem untersuchten Fall stand ein Geschwindigkeitsfeld einer RANSE-Rechnung zur Verfügung, in der das Schiff mitsamt Propeller berechnet wurde. Somit ist nicht nur der nominelle Nachstrom vorhanden sondern der Gesamtnachstrom, der die Wechselwirkung zwischen Schiff und Propeller berücksichtigt. Jedoch enthalten die Geschwindigkeiten Komponenten, die durch den Propeller induziert werden und somit zunächst abgezogen werden müssen, damit sie nicht doppelt, also durch die RANSE-Berechnung und durch die potenzialtheoretische Lösung, Einfluss finden.

Das in diesem Fall herangezogene Nachstromfeld wurde über mehrere Winkelstellungen des Propellers gemittelt, damit das Geschwindigkeitsfeld nicht nur die lokal induzierten Komponenten um die Propellerflügel bei einer konstanten Winkelstellung beinhaltet. Entsprechend muss auch bei der Subtraktion der induzierten Komponenten in der potenzialtheoretischen Rechnung eine mittlere Induzierte an einem Ort ermittelt werden. Dies ist insbesondere dann umso wichtiger, wenn die Ebene, in der das Nachstromfeld ermittelt wird, sehr nah bei der Propellerebene liegt. Die Ebene darf nicht in der Propellerebene liegen, da im Körper selbst keine Geschwindigkeiten ermittelt werden können.

## **3 Rechenfälle**

Das Verfahren wurde in drei Schritten entwickelt und validiert. Das erste Ziel lag darin das instationäre Paneelverfahren zu testen. In einem zweiten Schritt wurde die Kopplung an Hand eines einfachen Beispiels untersucht, da für dieses Beispiel bestimmte Eigenmoden durch eine entsprechende Wahl der Materialgrößen gezielt eingestellt werden können. Im dritten Fall wird die eigentliche Propellerschwingung untersucht. Hier kommt neben der Fluid-Struktur-Kopplung auch die Berücksichtigung des Nachstromfeldes zum Tragen.

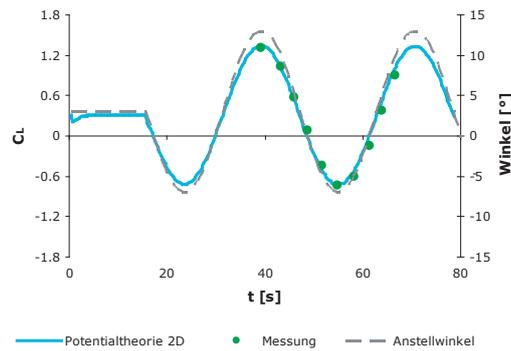


Abbildung 1: Auftrieb und Anstellwinkel des oszillierenden Tragflügels.

### 3.1 Oszillierender Flügel

Die zweidimensionale Umströmung eines oszillierenden Tragflügels wurde beispielsweise in [4] untersucht und ist auszugsweise auch in [5] veröffentlicht. Zur Validierung des instationären, potenzialtheoretischen Verfahrens wurde ein oszillierender Flügel in paralleler Anströmung untersucht. Der untersuchte Tragflügel ist ein NACA-0012 Profil, das um eine Achse schwingt, die ein Viertel der Profiltiefe hinter der Vorderkante liegt. Die Bewegung des Flügels ist sinusförmig, bei einem mittleren Anstellwinkel von  $3^\circ$ :

$$\alpha = 3^\circ + 10^\circ \sin(\omega t) \quad (1)$$

Die Kreisfrequenz ist dimensionslos durch den folgenden Zusammenhang gegeben:

$$\frac{\omega c}{V_\infty} = 0.2 \quad (2)$$

Im konkreten Fall wurde ein Flügel mit der Profiltiefe  $c = 1$  m ausgewählt. Bei einer Anströmgeschwindigkeit von  $1 \frac{m}{s}$  resultiert hieraus eine Kreisfrequenz von  $\omega = 0.2$ . Wie die Messung, wurde auch die potenzialtheoretische Berechnung als 2D-Problem behandelt.

Der berechnete Auftrieb der 2D-Potenzialströmung liegt sehr nahe bei den Messwerten (siehe Abbildung 1). Die Übereinstimmung ist sowohl in der Amplitude der Kraft als auch in der Phasenlage gut. Es zeigt sich ein überschätzter Auftrieb in der Abwärtsbewegung nach Erreichen des maximalen Anströmwinkels von  $13^\circ$ . Hier ist eine einsetzende Ablösung zu erwarten, die auf Grund der angesetzten Reibungs- und Rotationsfreiheit des Fluids von dem potenzialtheoretischen Verfahren nicht erfasst werden kann.

Untersucht wurde ebenfalls der Einfluss der Gitterauflösung und der zeitlichen Diskretisierung. Die hier diskutierten Ergebnisse beziehen sich auf eine Zeitschrittweite von  $\Delta t = 0.3927$  s, was einer Unterteilung der Periode in 80 Schritte entspricht. Eine Änderung der Ergebnisse konnte weder durch eine Verfeinerung des Netzes noch durch eine genauere zeitliche Auflösung festgestellt werden.

### 3.2 Anregung eines Biegemodes

In einem nächsten Schritt wurde das Kopplungsverfahren untersucht. Da hierfür deutlich weniger aussagekräftige Testfälle zur Verfügung stehen, wurde ein Beispiel gewählt mit dem Ziel Eigenschaften wie Konvergenz, Robustheit und die Plausibilität zu prüfen. Wie im vorangegangenen Validierungsfall wurde ein oszillierender Flügel verwendet.

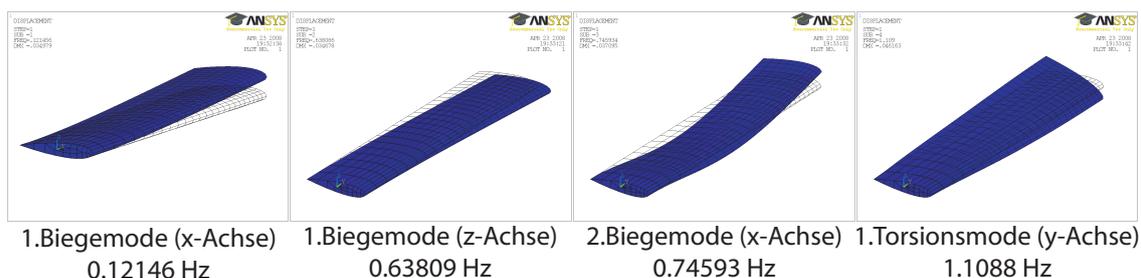


Abbildung 2: Eigenmoden des Testflügels.

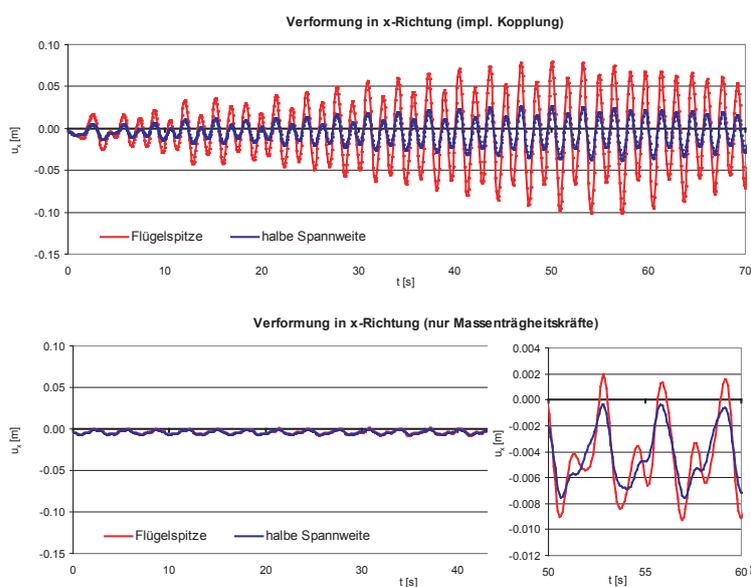


Abbildung 3: Anregung eines Biegemodes durch hydrodynamische Lasten.

Für den Flügel wurden zunächst die Eigenmoden und die dazu gehörigen Frequenzen bestimmt, die ersten vier Moden sind in Abbildung 2 dargestellt.

Der in x-Richtung angeströmte Flügel ist in der Ebene  $y = 0$  eingespannt, hier wird seine rotatorische Bewegung um die y-Achse durch die zeitliche Vorgabe der Knotenverschiebungen initiiert. Ebenso wie der zuvor beschriebene Flügel oszilliert der Flügel um  $\pm 10^\circ$ , jedoch mit einem mittleren Anstellwinkel von  $0^\circ$ . In diesem Fall wurde eine Periodendauer von  $\pi$  s gewählt. Dies entspricht der doppelten Frequenz des 1. Biegemodes um die z-Achse. Mit jedem Schwingenspiel durchläuft der Flügel zweimal den Nullauftriebswinkel. Somit durchläuft der Widerstand, den der Tragflügel induziert, zweimal pro Umlauf ein Minimum. Folglich ist eine Anregung dieses Biegemodes gegeben. Alle anderen Kräfte wie der Auftrieb oder solche Strömungskräfte, die aus der Torsion des Flügels resultieren treten nur in der Erregerfrequenz auf. Auch wenn die anderen Kräfte deutlich größer als der Widerstand sind, lässt sich durch die gewählten Randbedingungen der genannte Eigenmode anregen. Wie in Abbildung 3 ersichtlich, schwingt sich der Flügel auf. Dargestellt ist die Verformung des Flügels an zwei Punkten auf halber Profiltiefe. Der eine befindet sich an der Blattspitze, der andere auf halbem Weg zwischen Spitze und Einspannung. Anscheinend befindet sich auch eine Dämpfung im System, die bei der Berechnung des Eigenmodes nicht berücksichtigt wird, da nach etwa 50 s Simulationsdauer die Schwingungsamplituden wieder abnehmen. Das Abklingen ist in diesem Fall nicht auf die Dämpfung als solche zurückzuführen,

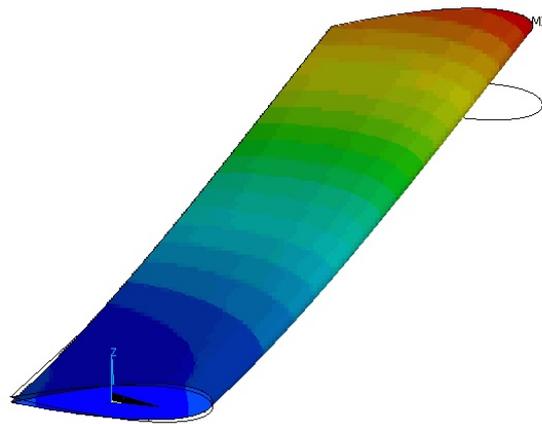


Abbildung 4: Verformte Geometrie nach Anregung des 1. Biegemodes.

sondern eher auf die mit der Dämpfung verbundene Verringerung der Eigenfrequenz, so dass durch die leichte Verschiebung der Frequenzen eine Schwebung entsteht. Zur Kontrolle wurde auch eine Verformungsanalyse durchgeführt, die nicht die hydrodynamischen Lasten enthält. Die hier ermittelten Amplituden der x-Verformung sind erheblich kleiner und entsprechen in etwa der Starrkörperbewegung. In Abbildung 3 wird die x-Verformung des ungekoppelten Falls zusätzlich in einem deutlich vergrößerten Maßstab dargestellt. In der Detaildarstellung ist die Anregung dieses Eigenmodes sichtbar, jedoch um Größenordnungen kleiner als in dem Falle der Fluid-Struktur-Kopplung.

Eine vergleichbare Analyse wurde auch für den 1. Biegemode um die x-Achse durchgeführt. Durch die deutlich größeren Biegemomente um die x-Achse, die der Auftrieb verursacht, nehmen bei einer Anregung des Modes die Verformungen deutlich schneller zu. Die hier angenommenen Werkstoffeigenschaften des Flügels führen schnell zu extrem großen Verformungen, die bereits nach 5 Schwingungen etwa 20 % der Spannweite betragen. Ein solch verformter Zustand ist in Abbildung 4 gezeigt, die dargestellte Verformung beinhaltet keine Überhöhung. Die hohen Verformungen führten nicht zu numerischen Schwierigkeiten. Da für praktische Fälle solche Verformungen nicht zu erwarten sind, wurde die Simulation an dieser Stelle nicht fortgesetzt.

### 3.3 Propellerverformung

Der Anteil der Starrkörperbewegung an der Gesamtverformung ist im Vergleich zu dem oszillierenden Flügel beim Propeller deutlich größer. Aus diesem Grund wurde die Bewegung des Körpers in diesem Fall nicht mehr durch Vorgabe der Verschiebung an der Einspannung beschrieben. Eine solche Vorgehensweise führt vor allem auf Seiten der FE-Rechnung zu einem aufwändigen Simulationsvorgang, um von einer beliebig gewählten Startlösung wenigstens zu einem stationären Drehzustand zu gelangen. Aus diesem Grund wurde das Problem in einem drehenden Koordinatensystem behandelt, das die Zentrifugalkräfte beinhaltet. Um keine unnötigen Koordinatentransformationen vornehmen zu müssen, wird auch auf Seiten der Strömungslösung das Problem in einem propellerfesten System mit rotierenden Nachstromfeld betrachtet. Wie eingangs erwähnt hat das verwendete Nachstromfeld Einfluss auf die Lösung. In Abbildung 5 ist das nominelle Nachstromfeld mit dem effektiven Feld verglichen. Das nominelle Feld wurde in einer RANSE-Berechnung ohne Propeller ermittelt, bei dem effektiven Nachstromfeld wurde eine RANSE-Rechnung mit Propeller herangezogen wobei die Anteile, die durch den Propeller induziert sind wieder rausgerechnet wurden. Es zeigt sich, dass der Propeller im Nachstrom eine höhere Anströmgeschwindigkeit erfährt, als es der nominelle Nachstrom erwarten lässt. Die Analy-

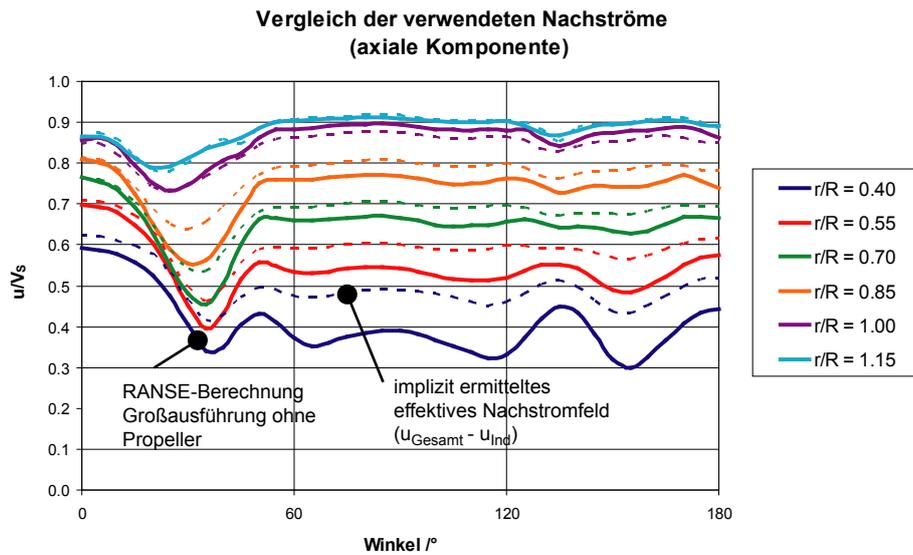


Abbildung 5: Vergleich des nominellen und des effektiven Nachstroms.

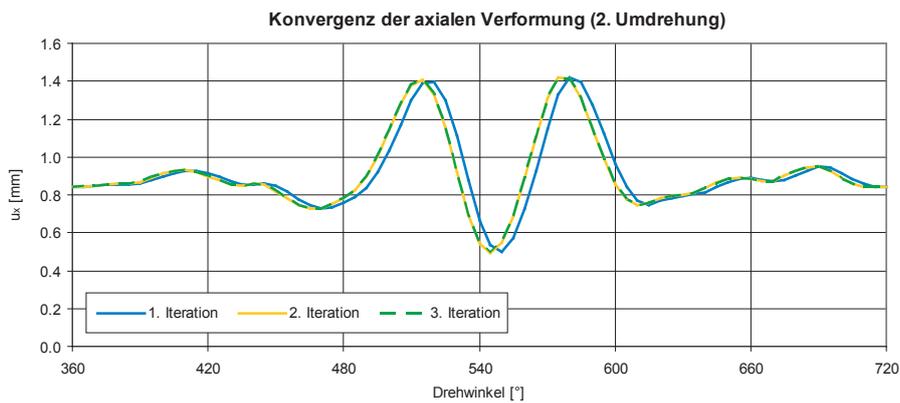


Abbildung 6: Konvergenz der Kopplungsiterationen in einem Zeitschritt.

se des Nachstroms ist weiterhin davon abhängig wie weit die Ebene, in der die Nachstromkomponenten ausgewertet werden, vor dem Propeller liegt, da die mit der Potenzialtheorie ermittelten induzierten Größen nicht exakt mit denen der RANSE-Rechnung übereinstimmen. Das verwendete Nachstromfeld hat daher direkten Einfluss auf den mittleren Schub und damit auch auf die berechneten Verformungen.

Die Verformung wird iterativ ermittelt. Zunächst wird die Strömung mit der Verformung aus dem letzten Zeitschritt berechnet und anschließend die neue Verformung ermittelt. Dieser iterative Prozess konvergiert innerhalb von zwei Schritten, wie in Abbildung 6 zu sehen ist.

In Abbildung 7 ist die konvergierte Verformung des Propellers als Funktion des Drehwinkels dargestellt. Es ist zu sehen, dass der Einschwingvorgang etwa eine halbe Umdrehung dauert, bevor sich eine periodische Verformung einstellt. Diese recht kurze Einschwingphase kann erreicht werden, indem ein quasistationärer, verformter Zustand ermittelt wird, der als Startwert für die instationäre Kopplung dient. Um diese stationäre Lösung zu bestimmen, können die gleichen Algorithmen verwendet werden, jedoch müssen beide Verfahren in einem stationären Modus arbeiten.

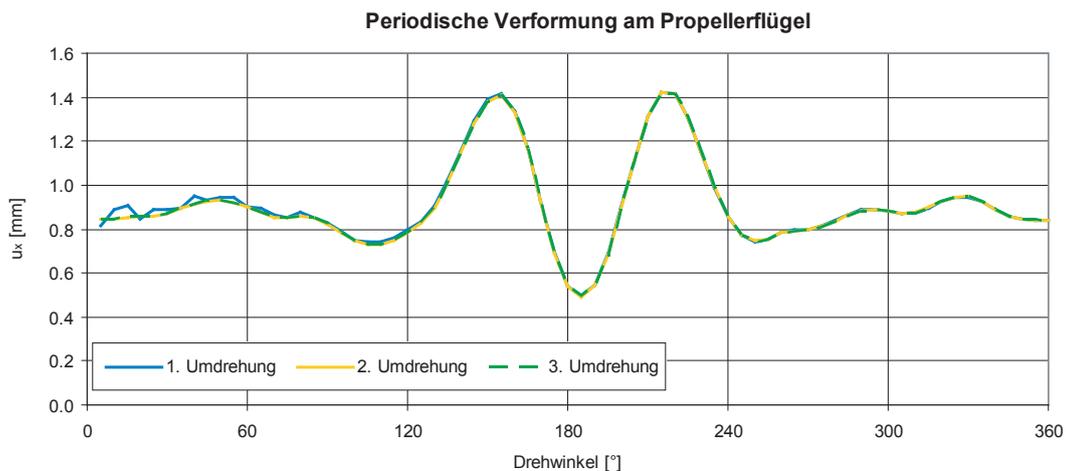


Abbildung 7: Periodische Verformung des Propellerflügels.

## 4 Numerische Stabilität

Das entwickelte Verfahren zeigte in den untersuchten Berechnungsfällen kaum numerische Schwierigkeiten hinsichtlich der Kopplung beider Verfahren. Auch starke Verformungen konnten von beiden Verfahren weitgehend problemlos behandelt werden. Numerisch schwierig erweisen sich eher spezielle Probleme, die nicht durch die Kopplung der Verfahren entstehen sondern eher solche, die in den jeweiligen Programmen für sich bestehen. Beispielsweise ist eine beliebige Verringerung des Zeitschritts nicht ohne weiteres möglich, da in diesem Falle das Paneel, das nach jedem Zeitschritt an der Hinterkante des Tragflügels eingefügt wird immer kleiner wird. Dies führt dann dazu, dass die Singularitäten des Potentials im Bereich der Hinterkante immer näher beieinander liegen. Ein Problem auf Seiten der FE-Lösung kann darin bestehen, eine geeignete Startlösung zu finden. Im Falle des Propellers muss zunächst eine vorverformte Geometrie ermittelt werden, da sonst in den ersten Iterationsschritten sehr große Verformungen stattfinden, die den Einschwingvorgang erheblich verlängern würden.

Numerische Probleme durch die Kopplung beider Verfahren könnten evtl. dann entstehen, wenn die Zeitschrittweite in der Größenordnung der Eigenfrequenz des Körpers liegt. Dies war in dem untersuchten Fall der Propellerverformung jedoch nicht der Fall.

## 5 Zusammenfassung

Es wurde eine robuste Methode entwickelt, die sich dazu eignet Fluid-Struktur-Interaktionen zu berechnen. Insbesondere die Verwendung gleicher Oberflächengitter hat sich als effizient und zuverlässig erwiesen.

Bei der Berechnung des Propellers scheint das verwendete Nachstromfeld einen großen Einfluss auf das Ergebnis zu haben. Damit ist nicht nur der mittlere Schub gemeint, den der Propeller verursacht, sondern auch dessen Kraftamplituden. Die hier verwendete Vorgehensweise das Nachstromfeld mit Hilfe einer instationären RANSE-Berechnung zu ermitteln, die sowohl das Boot als auch den Propeller beinhaltet, ist sicherlich nicht besonders Recheneffizient. Es wurde vielmehr auf diese Werte zurückgegriffen, da sie aus einem früheren Projekt vorlagen. Ein deutlich effizienterer Weg ist eine stationäre RANSE-Berechnung mit Propellermodell, die mit deutlich weniger Aufwand möglich sein sollte. In

weiteren Arbeiten sollte die Bestimmung des effektiven Nachstroms näher untersucht werden. Ein weiterer interessanter Punkt wäre die Anregung einer Eigenfrequenz des Propellers zu erreichen. Da die niedrigsten Frequenzen in der Regel noch deutlich höher als die Blattfrequenz liegen, ist eine sehr hohe zeitliche Auflösung der Strömung erforderlich.

## Literatur

- [1] J. Hundemer and M. Abdel-Maksoud. Prediction of tip vortex cavitation inception on marine propellers at an early design stage. In proceedings of the 7<sup>th</sup> *International Symposium on Cavitation* (2009)
- [2] J. Hundemer, B. Naujoks, T. Hachmann and M. Abdel-Maksoud. Auslegung von Schiffspropellern mit evolutionären Algorithmen. In Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft (STG), Hamburg, Germany. (2006)
- [3] J. Neugebauer, M. Abdel-Maksoud and M. Braun. Fluid-Structure Interaction of Propellers. *IUTAM Symposium on Fluid Structure Interaction in Ocean Engineering*. Hamburg. (2007)
- [4] W. J. McCroskey, K. W. McAlister, L. W. Carr, S. L. Pucci, O. Lambert, and R. F. Indergrand. Dynamic stall on advanced airfoil sections. *J. Amer. Helicopter Soc.*, pages pp. 40–50. (1981)
- [5] J. Katz and Alan Plotkin. *Low speed aerodynamics*. Cambridge University Press. (2001)

# Adjungiertes RANS-Verfahren zur hydrodynamischen Formoptimierung von Schiffen

Arthur Stück

Institut für Fluidodynamik und Schiffstheorie  
Technische Universität Hamburg-Harburg  
Schwarzenbergstraße 95C, D-21073 Hamburg  
e-mail: [arthur.stueck@tu-harburg.de](mailto:arthur.stueck@tu-harburg.de)

## 1 Einleitung

Formoptimierung ist eine der wichtigsten Triebfedern für Anwendung und Entwicklung von CFD-Verfahren in Luft- und Raumfahrttechnik, automobiler und maritimer Industrie. Die Computersimulation vermittelt dem Entwurfsingenieur – oft schneller und detaillierter als die Versuchstechnik – einen Einblick in die entwurfsrelevanten Strömungsphänomene. Häufig werden integrale hydrodynamische Entwurfskriterien  $J_i$  [ $1 < i < n_J$ ] zur Bewertung des Designs verwendet. Diese hängen von der Strömung ab, welche wiederum von der zu entwerfenden Form (parametrisiert durch  $b_k$  [ $1 < k < n_b$ ]) beeinflusst wird. Eine Sensitivitätsanalyse zeigt die Abhängigkeiten von Parametern und Ziel  $\delta J_i / \delta b_k$  durch Linearisierung um den Entwurfsunkt. Der rechnerische Aufwand zur Bestimmung der Ableitungen kann die vorhandenen Hardware-Ressourcen schnell überschreiten. Werden direkte Verfahren verwendet (z.B. numerisches Differenzieren, analytisches (direktes) Differenzieren, Complex-Variable-Method), sind für  $n_b$  Formparameter  $O(n_b)$  Zielfunktionsbewertungen nötig. Der rechnerische Aufwand wird bei großer Parameterzahl erheblich, wenn die hydrodynamische Bewertung numerisch aufwändige Verfahren verlangt, z.B. Euler- oder RANS-Simulationen. In diesen Fällen bietet die *adjungierte Methode* deutliche Effizienzvorteile, da der numerische Aufwand zur Berechnung der Sensitivitäten unabhängig von der Parameterzahl ist. Die Kosten je Zielfunktion entsprechen etwa einem CFD-Lauf. Die adjungierte Methode wurde erstmals von Lions<sup>1</sup> und Pironneau<sup>2</sup> in der strömungsmechanischen Optimierung verwendet und durch Jameson<sup>3</sup> in der Aerodynamik etabliert. Die jüngeren Veröffentlichungen<sup>4-9</sup> fokussieren Anwendungen aus der Hydrodynamik bzw. der inkompressiblen Strömungsmechanik.

Die adjungierte Sensitivitätsanalyse kann auf analytischer (Continuous-Adjoint-Method/Derive-then-Discretise) oder auf diskreter Basis (Discrete-Adjoint-Method/Discretise-then-Derive) durchgeführt werden. In dieser Arbeit wurde das analytisch-adjungierte Vorgehen gewählt, das sich als vorteilhaft in Verbindung mit entkoppelten Lösungsverfahren (hier Druckkorrekturalgorithmen) und modernen Code-Architekturen herausgestellt hat.

## 2 Bewertung des Nachstroms

Der Schiffspropeller arbeitet gewöhnlich im Geschwindigkeitsnachstrom des Rumpfes, der von der homogenen, axialen Zuströmung der Propellerfreifahrt abweicht. Zur Bewertung der Propellerzuströmung in Abwesenheit des Propellers werden die kinematischen Strömungsverhältnisse in der sog. Propellerdisk untersucht, dem von den Propellerflügeln überstrichenen Volumen. Das verwendete System physikalischer Zylinderkoordinaten  $(r, \theta, a)$  ist im Zentrum der Disk verankert:

$$x_i \underline{e}_i = r \underline{\tilde{e}}^r + \theta \underline{\tilde{e}}^\theta + a \underline{\tilde{e}}^a \quad (1)$$

$\underline{\tilde{e}}^a$  zeigt achteraus in Richtung der Propellerwelle.  $\theta = 0$  liegt in der 12-Uhr Position;  $U_r$ ,  $U_\theta$  und  $U_a$  bezeichnen die Geschwindigkeitskomponenten. Die Propellerdisk umspannt  $R_I < r < R_O$ ,

$0 < \theta < 2\pi$ ,  $a_{\text{fore}} < a < a_{\text{aft}}$ , mit dem Innenradius  $R_I$  (Nabenradius) und dem Außenradius  $R_O$  etwas außerhalb des Propellerradius.  $a_{\text{fore}}$  und  $a_{\text{aft}}$  definieren die axiale Ausdehnung der Disk.

Bei Einschraubern weist die 12-Uhr Position gewöhnlich ein starkes Geschwindigkeitsdefizit auf. Ausgepögte U-Spanten haben oft eine Ablösung des Bilgewirbels zur Folge, der sich in der Propellerdisk abzeichnet. Lokale Schwankungen des axialen und tangentialen Geschwindigkeitsnachstroms ergeben lokale Variationen des Blattstellwinkels und der Zuströmgeschwindigkeit zum Propellerblatt, wodurch lokale Schwankungen der Blattbelastung verursacht werden. Diese treten mit der Blattfrequenz (Umdrehungsfrequenz mal Flügelzahl) und deren ganzzahligen Vielfachen auf. Der Effekt wird insbesondere im Gebiet geringen hydrostatischen Drucks durch Kavitation begleitet. Propellerinduzierte Druckschwankungen können die Schiffsstruktur anregen und sind Ursache für Vibrationen und Lärm. Mögliche Kavitationsschäden an Propeller und Ruder sind im Hinblick auf die Schiffssicherheit von zentraler Bedeutung. Das Nachstromfeld eines Schiffes muss beim Propellerentwurf berücksichtigt werden. Im Gegensatz zu Inhomogenitäten über den Umfang können radiale Ungleichförmigkeiten der Zuströmung durch Anpassung der radialen Verteilung von Blattsteigung und -wölbung berücksichtigt werden. Eine gleichförmige Propellerzuströmung vereinfacht den Propellerentwurf erheblich.

Ziel dieser Studie ist es, ausgehend von einer Referenzform die Rumpfform  $b_i$  so zu verändern, dass sich eine verbesserte, möglichst homogene Propellerzuströmung ergibt. Die Bewertung erfolgt durch integrale Nachstromgütekriterien  $J$ , die über die Propellerdisk  $\Omega_{\text{obj}} \in \Omega$  ausgewertet werden:

$$J = \int_{\Omega_{\text{obj}}} j \, d\Omega \quad (2)$$

Gewählt wurden eine Formulierung der SVA Potsdam<sup>10</sup> und eine Bewertung nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Die Zielfunktionsformulierungen selbst stehen nicht im Fokus dieser Arbeit – die vorgeschlagene Methode ist auf alternative/erweiterte Formulierungen von Nachstromgütekriterien übertragbar. Das *SVA-Kriterium* bewertet die Abweichung der axialen Zuströmgeschwindigkeit  $U_a$  von ihrem Umfangsmittel  $\bar{U}_a(r)$ . Letzteres beträgt auf Radius  $r$

$$\bar{U}_a(r) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} d\theta U_a(r), \quad R_I < r < R_O. \quad (3)$$

Wichtet man die integrale Abweichung vom Umfangsmittel auf Radius  $r$

$$\mathcal{D}_I(r) = \frac{1}{2\pi U_S} \int_0^{2\pi} d\theta |U_a - \bar{U}_a|, \quad R_I < r < R_O \quad (4)$$

(Schiffsgeschwindigkeit  $U_S$ ) mit der relativen Schwankungsbreite

$$\mathcal{D}_{II}(r) = \frac{1}{U_S} [\max(U_a) - \min(U_a)], \quad R_I < r < R_O, \quad (5)$$

ergibt sich die Zielfunktion

$$J_A = 1 - C_A \int_{\Omega_{\text{obj}}} \frac{d\Omega}{r} \sqrt{U_S \mathcal{D}_{II}(r) |U_a - \bar{U}_a(r)|} \quad \text{mit} \quad C_A = \left[ U_S \int_{\Omega_{\text{obj}}} \frac{d\Omega}{r} \right]^{-1}. \quad (6)$$

Die Integration wird über alle Zellen ausgeführt, deren Zentrum in die Propellerdisk  $\Omega_{\text{obj}}$  fällt. Die beschriebene Formulierung wurde zur Anwendung auf unstrukturierten Gittern angepasst. Ein zweites Kriterium quantifiziert die Abweichung von  $U_a$  vom Umfangsmittel  $\bar{U}_a(r)$  nach der *Methode der kleinsten Fehlerquadrate*

$$J_B = 1 - C_B \int_{\Omega_{\text{obj}}} \frac{d\Omega}{2r} [U_a - \bar{U}_a(r)]^2 \quad \text{mit} \quad C_B = \left[ U_S^2 \int_{\Omega_{\text{obj}}} \frac{d\Omega}{r} \right]^{-1}. \quad (7)$$

### 3 Adjungierte RANS-Gleichungen

Für das oben skizzierte Nachstromproblem beeinflusst die Rumpfform die Zielfunktion ausschließlich über die Strömung:

$$J(\underline{U}(b)) \quad (8)$$

Die Hinterschiffsumströmung wird durch die inkompressiblen stationären RANS-Gleichungen beschrieben, die als differentielle hydrodynamische Nebenbedingungen an das Optimierungsproblem interpretiert werden können und den Zusammenhang von Form und Strömung herstellen:

$$R_i = \rho U_j U_{i,j} - \pi_{ij,j} - f_i = 0 \quad \text{und} \quad Q = -U_{i,i} = 0 \quad \text{in} \quad \Omega \quad (9)$$

$\rho$ ,  $U_i$  und  $f_i$  repräsentieren die Dichte, die Komponenten der Reynolds-gemittelten Geschwindigkeit und der Volumenkraftdichte. Der hydrodynamische Spannungstensor ist

$$\pi_{ij} = -p \delta_{ij} + 2 \mu_{\text{eff}} S_{ij} \quad \text{mit} \quad S_{ij} = (U_{i,j} + U_{j,i})/2, \quad (10)$$

dem erweiterten mittleren Druck  $p$  und dem Kronecker-Delta  $\delta_{ij}$ . Die molekulare Viskosität  $\mu$  ist um die Wirbelviskosität  $\mu_T$  erweitert und ergibt die effektive Viskosität  $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_T$ . Die verwendeten  $k$ - $\omega$ -Turbulenzmodelle bestimmen die Wirbelviskosität aus dem Verhältnis von turbulenter kinetischer Energie und spezifischer Dissipationsrate,  $\mu_T = \rho k/\omega$ . In der folgenden Variationsrechnung werden Variationen der Turbulenzgrößen infolge von Formvariationen vernachlässigt. Das Einfrieren der Turbulenz ist Stand der Technik für komplexe 3D Optimierungsanwendungen.<sup>5-7</sup> Analog zum nicht-linearen RANS-Problem (8,9) wird die Variation der Zielfunktion  $\delta J$  bei einer Formänderung durch die variierten RANS-Gleichungen bedingt:

$$\delta R_i = 0 \quad \text{und} \quad \delta Q = 0 \quad \text{in} \quad \Omega \quad (11)$$

Die Randbedingungen für das linearisierte Problem (11) ergeben sich aus der aufgebrachten infinitesimalen Formänderung. Eine Dirichlet-Randbedingung, die von der ungestörten („alten“) Strömung  $\phi^{(0)}$  auf der ungestörten („alten“) Berandung  $\underline{x}_0$  erfüllt wird, muss auch von der gestörten („neuen“) Strömung  $\phi^{(1)}$  auf der modifizierten („neuen“) Berandung  $\underline{x}_1$  befriedigt werden (Verschiebung  $\delta \underline{x} = \underline{x}_1 - \underline{x}_0$ ). Durch eine abgebrochene Reihenentwicklung der alten Strömung auf die neue Berandung kann die Randbedingung für die Variation  $\delta \phi$  auf der alten Berandung formuliert werden:

$$\phi^{(0)}|_{\underline{x}_0} = \phi^{(1)}|_{\underline{x}_1} = \left[ \phi^{(0)} + \delta \phi + \delta x_i \phi_{,i}^{(0)} \right]_{\underline{x}_0} \rightsquigarrow \delta \phi = -\delta x_i \phi_{,i}^{(0)} \quad \text{auf} \quad \Gamma_{\text{dsg}} \quad (12)$$

Analog können Neumann- und Robin-Randbedingungen hergeleitet werden. Das RANS-bedingte Optimierungsproblem kann über das Lagrang'sche Kalkül in ein Optimierungsproblem ohne Nebenbedingungen überführt werden. Die Zielfunktion wird um die gewichteten Nebenbedingungen erweitert, wobei die Lagrang'schen Multiplikatoren (adjungierten Variablen  $\hat{U}_i$ ,  $\hat{p}$ ) als Gewicht dienen

$$L = J + \int_{\Omega} d\Omega \left[ \hat{U}_i R_i + \hat{p} Q \right], \quad (13)$$

bzw. für die Variation

$$\delta L = \delta J + \int_{\Omega} d\Omega \left[ \hat{U}_i \delta R_i + \hat{p} \delta Q \right]. \quad (14)$$

Die adjungierten Multiplikatoren werden so gewählt, dass der Einfluss der formabhängigen Strömungsvariation ( $\delta U_i$ ,  $\delta p$ ) eliminiert wird. Diese Wahl ergibt sich als Lösung der adjungierten RANS-Gleichungen, die nach partieller Integration aus Glg. (14) hervorgehen:

$$\begin{cases} -\rho U_j \hat{U}_{i,j} = (2 \mu_{\text{eff}} \hat{S}_{ij} - \hat{p} \delta_{ij})_{,j} - \rho \hat{U}_j U_{j,i} - \partial j / \partial U_i & \text{in} \quad \Omega_{\text{obj}} \\ -\rho U_j \hat{U}_{i,j} = (2 \mu_{\text{eff}} \hat{S}_{ij} - \hat{p} \delta_{ij})_{,j} - \rho \hat{U}_j U_{j,i} & \text{in} \quad \Omega \setminus \Omega_{\text{obj}} \end{cases} \quad (15)$$

und

$$\begin{cases} \hat{U}_{i,i} = \partial j / \partial p & \text{in } \Omega_{\text{obj}} \\ \hat{U}_{i,i} = 0 & \text{in } \Omega \setminus \Omega_{\text{obj}}, \end{cases} \quad (16)$$

mit der Variation des Zielfunktionsintegranden

$$\delta j = \delta p \frac{\partial j}{\partial p} + \delta U_i \frac{\partial j}{\partial U_i}. \quad (17)$$

Die zugehörigen adjungierten Randbedingungen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Bei konstanter

Tabelle 1: Randbedingungen für die adjungierten RANS-Gleichungen.

Rand	$\hat{U}_t$	$\hat{U}_n$	$\hat{p}$
Haft-RB/Wand	$\hat{U}_t = 0$	$\hat{U}_n = 0$	$\hat{p}_{,n} = 0$
Symmetrie-RB	$\hat{U}_{t,n} = 0$	$\hat{U}_n = 0$	$\hat{p}_{,n} = 0$
Geschwindigkeits-RB/Einlass	$\hat{U}_t = 0$	$\hat{U}_n = 0$	$\hat{p}_{,n} = 0$
Druck-RB/Auslass	$\rho U_n \hat{U}_t + \mu_{\text{eff}} \hat{U}_{t,n} = 0$	$\hat{p} = \rho U_n \hat{U}_n + \mu_{\text{eff}} \hat{U}_{n,n}$	

Schiffsgeschwindigkeit  $U_S$  und eingefrorener mittlerer Zuströmgeschwindigkeit  $\bar{U}_a(r)$  ergibt sich für Glg. (7)

$$\delta J_B = \int_{\Omega_{\text{obj}}} d\Omega \frac{\partial j_B}{\partial U_i} \quad \text{mit} \quad \frac{\partial j_B}{\partial U_i} = -\tilde{e}_i^a C_B \frac{U_a - \bar{U}_a(r)}{r}. \quad (18)$$

Nachdem die formabhängigen Strömungsvariationen durch Lösung der adjungierten RANS-Gleichungen eliminiert wurden, ergeben die übrigen Terme aus Glg. (14) die Zielfunktionsvariation. Für randnormale Perturbationen,  $\delta n = \delta \underline{x} \cdot \underline{n}$ , ergibt sich

$$\delta J = \int_{\Gamma_{\text{dsg}}} d\Gamma [\mathcal{G} \delta n], \quad (19)$$

mit der Sensitivitätsverteilung

$$\mathcal{G} = \frac{1}{d\Gamma} \frac{\delta J}{\delta n} = \frac{\delta J}{\delta V} = -\mu_{\text{eff}} \frac{\partial U_t}{\partial n} \frac{\partial \hat{U}_t}{\partial n} (\underline{t} \cdot \hat{\underline{t}}) \quad \text{auf } \Gamma_{\text{dsg}}. \quad (20)$$

Die tangentialen Einheitsvektoren für Strömung und Adjungierte sind

$$t_i = n_j S_{ij} / S \quad \text{und} \quad \hat{t}_i = n_j \hat{S}_{ij} / \hat{S}, \quad \text{mit} \quad S^2 = 2S_{ij}S_{ij} \quad \text{und} \quad \hat{S}^2 = 2\hat{S}_{ij}\hat{S}_{ij}.$$

Die kontinuierliche Sensitivitätsverteilung, Glg. (20), stellt die Sensitivität der Zielfunktion hinsichtlich einer lokalen Verdrängungsänderung  $\delta V$  dar, negativ [positiv] für zunehmende[s] Rumpfverdrängung [Strömungsvolumen].

## 4 RANS-Löser für Strömung und Adjungierte

Die inkompressiblen RANS-Gleichungen werden durch ein zellzentriertes Finite-Volumen-Schema diskretisiert und auf unstrukturierten Gittern mit „hängenden Knoten“ gelöst (FreSCO<sup>+</sup>). Die Implementierung benutzt das MPI-Protokoll zur Parallelisierung. Druck-Geschwindigkeits-Kopplung wird über ein Druckkorrekturschema auf Basis des SIMPLE-Algorithmus realisiert. Die Adjungierte wird im Anschluss an die Strömung durch ein angepasstes SIMPLE-Schema gelöst. Etwa 90% des RANS-Codes können im adjungierten Löser (AdFreSCO<sup>+</sup>) wiederverwendet werden, was den Implementierungsaufwand und mögliche Inkonsistenzen zwischen Strömungslöser und adjungiertem Löser

(Verletzung der Dualität) reduziert. Wegen der inversen adjungierten Transportrichtung müssen die Konvektionsschemata angepasst werden. Der aus der Linearisierung entstammende Konvektionsbeitrag  $\rho \hat{U}_j U_{j,i}$  ist explizit berücksichtigt. Die adjungierten Gleichungen sind zielfunktionsspezifisch – der Nutzer gibt die spezifischen Flächen- und Volumenterme vor. Die Linearität des Verfahrens erlaubt die Überlagerung von Zielfunktionsbeiträgen. Nach Lösen der adjungierten Gleichungen wird die Sensitivitätsverteilung aus der Randformulierung (20) im *adjungierten Post-Processing* berechnet. Gitterdeformation an die infinitesimalen Formänderungen ist nicht erforderlich, was die unstrukturierte Implementierung erheblich erleichtert.

Durch Lösen der adjungierten Gleichungen wird die Sensitivität anschaulich vom Ziel (Integral über  $\Omega_{\text{obj}}$ ) zur Kontrolle (Form  $\Gamma_{\text{dsg}}$ ) zurückverfolgt. Diese Rückwärtsstrategie spiegelt sich z.B. in der inversen Konvektionsrichtung und den zielfunktionsspezifischen Rand- und Volumentermen der adjungierten Gleichungen wieder.

## 5 Anwendung

Ein generisches PanMax-Containerschiff, beschrieben im CAD-Programm FRIENDSHIP-Framework, wurde bei Modell-Reynoldszahl ( $Re = 1,5 \cdot 10^7$ ) untersucht. Das modellierte Lösungsgebiet misst eine Schiffslänge voraus, zur Seite und nach unten. Auf Höhe der Glattwasserlinie wurde eine Symmetrie-Randbedingung angesetzt. Aus Symmetriegründen wurde nur der halbe Schiffsrumpf modelliert. Am Einlass ist die Zuströmgeschwindigkeit vorgegeben, am Auslass der Druck. Auf dem Schiffsrumpf wurde eine Wandrandbedingung verwendet, wobei die Grenzschicht numerisch aufgelöst wurde ( $y^+ < 1$ ). Das Rechengitter (Abb. 1) besteht aus etwa 1,2 Millionen Zellen und wurde mit dem Gittergenerator HEXPRESS erstellt. Es ist unstrukturiert und lokal verfeinert. Es wurde das Wilcox- $k$ - $\omega$ -Turbulenzmodell benutzt. Abb. 2 zeigt die Hinterschiffsumströmung anhand der Schubspannungsverteilung über dem Rumpf und mit Hilfe von Stromlinien, die markante Störungen im Nachstrom stromauf verfolgen. Der geplottete axiale Geschwindigkeitsnachstrom in der Propellerdisk ist mit der Schiffsgeschwindigkeit normiert. Die zielfunktionsspezifischen Quellterme (15) treiben die adjungierte Strömung an und erzeugen einen adjungierten Geschwindigkeitsnachstrom (Abb. 3). Im Bereich der größten Geschwindigkeitsdefizite zeigt dieser die stärksten Antworten. Nach Lösung der adjungierten Gleichungen wurde die Sensitivitätsverteilung auf dem gesamten Rumpf (Design-Fläche  $\Gamma_{\text{dsg}}$ ) ermittelt, s. Abb. 4 links: In den blau dargestellten Bereichen wird eine Verbesserung des Nachstromkriteriums durch eine lokale Erhöhung der Rumpfverdrängung erreicht, in den roten Bereichen durch eine Reduzierung. Ausgehend von der Startgeometrie (Schritt 0) wurden zwei manuelle Rumpfmodifikationen vorgenommen (Schritte 1 und 2), die der Sensitivitätsverteilung folgen. Abb. 5 zeigt die durchgeführten Formänderungen am Hinterschiff in Wasserlinien, Schnitten und Spanten. Die Entwurfschritte 0, 1 und 2 sind in schwarz, rot und grün geplottet. Durch Abrundung der „Gondelhacke“ und eine völligeren Gestaltung der Heckgondel konnten die Abdrücke in den 6- und 12-Uhr Positionen des Nachstroms deutlich reduziert werden. Über den Umfang ergibt sich ein gleichförmigerer Nachstrom. Die in der Ausgangskonfiguration stark ausgeprägte, hakenförmige Signatur des ablaufenden Wirbels (6-Uhr Position unten, vgl. auch Abb. 2) wurde deutlich abgeschwächt. Es ist zu beobachten, dass die verbesserten Formen glattere Sensitivitätsverteilungen zeigen. Die zugehörigen Geschwindigkeitsnachströme sind in Abb. 4 rechts dargestellt. Die Zielfunktion steigt von  $J_A = 0,716$  auf  $0,787$ . Bei festgehaltener Schwimmlinie lagen die Variationen der Verdrängung (+0,05%) und des Verdrängungsschwerpunktes (um 0,025%  $L_{pp}$  nach achtern verschoben) unter einem Promille der Ausgangsverdrängung bzw. der Schiffslänge.

## 6 Fazit & Ausblick

Zur Unterstützung des Rumpfdesigns wurde der RANS-Code FreSCo<sup>+</sup> um ein Modul zur adjungierten Sensitivitätsanalyse erweitert. Die Methode wurde erfolgreich eingesetzt, um die manuelle Optimierung einer Ausgangsform zu lenken. Durch die numerisch effiziente Bestimmung der Sensitivitätsverteilung über den kompletten Schiffsrumpf (Designfläche) bietet das Verfahren einen sehr detaillierten Einblick in das Optimierungsproblem aus Sicht der Zielfunktion.

Um die Methode im praktischen Schiffsentwurf einsetzen zu können, sind u.a. folgende Schritte geplant

- Verbesserte Schnittstellen zur vorhandenen CAD/CAE-Systemen;
- Berücksichtigung verbesserter Nachstromkriterien;
- Stabilisierung der adjungierten Numerik;
- Verbesserte Konzepte zur Behandlung von Turbulenz und Wasseroberfläche.

## Literatur

- [1] J. L. Lions, Optimal control of systems governed by partial differential equations, Springer-Verlag, New York (1971)
- [2] O. Pironneau, On optimum design in fluid mechanics, *Journal of Fluid mechanics*, **64** (1974)
- [3] A. Jameson, Optimum Aerodynamic Design Using CFD and Control Theory, AIAA-1995-1729-807, 12th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference (1995)
- [4] H. Söding, Hull Shape Design for Reduced Resistance, *Ship Research Technology*, **48**, 135–144 (2001)
- [5] O. Soto und R. Löhner, On the Computation of Flow Sensitivities From Boundary Integrals, AIAA-2004-0112, 42th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada (2004)
- [6] O. Soto, R. Löhner und C. Yang, An adjoint-based design methodology for CFD problems, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, **14**, 734–759 (2004)
- [7] C. Othmer, A continuous adjoint formulation for the computation of topological and surface sensitivities of ducted flows, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **58**, 861–877 (2008)
- [8] A. Stück und T. Rung, Adjoint RANS for Hull-Form Optimisation, *12th Numerical Towing Tank Symposium*, NuTTS 2009, Cortona, Italy (2009)
- [9] A. Stück, J. Kröger und T. Rung, Adjoint RANS for Aftship Design, *ECCOMAS CFD 2010*, Lisbon, Portugal (2010)
- [10] Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH, *Bericht Nr. 1714*

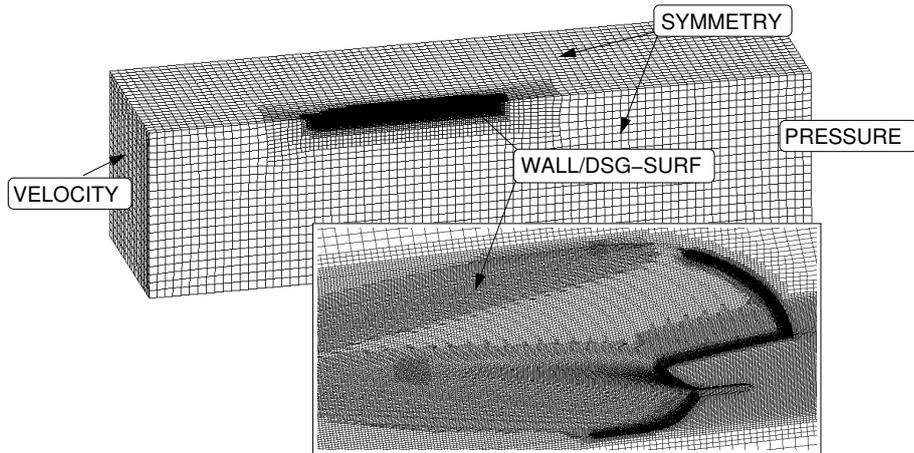


Abbildung 1: Rechengitter mit Randbedingungen.

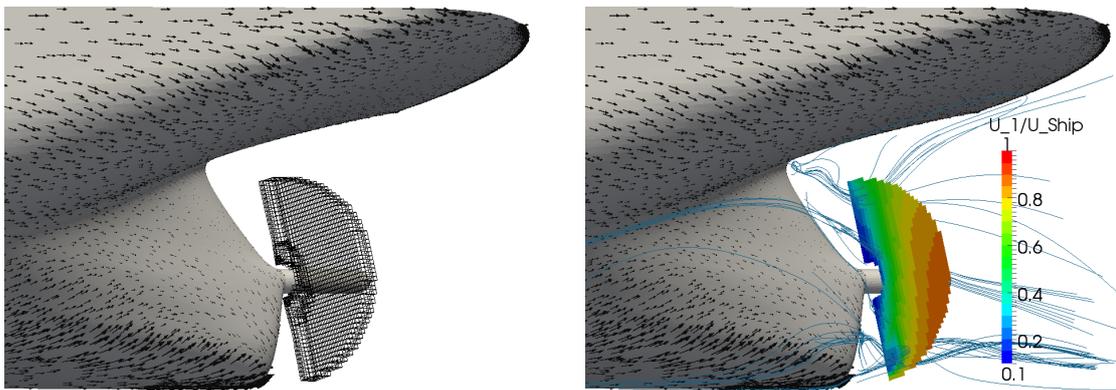


Abbildung 2: Propellerdisk (links) und normierter Geschwindigkeitsnachstrom mit Stromlinien und Wandschubspannungsvektoren auf dem Rumpf (rechts).

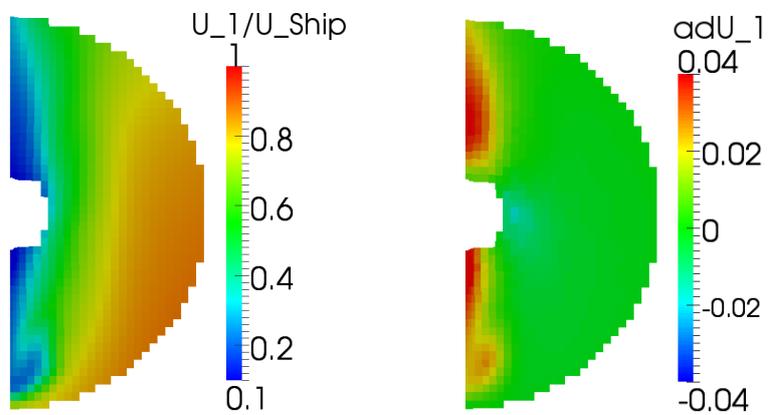


Abbildung 3: Normierter axialer Geschwindigkeitsnachstrom (links) und zugehörige adjungierte axiale Geschwindigkeit (rechts).

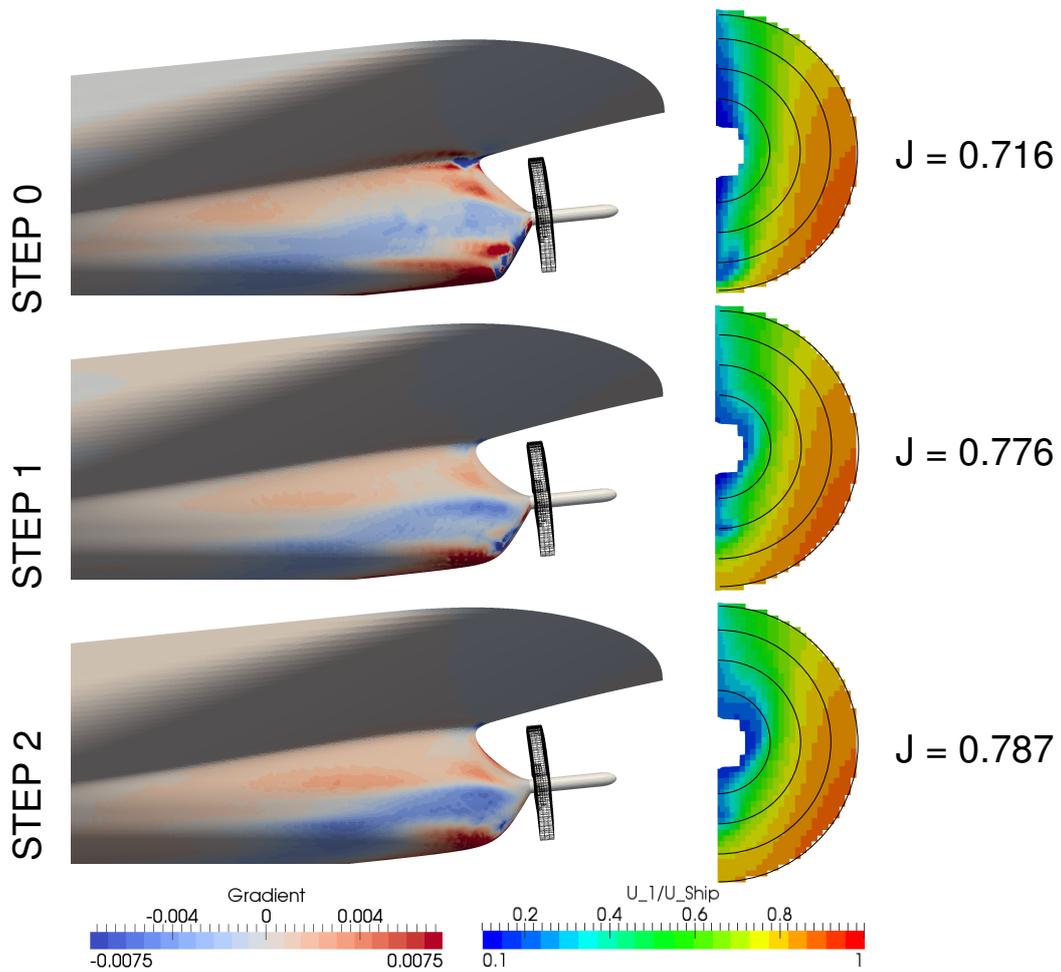


Abbildung 4: Entwurfsschritte auf Basis der Sensitivitäten (links), zugehörige Geschwindigkeitsnachstromverteilungen mit Zielfunktionswert  $J_A$  (rechts).

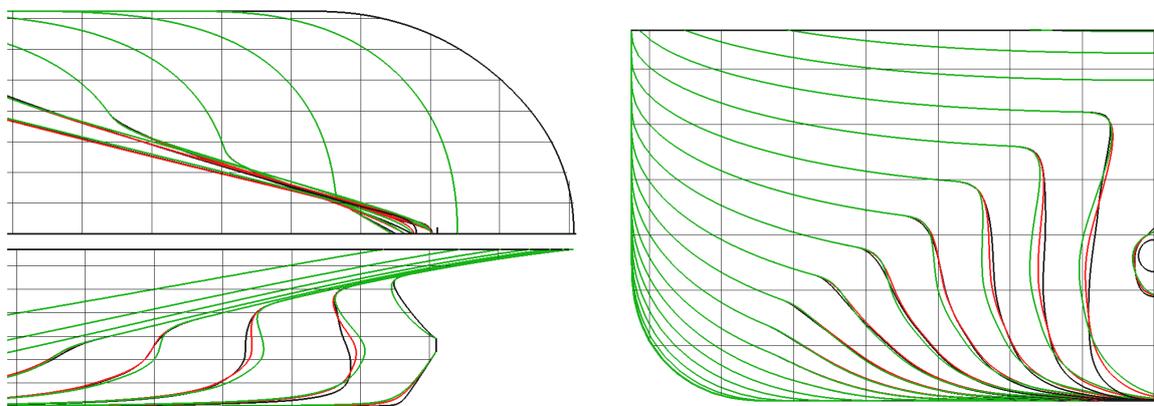


Abbildung 5: Wasserlinien und Schnitte (links), Spanten (rechts). Die Design-Schritte 0, 1 und 2 sind in schwarz, rot und grün dargestellt.

# **Eine schnelle, direkte Methode zur Simulation von Flutungs- und Sinkvorgängen von Schiffen**

**Dipl-Ing. (FH) Hendrik Dankowski, M.Sc.\***

Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit  
Schwarzenbergstraße 95C, 21075 Hamburg, Germany  
\*e-mail: [dankowski@tu-harburg.de](mailto:dankowski@tu-harburg.de)

## **1 Einleitung**

### **1.1 Zusammenfassung**

Zahlreiche Seeunfälle der Vergangenheit bedingt durch die Flutung der inneren Unterteilung von Schiffen zeigen einen hohen Bedarf auf, diese Flutungsvorgänge mit Hilfe von numerischen Simulationen besser verstehen zu können. Häufig sind diese Unfallvorgänge aufgrund der hohen Komplexität der inneren Unterteilung nur schwer nachvollziehbar. Zu diesem Zweck wird ein numerisches Simulationsmodell entwickelt, welches in der Lage ist, schnell und direkt diese Vorgänge nachvollziehen und auch vorhersagen zu können. Durch die direkte Integration der Simulationsmethode in das schiffbau-liche Entwurfssystem E4 der TUHH ist eine konsistente Datenmodellierung gewährleistet sowie eine Kopplung mit bestehenden Methoden möglich.

Es wird eine quasi-statische Methode entwickelt, welche im Zeitbereich die Flutung des Schiffes und dessen resultierende Schwimmlagen ermitteln kann. Die Strömungen über die vorhandenen Öffnungen der teilweise komplexen Unterteilung eines Schiffes werden mit Hilfe der inkompressiblen Bernoulli-Gleichung idealisiert. Teilgetauchte, große Öffnungen sollen ebenso berücksichtigt werden wie Öffnungen, die erst bei einem bestimmten Druck geöffnet werden, zum Beispiel Fenster. Nach Bestimmung der neuen Verteilung des Wassers im Inneren und die Ermittlung der Füllstände in den einzelnen Räumen, wird die daraus resultierende neue, quasi-statische Schwimmlage hydrostatisch bestimmt. Die Simulation wird fortgeführt bis entweder eine stabile Schwimmlage erreicht ist oder das Schiff sinkt und schließlich auf dem Meeresboden seine neue stabile Lage findet. Erweiterungen dieser Methodik wie Berücksichtigung dynamische Einflüsse der Schiffsbewegung durch Seegang sind denkbar. Dabei wird Wert darauf gelegt, die entscheidenden Effekte hinreichend genau abzubilden, ohne die Komplexität und damit die Geschwindigkeit des Simulationsmodells unnötig zu erhöhen. Es soll möglich sein für den Anwender, schnell verschiedene Variante untersuchen zu können, um zum Beispiel den Einfluss einer eventuell geöffneten wasserdichten Tür auf einen Unfallhergang nachvollziehen zu können.

Anwendungen dieser Simulationsmethode finden sich in der Unfalluntersuchung bereits verunglückter Schiffe, um durch Nachvollziehen des Unfallherganges Maßnahmen für neue Entwürfe ergreifen zu können, diese Unfälle in Zukunft zu vermeiden. Durch Kopplung mit der Leckstabilitätsberechnung können die zu untersuchenden Leckfälle und insbesondere Zwischenflutungszustände besser beurteilt werden. Des Weiteren ist denkbar, neue Kennwerte wie zum Beispiel die mittlere Zeit bis zum Sinken bzw. des Verlustes des Schiffes über alle Leckfälle zu ermitteln. Auch die Kopplung mit Evakuierungssimulationen ist in diesem Zusammenhang in Betracht zu ziehen. Weitere Anwendungsmöglichkeiten, wie zum Beispiel der Einsatz an Bord von Schiffen zur direkten Beurteilung von Schadensfällen durch die Crew wären denkbar.

## 1.2 Zu modellierende Fälle

Als Vorüberlegung soll im Folgenden kurz darauf eingegangen werden, welche Anforderungen an das zu erstellende Simulationsmodell gestellt werden. Zunächst soll die Flutung der inneren Unterteilung eines Schiffes möglichst gut approximiert werden. Dabei gilt es verschiedene Arten von Öffnungen (kleine und große) und deren Zustände (frei oder getaucht) sowie Druckverluste über die Öffnungen zu modellieren bei korrekter Bilanz der Flüsse. Des Weiteren sollen Effekte wie Kompression von eingeschlossener Luft, Flutung von bereits voll gefüllten Tanks sowie die aus Ladefällen bereits am Anfang gefüllten Tanks korrekt wiedergegeben werden. Die erforderlichen hydrostatischen Berechnungen bestehen aus der Schwimmlagenbestimmung während der quasistatischen Simulation im Zeitbereich sowie der Füllhöhen der Tanks für ein gegebenes Flutungsvolumen.

## 1.3 Grundgleichungen

Die Flutung von inneren Räumen soll mit dem im Folgenden genauer erläuterten Modell beschrieben werden. Die allgemeine, stationäre Bernoulli-Gleichung in Höhenform für einen Stromfaden von Punkt  $a$  nach Punkt  $b$  lautet

$$\frac{1}{g} \int \frac{\partial u}{\partial t} ds + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} + z_a = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{u_b^2}{2g} + z_b \quad (1.1)$$

$$\int \frac{\partial u}{\partial t} ds = 0 \quad (1.2)$$

$$\frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{u_a^2 - u_b^2}{2g} + z_a - z_b = 0. \quad (1.3)$$

Die Wasserströmung wird als inkompressibel, stationär sowie reibungs- und rotationsfrei angenommen. Im Folgenden sind die Drücke  $p_i$  immer bezogen auf den Umgebungsdruck  $p_u$ , da nur Druckdifferenzen betrachtet werden. Dies ist zu berücksichtigen, wenn eine Kompression der eingeschlossenen Luft betrachtet wird, da für Kompressionseffekte immer der Absolutdruck zu beachten ist.

$$p'_i = p_u + p_i \quad (1.4)$$

$$p'_a - p'_b = p_u + p_a - (p_u + p_b) = p_a - p_b \quad (1.5)$$

Der Volumenstrom (Fluss) ist wie folgt definiert

$$\dot{V} = Q = \frac{\partial V}{\partial t} = \int_A \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} = \int_A \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA, \quad (1.6)$$

wobei  $u$  die Geschwindigkeit und  $A$  die Querschnittsfläche der Öffnung ist. Des Weiteren wird angenommen, dass die Strömung immer senkrecht zur Öffnung steht

$$Q = \int_A \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dA = \int_A u dA \quad u = |\mathbf{u}| = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}. \quad (1.7)$$

## 2 Bestimmung der Flüsse

Im Folgenden wird erläutert wie die Geschwindigkeiten und die Flüsse durch die Öffnungen bestimmt werden. Eine Öffnung verbindet zwei Tanks miteinander, wobei die Umwelt ebenfalls als Tank idealisiert wird mit einer Spiegelgeschwindigkeit von Null bei Umgebungsdruck. Dabei wird unterschieden zwischen kleinen Öffnungen, für die vereinfachte Beziehungen gelten, und großen Öffnungen, bei denen der Fluss abschnittsweise integriert werden muss.

## 2.1 Kleine Öffnungen

Zunächst wird das einfache Modell von zwei über eine kleine Öffnung miteinander verbundenen Tanks betrachtet. Unter kleinen Öffnungen werden solche verstanden, deren Ausdehnung so gering ist, dass der Fluss über diese Öffnung als konstant angenommen werden kann. Dabei werden drei Fälle unterschieden für die ein allgemeingültiges Modell formuliert wird. Die Öffnung ist

1. einseitig getaucht (freier Fluss),
2. beidseitig getaucht (getauchter Fluss),
3. oder nicht getaucht (kein Fluss).

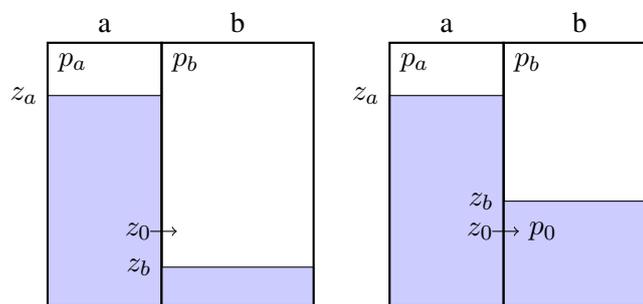


Abbildung 1: Kleine Öffnungen

Der Fluss durch eine Öffnung ist bedingt durch die Gesamt-Druckdifferenzen der Tanks bezogen auf die Lage der Öffnung. Diese Differenz setzt sich zusammen aus den Umgebungs- bzw. Tankdrücken, den Drücken der Wassersäulen und den dynamischen Drücken bedingt durch die Spiegelgeschwindigkeiten.

### 2.1.1 Allgemeine Formulierung

**Einseitig:** Ist die Öffnung nur von einer Seite getaucht (Abbildung 1 links), so gilt folgende Beziehung für die Druckdifferenz

$$h_a = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} + z_a - z_0 \quad h_b = \frac{p_b}{\rho g} \quad (2.1)$$

$$u_0 = \sqrt{2g \cdot (h_a - h_b)} = \frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} + z_a - z_0. \quad (2.2)$$

Unter Vernachlässigung der Pegelgeschwindigkeit  $u_a$  und der Annahme gleicher Umgebungsdrücke, ergibt sich die bekannte Ausflussformel von Torricelli für die Ausflussgeschwindigkeit (Bohl (1991))

$$u_0 = \sqrt{2g \cdot (z_a - z_0)} = \sqrt{2g \cdot h}. \quad (2.3)$$

**Beidseitig:** Wenn auf beiden Seiten Wasser vorhanden ist (Abbildung 1 rechts), ist die Geschwindigkeit unabhängig von der Lage der Öffnung:

$$h_a = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} + z_a - z_0 \quad h_b = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{u_b^2}{2g} + z_b - z_0 \quad (2.4)$$

$$u_0 = \sqrt{2g \cdot (h_a - h_b)} = \frac{p_a - p_b}{\rho g} + \frac{u_a^2 - u_b^2}{2g} + z_a - z_b \quad (2.5)$$

**Ein- zu beidseitig:** Die Unterscheidung ob der Ausfluss in Luft oder Wasser erfolgt kann ermittelt werden über den Freibord der Öffnung auf beiden Seiten:

$$f_i = z_i - z_0 \quad \text{wobei } i = a, b \quad (2.6)$$

Wenn der Freibord negativ ist, so ist die Öffnung getaucht auf der Seite und es wirken alle drei Druckanteile des Tanks. Bei positivem Freibord ist die Öffnung auf der Seite nicht getaucht und es wirkt nur der Tankdruck. Der Wechsel von getauchter zu freier Öffnung wird in der Praxis einfach bei der Ermittlung von  $h_i$  über  $f_i$  berücksichtigt

$$h_i = \frac{p_i}{\rho g} \quad f_i \leq 0 \quad (2.7)$$

$$h_i = \frac{p_i}{\rho g} + \frac{u_i^2}{2g} + f_i \quad f_i > 0 \quad (2.8)$$

$$h_i = \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\text{sign}(1, f_i) + 1}{2} \cdot \left( \frac{u_i^2}{2g} + f_i \right). \quad (2.9)$$

**Nicht getaucht:** Sind beide Freiborde  $f_i$  negativ so fließt auch kein Wasser und die Geschwindigkeit ist Null.

### 2.1.2 Fließrichtung

Die Richtung des Flusses wird durch die Druckhöhendifferenz  $h_0$  bestimmt. Es wird definiert, dass die Geschwindigkeit und damit der Fluss positiv ist, wenn Wasser von A nach B fließt, die Druckhöhendifferenz  $h_0$  also positiv ist. Ein negatives Wurzelargument kann über die Vorzeichenfunktion  $\text{sign}$  vermieden werden. Die vorzeichenbehaftete Durchflussgeschwindigkeit ergibt sich damit zu

$$u_0 = \sqrt{2g} \cdot \text{sign}(1, h_0) \cdot \sqrt{|h_0|}. \quad (2.10)$$

## 2.2 Große Öffnungen

### 2.2.1 Modellierung

Bislang wurde angenommen, dass die Öffnungen klein sind. Bei größeren Öffnungen verändert sich der Querschnitt der Öffnungen und der Fluss ist nicht mehr konstant über die Höhe.

Eine große Öffnung wird beschrieben durch ebene Polygone, die beliebig im Raum liegen können. Dieses Polygon wird wiederum in z-Streifen in der Höhe diskretisiert. Für einen Streifen wird im Folgenden eine analytische Lösung des Flussintegrals präsentiert. Der Gesamtfluss über die Öffnung ergibt sich dann durch Summieren der Flüsse über allen Teilstreifen.

Wie aus Abbildung 2 ersichtlich, müssen wiederum verschiedene Fälle für die Wasserspiegel links und rechts der Öffnung unterschieden werden. Für die Physik der Strömung sind allerdings nur zwei Fälle zu unterscheiden

- freier Ausfluss,
- tiefgetaucht.

Alle anderen Fälle ergeben sich indem die verschiedenen Bereiche der Öffnungen unterschieden werden. Beispielsweise ist für den Fall 5 aus Abbildung 2 der Bereich zwischen  $z_a$  und  $z_b$  ein freier Ausfluss, der Bereich von  $z_b$  bis  $z_0$  tiefgetaucht.

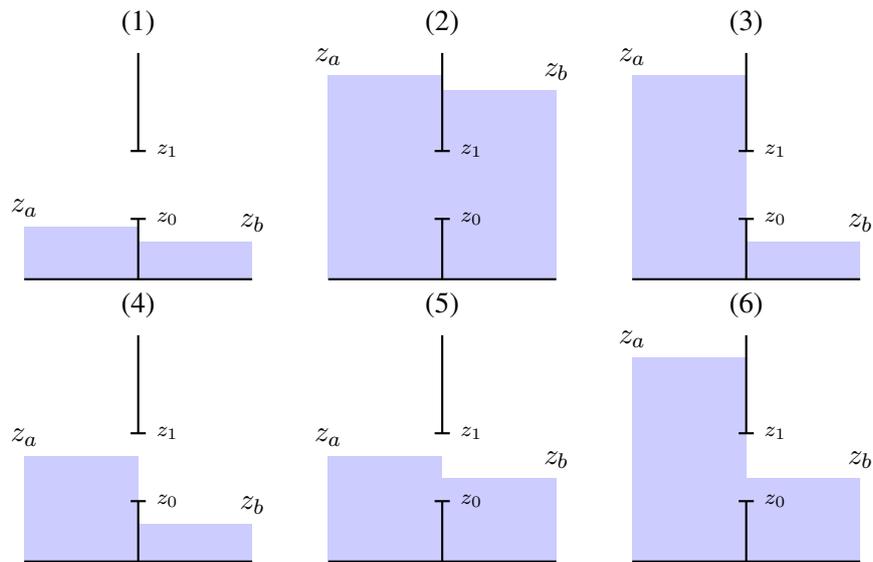


Abbildung 2: Große Öffnungen

### 2.2.2 Flussintegration

Die Formulierung für den Volumenstrom durch eine Öffnung ergibt sich nach Gleichung 1.6 zu

$$Q = \int_A u \, dA = \int_t \int_y u(t) \, dy \, dt = \int_t u(t) \cdot y(t) \, dt. \quad (2.11)$$

Um dies später auf beliebige Öffnungen erweitern zu können, die durch ebene Polygone definiert werden, wird zunächst nur ein  $z$ -Streifen betrachtet (siehe Abbildung 3). Da der Streifen beliebig im Raum

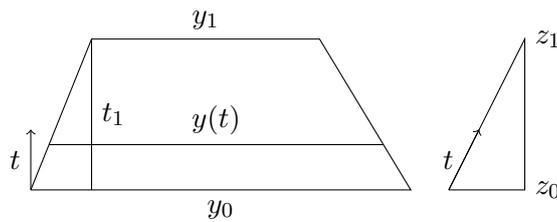


Abbildung 3: Streifen in  $z$ -Richtung

orientiert sein kann, fallen die Integrationsrichtung  $t$  (über die Fläche) und die erdfeste  $z$ -Koordinate nur bei senkrechten Öffnungen zusammen. Daher werden diese unterschieden

$$z(t) = z_0 + s \cdot t \quad \text{mit} \quad s = \frac{z_1 - z_0}{t_1} \quad \text{und} \quad t = [0, t_1] \quad (2.12)$$

$$t(z) = \frac{z - z_0}{s} = \frac{z - z_0}{z_1 - z_0} \cdot t_1. \quad (2.13)$$

Die Funktion der Breite eines Streifens ist gegeben durch

$$y(t) = y_0 + t \cdot \frac{y_1 - y_0}{t_1}. \quad (2.14)$$

Der Verlauf der Geschwindigkeit ist für den jeweils betrachteten Fall zu ermitteln. Verluste werden für den Gesamtfluss über den Koeffizienten  $C_d$  berücksichtigt und zunächst vernachlässigt (siehe Unterabschnitt 3.1).

### 2.2.3 Freier Ausfluss

Ist nur Seite A getaucht, so ergibt sich folgender Verlauf für die Durchflussgeschwindigkeit

$$h_a - h_b = z_a - z + \alpha \quad (2.15)$$

$$\alpha = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_b}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} \quad (2.16)$$

$$u(t) = \sqrt{2g \cdot \sqrt{z_a - z_0 - s \cdot t + \alpha}}, \quad (2.17)$$

wobei der Faktor  $\alpha$  alle von  $z$  unabhängigen Terme zusammen fasst. Es bietet sich an die Integration des Flusses zu unterteilen, um konstante Teile getrennt zu betrachten

$$h(t) = z_a - z_0 - s \cdot t + \alpha \quad (2.18)$$

$$y(t) \cdot u(t) = y_0 \cdot u(t) + t \cdot \frac{y_1 - y_0}{t_1} \cdot u(t) \quad (2.19)$$

$$q(t) = Q = y_0 \cdot \int_t u(t) dt + \frac{y_1 - y_0}{t_1} \cdot \int_t t \cdot u(t) dt. \quad (2.20)$$

Als Teilintegrale ergeben sich

$$\int_t u(t) dt = U(t) = -\frac{2}{3s} \cdot u(t) \cdot h(t) = -\frac{2}{3s} \cdot \sqrt{2g} \cdot h(t)^{\frac{3}{2}} \quad (2.21)$$

$$\int_t t \cdot u(t) dt = \frac{U(t)}{5s} \cdot (2h(t) + 5st) \quad (2.22)$$

$$q(t) = U(t) \cdot \left[ y_0 + \frac{y_1 - y_0}{t_1} \cdot \frac{1}{5s} \cdot (2h(t) + 5st) \right]. \quad (2.23)$$

Das bestimmte Integral ergibt den Gesamtfluss über den betrachteten Streifen

$$h(t_1) = h_1 = z_a - z_1 + \alpha \quad h(0) = h_0 = z_a - z_0 + \alpha \quad (2.24)$$

$$Q = q_1 - q_0 = -\frac{2}{3s} \cdot \sqrt{2g} \cdot \left[ y_1 \cdot h_1^{\frac{3}{2}} - y_0 \cdot h_0^{\frac{3}{2}} + \frac{2(y_1 - y_0)}{5(z_1 - z_0)} \cdot (h_1^{\frac{5}{2}} - h_0^{\frac{5}{2}}) \right]. \quad (2.25)$$

Somit können auch komplizierte Öffnungsquerschnitte hinreichend genau behandelt werden, da jedes ebene Polygon zur Beschreibung eines beliebigen Querschnittes in die beschriebenen  $z$ -Streifen unterteilt werden kann.

### 2.2.4 Bodenlöcher

Bei Öffnungen die keine vertikale Ausdehnung haben, wie zum Beispiel horizontale Mannlöcher in aufrechter Schwimmlage, besteht das Problem, dass das Flussintegral singular wird mit  $s = 0$ . Allerdings

vereinfacht sich das Flussintegral auch wie folgt

$$u(t) = u_0 = \sqrt{2g} \cdot \sqrt{z_a - z_0 + \alpha_1} \quad (2.26)$$

$$Q = \int_t u(t) \cdot y(t) dt = u_0 \cdot \int_t y(t) dt = u_0 \cdot A_0 \quad (2.27)$$

$$A_0 = \int_0^{t_1} y(t) dt = \left[ y_0 \cdot t + \frac{t^2}{2} \cdot \frac{y_1 - y_0}{t_1} \right]_0^{t_1} = t_1 \cdot \frac{y_1 + y_0}{2}. \quad (2.28)$$

Der Fluss ist damit nur von der Höhe der Wassersäule über der Öffnung und dessen Fläche  $A_0$  abhängig. Damit entspricht dies wieder einem freien Ausfluss durch eine kleine Öffnung.

### 2.2.5 Beide Seiten getaucht

Sind beide Seiten getaucht ist die Geschwindigkeit und damit der Fluss unabhängig von der Lage der Öffnung und es gilt wieder die gleiche Beziehung wie für tiefgetauchte kleine Öffnungen

$$h_a = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{u_a^2}{2g} + z_a - z \quad h_b = \frac{p_b}{\rho g} + \frac{u_b^2}{2g} + z_b - z \quad (2.29)$$

$$u(t) = u_0 = \sqrt{2g} \cdot \sqrt{h_a - h_b} \quad (2.30)$$

$$Q = u_0 \cdot \int_t y(t) dt = u_0 \cdot A_0. \quad (2.31)$$

### 2.2.6 Einfache Rechtecke

Zur Validierung wird der Fluss durch ein rechteckiges Stauwehr betrachtet. Die aus der Literatur bekannte Beziehung (Schröder und Zanke (2003)) lautet

$$Q = \frac{2}{3} B \sqrt{2g} h^{\frac{3}{2}}. \quad (2.32)$$

Die gleiche Beziehung erhält man mit  $\alpha_1 = 0$ ,  $s = 1$ ,  $z_0 = 0$ ,  $z_a = z_1$  und  $h = z_a - z_0$ , sowie einer konstanten Breite  $B = y_0 = y_1$  eingesetzt in Gleichung 2.25

$$h_1 = 0 \quad h_0 = h = z_a - z_0 \quad (2.33)$$

$$Q = -\frac{2}{3} \cdot \sqrt{2g} \cdot (0 - B \cdot h_0^{\frac{3}{2}} + 0) = \frac{2}{3} B \sqrt{2g} h^{\frac{3}{2}}. \quad (2.34)$$

## 3 Flutungsvorgang

Zur eigentlichen Berechnung der Verteilung des Wassers im Inneren des Schiffes sind noch weitere Punkte zu beachten, auf die im Folgenden näher eingegangen wird.

### 3.1 Verluste

Zur Modellierung des Druckverlustes von einfachen Öffnungen aber auch von komplexeren Rohrsystemen ist die Bernoulligleichung (hier in Energieform) um einen dissipativen Term  $\varphi_{ab}$  zu erweitern

$$\frac{u_a^2}{2} + g \cdot z_a + \frac{p_a}{\rho} - \varphi_{ab} = \frac{u_b^2}{2} + g \cdot z_b + \frac{p_b}{\rho}. \quad (3.1)$$

Die Dissipation ist positiv, da bei einer Strömung von  $a$  nach  $b$  stets Energie verloren geht.

Bei einfachen Querschnitten ist die Dissipation direkt proportional zur kinetischen Energie. Diese Dissipation wird meist in Form eines Druckhöhenverlustes berücksichtigt und ist bedingt durch die Kontraktion der Strömung direkt hinter der Durchflussöffnung. Die verlustbehaftete Geschwindigkeit ist mit  $\tilde{u}_0$  gekennzeichnet

$$\Delta h = \frac{\varphi_{ab}}{g} = \zeta \frac{\tilde{u}_0^2}{2g}. \quad (3.2)$$

Für die getauchte Öffnung mit Dissipation gilt somit

$$\frac{\tilde{u}_0^2}{2g} = (h_a - h_b) - \zeta \frac{\tilde{u}_0^2}{2g} \quad (3.3)$$

$$\tilde{u}_0 = \frac{\sqrt{2g \cdot (h_a - h_b)}}{\sqrt{1 + \zeta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \cdot u_0. \quad (3.4)$$

Der Verlust wird als direkt proportional zur Durchflussgeschwindigkeit ohne Druckverlust  $u_0$  angenommen. Häufig wird dieser Druckverlust auch in Form des folgenden Koeffizienten angegeben

$$C_d = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = \frac{\tilde{u}_0}{u_0} \quad (3.5)$$

$$\zeta = \frac{1}{C_d^2} - 1 \quad (3.6)$$

$$\tilde{u}_0 = \boxed{C_d \cdot u_0}. \quad (3.7)$$

Ein typischer Wert liegt bei  $C_d = 0,6$  bzw. entsprechend  $\zeta = 1,78$ . Näheres hierzu kann auch dem VDI-Wärmeatlas (VDI-Gesellschaft (2006)) und der IMO Resolution A.266 (IMO (1973)) entnommen werden.

### 3.2 Massenbilanz der Tanks

Die Flüsse durch die Öffnungen sind bekannt. Es verbleibt die Massenbilanz für jeden Tank korrekt zu ermitteln. Es wird der mittlere Tank B aus dem einfachen Beispiel aus Abbildung 4 betrachtet. Aus der Massenerhaltung folgt sofort, dass der Wasserstand im Tank sich genau um die Bilanz der Flüsse durch die Öffnungen des Tanks ändert. Die Richtung der Flüsse ist bereits in der vorzeichenbehafteten Geschwindigkeit implizit enthalten. Wenn bekannt ist welche Öffnungen zu welchen Räumen gehören,

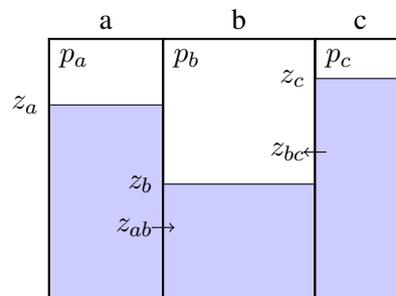


Abbildung 4: Bilanz für drei Tanks

ergibt sich der Volumenstrom für den Tank B zum Beispiel wie folgt

$$Q_b = Q_{ab} - Q_{bc}. \quad (3.8)$$

Dabei ist die Vorzeichendefinition aus Unterunterabschnitt 2.1.2 zu beachten. Übertragen auf die Bilanz bedeutet dies, dass Flüsse aus Tanks mit einer höheren Nummer subtrahiert und Flüsse aus Tanks mit einer niedrigeren Nummer addiert werden.

Wie bereits erwähnt, wird für den Zeitschritt  $dt$  der Fluss als konstant angenommen. Daraus folgt das neue Füllvolumen des Tanks

$$Q_b = \frac{V_b^{(1)} - V_b^{(0)}}{dt} \quad (3.9)$$

$$V_b^{(1)} = V_b^{(0)} + Q_b \cdot dt \quad (3.10)$$

$$V_b^{(1)} = f(z_b^{(1)}) \rightarrow z_b^{(1)}. \quad (3.11)$$

Der erforderliche neue Füllstand  $z_b^{(1)}$  muss iterativ gefunden werden. Die neue Pegelgeschwindigkeit wird analog bestimmt

$$u_b^{(1)} = \dot{z}_b = \frac{z_b^{(1)} - z_b^{(0)}}{dt}. \quad (3.12)$$

### 3.3 Kompression von Luft

Ist ein Tank oder Raum nicht entlüftet, was in der Praxis kaum vorkommt, so ist eine Kompression der eingeschlossenen Luft zu beachten. Nach dem Gesetz von Boyle-Mariott ist der Druck umgekehrt proportional zum Volumen

$$p'_0 \cdot V_0 = p'_1 \cdot V_1. \quad (3.13)$$

In diesem Fall ist der atmosphärischer Umgebungsdruck zu beachten:

$$(p_u + p_0) \cdot V_0 = (p_u + p_1) \cdot V_1 \quad (3.14)$$

$$p_1 = p_u \cdot \left( \frac{V_0}{V_1} - 1 \right) + p_0 \cdot \frac{V_0}{V_1} \quad (3.15)$$

$$p_1 = p_u \cdot (\alpha - 1) + p_0 \cdot \alpha \quad (3.16)$$

Das Volumen in einem Tank  $V_t$  setzt sich zusammen aus Luft  $V$  und Wasser  $V_w$ , wobei nur die Luft als kompressibel angenommen wird.

$$V = V_t - V_w \quad (3.17)$$

$$\alpha = \frac{V_0}{V_1} = \frac{V_t - V_{w0}}{V_t - V_{w1}} \quad (3.18)$$

### 3.4 Komplett geflutete Tanks

Sind ein oder mehrere beteiligte Tanks bereits voll gefüllt (oder die Luft maximal komprimiert), so ist dieser Fall besonders zu betrachten. Hierbei entsteht eine Kopplung zwischen den beteiligten Tanks und es ergeben sich folgende Randbedingungen für das Modell: Die Pegelgeschwindigkeiten der vollen Tanks werden Null ebenso der Gesamtfluss dieser Tanks, d.h. die Massenerhaltung muss gewährleistet sein. Die Geschwindigkeiten durch den Öffnungen können nicht Null werden, da Volumenströme vorhanden sind. Mit Hilfe dieser Bedingungen und den Druckdifferenzen über den Öffnungen kann ein

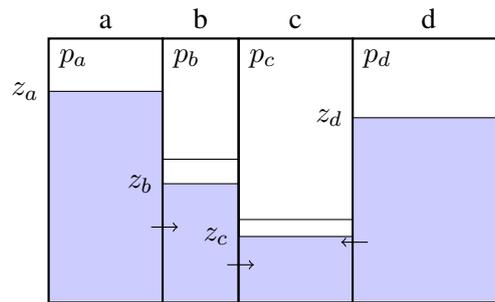


Abbildung 5: Flutung der bereits vollen Tanks B und C

(nichtlineares) Gleichungssystem aufgestellt werden. Zur Illustration wird beispielhaft die Situation aus Abbildung 5 betrachtet, die mittleren Tanks B und C seien voll gefüllt.

Die beiden Drücke in den Tanks B und C sind iterativ zu bestimmen. Dabei ergeben sich drei Gleichungen für die Geschwindigkeiten durch die Öffnungen, sowie zwei weitere aus der Volumenbilanz der vollen Tanks. Tatsächlich sind aber die Flüsse indirekt von den Geschwindigkeiten abhängig, somit ergeben sich hier zwei nichtlineare Gleichungen mit zwei Unbekannten. Wie sich in der Praxis gezeigt hat, lässt sich dieses Gleichungssystem mit nur wenigen Iterationen gut mit einem geeigneten Verfahren numerisch lösen. Dies ist erforderlich für alle vollen Tanks im System, wobei zusammenhängende, volle Tanks in einem Gleichungssystem zu behandeln sind.

### 3.5 Adaptives Zeitschrittverfahren

Ein explizites Verfahren funktioniert nur bedingt, da zunächst alle Flüsse, die aus den Druckdifferenzen über den Öffnungen resultieren, in Abhängigkeit von den Werten des letzten Zeitschrittes bestimmt werden. Würde man dies nicht tun, wäre das Verfahren abhängig von der Reihenfolge der betrachteten Tanks bzw. Leckräumen. Es wird dabei angenommen, dass der Fluss innerhalb eines Zeitschrittes konstant sei.

Allerdings kommt es zu Problemen, wenn die Druckdifferenz zwischen zwei Tanks gering ist. Dann kann es innerhalb eines Zeitschrittes zum Überschwingen kommen, wenn das Gleichgewicht zwischen zwei Tanks innerhalb von  $dt$  liegt. Eine Lösungsmöglichkeit besteht darin, einen adaptiven Zeitschritt zu verwenden.

Als Kriterium für einen adaptiven Zeitschritt wird der Maximalwert der Änderung des Betrages des Gesamtflusses durch die Öffnungen verwendet. Vereinfacht wird für die Approximation der Ableitung ein expliziter Eulerschritt verwendet. Da die Ableitung nur als Kriterium verwendet wird, ist eine exaktere Bestimmung nicht erforderlich. Zudem ist die analytische Bestimmung auch nur für kleine Öffnungen möglich.

$$\dot{Q}_k = \frac{Q_k^{(1)} - Q_k^{(0)}}{dt} \quad (3.19)$$

$$Q_O = \max(\text{abs}(Q_k)) \quad (3.20)$$

Ein adaptiver Zeitschritt hat zudem den Vorteil, dass die Simulation bei geringen Änderungen schneller abläuft. Ergänzend wäre es auch möglich festzustellen, wann eine Umkehrung des Flusses erfolgt und damit ein Druckgleichgewicht innerhalb eines Zeitschrittes erreicht wird. In der Praxis hat sich aber gezeigt, dass ein leichtes Überschwingen vertretbar ist.

### 3.6 Simulationsschritt

Ein Zeitschritt der Simulation sieht damit wie folgt aus:

1. Schwimmlage bestimmen
2. Flüsse der Öffnungen ermitteln
3. Massenbilanz der Leckräume, Ermittlung der neuen Pegelständen und Spiegelgeschwindigkeiten
4. Konvergenz prüfen
5. Neue Tankdrücke unter Berücksichtigung von Luftkompression

Da die Bestimmung der Schwimmlage im Vergleich relativ aufwändig ist, reicht es meist diese nur jeden n-ten Zeitschritt neu zu bestimmen. Als Konvergenzkriterium für den Abbruch der Gesamtsimulation wird die Veränderung des Gesamtflusses durch die Öffnungen verwendet, d.h. das Flutungswasser hat sich hinreichend im Schiff verteilt und es erfolgt kaum noch Austausch von Wasser zwischen den inneren Räumen.

## 4 Ausblick

Nach Validierung des entwickelten Simulationsmodells, wird eine Erweiterung des Modells um dynamische Effekte angestrebt. Neben der Berechnung der Flutungsvorgänge soll die Bewegung des Flutungswassers im Schiff mit Hilfe von Flachwassergleichungen (Söding (1982)) simuliert werden. Im Zusammenhang mit einer Simulation der Schiffsbewegung im Seegang durch bereits vorhandene Methoden, könnten damit sehr gut Aussagen über das Seeverhalten von Schiffen nach dem Leckschlagen unter Berücksichtigung aller wesentlicher Effekte gemacht werden.

## Literatur

- [Bohl 1991] BOHL, Willi: Technische Strömungslehre. 9., überarb. A. Vogel Verlag Und Druck, 1991. – ISBN 380230036X
- [IMO 1973] IMO: Recommendation on a standard method for establishing compliance with the requirements for cross-flooding arrangements in passenger ships. URL [http://www.imo.org/includes/blastData.asp/doc\\_id=9498/A%20266\(VIII\).pdf](http://www.imo.org/includes/blastData.asp/doc_id=9498/A%20266(VIII).pdf), 1973. – Forschungsbericht
- [Schröder und Zanke 2003] SCHRÖDER, Ralph ; ZANKE, Ulrich C. E.: Technische Hydraulik: Kompendium für den Wasserbau. 2. A. Springer, Berlin, Mai 2003. – ISBN 3540000607
- [Söding 1982] SÖDING, Heinrich ; SCHIFFBAU, Institut für (Hrsg.): Leckstabilität im Seegang. 429. Hamburg : Institut für Schiffbau, 1982. – 71 S
- [VDI-Gesellschaft 2006] VDI-GESELLSCHAFT (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 10. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2006. – 1500 S. – URL <http://ebooks.ub.uni-muenchen.de/16618/>. – ISBN 978-3-540-25504-8

# **Unfalluntersuchung zum sehr schweren Seeunfall an Bord der Chicago Express während des Taifun Hagupit am 24. September 2008 im Seegebiet vor Hongkong**

**Dipl.-Ing. Christoph Steinbach\*, Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger\*\***

Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit  
Schwarzenbergstraße 95C, 21075 Hamburg, Germany

\*e-mail: [steinbach@tu-harburg.de](mailto:steinbach@tu-harburg.de)

\*\*e-mail: [s.krueger@tu-harburg.de](mailto:s.krueger@tu-harburg.de)

## **1 Einleitung**

Mit dem Inkrafttreten des Seesicherheits-Untersuchungs-Gesetz (SUG) vom 20.06.2002 hat sich die Bundesrepublik Deutschland auferlegt alle Unfälle auf See zu untersuchen, welche auf einem unter deutscher Flagge fahrenden Schiff oder unabhängig von der Flagge innerhalb deutscher Hoheitsgewässer stattfinden und bei denen:

- der Tod, das Verschwinden oder eine schwere Verletzung eines Menschen,
- der Verlust, vermutliche Verlust oder Schiffbruch, das Aufgrundlaufen, die Aufgabe oder eine Kollision eines Schiffes,
- ein maritimer Umweltschaden als Folge einer Beschädigung eines oder mehrerer Schiffe oder ein sonstiger Sachschaden,
- eine Gefahr für einen Menschen oder ein Schiff,
- die Gefahr eines schweren Schadens an einem Schiff, einem meerestechnischen Bauwerk oder der Meeresumwelt,

zu beklagen sind bzw. drohen.

Schiffahrtstreibende sind nach diesem Gesetz verpflichtet, Unfälle auf welche einer der oben beschriebenen Punkte zutrifft, bei der Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung (BSU) anzuzeigen, wo dann über die Einleitung einer Unfalluntersuchung entschieden wird.

Ziel aller durch die BSU durchgeführten Unfalluntersuchungen ist es die Sicherheit auf See zu verbessern. Die Ergebnisse der durch die BSU durchgeführten Untersuchungen werden in Untersuchungsberichte zusammengefasst und öffentlich zugänglich gemacht. Desweiteren gibt die BSU Empfehlungen für Schiffahrtstreibende heraus, um das wiederholte Auftreten von Unfällen zu verhindern. Die Klärung von Schuldfragen gehört ausdrücklich nicht zu den Aufgaben der BSU.

Ist es der BSU nicht möglich bestimmte Fragestellungen mit Hilfe eigener Ressourcen zu klären, können externe Gutachter zu Rate gezogen werden. Für die Untersuchung der Unfälle der JRS CANIS (Untersuchungsbericht 45/07) und der CMS CHICAGO EXPRESS (Untersuchungsbericht 510/08), wurde das Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit der TUHH als Sachverständiger durch die BSU hinzugezogen. In beiden Fällen ging es um die Frage welchen Einfluss das Seeverhalten des jeweiligen Schiffes auf den Unfall hatte. Im Folgenden werden die durchgeführten Berechnungen zur Klärung der, durch die BSU formulierten, Fragestellungen im Zusammenhang mit dem sehr schweren Seeunfall an Bord des CMS CHICAGO EXPRESS während des Taifuns Hagupit am 24. September 2008 im Seegebiet vor Hongkong dargestellt.

## 1.1 Zusammenfassung des Unfallhergangs

Nach den durch die BSU zur Verfügung gestellten Unterlagen stellen sich die Ereignisse an Bord der CMS CHICAGO EXPRESS in der Nacht vom 23.09.2008 auf den 24.09.2008 wie folgt da.

Am 23.09.2008 gegen 17:30 Uhr (Ortszeit) lief das 93811GT Containerschiff CMS CHICAGO EXPRESS mit einer Containerladung von 175TEU, 344FEU und 626 Leercontainern mit einer Ladung von 14611 t vorzeitig aus Hongkong in Richtung Ningbo aus. Der Hafen von Hongkong wurde wegen der Taifunwarnung vor dem sich nähernden Taifun Hagupit geschlossen und alle noch im Hafen befindlichen Schiffe mussten diesen verlassen. Um 18:13 Uhr verließ der Lotse das Schiff, und um 19:00 Uhr begann die eigentliche Seepassage.

Gegen 19:45 Uhr begann das Schiff im Seegang stark zu rollen, die Besatzung hat die zu diesem Zeitpunkt aufgetretenen Rollwinkel auf ca. 20° geschätzt. Bei schlechten Wetterbedingungen hielt die Schiffsführung das Schiff für die nächsten Stunden auf südöstlichen Kurs bei etwa 3-6 kn gegen die See. Am 24.09.2008 um 02:00 Uhr wurde die Position 21°48.5'N- 114°10.1'E 5nm südöstlich der Jiapeng Liedao Inseln erreicht. Zu diesem Zeitpunkt herrschten, laut dem durch die BSU vorgelegten Wettergutachten des Deutschen Wetterdienstes (DWD), Wind der Stärke 10 Bft., in Böen 12Bft., aus Richtung 130°, die See ist mit ca. 7.5m - 8m signifikanter Höhe bei einer Periode von etwa 10s angegeben worden, ebenfalls aus ca. 130°.

Gegen 02:45 Uhr Ortszeit wurde das Schiff von mehreren hohen Wellen aus Steuerbord getroffen und hat dabei mehrfach extrem heftig übergeholt. Dabei verloren drei Mitglieder des Brückenpersonals den Halt und stürzten. Zwei Personen erlitten bei ihren Stürzen schwerste Verletzungen, an deren Folgen einer der Verletzten kurze Zeit später an Bord verstarb. Vier weitere Mitglieder der Besatzung erlitten leichte Verletzungen, weil sie von Gegenständen getroffen wurden oder aus ihren Kojen stürzten. In der Folgezeit gelang es der Besatzung das Schiff wieder unter Kontrolle zu bringen und gegen die See auszurichten.

Die verletzte Person wurde am folgenden Morgen bei einsetzender Wetterbesserung durch einen Rettungshubschrauber abgehoben, während die CMS CHICAGO EXPRESS nach Hongkong zurücklief, wo sie gegen 03:00 Uhr am 25.09.2008 an der Pier vertäut wurde. Die Abbildungen Abb. 2 & Abb. 1 zeigen die Position der Chicago Express sowie die Zugbahn des Taifuns.

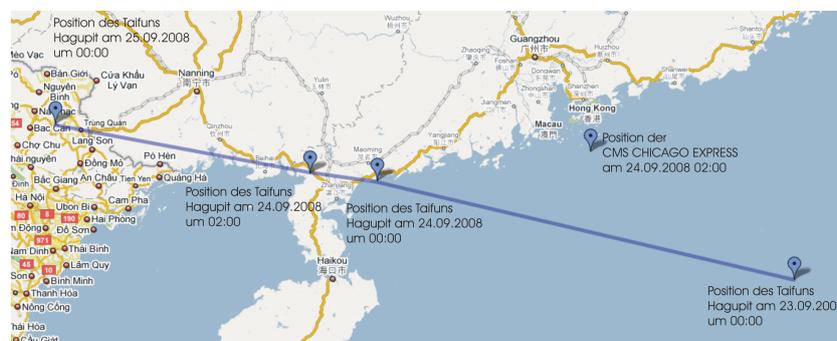


Abbildung 1: Zugbahn des Taifuns Hagupit

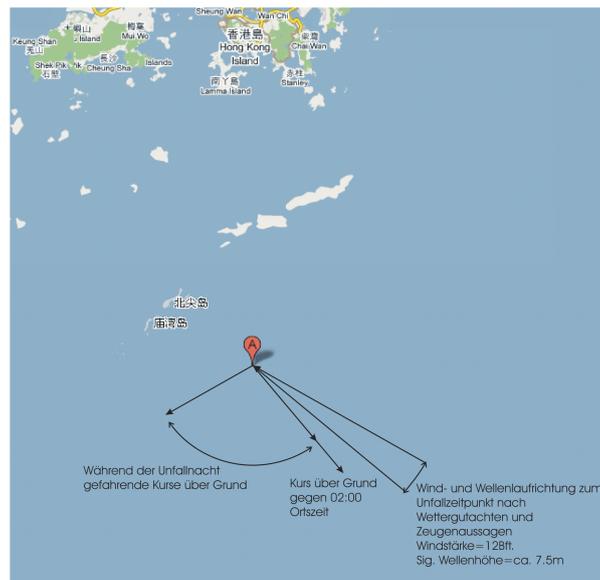


Abbildung 2: Position der Chicago Express zum Unfallzeitpunkt

## 1.2 Fragestellung durch die BSU

Die Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung hat das Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit der TU Hamburg- Harburg im Rahmen der Unfalluntersuchung beauftragt folgende Fragestellungen durch entsprechende Berechnungen zu klären, die im Wesentlichen im Zusammenhang mit dem dem hohen GM des Schiffes stehen.

- Bestand für die Schiffsführung der CHICAGO EXPRESS eine realistische Möglichkeit durch Ballasten und/oder vertretbarer Änderungen der von Land vorgegebenen Ladungsverteilung das Schiff signifikant „weicher“ zu machen?
- Gibt es (ökonomisch vertretbare) Möglichkeiten, Containerschiffe der Größenordnung CHICAGO EXPRESS (und größer) ohne Infragestellung des Grundkonzeptes so zu bauen bzw. zu betreiben, dass sehr große GM-Werte mit deren Folgen vermeidbar sind?
- Wäre das Schiff bei deutlich geringerer Stabilität in der Unfallsituation möglicherweise gekentert?
- Hatte die Besatzung eine Möglichkeit, die Gefährlichkeit der Situation vorab zu erkennen?

## 2 Rekonstruktion des Unfallereignisses

Um die von der BSU vorgelegten Fragen zu klären, sollen numerische Bewegungssimulationen für die CMS CHICAGO EXPRESS im Seegang durchgeführt werden. Dazu ist es notwendig ein numerisches Modell der CMS CHICAGO EXPRESS zu erzeugen, das die Schiffsform und den Beladungszustand zum Unfallzeitpunkt wiedergibt. Weiterhin ist es notwendig, die Umweltbedingungen am Unfallort zum Unfallzeitpunkt zu kennen um einen numerischen Seegang für die Bewegungssimulation erzeugen zu können. Die notwendigen Informationen für die Durchführung der Berechnungen werden aus verschiedenen durch die BSU zur Verfügung gestellte Quellen gewonnen. Es handelt sich im Einzelnen um:

- Generalplan, Dockplan, Außenhautabwicklung und Stabilitätshandbuch der CMS CHICAGO EXPRESS
- Wettergutachten des Deutschen Wetterdienstes zu den Umweltbedingungen zum Zeitpunkt des Unfalls
- "Statement of Facts" zum Unfallhergang
- Ladefallauszug des Bordrechners zum Beladungszustand während des Unfalls.

## 2.1 Schiff, Rumpfform und Beladungszustand

Bei der CMS CHICAGO EXPRESS handelt es sich um einen 8600 TEU tragendes Vollcontainerschiff, das bei HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO., LTD. ULSAN SHIPYARD gebaut und am 20.02.2006 abgeliefert wurde. Sie fährt unter deutscher Flagge mit Heimathafen Hamburg und ist beim Germanischen Lloyd mit dem Klassezeichen GL 100 A5 E Container Ship klassifiziert. Das Schiff wird durch einen 2-Takt-Dieselmotor Bauart Hyundai B&W 12K98 ME mit einer Leistung von 68.640 kW bei 94 1/min angetrieben, der direkt auf einen Festpropeller wirkt. Die Dienstgeschwindigkeit des Schiffes wird mit ca. 25 kn angegeben. In der Tabelle 1 sind die Hauptabmessungen der CMS CHICAGO EXPRESS zusammengestellt.

Tabelle 1: Hauptabmessungen der CMS CHICAGO EXPRESS

Länge über Alles	336.19m
Länge zwischen den Loten	319.90m
Breite auf Spanten	42.80 m
Seitenhöhe	24.50 m
Tiefgang auf Sommerfreibord	14.61 m

Aus dem im Generalplan enthaltenen Spantriss wird auf Basis der bekannten Spanten ein digitales Modell der CMS CHICAGO EXPRESS erzeugt. Die Teile der Schiffsform, die nicht durch Spanten erfasst sind, werden entweder extrapoliert oder es wird versucht aus Fotografien des Schiffes die notwendigen Informationen über die Schiffsform zu erhalten. Der rekonstruierte Spantriss und das zugehörige digitale 3D Modell sind in der Abbildung Abb. 3 dargestellt.

Um die rekonstruierte Schiffsform zu validieren werden die volumetrischen Eigenschaften der Form mit denen im genehmigten Stabilitätshandbuch für das gebaute Schiff verglichen. Dazu werden die Pantokarenen des Modells mit der am Institut für Entwerfen von Schiffen und Schiffssicherheit entwickelten Schiffsentwurfssoftware E4 berechnet und mit den Angaben aus dem Stabilitätshandbuch verglichen. Es zeigt sich, dass die im Stabilitätshandbuch angegebenen Werte aus Berechnungen mit freiem Trim stammen. In Tabelle 2 werden die mit E4 für das Modell freitrimmend berechneten Pantokarenen für einen Tiefgang von 8m, was ungefähr dem mittlerem Tiefgang zum Unfallzeitpunkt entspricht, bei gleichlastiger Ausgangsschwimmlage mit dem Stabilitätshandbuch verglichen. Es zeigt sich das die Abweichungen vernachlässigbar klein sind.

Der Beladungszustand des Schiffes wird nach dem Auszug aus dem Ladungsrechner für das Modell generiert. Für das Leerschiffsgewicht wird eine homogene Massenverteilung über die Hauptabmessungen angenommen. Diese Vereinfachung ist zulässig, solange keine Betrachtungen der Längsfestigkeit von Interesse ist. Die Containerladung wird per Laderaum aufgeschlüsselt, während die Tankfüllungen als feste Massen angenommen werden und die freien Oberflächen als Summe aller freien Oberflächen

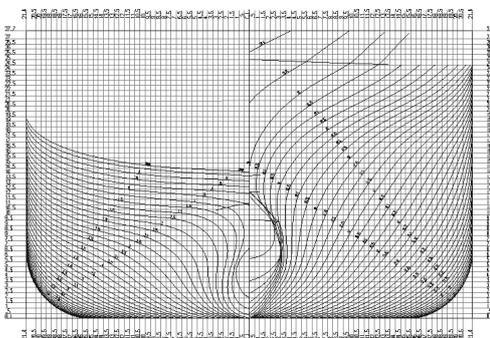
Tabelle 2: Pantokarenen für 8m gleichlastigen Tiefgang frei trimmend berechnet mit E4 und nach Stabilitätshandbuch

Winkel [Grad]	5	10	20	30	40	50
HHI Kn[m]	2.023	4.032	7.880	11.221	13.955	16.088
E4 Kn[m]	2.025	4.036	7.884	11.226	13.952	16.077

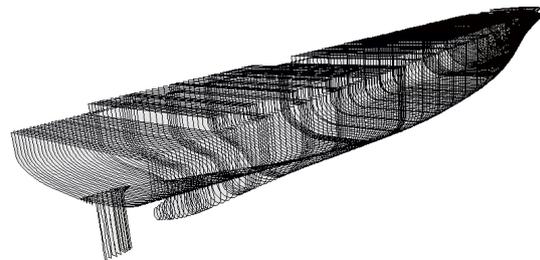
dargestellt werden. Im Vergleich zum Bordrechner ergibt sich aus E4 die in Tabelle 3 berechnete Schwimmelage. Dabei fällt das extrem hohe Metazentrum des Schiffes auf, welches durch das vorzeitige Abbrechen der Ladeoperationen in Hongkong zustande gekommen ist. Auch für den Beladungszustand sind die Abweichungen vernachlässigbar klein. Aus den ausgeführten Betrachtungen kann geschlossen werden, dass das numerische Modell sowohl die Schiffsform als auch den Beladungszustand ausreichend gut wiedergibt.

Tabelle 3: Vergleich der berechneten Schwimmelage nach Bordrechner und E4

-	Bordrechner	E4
T h.Lot [m]	9.07	9.07
T Mittel[m]	8.10	8.08
T v. Lot [m]	7.13	7.08
GM [m]	7.72	7.71



(a)



(b)

Abbildung 3: Digitales Modell der CMS CHICAGO EXPRESS

## 2.2 Umweltbedingungen

Der für die Bewegungssimulation anzusetzende Seegang ergibt sich aus dem Wettergutachten des DWD. Die Windsee wird nach dem Gutachten mit 7m - 7.5m angegeben bei einer signifikanten Periode von 9.5s - 10s aus 130°, gleichzeitig stand noch eine Dünung mit 2.5m - 3m bei gleicher Periode ebenfalls aus 130°. Beide Seegangsanteile können, da sie aus gleicher Richtung mit gleicher Periode kommen, näherungsweise überlagert werden. Die überlagerte Wellenhöhe ergibt sich dann nach Glei-

chung (1) zu ca. 8m.

$$H_{Welle} = \sqrt{H_{Windsee}^2 + H_{Duennung}^2} \quad (1)$$

Der Seegang wird durch ein 2-dimensionales Jonswap-Spektrum erzeugt, bei welchem die Seegangsenergie mit einer  $\cos^2$ -Verteilung über den Begegnungswinkel verteilt wird, so dass ein unregelmässiger kurzkämmiger Seegang entsteht.

### 2.3 Untersuchung des Seeverhaltens

Die Untersuchung des Seeverhaltens findet mit Hilfe des Simulationsprogramms E4-ROLLS statt. Das ursprünglich 1987 von Söding und Kröger entwickelte Programm simuliert die Roll- und die Längsbewegung nichtlinear. Die übrigen Freiheitsgrade werden mit Hilfe von vorher berechneten linearen Übertragungsfunktionen simuliert, wobei die Kopplung mit den nichtlinearen Termen beachtet wird. Die Hydrostatik und damit die Aufrichthebel im Seegang werden mit der Methode der äquivalenten Welle nach Grim berechnet, so dass die gegebenenfalls auftretenden seegangsbedingten Hebelarmschwankungen mit erfasst werden. Die linearen Übertragungsfunktionen werden mit Hilfe einer auf einer Quellen- und Senkenmethode basierenden linearen Streifenmethode berechnet. Aufgrund der linearen Behandlung der Gier- und Driftbewegung ist das Programm nicht in der Lage den Vorgang des Querschlagens zu erfassen, weiterhin werden die Rollbewegungen bei quereinkommender See überzeichnet. Für den Fall des vorderlichen bzw. achterlichen Seegangs ist die Methode wegen der nichtlinearen Behandlung der Hebelarmkurve aber äußerst gut geeignet und im Rahmen mehrerer Forschungsvorhaben validiert. Der zu untersuchenden Unfall hat in vorderlicher See stattgefunden bei einem Begegnungswinkel von ca.  $160^\circ - 165^\circ$ , so dass die oben genannten Einschränkungen nicht zu Problem führen.

Betrachtet man die Hydrostatik des Schiffes im Seegang so fällt beim Vergleich der Glattwasserhebelarmkurve Abb. 4(a) und der Hebelarmkurve für den Fall  $\lambda = L_{pp}$  in Abb. 4(b) auf, dass so gut wie keine Hebelarmschwankungen im Seegang auftreten. Der Mechanismus des parametrischen Rollens, angeregt durch eine periodische Hebelarmschwankung in 2:1 Resonanz, wie er in vorderlichem Seegang auftreten kann, scheint daher ausgeschlossen zu sein. Diese Vermutung lässt sich auch aus den linearen Berechnungen stützen. In Abb. 5 ist die Übertragungsfunktion für die Rollbewegung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass keinen Resonanzen im Bereich der Seegangsperiode auftreten.

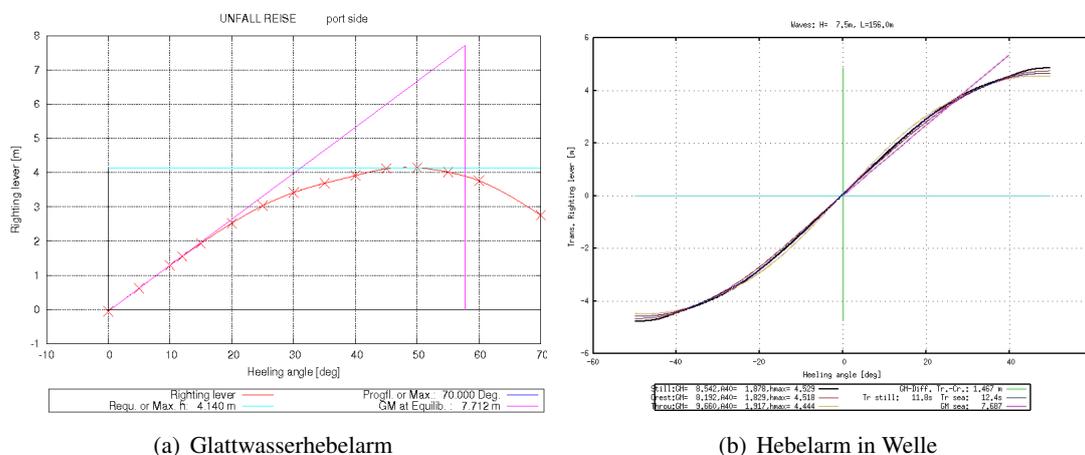


Abbildung 4: Hebelarmkurven

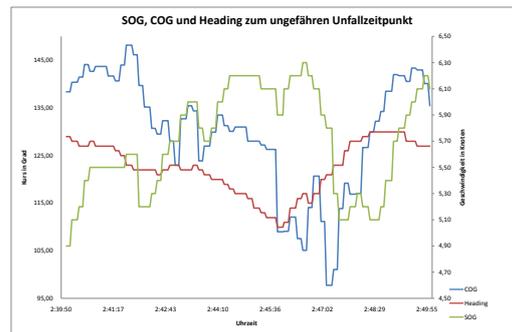
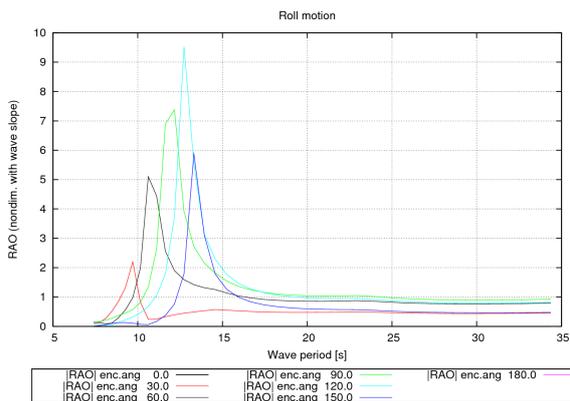


Abbildung 5: Übertragungsfunktion der Rollbewegung      Abbildung 6: Fahrzeugzustand zum Unfallzeitpunkt

Für die Berechnung des Seeverhaltens ist es zudem notwendig den Fahrzeugzustand des Schiffes zum Unfallzeitpunkt zu kennen. Dieser wird aus den Daten des Voyage Data Recorder rekonstruiert. In der Abbildung Abb. 6 sind die Geschwindigkeit über Grund, der Kurs über Grund und der Steuerkurs zum Unfallzeitpunkt zu sehen. Aus diesen Daten kann geschlossen werden, dass zum Unfallzeitpunkt ein Kurs von ca.  $110^\circ$  mit 6Kn gesteuert wurde. Bei einer Laufrichtung der See aus ca.  $130^\circ$  ergibt sich der bereits oben erwähnte Begegnungswinkel zwischen See und Schiff von  $160^\circ - 165^\circ$ .

### 3 Ergebnisse der Seegangsberechnungen

Die Ergebnisse der Bewegungssimulation werden durch Polardiagramme dargestellt. In den Polardiagrammen fährt das Schiff jeweils nach "Norden", jeder Radius entspricht einer Schiffsgeschwindigkeit und der Winkel im Diagramm entspricht dem Begegnungswinkel mit dem Seegang. Durch die Farbskalaer wird dargestellt bei welcher signifikanten Wellenhöhe bei jeder Geschwindigkeit und jedem Begegnungswinkel ein bestimmtes Kriterium erreicht ist. Wie in den Abbildung Abb. 7(a) zu sehen, treten Rollwinkel bis maximal  $25^\circ$  auf solange der Begegnungswinkel bei 5Kn kleiner  $20^\circ$  ist. Betrachtet man die Abbildung Abb. 7(b) bzw. Abb. 7(d) so erkennt man, dass der maximal erreichte Rollwinkel in der Unfallsituation bei  $160^\circ$  Begegnungswinkel und 10s Wellenperiode ca.  $35^\circ$  betragen haben dürfte.

Ausschlaggebend für den Unfall an sich dürften die hohen Rollbeschleunigungen auf der Brücke gewesen sein. Diese entstanden aus den kurzen Rollzeiten, verursacht durch die große Anfangs stabilität und durch die, wegen der geringen Geschwindigkeit, kleinen Rolldämpfung Nimmt man an, dass Schiffe im Seegang ungefähr um die Längsachse der Wasserlinie rollen, so ergibt sich ein Hebelarm zwischen Wasseroberfläche und Brücke von 52m. Berechnet man mit diesem Parameter die Querschleunigung auf der Brücke inklusive der Erdbeschleunigung ergibt sich die in Abb. 8 gezeigte Häufigkeitsverteilung für die Querschleunigung. Der Verteilung kann entnommen werden, dass Beschleunigungen  $> 1g$  auftreten.

#### 3.1 Ableitungen für die BSU

Aus den durchgeführten Berechnungen lassen sich die von der BSU aufgeworfenen Fragen beantworten oder sich zumindest grundlegende Überlegungen zu den Fragen anstellen.

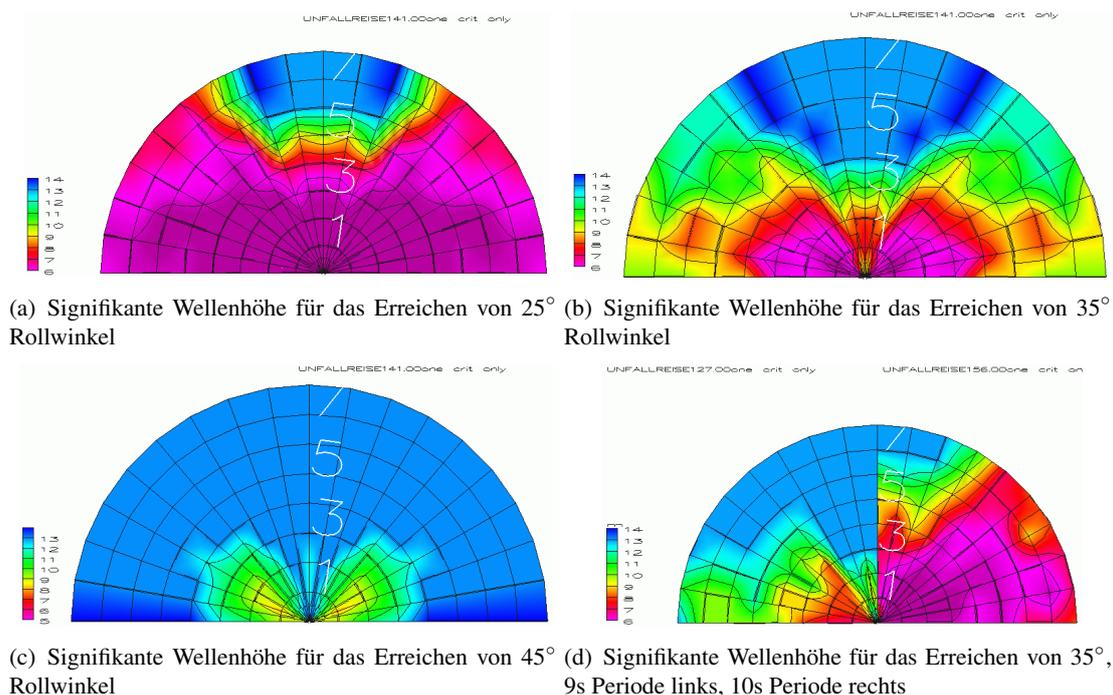


Abbildung 7: Polardiagramme für 25° - 45° Rollwinkel

Grundsätzlich war es der Besatzung nicht möglich die durch den Beladungszustand des Schiffes drohende Gefahr vorherzusehen. Dazu wären die oben durchgeführten Berechnungen notwendig gewesen. Seegangswarnsysteme, die gefährliche Seegangssituationen vorhersagen könnten, sind aber weder an Bord vorgeschrieben noch sind sie Stand der Technik. Desweiteren arbeiten die vorhandenen Seegangswarnsysteme häufig mit linearisierten Ansätzen, die nur geeignet sind um Resonanzerscheinungen vorherzusagen, nicht jedoch einen Fall wie den hier Untersuchten. Auch entsprechende Berechnung durch die Bauwerft für die Gefährlichkeit bestimmter Beladungszustände im Seegang werden weder durch internationale Vorschriften gefordert noch sind sie üblich. Auch hat sich die Besatzung in der Unfallsituation entsprechend den Regeln der Seemannschaft verhalten. Das langsame Gegenanlaufen bei schlechten Wetter verhindert normalerweise Beschädigungen des Schiffes und sichert die Manövrierfähigkeit.

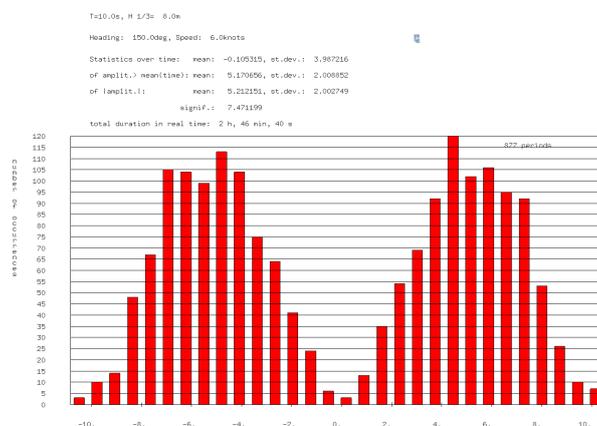


Abbildung 8: Häufigkeitsverteilung der Querbeschleunigung auf der Brücke

Unabhängig von dem eingetretenen Unfallereignis und seiner Vorhersagbarkeit wäre es aber auch nicht möglich gewesen einen anderen Höhenschwerpunkt des Gesamtsystems einzustellen. Da große Containerschiffe dafür entworfen werden möglichst viele Lagen Deckscontainer mitzuführen, sind große Ballastwassertanks im Doppelboden vorgesehen um einen möglichst tiefen Höhenschwerpunkt einzustellen. In diesem Fall war aber genau das inverse Problem vorhanden. Da die Ballastwassertanks im Doppelboden nicht gefüllt waren, hätten Tanks mit einem möglichst hohen Gewichtsschwerpunkt befüllt werden müssen. Die vorhandenen Seitentanks haben ihren Volumenschwerpunkt aber im Bereich des Gesamtschwerpunktes der zum Unfallzeitpunkt vorhanden war. Es wäre also technisch gar nicht möglich gewesen einen anderen Höhenschwerpunkt einzustellen.

Technisch hätten nur zwei Möglichkeiten bestanden, den Unfall zu vermeiden.

- Eine deutliche Erhöhung der Geschwindigkeit hätte eine erhöhte Rolldämpfung bewirkt. Dies konnte die Besatzung aber aus oben genannten Gründen nicht wissen. Außerdem wäre möglicherweise eine 2:1 Resonanz in vorderlicher See aufgetreten, so dass sich die Unfallsituation trotzdem eingestellt hätte.
- Eine Teilfüllung von Ballastwassertanks hätte durch die Kombination von freien Oberflächen und die damit verbundene GM-Minderung und Rolldämpfung durch Flüssigkeitsbewegung in den Tanks gegebenenfalls geholfen. Aber auch dazu wären umfangreiche Berechnungen im Vorfeld notwendig gewesen und die Besatzung hätte sich wiederum vor dem Auslaufen der Gefährlichkeit des Beladungszustandes bewußt sein müssen.

Um die Sicherheit im Seegang im Allgemeinen und die Sicherheit gegen hohe Rollbeschleunigungen bei hohen GM-Werten im Speziellen zu erhöhen, wäre es wünschenswert, Berechnungen des Seeverhaltens in die internationalen Regelwerke aufzunehmen. Es würden dann, wie für den statischen Fall, auch für dynamische Betrachtungen ein minimales und ein maximales GM für jeden Ladefall im Stabilitätsbuch angegeben, mit dem Ziel Kenter- und Beschleunigungsunfälle zu vermeiden. Weiterhin wäre zu überlegen, ein Forderung für die minimal vorhandene Rolldämpfung in Abhängigkeit von der Schiffsgröße einzuführen.

## Literatur

- [1] P. Kröger, Simulation der Rollbewegung von Schiffen im Seegang, *Schriftenreihe Schiffbau*, **473** (1987)
- [2] N.N., Tödlicher Personalunfall an Board des CMS CHICAGO EXPRESS während des Taifuns "HAGUPIT" am 24. September 2008 im Seegebiet vor Hongkong., *BSU, Untersuchungsbericht 510/08*, (2009).
- [3] N.N., Verlust von 10 Containern von Board JRS CANIS in der Elbmündung am 12. Januar 2007 um 02:40 Uhr *BSU, Untersuchungsbericht 45/07*, (2008)

# Abgasnachbehandlung auf Schiffen zur Minderung der SO<sub>x</sub>-Emissionen

C. Schladör\*, H. Rulfs\*

\*Institut für Energietechnik  
Denickestraße 15, 21073 Hamburg  
e-mail: schladoer@tu-harburg.de,  
rulfs@tu-harburg.de

## 1 Einleitung

Im Oktober 2008 wurde durch die „International Maritime Organization“ (IMO) eine neue Richtlinie beschlossen, wonach die Schwefelgehalte in Schiffsbrennstoffen zukünftig deutlich reduziert werden müssen. Weltweit wird ab 2020 bzw. 2025 nur noch ein maximaler Schwefelgehalt von 0,5 % erlaubt sein. Schon heute sind die Nord- und Ostsee sogenannte ECAs (Emission Control Area), in denen der Schwefelgehalt auf 1,0 % limitiert ist. Ab 2015 muss hier der Schwefelgehalt unterhalb von 0,1 % liegen [1]. Auch die Küsten der USA und Kanadas, das Mittelmeer sowie weitere wichtige Schifffahrtswege sollen zukünftig zu ECAs werden. In diesen Gebieten gelten dann der maximale Schwefelgehalt von 0,1 % und ein deutlich reduzierter Stickoxidgrenzwert.

Die Mehrkosten für schwefelreduzierten Brennstoff belasten die Schiffsbetriebskosten und werden durch die zunehmende Nachfrage weiter steigen. Als Alternative erlaubt die IMO eine nachgeschaltete Entschwefelung des Abgases. Mit der Abgasentschwefelung müssen die gleichen Schwefeloxid-Konzentrationen wie im Betrieb mit schwefelreduziertem Brennstoff erreicht werden.

Das Ziel des an der Technischen Universität Hamburg-Harburg durchgeführten Forschungsprojektes ist die Untersuchung eines Verfahrens zur Abgasnachbehandlung, das die Schwefeloxid-Emissionen eines Schiffsdieselmotors im Schwerölbetrieb deutlich verringert. Gemeinsam mit einem mittelständischen Unternehmen, das über umfangreiche Erfahrungen in der landseitigen Rauchgasreinigung verfügt, wird eine Versuchsanlage entwickelt, gebaut und wissenschaftlich untersucht. Mit dieser Anlage soll es möglich sein, die zukünftigen strengen Grenzwerte für Schwefeloxid-Emissionen einzuhalten, ohne teure, stark entschwefelte Brennstoffe verwenden zu müssen.

## 2 Prototyp und Prüfstandsanlage

Das trockene Verfahren zur SO<sub>x</sub>-Abscheidung (Dry Exhaust Gas Cleaning System - DryEGCS<sup>®</sup>) beruht prinzipiell auf der chemischen Reaktion von Kalkprodukten mit Schwefel, wobei Gips (CaSO<sub>4</sub>) entsteht. Zur Anwendung kommt bei diesem Verfahren ein trockenes Kalkhydrat (Ca(OH)<sub>2</sub>) als kugelförmiges Granulat mit Durchmessern zwischen 2 und 8 mm, das erst seit wenigen Jahren großtechnisch zur Verfügung steht (Abbildung 1). Dieses Granulat wird in Form einer Schüttschicht vom Abgas umströmt und absorbiert die Schwefeloxide. Das reagierte Granulat kann an Land entsorgt werden.

### 2.1 DryEGCS-Versuchsanlage auf MS „Timbus“

Eine erste Versuchsanlage wurde im November 2009 auf dem Mehrzweckfrachter MS „Timbus“ installiert. Das 100 m lange Schiff transportiert Zellulose von Schweden nach Deutschland und in die Niederlande. Es wird von einem 3840 kW leistenden Viertaktmotor angetrieben. Die Versuchsanlage wurde für einen Abgasteilstrom von 15.000 m<sup>3</sup>/h ausgelegt, der etwa einem Drittel des Nennabgasstromes entspricht. Das zu reinigende Rohgas wird über dreieckförmige Kaskadenkanäle



Abbildung 1: Sphärisches Kalkhydratgranulat mit Durchmessern zwischen 2 und 8 mm.

seitlich in den zweistufigen Absorber eingeleitet und durchströmt die Granulat-Schüttschicht horizontal. In der ersten Stufe werden neben den Schwefeloxiden auch Rußpartikel aus dem Abgas abgeschieden. In der zweiten Stufe absorbiert das frische Granulat einen Großteil des  $\text{SO}_2$  und  $\text{SO}_3$ . Das reagierte Granulat wird über ein Austragsystem am Boden des Absorbers abgezogen, so dass frisches Granulat aus dem oben angeordneten Silo nachströmen kann (Abbildung 2). Der Strömungswiderstand wird mit einem Abgasventilator überwunden.

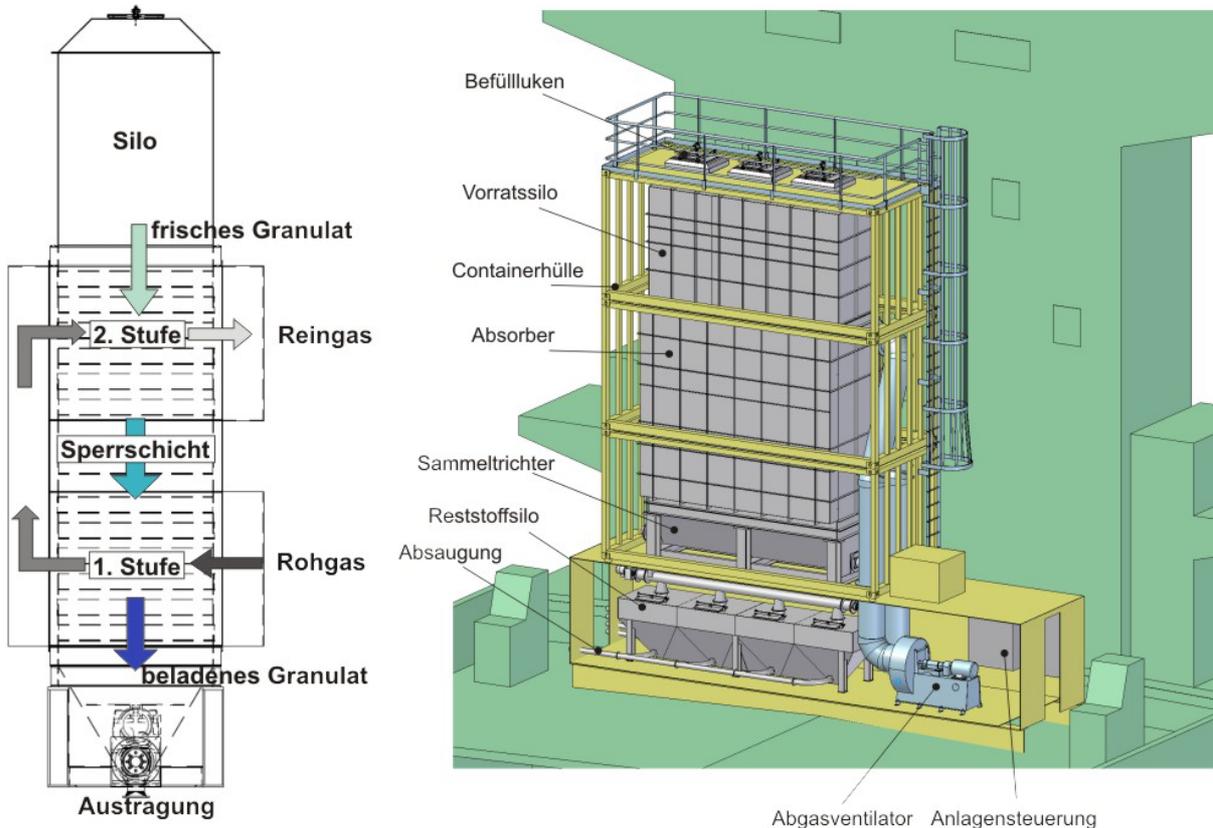


Abbildung 2: Prinzipskizze und Zeichnungen der DryEGCS-Versuchsanlage auf MS "Timbus"

In ersten Versuchen konnte nachgewiesen werden, dass der Abgasteilstrom der Hauptmaschine, die Schweröl mit etwa 1 % Schwefel verbrennt, im gesamten Betriebsbereich fast vollständig entschwefelt werden kann. In Abbildung 3 sind die gemessenen  $\text{SO}_2$ -Konzentrationen im Roh- und Reingas bei einer ersten Messung gezeigt. Die Rohgaskonzentration von etwa 260 ppm entspricht einem Schwefelgehalt im Brennstoff von 1 %. Die Reingaskonzentration geht durch die Verwendung eines frischen Granulats im Absorber zunächst auf fast Null zurück. Mit einer allmählichen Sättigung wird nach einer Betriebszeit von mehreren hundert Stunden die für die Einhaltung der

IMO-Grenzwerte relevante Konzentration von 26 ppm erreicht, die einem Schwefelgehalt im Brennstoff von 0,1 % entspricht.

Die Klassifikationsgesellschaft Germanischer Lloyd bestätigte die Ergebnisse durch eigene Messungen. Mit der Eindüsung von zusätzlichem Schwefeldioxidgas wurde die SO<sub>2</sub>-Konzentration im Abgas auf einen äquivalenten Schwefelgehalt im Brennstoff von 1,78 % angehoben. Die Messungen des Germanischen Lloyd zeigten auch hier eine fast vollständige Entfernung des Schwefeldioxids im Abgas durch die Entschwefelungsanlage.

Bei den Messungen der Abgasbestandteile wurde eine mobile Abgasanalyseanlage des Typs Horiba PG-250 eingesetzt. Die verwendeten Messprinzipien entsprechen den Anforderungen nach [2]. Die Messung der Bestandteile erfolgte im trockenen Abgas. Der Analysator arbeitet nach den Messprinzipien der Chemilumineszenz (CLD) für die NO-Messung, der nicht-dispersiven Infrarotstrahlung (NDIR) für die CO-, CO<sub>2</sub>- und SO<sub>2</sub>-Messung und des paramagnetischen Sensors für die O<sub>2</sub>-Messung.

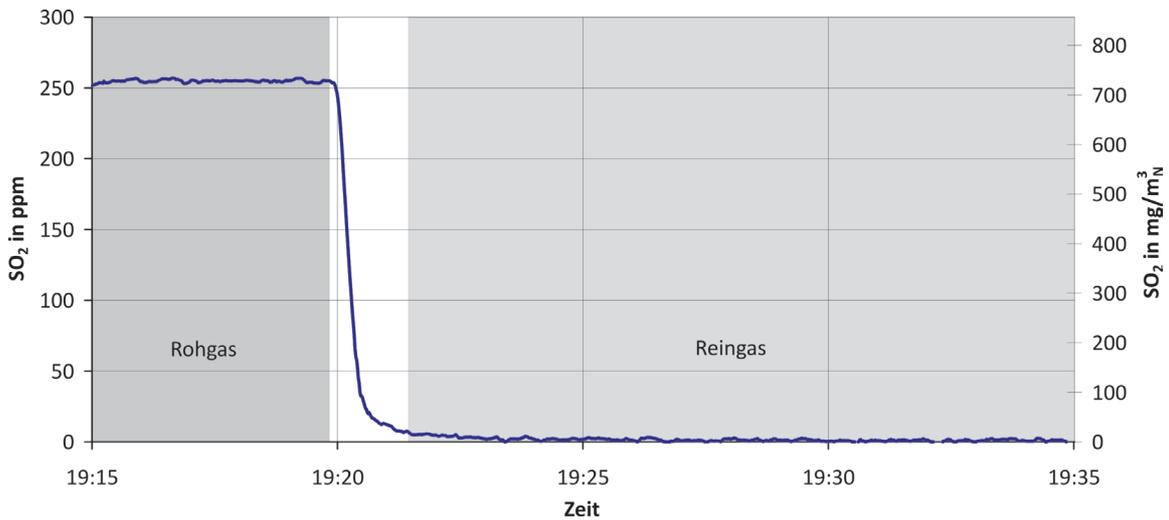


Abbildung 3: SO<sub>2</sub>-Konzentration im Rohgas vor und im Reingas hinter der Abgasentschwefelungsanlage

Bei der Umströmung des porösen Kalkgranulats werden viele Rußpartikel des Abgases ebenfalls entfernt. In Abbildung 4 sind 49 Messpunkte zur Rußbelastung im Rohgas vor der Anlage, in der Umlenkhaube zwischen den beiden Stufen und im Reingas hinter der Anlage bei 75 % Motorleistung dargestellt. Die Messungen erfolgten durch die Auswertung der Bosch-Zahl. Mit einer Dosierpumpe wird der Abgasleitung des Motors eine bestimmte Abgasmenge entnommen und durch ein Filterpapier gesaugt. Aus der dabei auf dem Filterpapier entstehenden Schwärzung wird die Bosch-Zahl bestimmt, die ein Maß für den Rußgehalt der Abgase ist.

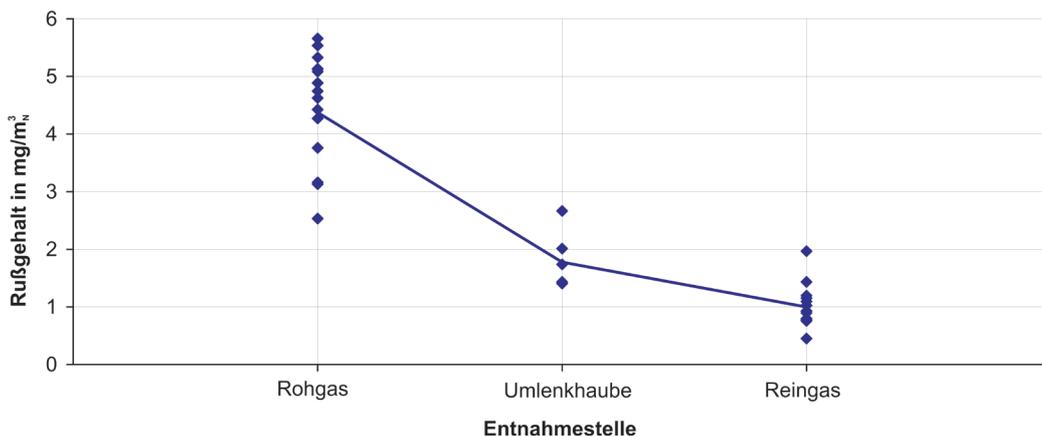
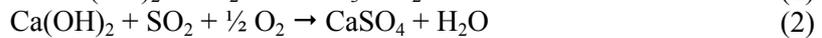


Abbildung 4: Rußgehalt im Rohgas, in der Umlenkhaube zwischen den Stufen und im Reingas hinter der Entschwefelungsanlage

Auf der Rohgasseite beträgt die Rußbelastung des kalten Abgases 4 bis 6 mg/m<sup>3</sup><sub>N</sub>. Auf der Reingasseite reduziert sich die Rußmenge auf etwa 1 mg/m<sup>3</sup><sub>N</sub>, in der Umlenkhaube liegt sie noch bei etwa 2 mg/m<sup>3</sup><sub>N</sub>. Im Mittel wird die Rußbelastung in diesem Betriebspunkt in beiden Stufen des Schüttschichtabsorbers um rund 75 % reduziert.

## 2.2 Betriebsmittelbedarf

Die Reaktion des Kalkhydratgranulats (Ca(OH)<sub>2</sub>) mit den sauren Gasen SO<sub>2</sub> und SO<sub>3</sub> verläuft nach den Reaktionsmechanismen



und



Aus dem stöchiometrischen Verhältnis sowie einem anzunehmenden Umsatzgrad des Kalkhydrats von 40 % ergibt sich bei einem Schwefelgehalt im Brennstoff von 1 % und einer Reduzierung auf den IMO-Grenzwert von 0,1 % ein Granulatbedarf von etwa 12 kg je MWh vom Motor geleisteter Arbeit. Der Umsatzgrad berücksichtigt, dass das Granulat mit Durchmessern zwischen 2 und 8 mm nicht vollständig reagieren kann, da eine entstehende Produktschicht die Poren verschließt und die verfügbaren Oberflächen verringert.

Aus diesem Bedarf ergibt sich für die Versuchsanlage auf MS „Timbus“, die einen Abgasteilstrom entschwefelt, der etwa einem Megawatt Motorleistung entspricht, eine Vorratsmenge von 8 t Granulat für eine vierwöchige Reise. Der Betriebsmittelbedarf ist proportional zum Schwefelgehalt des Brennstoffes. Das Bauvolumen der Anlage richtet sich nach der entstehenden Abgasmenge, für die eine ausreichende Verweilzeit in der Schüttschicht vorzusehen ist.

Das teilweise zu Gips (CaSO<sub>4</sub>) reagierte Granulat kann zukünftig beispielsweise in der Zementindustrie zur weiteren Entschwefelung verwendet werden oder, wie in der Trockensorption bei Müllverbrennungsanlagen praktiziert, als Bergversatz unter Tage verbracht werden.

## 2.3 DryEGCS-Prüfstandsanlage an der TUHH

Die mittlere Abgastemperatur beim Eintritt in die DryEGCS-Versuchsanlage auf MS „Timbus“ liegt bei etwa 360 °C. Der Schwefelgehalt darf, um den im Schornstein eingebauten SCR-Katalysator nicht zu beeinträchtigen, einen Wert von 1 % nicht überschreiten. Für das dann vorliegende Abgas funktioniert das Verfahren sehr gut.

Um das Verfahren auch bei unterschiedlichen Temperaturen, Wasserdampfgehalten, Drücken und SO<sub>2</sub>-Konzentrationen verifizieren zu können, wurde am Institut für Energietechnik eine Prüfstandsanlage aufgebaut. Heiße Luft wird befeuchtet, mit Schwefeldioxid vermischt und durchströmt einen kleinen Schüttschichtabsorber. Die Parameter des Gases sind somit frei wählbar.

Da das zur Absorption verwendete Granulat abhängig von der geologischen Herkunft, der Art des Kalkbrennens und der Granulierung große Unterschiede in der Zusammensetzung, der inneren Oberfläche und der Porensysteme aufweist, soll mit der Prüfstandsanlage außerdem die Eignung verschiedener Granulate für das Verfahren untersucht werden.

Abbildung 5 zeigt die Prüfstandsanlage mit einem runden, radial durchströmten Absorber sowie den Messstellen zur Bestimmung des Gaszustandes, des Durchflusses und der Gaszusammensetzung. An Stelle des runden Absorbers kann auch ein Absorber in Kaskadenbauweise eingesetzt werden.

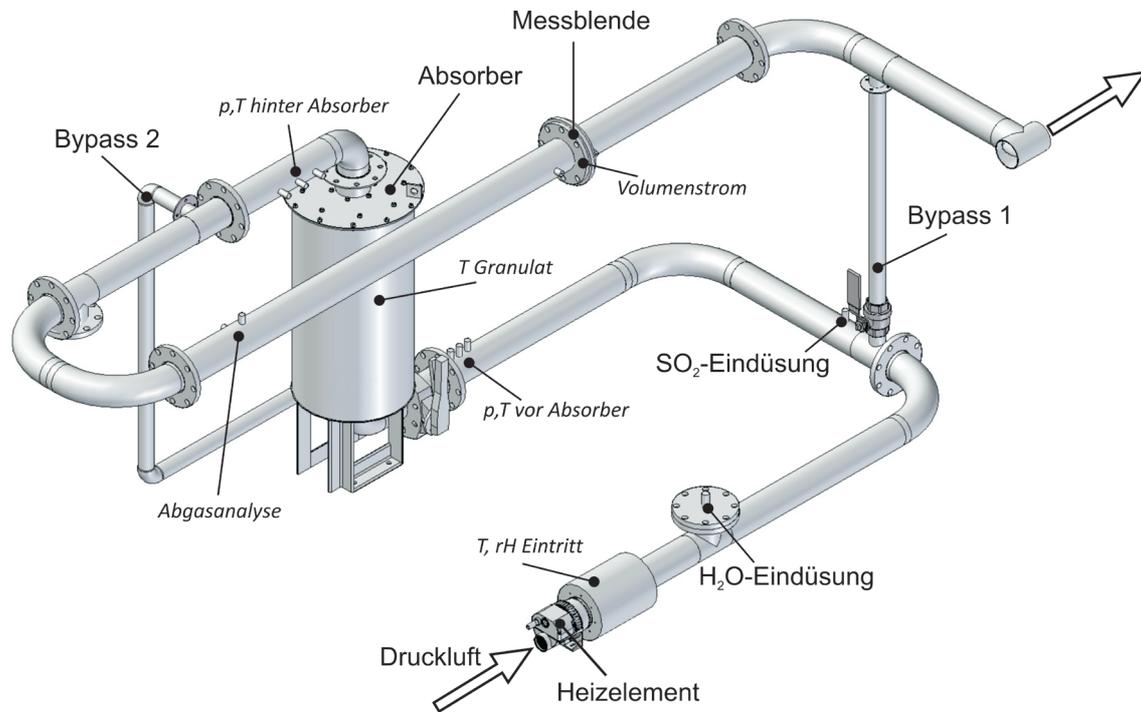


Abbildung 5: Prüfstandsanlage zur Untersuchung des DryEGCS-Verfahrens

## 2.4 Simulationsrechnungen

Das Institut für Energietechnik wird zukünftig eine tiefgehende Analyse des Verfahrens durch die Erstellung von Simulationsmodellen vornehmen. Die Absorption der Schwefeloxide an einzelnen Granulatpartikeln erfolgt in fünf Schritten (Abbildung 6). Jeder einzelne dieser Schritte kann rechnerisch beschrieben werden. Die Umströmung der Partikel ergibt sich aus der Geometrie des Kaskadensystems und der Porosität der Schüttschicht.

Durch die Bildung einer Produktschicht bei der Reaktion des Schwefeloxids mit dem Kalkhydrat verschließen sich die Poren und die reaktive Oberfläche des Granulats verringert sich. Somit wird mit fortschreitender Reaktionsdauer die Diffusion der Gasmoleküle durch die Produktschicht der geschwindigkeitshemmende Schritt.

Ein solches Simulationsmodell soll es ermöglichen, die Sättigung des Kalkhydratgranulates als Durchbruchkurve zu beschreiben. Mit dieser Kurve können Rückschlüsse auf die Verweilzeit und damit auf die Anlagengröße gezogen werden. Umfangreiche Untersuchungen mit der Prüfstandsanlage zur Bestimmung von Kennzahlen der Absorptionsschritte sowie Laboranalysen für die Beurteilung der Zusammensetzung und der Oberflächen der Granulate sind Voraussetzungen für das Modell.

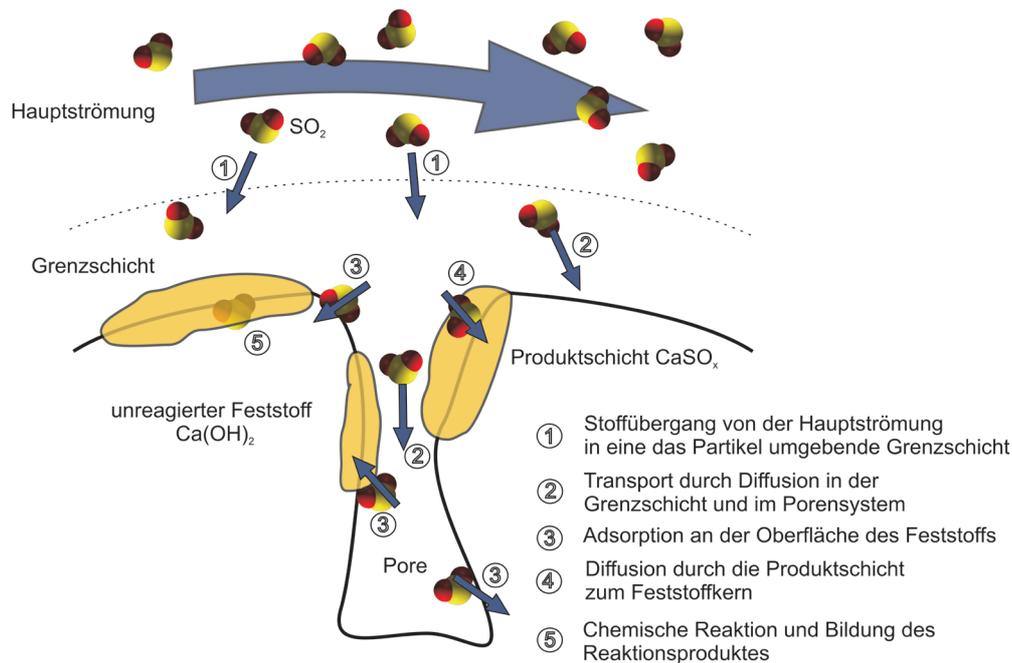


Abbildung 6: Stoffübergang von gasförmigem Schwefeldioxid an ein festes Kalkhydratkorn in fünf Schritten

## 2.5 Vergleich mit anderen Verfahren zur Abgasentschwefelung

In der Entwicklung befinden sich neben dem an der TUHH untersuchten trockenen Verfahren auch Nasswäscheverfahren zur Abgasentschwefelung auf Schiffen [3,4]. Bei diesen Verfahren wird die Alkalität von Seewasser oder mit Natronlauge angereichertem Frischwasser genutzt, um die Schwefeloxide zu binden. Da  $\text{SO}_2$  und  $\text{SO}_3$  nur in flüssigem Wasser gelöst werden können, müssen die Abgase im Wäscher auf ca. 65 bis 70 °C abgekühlt werden. Dem Abgas wird also Energie entzogen, die für eine weitere Nutzung nicht mehr zur Verfügung steht.

Soll zur Einhaltung der Stickoxid-Grenzwerte ab 2016 [1] ein SCR-Katalysator eingesetzt werden, so müssen die Abgase auf die Mindesttemperatur von 240 °C aufgeheizt werden, was die Energiebilanz des Systems deutlich beeinträchtigt. Eine Anordnung des Katalysators vor der Entschwefelungsanlage ist wegen der Vergiftung der katalytischen Oberflächen durch Schwefeloxide nicht möglich.

Der Wasserbedarf eines Seewasserwäschers hängt stark von den Eigenschaften des Wassers und somit dem Fahrtgebiet ab. Für eine Reduzierung der Schwefeloxide um 75 % müssen, abhängig vom Fahrtgebiet, bis zu 100 t/MWh Seewasser in den Schornstein des Schiffes gepumpt werden [5]. Hinzu kommt eine bis zu 3,5-mal größere Seewassermenge, um die Säure im Waschwasser zu verdünnen und den pH-Wert an das umgebende Seewasser anzugleichen. Neben der hohen Pumpenleistung ist auch der Reinigungsaufwand für das Seewasser und die teilweise Verlagerung der Emissionen von der Atmosphäre in die Hydrosphäre ein deutlicher Nachteil des Seewasserwäschers.

Ein Frischwasserwäscher benötigt Natronlauge als Betriebsmittel, die in das im Kreis geförderte Frischwasser dosiert wird. Die Natronlauge und der Ausgleich von Verdampfungsverlusten des Frischwassers verursachen hohe Betriebskosten des Frischwasserwäschers. Beide Wäschersysteme benötigen viel Platz und erfordern die Verwendung von korrosionsbeständigen Werkstoffen, die gleichzeitig hohen Abgastemperaturen widerstehen müssen.

### 3 Ausblick

Die Festlegung des maximalen Schwefelgehalts von 0,1 % im Brennstoff in den ECAs ab 2015 ist ein sehr wichtiger Schritt, stellt für die Schifffahrt aber eine große Herausforderung dar. Die Mineralölkonzerne sind derzeit nicht in der Lage, die notwendigen Mengen schwefelreduzierter Brennstoffe zur Verfügung zu stellen. Große Investitionen müssen getätigt werden, wobei noch nicht klar ist, in welche Richtung diese gehen werden. Es ist sowohl möglich, das Rückstandsöl in der Raffinerie zu entschwefeln, als auch durch weitere Aufspaltung der Kohlenwasserstoffketten die entstehende Menge an Rückstandsölen zu minimieren und mehr schwefelarmes Marine-Gasöl zu produzieren. Beides ist aber mit einem hohen Energieaufwand verbunden und erhöht den CO<sub>2</sub>-Ausstoß der Raffinerien um bis zu 12 % [6]. Ein deutlicher Anstieg der Bunkerkosten ist in jedem Fall die Folge.

Die Abgasreinigung an Bord ist eine gute und wichtige Alternative, um die Kosten für die Reeder und Charterer gering zu halten. Das am Institut für Energietechnik untersuchte Verfahren arbeitet mit einer simplen Technik, geringem Energieverbrauch und verwendet ein Betriebsmittel, das weltweit in großer Menge zur Verfügung gestellt werden kann. Aus den Untersuchungen an der Versuchsanlage auf MS „Timbus“ konnte bereits gefolgert werden, dass eine einstufige Ausführung der Anlage ausreichend ist. Auch auf den Abgasventilator kann bei zukünftigen Anlagen meistens verzichtet werden, weil der Strömungswiderstand von nur 9 mbar über zwei Stufen ohne Probleme durch den Dieselmotor überwunden werden kann. Da der Absorber eine schalldämpfende Wirkung hat, könnte durch den Wegfall eines Schalldämpfers in der Abgasleitung das Gesamtsystem außerdem vereinfacht werden.

Die trockene Abgasreinigung lässt sich aufgrund eines geringen Temperaturverlusts gut mit der selektiven katalytischen Reduktion von Stickoxiden (SCR) verbinden. Deshalb wird das „Dry Exhaust Gas Cleaning System“ zukünftig als ein kombiniertes System zur Reduzierung von Schwefeloxiden und Stickoxiden angeboten, um alle Grenzwerte nach 2015 einhalten zu können.

Auch wenn nur eine geringe Zahl der etwa 30.000 zur Zeit in europäischen Gewässern fahrenden Handelsschiffe mit dem DryEGCS ausgerüstet würden, werden sich die Preise für das Kalkgranulat und die Entsorgung langfristig auf einem relativ geringen Niveau einpendeln. Die ökonomischen und ökologischen Vorteile der trockenen Abgasreinigung verschaffen dem Verfahren eine gute wirtschaftliche Perspektive.

[1] International Maritime Organization, Marine Environmental Protection Committee, Annex 13, Resolution MEPC.176(58), Revised MARPOL Annex VI. (2008).

[2] International Maritime Organization, Marine Environmental Protection Committee, Annex 9, Resolution MEPC.184(59), 2009 Guidelines for Exhaust Gas Cleaning Systems. (2009).

[3] Hamworthy Krystallon –Sea Water Scrubbing, Hamworthy Krystallon Presentation October 2009, <http://www.hamworthy.com/PageFiles/1774/Hamworthy%20Krystallon%20Scrubber%20Concept.pdf> am 01.06.2010, 10:50h.

[4] Wärtsilä Corporation, WÄRTSILÄ SO<sub>x</sub> REDUCERS – SCRUBBER SYSTEM, Wärtsilä Finland Oy (2010).

[5] I.-M.Karle and D. Turner, Seawater Scrubbing - reduction of SO<sub>x</sub> emissions from ship exhausts THE ALLIANCE FOR GLOBAL SUSTAINABILITY GÖTEBORG, Dept of Chemistry, Göteborg University (2007).

[6] B. Lange et al., Klimaschutz im Seeverkehr, Aktionskonferenz Nordsee e. V., Bremen (2009).

# Entwicklung einer Termintreuekennlinie als Funktion von Rückstand und Reihenfolgetreue

Dipl.-Ing. Arif Kuyumcu\*

\*Institut für Produktionsmanagement und -technik  
TU Hamburg-Harburg 21071 Hamburg  
E-Mail: kuyumcu@tu-harburg.de

Dieser Artikel erläutert das Vorgehen bei der Erforschung einer Kennlinie, die die Termintreue einer industriellen Fertigung als Funktion ihrer Einflussgrößen darstellt. Die Abgangstermintreue einer Fertigung ist eine bedeutende logistische Zielgröße, die die Wettbewerbsfähigkeit von produzierenden Unternehmen maßgeblich beeinflusst. In Unternehmen mit geringer Wertschöpfungstiefe ist die eigene Termintreue abhängig von der Termintreue kritischer Rohteil- und Systemlieferanten sowie den externen Arbeitsvorgängen, die von Dritten ausgeführt werden. Bislang existiert noch kein quantitatives Modell, das die Termintreue in Abhängigkeit Ihrer Einflussgrößen beschreibt. Ziel des Forschungsvorhabens ist es, ein derartiges Modell in Form einer Kennlinie zu entwickeln. Mit dem Rückstand und der Reihenfolgetreue sollen erstmals sämtliche bekannte Einflussgrößen auf die Termintreue systematisch untersucht werden. Ihr Einfluss soll als Parameter in die Terminkennlinie integriert werden. Die Termintreuekennlinie wird in einem deduktiv-experimentellen Vorgehen hergeleitet. Dies verbindet die analytische Beschreibung der Wirkzusammenhänge auf die Termintreue mit der Validierung durch ein Simulationsmodell. Das Ergebnis soll eine Näherungsgleichung zur quantitativen Beschreibung der Abhängigkeit der Termintreue von ihren Einflussgrößen sein.

## 1 Einleitung

Werften haben sich von Produktionsunternehmen der Schwerindustrie zu Koordinatoren in einem weit verteilten Wertschöpfungsnetzwerk entwickelt. Um der Komplexität der Schiffe in der Produktion und in ihrer Nutzungsphase gerecht zu werden, müssen sich die Werften auf das Zusammenspiel vieler Zulieferer von Komponenten, Subsystemen sowie Ingenieur- und Finanzdienstleistern verlassen können. Der Fremdvergabeanteil im heutigen Schiffbau liegt dabei zwischen 70 und 80% [1, 2]. Durch die niedrige Wertschöpfungstiefe der Werften rückt die Termintreue ihrer Zulieferer in den Fokus der logistischen Leistungsfähigkeit. Die Termintreue der Werft gegenüber dem Eigner ist dabei direkt von der Termintreue der zuliefernden Unternehmen abhängig. Die verspätete Anlieferung von Fremdbezugsteilen und -baugruppen führt zu kostspieligen Nachbesserungsarbeiten, wie etwa dem nachträglichen Öffnen bereits montierter Sektionen, um fehlende Systeme zu ergänzen. Leider sind derartige Umplanungen gängige Praxis. Sie führen zu erheblichen Mehrkosten, die die Wettbewerbsposition deutscher Werften weiter schwächen. Ursache hierfür ist letztlich ein mangelhaftes Verständnis darüber, wie Unternehmen die Termintreue beeinflussen können. Damit stellt sich die wissenschaftliche Frage, welche Einflussgrößen sich in logistischen Systemen auf die Termintreue auswirken, und wie das Verständnis für die Wirkzusammenhänge logistischer Ziel- und Einflussgrößen für die produzierenden Unternehmen nutzbar gemacht werden kann.



aufweisen. Dies bezieht sich sowohl auf eine zu frühe als auch auf eine zu späte Fertigstellung (negative und positive Terminabweichung).

### **3.1 Einflussgrößen auf die Termintreue**

Zwei Arten von Abweichungen im Betriebsablauf der Fertigung sind denkbar, die direkten Einfluss auf die Termintreue haben: Rückstandsbildung und Reihenfolgeabweichungen. Im Folgenden werden diese Größen und ihr Einfluss auf die Termintreue erläutert. Es wird deutlich, dass eine rückstands-freie Fertigung, die ohne Reihenfolgeabweichungen arbeitet, eine Termintreue von 100 Prozent erreicht.

#### **3.1.1 Rückstand**

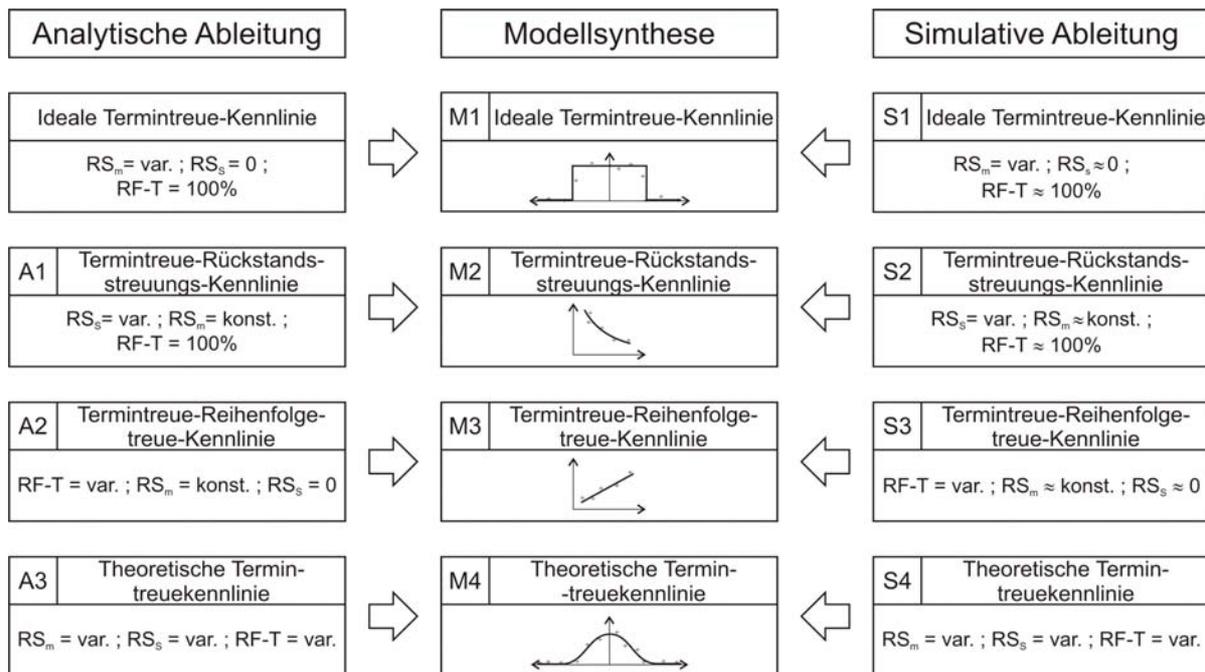
Der Rückstand einer Fertigung bezeichnet die Abweichung zwischen Ist- und Plan-Abgang der gesamten Fertigung bzw. einzelner Arbeitssysteme. Der Abgang wird dazu meist in Vorgabestunden gemessen bzw. geplant. Ein Rückstand kann aus verschiedenen Gründen entstehen, z.B. wenn der Abgang aufgrund einer Maschinenstörung oder wegen fehlenden Materials hinter dem Plan zurückbleibt. Im Mittel werden die Aufträge dann zu spät fertig gestellt. Auch ein negativer Rückstand kann entstehen, wenn der tatsächliche Abgang dem Plan vorauseilt. Je nach Stärke der Terminabweichung wird die Termintoleranz überschritten, so dass die Termintreue sinkt. Der Rückstand kann im Verlauf des Betrachtungszeitraums schwanken. Zeiträume mit positivem Rückstand können durch solche mit negativem Rückstand aufgewogen werden. Dadurch entsteht eine Situation, in der der mittlere Rückstand null oder sehr gering ist, die Streuung des Rückstands aber dennoch für eine Minderung der Termintreue sorgt. Nur wenn über den gesamten Betrachtungszeitraum kein Rückstand auftritt, ist eine maximale Termintreue erreichbar. Aus diesen Überlegungen heraus sind zu den Einflussgrößen auf die Termintreue sowohl der mittlere Rückstand als auch die Rückstandsstreuung zu zählen.

#### **3.1.2 Reihenfolgetreue**

Auch ohne Rückstand kann die Termintreue sinken. An allen Arbeitssystemen, an denen mehrere Aufträge um die Bearbeitung konkurrieren, sollte eine Plan-Reihenfolge der Abarbeitung vorgegeben sein. Wird von dieser Reihenfolge abgewichen, beispielsweise um Aufträge rüstopimal zusammenzufassen oder wegen mangelnder Arbeitsplatzausstattung, werden einige Aufträge gegenüber der Planung beschleunigt, andere dagegen zurückgestellt und in ihrem Durchlauf durch die Fertigung verlangsamt. Beschleunigte Aufträge werden zu früh fertig gestellt, verlangsamte zu spät. Negative und positive Terminabweichungen treten gemeinsam auf und die Termintreue sinkt.

## **4 Forschungsvorgehen**

Ziel der Forschungsarbeit ist es, ein Modell für das quantitative Verhalten der Termintreue eines Unternehmens in Abhängigkeit ihrer Einflussgrößen zu erstellen. In einem deduktiv experimentellen Vorgehen soll eine Kennlinie für die Termintreue abgeleitet werden. Dabei soll erstmals der Einfluss von Rückstand, dessen Streuung und der Reihenfolgetreue auf die Termintreue einer industriellen Fertigung systematisch untersucht werden. Die Erkenntnisse sollen als Parameter in die Terminkennlinie integriert werden. Die Termintreuekennlinie soll in drei Schritten erforscht werden: Zunächst sollen die Wirkbeziehungen analytisch hergeleitet werden. Danach wird die Termintreuekennlinie simulativ abgeleitet werden, um die Modellhypothesen zu validieren bzw. zu überprüfen. Letztlich soll die eigentliche Termintreuekennlinie durch eine Synthese von analytischer und simulierter Kennlinie entstehen. Abbildung 2 fasst das Vorgehen zusammen. Die einzelnen Schritte werden in den nachfolgenden Abschnitten erläutert.



$RS_m$  : mittl. Rückstand ;  $RS_s$ : Rückstandsstreuung ; RF-T: Reihenfolge-treue ; konst.: konstant ; var.: variabel

**Abbildung 2: Vorgehen zur analytisch-experimentellen Ableitung der Termintreuekennlinie**

## 4.1 Analytische Ableitung

Aufgabe der analytischen Ableitung ist es, den theoretischen Zusammenhang der Einflussgrößen Rückstand bzw. Rückstandsstreuung und Reihenfolgeabweichung auf die Abgangstermintreue herzustellen und mathematisch zu beschreiben. Im ersten Schritt (Abbildung 2 Feld A1) soll der Zusammenhang zwischen der Rückstandsstreuung und der Termintreue gefunden und quantifiziert werden. Zunächst soll dazu die Verteilung der Rückstandsstreuung statistisch abstrahiert und beschrieben werden. Durch entsprechende Messungen in der Fertigung eines zu untersuchenden Unternehmens ist die Verteilungsfunktion für die Rückstandsstreuung anhand geeigneter Anpassungsmaße zu bestimmen. Daraufhin soll der formale Zusammenhang zur Verteilung der Abgangsterminabweichung dargestellt werden. In Verbindung mit der Termintoleranz ergibt sich daraus der analytische Einfluss der Rückstandsstreuung auf die Termintreue. Das Ergebnis ist eine Kennlinie, welche die Termintreue über der Rückstandsstreuung abbildet. Die Reihenfolge-treue wird dabei zunächst auf 100% gesetzt und der mittlere Rückstand wird nicht variiert. Die Rückstandsstreuung ist dazu in geeigneter Weise zu quantifizieren.

Im zweiten Schritt der analytischen Ableitung soll der Zusammenhang zwischen Reihenfolgeabweichungen und der Termintreue hergestellt und quantifiziert werden (Abbildung 2 Feld A2). Zunächst sollen die Möglichkeiten zur Reihenfolgeabweichung identifiziert und allgemein beschrieben werden. Grundsätzlich lassen sich drei Formen der Reihenfolgeabweichung identifizieren:

- Der Warteschlange vor dem Arbeitssystem wird ein weiterer Auftrag hinzugefügt,
- einer der wartenden Aufträge wird gestrichen,
- innerhalb der zur Bearbeitung anstehenden Aufträge kommt es zu Vertauschungen.

Jede Art der Abweichung soll in ihrem Einfluss auf die Abgangstermintreue zunächst einzeln untersucht werden. Daraufhin soll die Modellierung auf das simultane Auftreten mehrerer Abweichungsarten übertragen werden. Nach dem groben Verständnis des Wirkzusammenhangs auf die Termintreue, ist ein geeignetes Maß für die Reihenfolgeabweichung bzw. Reihenfolge-treue zu finden und der formale Zusammenhang zur Termintreue herzuleiten. Das angestrebte Ergebnis des Schritts A2 ist eine Kennlinie, die die Termintreue über der Reihenfolge-treue bzw. Reihenfolgeabweichung abbildet. Der mittlere Rückstand soll dabei als konstant und streuungsfrei angenommen werden.

Im letzten Schritt der analytischen Ableitung (Abbildung 2 Feld A3) ist es das Ziel, die in den

vorangegangenen Schritten gefundenen Zusammenhänge zwischen den Einflussgrößen und der Termintreue zu überlagern und in eine Gleichung zu überführen. Voraussichtlich wird es nicht gelingen, auf rein analytischem Weg eine Gleichung abzuleiten, die die Termintreue in ausreichender Näherung als Funktion der Einflussgrößen abbildet. In Analogie zum deduktiv-experimentellen Vorgehen bei der Ableitung von Produktions- und Lagerkennlinien (Vgl. Nyhuis [8]) soll jedoch eine (ideale) Kennlinie gefunden werden, die durch Hinzufügen parameterabhängiger Komponenten die Termintreue in hinreichender Näherung abbilden kann.

## **4.2 Simulative Ableitung**

Für die Evaluierung der analytisch hergeleiteten Termintreuekennlinien soll eine reale Fertigung mit Hilfe der Simulation abgebildet werden. Die Modellerstellung beinhaltet dabei neben der Abbildung der Fertigung in der Simulationssoftware ebenfalls die Erfassung, Aufbereitung und Modellintegration aller notwendigen Stamm- und Bewegungsdaten des Auftragsdurchlaufs eines Kalenderjahres. Im ersten Simulationsschritt (Abbildung 2 Feld S1) soll durch simulative Erzeugung der idealen Termintreuekennlinie zunächst das Simulationsmodell validiert werden.

Entsprechend der analytischen Ableitung werden im Anschluss an S1 die einzelnen Einflussgrößen zum Modell hinzugefügt, um das Verhalten der Termintreue experimentell zu untersuchen. Schritt S2 dient dabei der isolierten Analyse der Auswirkungen durch Rückstandsstreuungen; in Arbeitsschritt S3 werden die Rückstandsstreuungen wieder aus der Simulation entfernt und stattdessen werden Reihenfolgeabweichungen integriert. Im letzten Simulationsschritt S4 werden dann sämtliche Einflussgrößen gleichzeitig variiert, um die vollständige Simulation von Terminabweichungen in der Fertigung zu erreichen.

## **4.3 Modellsynthese**

Im letzten Schritt des Forschungsvorhabens sollen die Ergebnisse aus der analytischen Herleitung der Termintreuekennlinie mit den Erkenntnissen aus den Simulationsversuchen zusammengeführt werden. Idealerweise bestätigen die Simulationsexperimente den Verlauf der analytisch hergeleiteten Kennlinien. Wahrscheinlicher ist jedoch eine Abweichung des realen Kennlinienverlaufs gegenüber dem analytisch hergeleiteten. Aufgabe der Modellsynthese ist es dann, Anpassungsparameter für die idealen Kennlinien zu finden, die den Verlauf der (simulativ erzeugten) realen Kennlinie annähern. Das Ergebnis der Modellsynthese ist in dem Fall eine Näherungsgleichung für das Verhalten der Termintreue in Abhängigkeit von Rückstand, Rückstandsstreuung und Reihenfolgeabweichung in der Fertigung.

## **5 Fazit**

Auch wenn dieses Forschungsvorhaben dem Bereich der logistischen Grundlagenforschung zuzurechnen ist, wird die praktische Relevanz der erwarteten Resultate schnell deutlich. Mit dem Verständnis um die Modellierung der Termintreue und ihrer Einflussgrößen wird es in Zukunft möglich sein, Methoden zur gezielten Steuerung dieser logistischen Zielgröße für die Industrie abzuleiten. Auf dem globalisierten maritimen Markt, auf dem deutsche Werften im Wettbewerb mit Unternehmen aus so genannten Niedriglohnländern stehen, müssen Lohnkostenvorteile in Fernost oder Osteuropa durch Mehrwerte für den Kunden ausgeglichen werden [9]. Eine exzellente Logistikleistung bietet dabei eine Möglichkeit, die Differenzierung gegenüber der Konkurrenz für den Kunden zu erreichen und so einen Wettbewerbsvorteil zu erlangen.

## Literatur

- [1] LeaderSHIP 2015. Defining the Future of the European Shipbuilding and Repair Industry - Competitiveness through Excellence, Communication from the Commission to the Council, the European Parliament, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. Brüssel 2003.
- [2] Meyerwerft Website. Beschaffungsmengen pro Kreuzfahrtschiff.  
URL: <http://www.meyerwerft.com/page.asp?lang=d&main=7&subs=0&did=1054>.  
Abrufdatum 26.11.2009.
- [3] Wiendahl, H.-P.: Fertigungsregelung. Logistische Beherrschung von Fertigungsabläufen auf Basis des Trichtermodells. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1997.
- [4] Bohlmann, B.: Innovationswettbewerb der Schiffswerften. In: Reese, C. (Red.): Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 96. Band, Springer-Verlag Berlin [u.a.], 2002
- [5] Lödging, H.: Verfahren der Fertigungssteuerung: Grundlagen, Beschreibung, Konfiguration. – 2., erw. Aufl. – Berlin [u.a.]: Springer, 2008. – Zugl.: Hannover, Univ., Habil., 2004
- [6] Yu, K.-W.: Terminkennlinie: Eine Beschreibungsmethodik für die Terminabweichung im Produktionsbereich. Hannover, Univ., Diss., 2001. Veröffentlicht in: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 2, Nr. 576, Düsseldorf, 2001
- [7] Dombrowski, U.: Qualitätssicherung im Terminwesen der Werkstattfertigung. Diss. Universität Hannover, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 2, Nr. 159, Düsseldorf, 1998.
- [8] Nyhuis, P.; Wiendahl, H.-P.: Logistische Kennlinien: Grundlagen, Werkzeuge und Anwendungen. Berlin [u.a.]: Springer, 2. Aufl., 2002
- [9] Eggers, D.: Entwicklung von Dienstleistungsportfolios bei Investitionsgüterherstellern: Dargestellt am Beispiel der maritimen Industrie. In: Nedeß; C.; Hintze, W. (Hrsg.): Wissen schafft Innovation, Bd. 11, 2010.

# **Bewertung der Betriebsfestigkeit von Schweißverbindungen unter Berücksichtigung von Imperfektionen und Schweißeigenstressungen**

**In dieser Doktorarbeit soll der Einfluss von fertigungsbedingten Imperfektionen auf das Betriebsfestigkeitsverhalten von Schweißverbindungen untersucht werden. Es werden hier speziell dünnwandige Konstruktionen mit Blechdicken von 4 mm betrachtet, die bisher wenig Verwendung im Schiffbau finden. Aufgrund von Gewichtsoptimierungen ist zu erwarten, dass in Zukunft solche Konstruktionen auch an festigkeitsrelevanten Bereichen Anwendung finden sollen.**

**Olav Feltz, Wolfgang Fricke**

Technische Universität Hamburg-Harburg  
Institut für Konstruktion und Festigkeit, M-10  
Schwarzenbergstrasse 95c  
21073 Hamburg

Olav Feltz, [feltz@tu-harburg.de](mailto:feltz@tu-harburg.de)  
Wolfgang Fricke, [w.fricke@tu-harburg.de](mailto:w.fricke@tu-harburg.de)

## **1 Einleitung**

Im modernen Schiffbau werden Schiffe in Sektionsbauweise hergestellt, d.h. möglichst große Module werden in geschlossenen Hallen vorgefertigt. Durch eine in großen Teilen automatisierte Fabrikation können beispielsweise beim Schweißen Spannvorrichtungen verwendet werden, um Schweißverwerfungen möglichst gering zu halten. Anschließend werden auf dem Helgen oder im Baudock, dem eigentlichen Bauplatz des Schiffes, diese Sektionen zusammengefügt. Platten- und Steifenenden müssen hier in Flucht zueinander gebracht werden, um das Abschweißen zu ermöglichen. Viele dieser Montagenähte werden von Hand in allen Zwangslagen ausgeführt.

Im Mittelpunkt dieser Untersuchung stehen hochbelastete Schweißnähte quer zur Schiffslängsrichtung, die mit Imperfektionen (Kantenversatz und Winkelverzug) behaftet sind, die Handschweißungen unter solchen Bedingungen zwangsläufig mit sich bringen. Besonders bei dünnen Blechen (4 mm) treten diese Deformationen in hohem Maße auf. Untersuchungen an Kleinproben von verschiedenen Werften haben gezeigt, dass das Betriebsfestigkeitsverhalten dieser Schweißnähte signifikant schlechter ist, als z.B. bei einer Blechstärke von 9 mm, die ähnliche Geometrieparameter aufweisen. Für das Schwingfestigkeitsverhalten sind Spannungen an den Nahtübergängen ausschlaggebend. Hier wurden sie mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode unter Anwendung lokaler Konzepte ermittelt.

Um Unterschiede zwischen dem Verhalten von realen Bauteilen und diesen Kleinproben z.B. infolge von Schweißeigenstressungen zu klären, werden derzeit weitere Untersuchungen an Paneelen vorgenommen. Hierbei werden Kleinproben aus den Paneelen geschnitten und dabei ausgelöste Spannungen gemessen. Im nachfolgenden Schwingfestigkeitsversuch werden diese Spannungen wieder aufgebracht, um ihren Einfluss zu quantifizieren.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Betriebsfestigkeit von dynamisch belasteten, dünnwandigen Konstruktionen im Schiffbau unter Berücksichtigung von üblichen Imperfektionen und Eigenstressungen abzuschätzen.

Schäden an solchen Montagestößen sind derzeit nicht bekannt, obwohl rechnerisch sehr hohe Spannungen auftreten.

## **2 Ausgangspunkt der Untersuchung**

In einem Forschungsprojekt zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit von Fallnaht-Stumpfstoß-Schweißnähten bei Blechstärken von weniger als 10 mm, wurden auch 4 mm dicke Proben zu einem

Vergleich herangezogen. Diese für schiffbauliche Verhältnisse sehr dünnen Proben zeigten ein signifikant schlechteres Betriebsfestigkeitsverhalten, als es zu erwarten war. Das Regelwerk geht bei Schweißnähten dieser Art von  $80 \text{ N/mm}^2$  bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln als Referenzwert für die Schwingfestigkeit auf Basis der Nennspannungen aus (FAT 80).

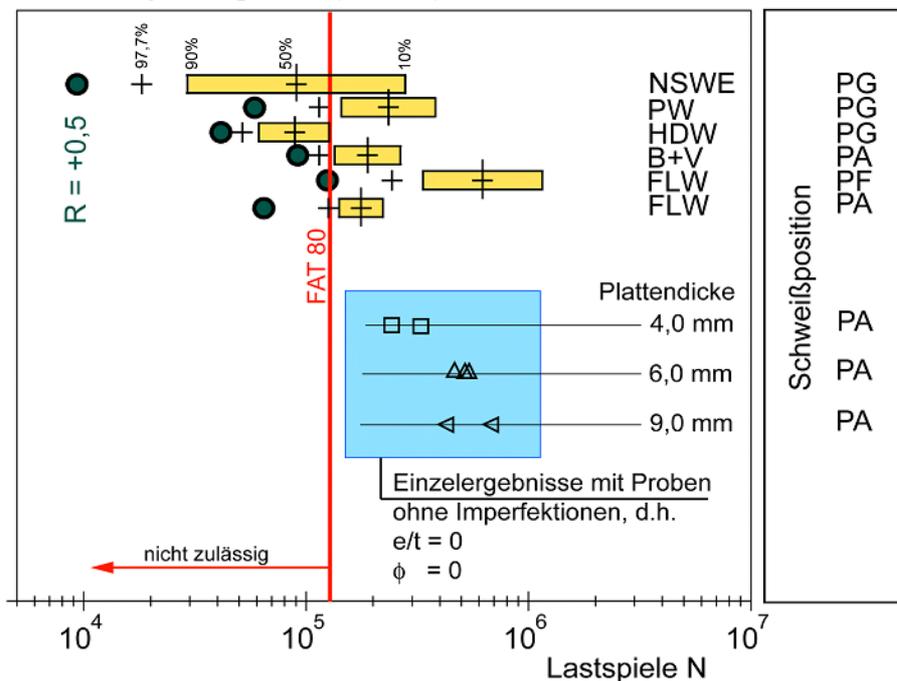


Abb. 1: Dünne Bleche mit 4 mm Dicke erreichen in Kleinproben-Versuchen nicht die vorgegebenen Lebensdauer bei FAT 80

### 3 Forschungsprojekt „Dünoblech“

Um eine gesicherte Grundlage für den zukünftigen Einsatz solcher Schweißverbindungen zu gewährleisten, wurde in Zusammenarbeit mit sechs deutschen Werften ein Forschungsprojekt aufgelegt. Es sollte untersucht werden, ob Stumpfstoss-Schweißnähte an dünnen Blechen anders zu bewerten sind, als es derzeit nach gängigen Regeln der Fall ist und unterhalb welcher Blechstärke eine eventuelle Abminderung der Betriebsfestigkeit angesetzt werden müsste.

### 4 Probengeometrie

Innerhalb des Forschungsprojektes „Dünoblech“ wurden Stumpfstoss-Schweißnähte an drei verschiedene Plattenstärken hinsichtlich der Betriebsfestigkeit getestet. Die Proben wurden jeweils in drei Serien in den Blechstärken 4, 6 und 9 mm von allen Werften hergestellt. Die drei Serien ergaben sich aus unterschiedlichen Schweißpositionen, die untersucht wurden:

PA – Wannenposition/Wannenlage - waagrechtes Schweißen an liegendem Bauteil

PC – Querposition - waagrechtes Schweißen an senkrechter Wand

PG und PF – senkrechte Position – fallendes bzw. steigendes Schweißen

Die Probenform wurde gewählt zu  $2 \text{ mal } 300 \times 1000 \text{ mm}$ , die jeweils an einer Längsseite verschweißt wurden. Auf diese Weise ergaben sich Probenabmaße von  $600 \times 1000 \text{ mm}$  bei der Anlieferung. Anschließend wurden die verschweißten Bleche zu Kleinproben der Abmaße  $60 \times 60 \text{ mm}$  zergesägt.



Abb. 2: Anlieferungszustand (Beispielhaft)

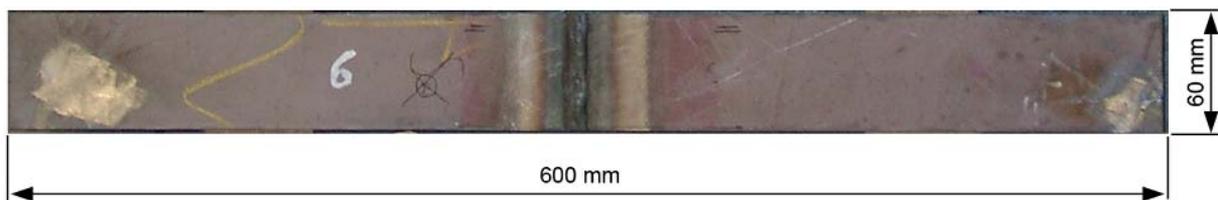


Abb. 3: Kleinproben Abmaße

Aufgrund der Ergebnisse des Projektes zur Untersuchung der Fallnähte wurde außerdem besonderes Augenmerk auf die Deformationen der Proben gelegt. Übliche Deformationen, die Berücksichtigung in den Regelwerken finden, sind hier Kantenversatz und Winkelverzug, wie in Abbildung 4 dargestellt.

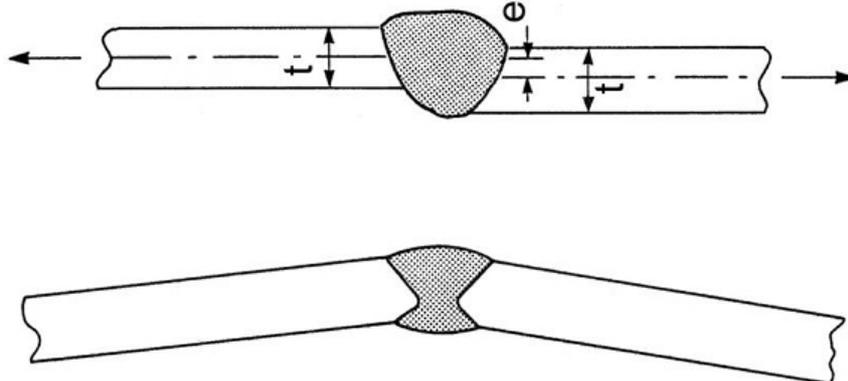


Abb. 4: Kantenversatz (oben) und Winkelverzug (unten)

Zusätzlich wurden noch Schweißnahtbreite, Übergangsradien, Schweißnahtüberhöhung und Schweißnahtwinkel jeweils aus Deck- und Gegenlagenseite der Proben aufgenommen, um jeweils vollständige Datensätze zu gewinnen. Zuletzt benannte Maße werden für FE-Modelle benötigt und mit Hilfe eines Laserscanners aufgenommen. (Abb. 5)

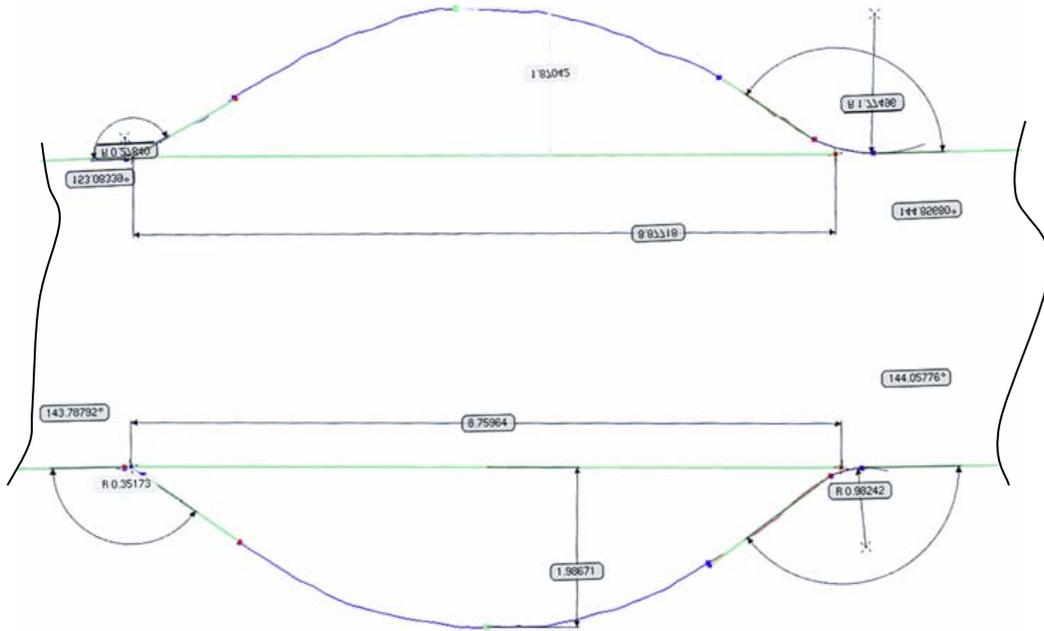


Abb. 5: Beispiel: Auswertung einer mit Laser vermessenen Schweißnaht

## 5 Versuchsdurchführung

Die Versuche wurden auf einem 200 kN Horizontal-Resonanzpulsler der Bauart Schenck, Darmstadt durchgeführt und fanden in Luft bei Raumtemperatur statt. Die Prüffrequenz betrug dabei etwa 30 Hz. Mit dieser Prüfmaschine wurden Schwingfestigversuche durchgeführt, anhand derer es möglich ist eine Betriebsfestigkeit zu ermitteln.



Abb. 6: Horizontal-Resonanzpulsler

Das Ergebnis einer solchen Versuchsdurchführung sind aufgebrachte Lastschwingbreite und erreichte Lastwechselzahlen für jede Probe. Die aufgebrachten Lasten können zu Spannungen umgerechnet und in einem Wöhlerdiagramm dargestellt und ausgewertet werden.

Zur Überprüfung der aufgetragenen Spannungen wurden einige Proben mit Dehnungsmessstreifen (DMS) ausgerüstet. Überwiegend wurden diese DMS 40 mm von der Schweißnaht entfernt aufgebracht.

Diese Ergebnisse der Spannungsermittlung wurden dazu verwendet, reale Proben mit Finite-Elemente (FE) Berechnungs-Modelle zu vergleichen. Bei den FE-Modellen wird am gleichen Ort die Spannung ausgelesen, so dass ein direkter Vergleich möglich ist. (siehe Abb. 7)

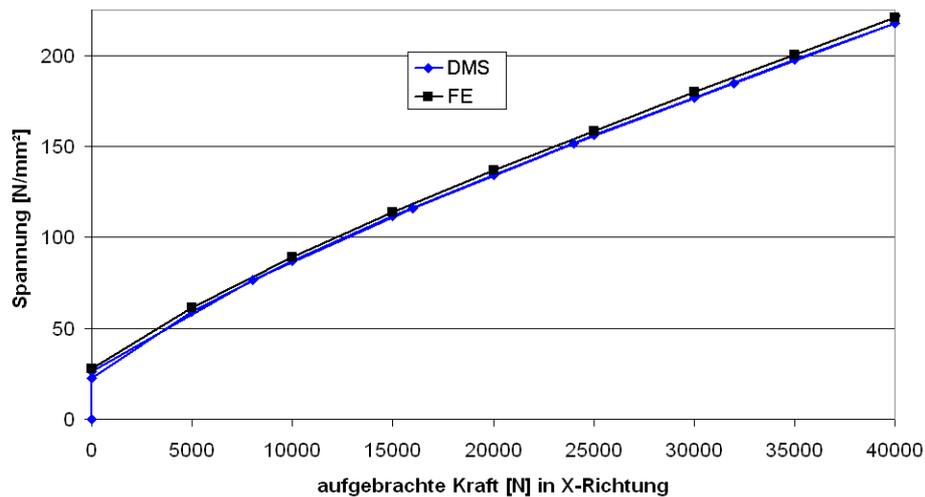


Abb. 7: Gemessene Spannung: blau, berechnete Spannung: schwarz (beispielhaft)

## 6 Finite-Elemente-Modell

Alle Proben wurden nach dem Strukturspannungs-Konzept bewertet, welche die strukturbedingte Spannungserhöhung berücksichtigt, d.h. hier diejenige infolge von Kantenversatz und Winkelverzug. Hierfür ist ein FE-Modell [1] erstellt worden, welches eine Reihe der aufgenommenen geometrischen Abmaße berücksichtigt. Jede Probe ist auf diese Weise individuell berechnet worden.

Berücksichtigte Parameter:

Kantenversatz und Winkelverzug

Probenlänge, -breite

Schweißnahtbreite

Schweißnahtüberhöhung oben und unten

Schweißnahtwinkel oben und unten

Die Berechnung des Modells erfolgt in zwei Schritten: zuerst wird das Spannen der Proben in einem linearen Lastschritt berechnet. Aufgrund der geometrisch nichtlinearen Deformation erfolgt danach das Belasten der Probe in mehreren Lastschritten.

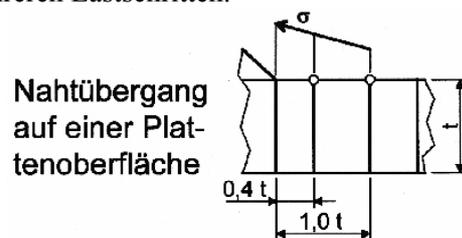


Abb. 8: Prinzip Strukturspannungs-Konzept (relativ feines Netz) [2]

Die Elementierung des Modells entspricht den Forderungen des Strukturspannungs-Konzeptes, welches hier Anwendung findet. Die Knotenabstände vor der Kerbe sind 0,4-t und 1,0-t [2] (siehe Abb.8). Über diese beiden Stützstellen wurde die Strukturspannung zur Kerbe extrapoliert. Verwendet wurden 20-Knoten Volumenelemente mit reduzierter Integration.

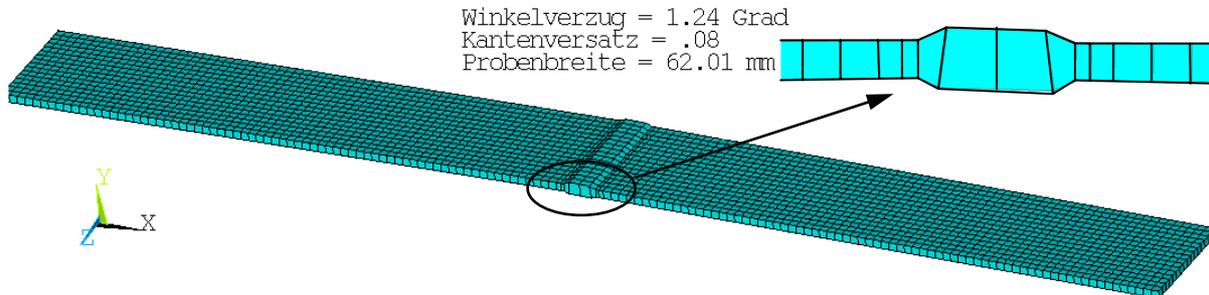


Abb. 9: FE-Modell, Elementierung

## 7 Ergebnisse Forschungsprojekt „Dünublech“

Im Folgenden sind die Ergebnisse der drei Probenserien in Form von Wöhlerliniendiagrammen dargestellt. Die angegebene Spannungsschwingbreite ist die mit FE berechnete Strukturspannung. Die hierfür gültige Betriebsfestigkeits-Klasse beträgt FAT 100 [2,3].

Die Ergebnisse jeder einzelnen Probe müssen nach Empfehlungen des IIW (International Institute of Welding) aufgrund eines möglichen Grenzspannungsverhältnisses (R) oberhalb von Null abgewertet werden. Das IIW empfiehlt Versuchsergebnisse von Kleinproben gemäß dem Diagramm in Abbildung 10 abzuwerten.

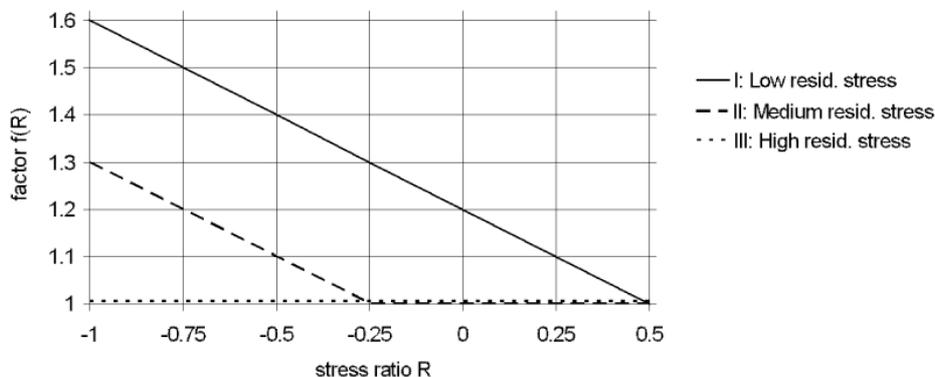


Abb. 10: Empfehlung des IIW zur Abminderung von Kleinprobenergebnissen die mit R-Wert kleiner 0,5 geprüft wurden

Die Größe des tatsächlichen R-Wertes und der daraus resultierenden Abminderung müssen für jede Probe berechnet werden, da durch die Art der Einspannung unterschiedliche Spannungen an den einzelnen vier Kerben einer Probe entstehen. Die Deformationen der Proben sind ausschlaggebend für die Höhe dieser Spannung. Es wurden R-Werte überwiegend im Bereich von 0,25 berechnet.

In den Abbildungen 11 – 13 ist zu erkennen, dass der hier statistisch ermittelte Referenzwert in N/mm<sup>2</sup> bei 2·10<sup>6</sup> Lastwechseln für 6 mm und 9 mm dicke Blechstärken nahe der geforderten FAT 100 liegt. Bei 4 mm wird dieser nicht erreicht.

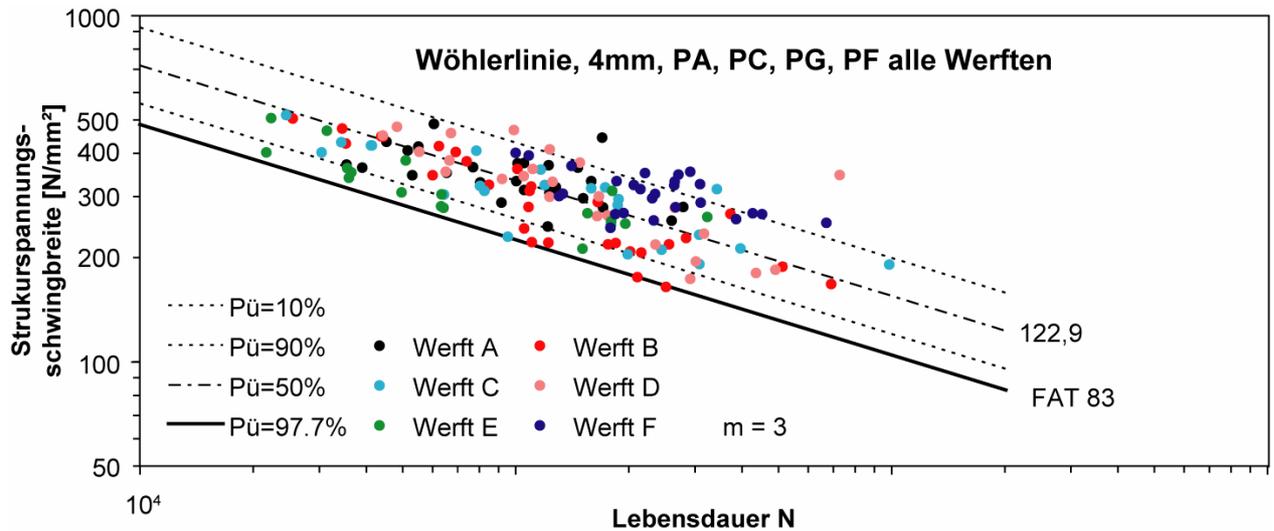


Abb. 11: Versuchsergebnisse aller Stumpfstoße in 4 mm Blechen

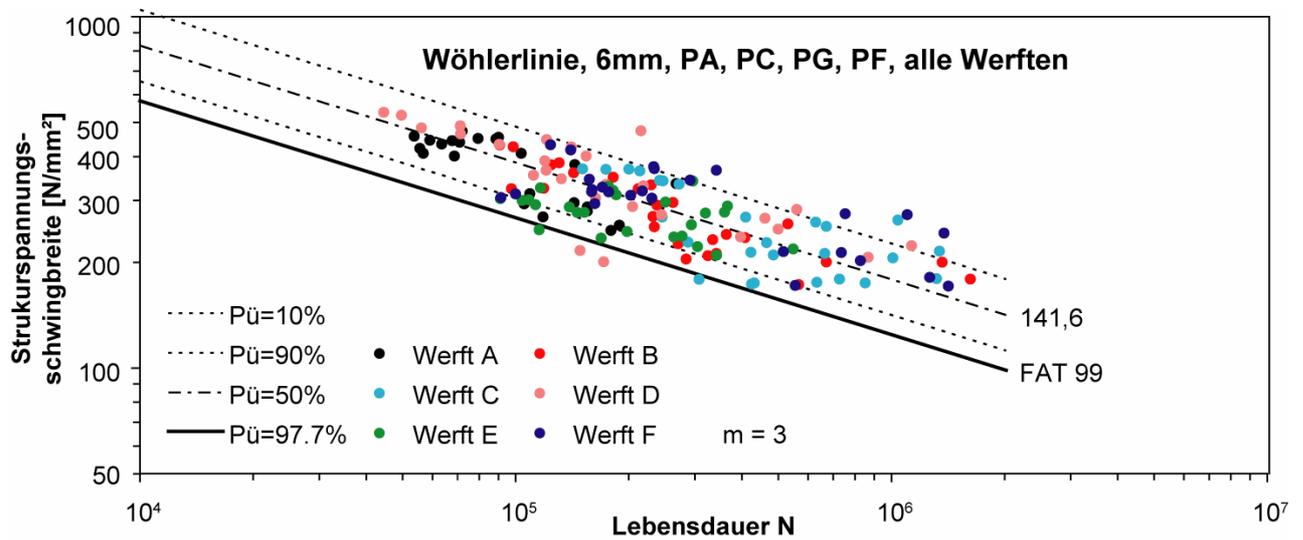


Abb. 12: Wöhlerlinie aller Stumpfstoße in 6 mm Blechen

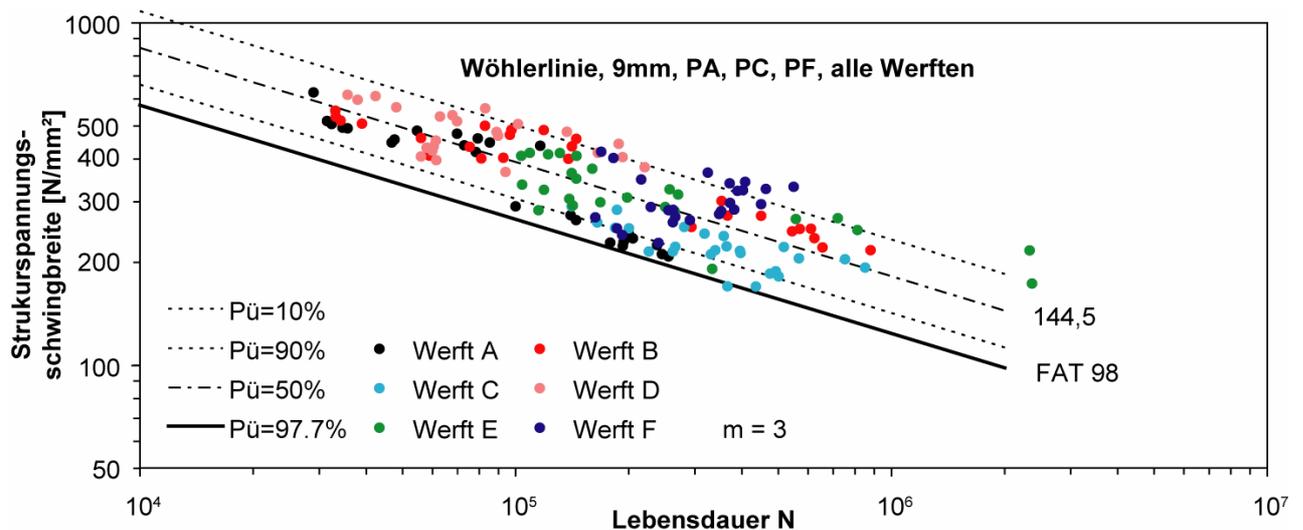


Abb. 13: Versuchsergebnisse aller Stumpfstoße in 9 mm Blechen

In der Abbildung 14 ist ein Vergleich der Ergebnisse in einem Diagramm dargestellt. Es geht deutlich ein Abfall von ca. 15% der 4 mm starken Bleche gegenüber denen mit 6 oder 9 mm hervor.

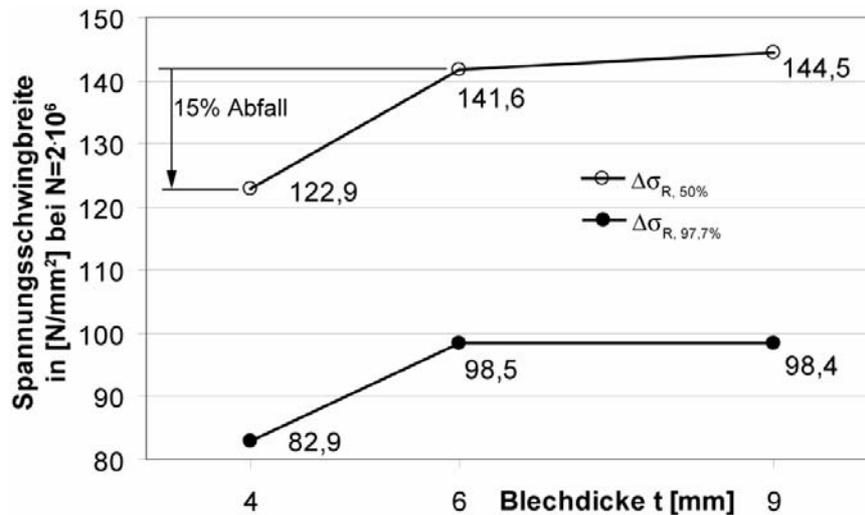


Abb. 14: Vergleich der Ergebnisse

Berechnungen der Spannungen nach dem Kerbspannungskonzept zeigten hier keine Verbesserung der Ergebnisse (vergl. [4]).

## 8 Forschungsprojekt „Montagestoß“

Die Ergebnisse aus dem Projekt „Dünnblech“ sind unbefriedigend, insbesondere der Abfall der Betriebsfestigkeit der Bleche mit einer Dicke von 4 mm bedürfen weiterer Klärung. Um mehr Erkenntnisse über diesen Effekt zu erlangen, wurde ein weiteres Forschungsprojekt ins Leben gerufen, in dem Einflüsse auf diese Stumpfstoß-Verbindung untersucht werden sollen. Insbesondere der Widerspruch der abgeminderten Festigkeit und dem Nicht-Vorhandensein von bekannten Schäden ist auffällig.

Ein Erklärungsansatz, der hier untersucht werden soll, ist das Vorhandensein von Spannungen nach dem Abschweißen der einzelnen Bauteile. Diese Spannungen setzen sich zusammen aus Schweißbeigenspannungen und drei-dimensional verteilten Spannungen aus Deformationen, die während der Herstellung entstehen. Diese gegenüber den Kleinproben veränderten Spannungen innerhalb der Bauteile können sich positiv auf die Schweißnaht auswirken.

Ein weiterer positiver Einfluss ist ein Grenzspannungsverhältnis von  $R = -1$ , wie es in vielen Schiffen auftritt.

Auch hier sollen Kleinproben Schwingfestigkeitsuntersuchungen unterzogen werden, aber unter veränderten Versuchsbedingungen.

## 9 Probengeometrie

Um Aussagen über diese Eigenspannungen treffen zu können, wurden in diesem Projekt komplette Paneele hergestellt (siehe Abb. 15). Die Arbeitsprozesse sind so realitätsnah wie möglich gestaltet worden, d.h. die obere Seite der in Paneelmitte angeordneten Schweißnaht wurde in Wannennlage, die untere Seite über Kopf hergestellt. Ein paneel besteht aus den verschweißten Deckblechen mit einer Dicke von 4 mm und zwei Rahmenbalken, die als T-Profile mit den Abmaßen 150 x mm für den Steg und 60 x 6 mm für den Gurt ausgeführt worden sind. Als Deckslängsbalken sind acht kleine Hollandprofile (HP 60 x 4) angebracht, die das Paneel in sieben Felder unterteilen (Paneel 1 ist um ein Feld länger).

Die hier getesteten Bauteile wurden von zwei unterschiedlichen Werften nach ihren Standards hergestellt. Die benötigten Kleinproben wurden diesen Paneelen entnommen.



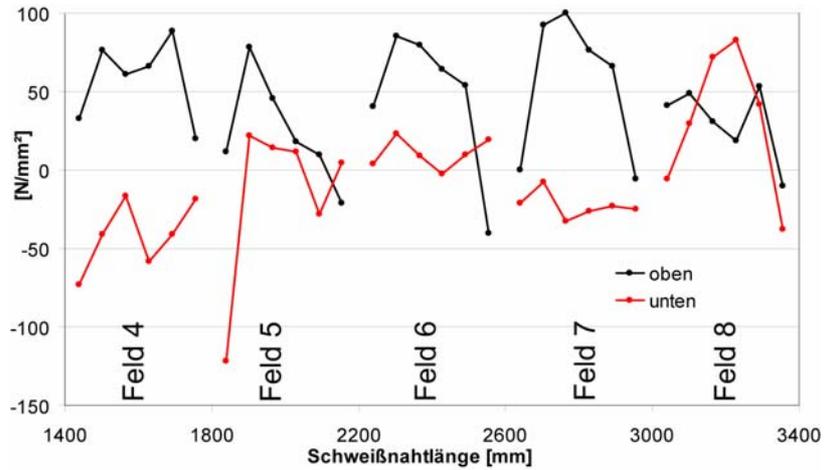


Abb. 17: Freigesetzte Spannungen unterhalb der Naht Panel 1

Deutlich ist die unterschiedliche Höhe der ausgelösten Spannungen in den Paneelen zu erkennen.

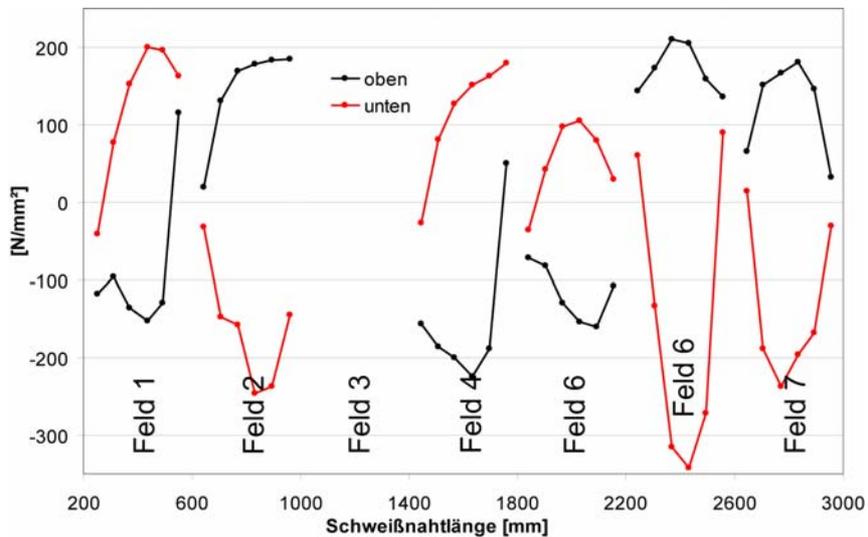


Abb. 18: Freigesetzte Spannungen unterhalb der Naht Panel 2

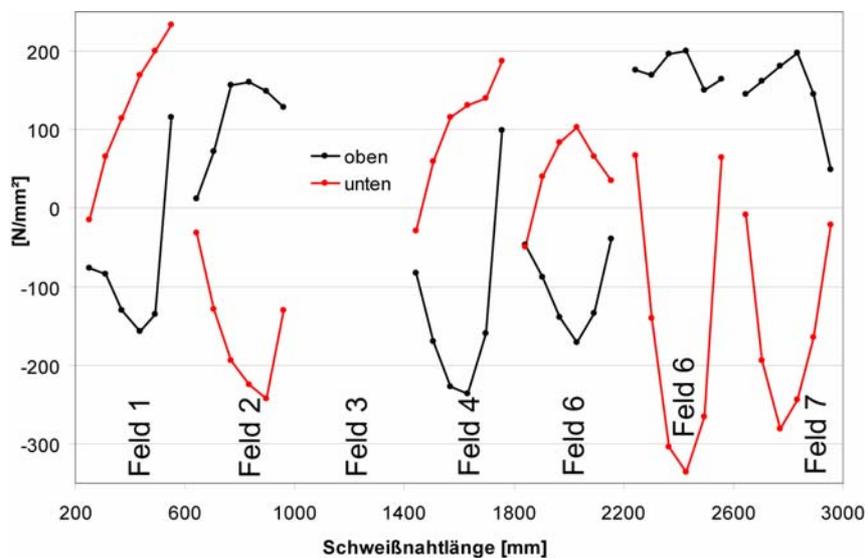


Abb. 19: Freigesetzte Spannungen oberhalb der Naht Panel 2

## 11 FE-Modell des Paneels

Ein FE-Modell des Paneels liefert eine Aussage über die Spannungsschwingbreite, die jeder Kleinprobenabschnitt der Schweißnaht erfährt. Hierzu wurden die Paneele mit einem Lasermesssystem im unversehrten Zustand vermessen und diese Daten dazu verwendet ein FE-Modell daraus zu erstellen. (siehe Abb. 20 und 21) Die Belastungen, die hier in Längsrichtung der Steifen angesetzt wurden, sind  $\pm 100 \text{ N/mm}^2$ .

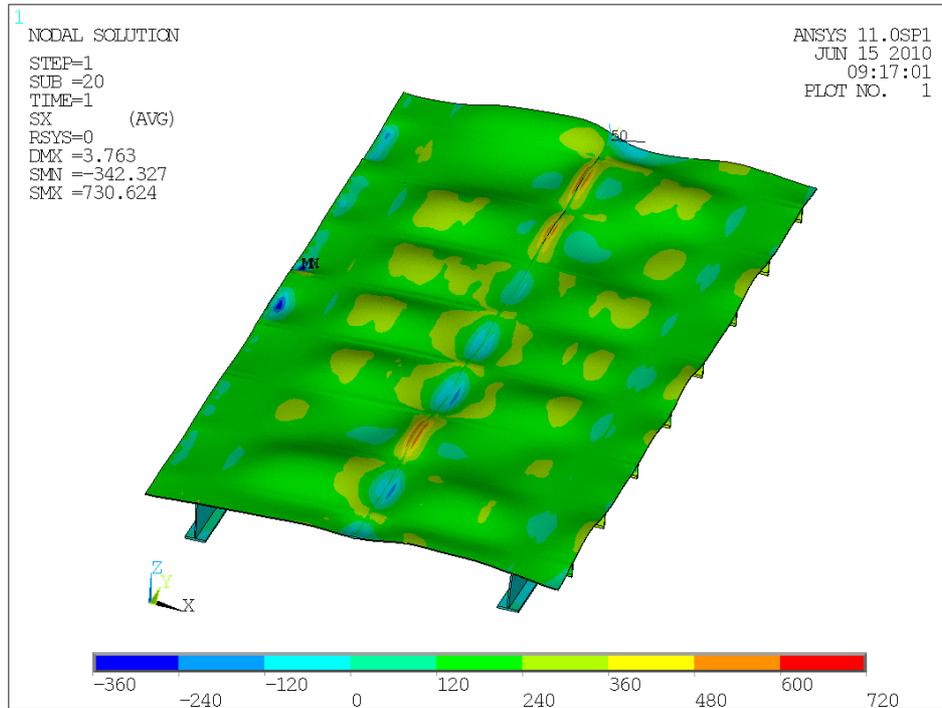


Abb. 20: FE-Modell Panel 2, Zugbelastung

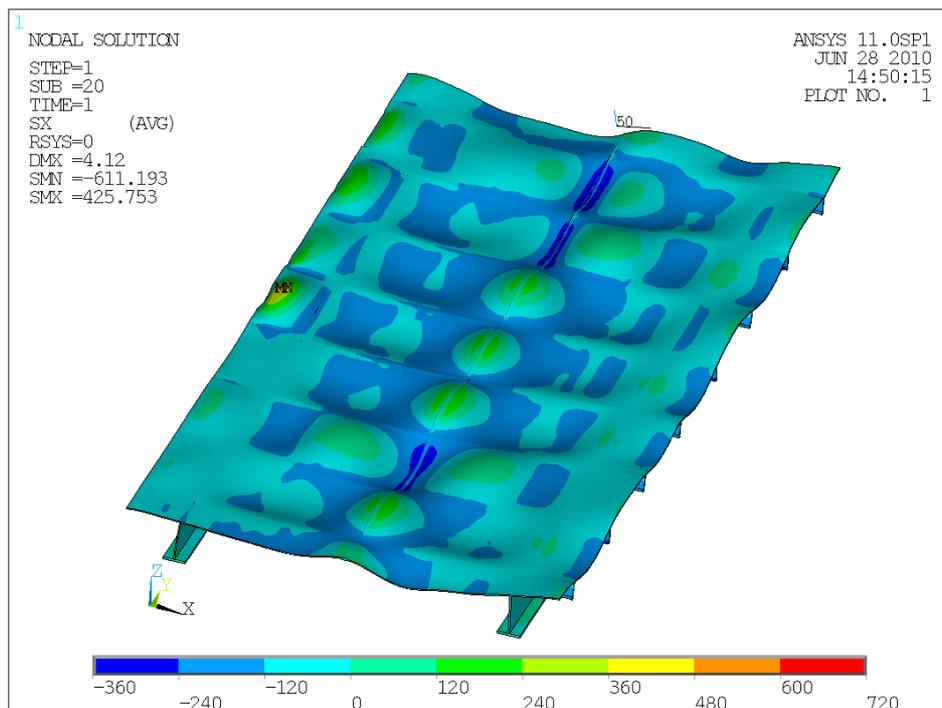


Abb. 21: FE-Modell Panel 2, Druckbelastung

Deformationen sind in den Abbildungen 20 und 21 20-fach überhöht, Spannungen sind in X-Richtung dargestellt.

## 12 Weiteres Vorgehen

Es werden auch innerhalb dieses Projektes Schwingfestigkeitsversuche durchgeführt, um eine Referenzspannung für Betriebsfestigkeitsberechnungen zu ermitteln. Für jede Probe kann unter Einbeziehung der Mittelspannung (gemessene ausgelöste Spannung) und der berechneten Strukturspannungsschwingbreite eine Lebensdauer berechnet werden. Diese über die Länge der Schweißnaht aufgetragen liefert eine Aussage zur Betriebsfestigkeit des ganzen Panels.

Bei der Versuchsdurchführung kommen Spannbacken zum Einsatz, die in der Lage sind sich den Schenkeln der Probe anzupassen (siehe Abb. 22). Es ist möglich, mit diesen Backen Proben in die Versuchsmaschine einzuspannen, ohne Spannungen in den Probenkörper einzubringen. Auf diese Art wurden erste Versuche bei einem realen Grenzspannungsverhältnis von  $R=0$  durchgeführt. Ein kleinerer  $R$ -Wert ist mit einer Resonanzpulsmaschine nicht realisierbar.

Da hier der genaue  $R$ -Wert bekannt ist, kann auch hier wieder eine  $R$ -Wert Abminderung stattfinden. Eine Möglichkeit dieses differenzierter durchzuführen als nach den Angaben des IIW gibt hier der Wöhlerlinienkatalog von Olivier und Ritter [5].

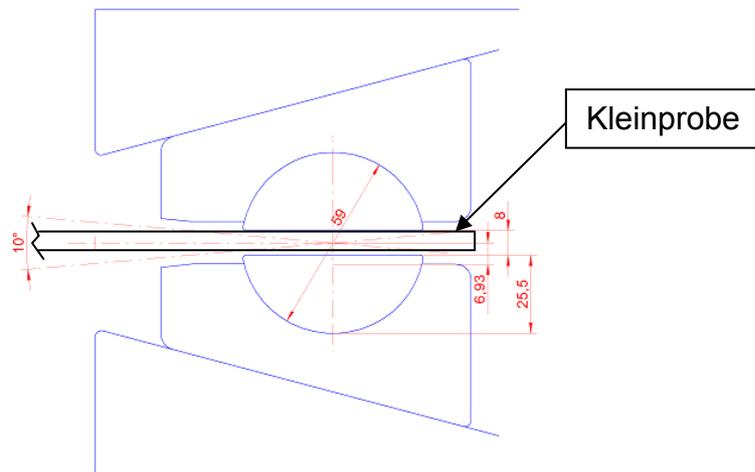


Abb. 22: Skizze Spannbacken

Ein weiterer Hinweis auf den Abfall der Betriebsfestigkeit von Stumpfstoßen in dünnen Blechen liefert eine derzeit stattfindende Untersuchung, welche den Einfluss der lokalen Schweißnahtgeometrie (Schweißnahtbreite und -überhöhung) auf die Lebensdauer in den Fokus stellt. Diese Geometrieparameter liegen in der gleichen Größenordnung wie bei dickeren Blechen. Setzt man diese Maße ins Verhältnis zur Blechdicke, steigen sie überproportional an, so dass sie einen größeren Einfluss auf die Betriebsfestigkeit haben können, als bei schiffbaulichen Blechdicken.

## 13 Schlussfolgerungen

Quantitative Untersuchungen der Betriebsfestigkeit von Stumpfstoßen bei dünnen Blechen (hier 4 mm) zeigen einen deutlichen Abfall der gegenüber Schiffbau üblichen Blechdicken. Eine Aussage über die Ursache ist derzeit nicht möglich. Es werden zwei möglich Gründe weiter untersucht, um herstellenden Betrieben eine gesicherte Grundlage zur Auslegung solcher Konstruktionen zur Verfügung stellen zu können.

Einerseits können sich Schweißeigenstressungen sowie die dreidimensionale Verteilung der Deformationen günstig auf diese Verbindung auswirken, andererseits wird der Einfluss der lokalen Schweißnahtabmaße untersucht und somit welchen Einfluss die Herstell-Qualität auf die Betriebsfestigkeit hat.

## 14 Literatur

- [1] Ansys ®, Release 11,0, SP1
- [2] Hobbacher, A. (Ed.) (2007): Recommendations for fatigue design of welded joints and components. Final Draft, IIW-Doc. XIII-2151r1-07 / XV-1254r1-07, International Institute of Welding.
- [3] GL (2008): Klassifikations- und Bauvorschriften, I – Schiffstechnik, Teil 1; Seeschiffe, Kapitel 1: Schiffskörper. Germanischer Lloyd, Hamburg.
- [4] Pedersen, M.M., Mouritsen, O.Ø., Hansen, M.R., Andersen, J.G., Wenderby, J. (2010), Re-analysis of fatigue data for welded joints using the notch stress approach, International Journal of Fatigue 32, p.1620-1626
- [5] Olivier, R., Ritter, W. (1979), Wöhlerlinienkatalog für Schweißverbindungen aus Baustählen, Düsseldorf, DVS GmbH

# Impact Tests with a Circular Cylinder in Pure and Aerated Water

Niels A. Lange\*

\*Institute for Fluid Dynamics and Ship Theory  
Hamburg University of Technology, Schwarzenbergstr. 95 C, 21073 Hamburg  
e-mail: [n.lange@tu-harburg.de](mailto:n.lange@tu-harburg.de)

## 1 Introduction

The present paper reports a test campaign on impact loads acting on a rigid two-dimensional circular cylinder during guided constant speed water entry. In contrast to other slamming investigations tests with air bubbles entrapped in the water are performed, in order to assess the sensibility of impact loads on the gas content. The preparation and design of the test rig as well as the execution and the analysis of the impact tests are described. First results of the ongoing test campaign will be presented.

Slamming is an important issue in marine engineering. Accordingly, many investigations have been performed on the prognosis and the measurement of impact loads. They mostly feature water entry problems into pure water and with a plane water surface. Within the present project in addition to that air bubbles are injected into the water so that an air water mixture at a certain ratio is generated. This provides the possibility to investigate the influence of the air content and the according compressibility of the mixture on the impact loads. As reported in [10] an air content in the water does not necessarily cause a reduction of impact loads but can also cause a resilience ('spring reaction') by the fluid mixture increasing the loads on the impacting structure.

The described phenomenon is not only of relevance for marine applications but also for ditching of aircraft (the controlled water landing of commercial aircraft): Earlier studies [1] and [2] have shown that ventilation does occur during water landing so that a significant amount of air bubbles is sucked underneath the aircraft fuselage. A further motivation for the test campaign is to provide a standard test case for validation of numerical approaches. Therefore it has been decided to perform constant speed slamming tests where the velocity of the immersing test body is kept constant during the water impact and until it has completely passed the calm waterline level.

As test body a rigid circular cylinder is chosen. The measured parameters comprise pressures along the circumference of the cylinder, the integral force and the acceleration on the test body during immersion. Special attention has to be given to the choice of the sensor equipment: The general test conditions pose challenges for pressure and force sensors due to the high impact velocities (up to  $3 \frac{m}{s}$ ), the short duration of the incidence, the required high sampling rates and the change of the fluid during measurements (air/water).

It has to be mentioned that the project has not been completed, yet. Therefore this paper shows work in progress and further details will be shown within the presentation.

## 2 Theory of slamming problems

The problem of a vertical impact of a rigid body on a plane water surface has been first investigated by von Kármán [6]. His theory deals with the impact of a two-dimensional cylindrical rigid body with a little sloped bottom on the surface of an incompressible and inviscid fluid, friction and gravity are neglected.

We consider a circular cylinder with the radius  $r$  at a vertical velocity  $v$ . At the time  $t$  since the impact

it will be immersed about  $vt$  below the calm water level. If we neglect the pile up of the water at the sides of the body the square of the wetted half breadth  $c$  will be

$$c^2 = r^2 - (r - vt)^2 = 2rvt - v^2t^2. \quad (1)$$

With proceeding time  $t$  the increase of  $c^2$  becomes less, according to (1) the maximum force is reached at the first impact:

$$F = -\pi\rho rv^2. \quad (2)$$

Compared to this formula by von Kármán measurements by Campbell and Weynberg [3] deliver larger impact loads. Instead of  $\pi$  a value of about 5.15 has been found. According to Wagner [9] this is due to the pile up which leads to a larger wetted surface. He specifies that  $c(t^2)$  is twice as large as defined by von Kármán so that the impact force  $F$  doubles as well:  $F = -2\pi\rho rv^2$ . This means larger loads than measured within experiments by Campbell and Weynberg.

The maximum pressure theoretically to be expected at the impact point is the acoustic pressure

$$p_{acous.} = \rho c_s v. \quad (3)$$

With a speed of sound for water at  $20^\circ C$  of  $c_{swater} = 1484 \frac{m}{s}$  and an impact velocity of  $3 \frac{m}{s}$  this leads to an acoustic pressure of  $p_{acous.} = 44.52 bar$  or a pressure coefficient of  $C_p = 989$ .

### 3 Experiments

As described above vertical guided motion constant speed impact tests with a two-dimensional rigid body with a circular cross section are performed.

Primary measurement categories are pressures at discrete positions along the circumference the integral force on and the acceleration on the test body and its velocity.

For the experiments with air bubbles further measures have to be recorded: Air pressure, air volume flow rate, mean bubble size and mean bubble ascension velocity.

#### 3.1 Test setup

It has been decided to perform the tests in the circular flow tank at the University of Duisburg-Essen because this basin features sufficient main dimensions and large windows for visual recording of the tests by (high-speed) cameras. The tank's structure is stiff and strong enough to persist the experimental conditions. Finally there is the possibility of generating circular flow. This option can be interesting for subsequent experiments with cross flow.

A linear unit has been placed on top of the tank which performs the required motion. It comprises a motor and the associated control unit for vertical guided motion at arbitrary velocities up to  $3 \frac{m}{s}$ . Due to the limited space in the laboratory the entire motion from start via constant speed during the impact at the requested velocity to standstill in the bottom dead center has to be performed within a distance of only 900 mm. The construction and dimensioning ensures a constant velocity during the water entry, even though the test body is exposed to high loads while penetrating the water surface. The rig is controlled by network connection to the measuring computer and operated by a user interface. The test body is mounted below the unit, connected by the force sensor to measure the total vertical force on the body. Figure 1 depicts the test rig including model on top of the basin.

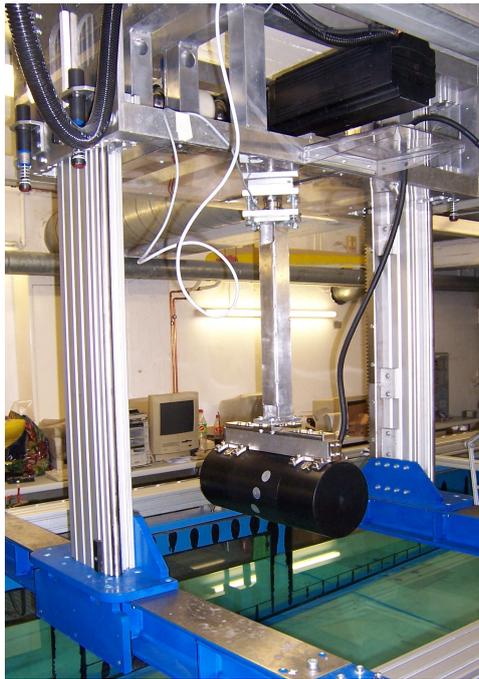


Figure 1: Test rig with test body in position on top of the test basin at University of Duisburg-Essen.

The model is made of a synthetic material (POM) which is solid enough to persist the tests and on the other hand light enough to keep it manageable. It is divided into three segments: Two outer parts which are fitted with one pressure sensor in  $0^\circ$  position each and a turnable middle section so that pressure measurements can be performed at different angles (from  $-45$  degree to  $+135$  degree). Figure 2 shows a CAD drawing the interior of the test body's middle section equipped with pressure sensors (left) and the assembled  $500\text{ mm}$  long test body (right). The longitudinal offsets between the pressure sensors placed on the surface along the circumference ensure measurements without disturbances due to the wake of other sensors.

To prevent the water from flowing along the face sides of the test body so that the problem keeps two-dimensional two discs are mounted close to the face sides, the so called model guiding.

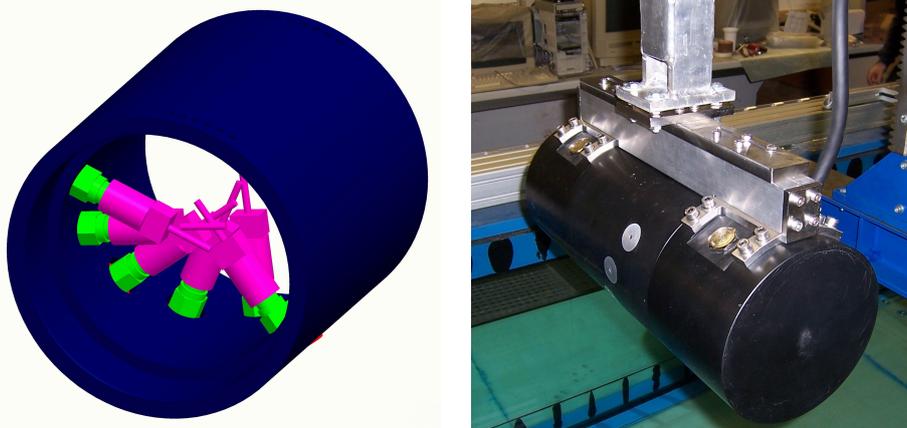


Figure 2: Test body with pressure sensors, interior view of middle section (left) and exterior view of assembled model (right).

A detailed description of the design and construction of the test rig as well as the test body and the model guiding can be found in [8].

The large impact velocity of up to  $3 \frac{m}{s}$  also results in special challenges for the sensors and the measurement chain. The duration of the entire event is very short, only  $66 ms$  elapse between impact and complete immersion of the test body with respect to the initial calm water level. If only the impact has to be assessed the relevant time frame is even much smaller, the duration of the immersion of the first  $cm$  is about  $3.3 ms$ . According to that the provided data acquisition units feature a sampling rate of  $96 kHz$  on eight synchronous channels. This ensures a proper resolution of the impact. Furthermore, also the sensors have to meet certain requirements. The chosen pressure sensors feature a resonant frequency of more than  $100 kHz$ . Unfortunately there are hardly any force sensors available which work in this region so that for this test campaign a sensor with a resonant frequency of  $7.1 kHz$  has been selected. The pressure sensors must be non-sensitive to the change of the fluid from air to water (and back again in the case of air bubble tests). Therefore a preceding study has been performed to assess the capability of the pressure sensors regarding the behaviour during the impact, see Dilger [4].

Another study has been carried out on the proper generation and injection of air bubbles into the water, see Gropengiesser and Scheppan [5]. According to the results a pressure tank has been built, see Figure 3. It is charged with compressed air which passes off through small holes of a membrane which is integrated in the top side of the reservoir supported by two grids above and below.



Figure 3: Air bubbles ascending from pressure tank membrane between model guiding.

## 3.2 Tests

The test campaign is currently continued but several experiments have already been performed. Three main parameter are varied: The impact velocity (between  $0.5$  and  $3.0 \frac{m}{s}$ , increment  $0.5 \frac{m}{s}$ ), the pressure sensor positions ( $-45$  to  $+135$  degree, increment  $5$  degree) and the test body length (two different test bodies of  $500$  and  $700 mm$  length).

An important challenge is to ensure a proper repeatability of the measurements. This is due to the fact that because of the very small time scale even small changes in the setup cause significant deviations within the measurements. Accordingly all test parameters have to be adjusted with care before every test series, especially the model's position relative to the model guiding and to the water surface. All test runs have to be performed according to a checklist to ensure a safe operation of the linear unit and to keep all settings constant.

## 4 Analysis of measurements

An integrated script based Matlab post process has been setup to manage and analyse the test data. Before the analysis of the measurements in view of scientific cognitions the raw data has to be subjected to some general checks: Constancy of the vertical velocity during the impact by differentiation of the recorded positions over time, influence of the tank bottom, noise level of the signals at rest for dry and submerged test body/possible influence of the test rig (motor) on the measurements at rest and comparison of force and acceleration signals regarding their consistency.

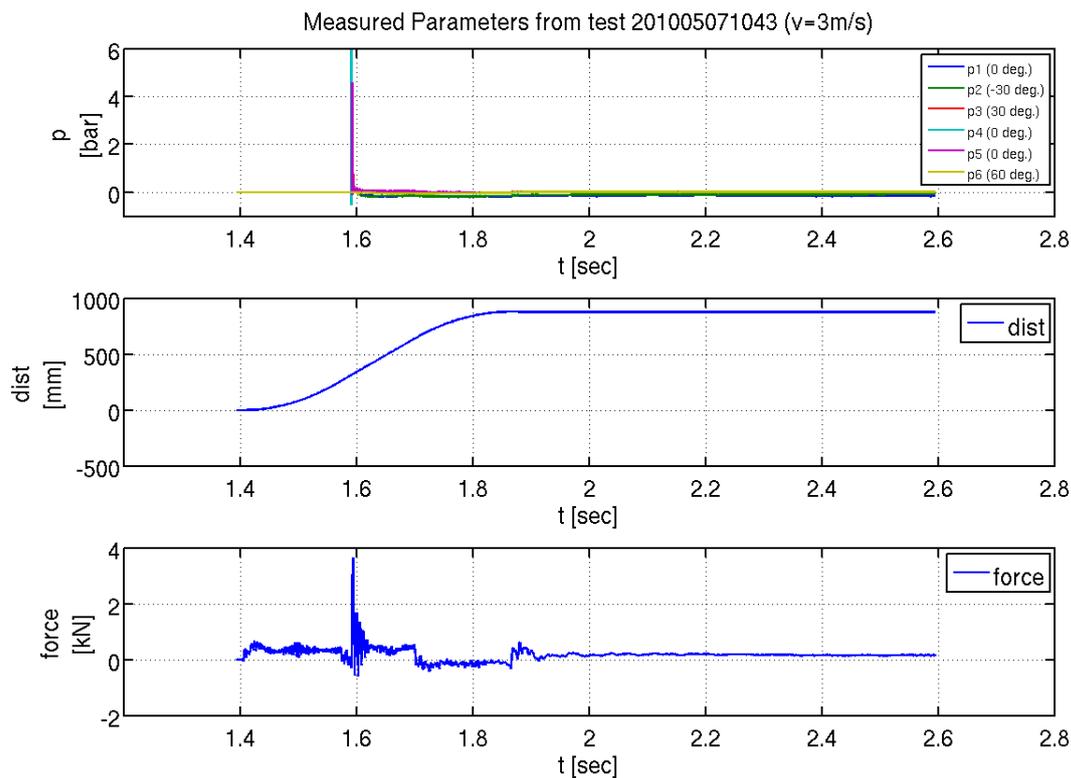


Figure 4: Plots of measured pressures, distance and force (unfiltered).

Figure 4 depicts a typical recording of measured pressures, distance and force for the same time frame (raw data). In contrast to that Figure 5 shows a zoomed view on the non-dimensional, unfiltered pressure signals at different angles for the impact point for the same test run. For the analysis of such signals one has to differentiate between the examination of the peaks and the integrated signals representing the impulse. The latter are relevant for the dimensioning of the structure but the peaks are in the focus of this study. The pressure coefficient  $C_p = \frac{p}{\frac{1}{2}\rho v^2} \approx 185$  taken from Figure 5 is much smaller than the theoretical maximum  $C_{p_{acoustic}} = 989$  because the pressure sensors are not capable of resolving this theoretical value but it is in good agreement with literature sources.

The small time shift between the three different signals for pressures measured at  $0^\circ$  can be explained with a minimum inaccuracy during the longitudinal adjustment as the respective sensors are placed at different ends of the test body. Another explanation might be a not perfectly calm water surface. The amplitudes differ because of the use of sensors with different measurement ranges and accordingly

different dynamic behaviour. Furthermore, it has to be mentioned again that this is a single measurement and many further runs have to be performed and analysed for statistical statements.

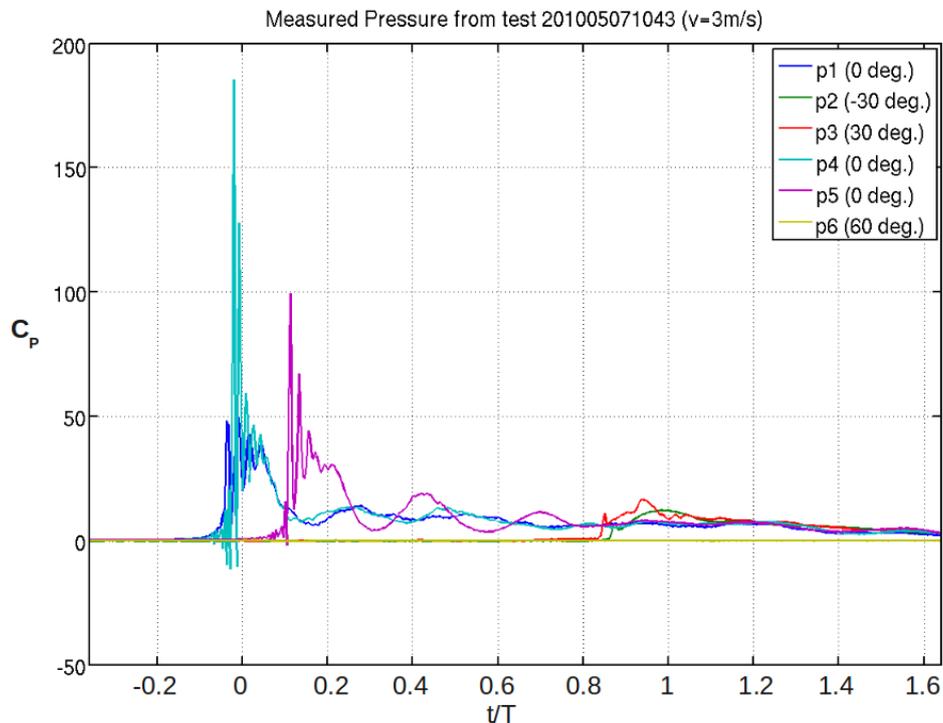


Figure 5: Zoom on non-dimensional pressure plot (unfiltered).

The oscillation after the impact visible in Figure 5 might be addressed to the acoustic wave generated by the impact and reflected by the tank bottom. Assuming a water depth of about  $h = 800\text{mm}$  and a speed of sound  $c_{s\text{Water}} = 1484\frac{\text{m}}{\text{s}}$  we obtain a duration of approx  $1\text{ms}$  till the reflected impulse reaches the initial water level. Taking into account that the test body including the pressure sensors moves downwards within this interval, the wave length of the observable oscillation is quite similar to this period. Also structural responses from the test rig might be a reason for this phenomenon.

As described above the measurements are very sensitive to the adjustments and the ambient conditions. Therefore not only single measurements have to be taken into account for the test analysis. All test runs have to be repeated several times to ensure a reproducibility of the results and to receive a collective of data for each test condition in view of statistical conclusions. At this stage there are not enough data available to draw final conclusions.

Very few tests involving air bubbles have been performed so far. According to that only preliminary results can be presented for that part of the project at this stage. First measurements indicate that the peak loads are significantly reduced compared to the pure water experiments, see Figure 6.

Finally the reader is asked to keep in mind that this paper reports work in progress. Further analysis of the measurements will be performed and will be shown during the presentation.

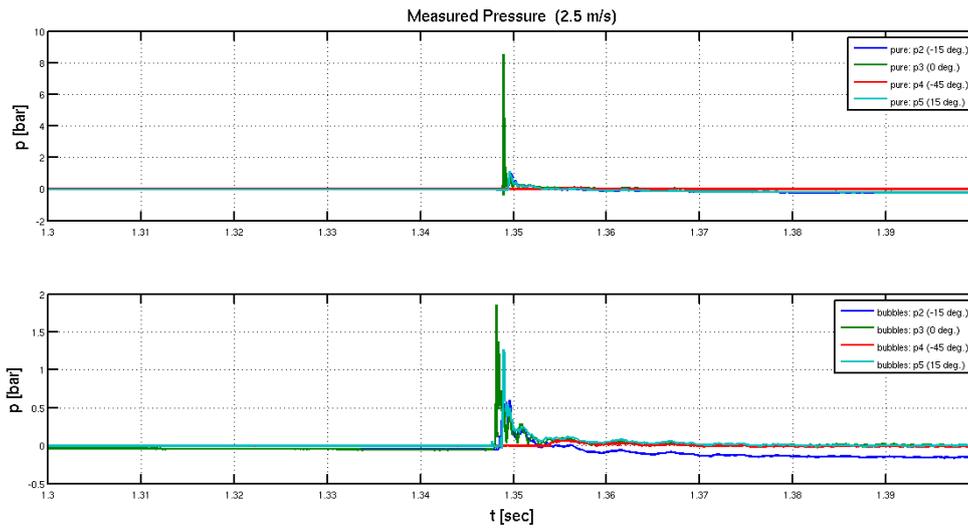


Figure 6: Comparison of preliminary impact pressures (unfiltered) for the same impact velocity without (top) and with (bottom) embedded air bubbles.

## 5 Conclusions and Outlook

A test rig for slamming tests has been designed, constructed and successfully installed. It ensures arbitrary vertical velocities up to  $3 \frac{m}{s}$  kept constant during the water entry, even though the test body is exposed to high loads while penetrating the water surface. Immersion tests with a rigid circular cylinder have been carried out which provide impact pressure and integral force measurements. The gained data is currently analysed. Results indicate the proper functionality of the setup and the measurement chain. The measured impact pressures and total forces agree with literature sources.

Besides the slamming tests with pure water also experiments with aerated water are performed with the aim to investigate the influence of air bubbles embedded in the water on slamming loads. For that purpose a bubble generation device has been developed and integrated into the test environment. First measurements indicate that the peak loads are significantly reduced for the test runs with aerated water. Further experiments comprising slamming tests in pure and aerated water will be carried out to gain a large collective of data for each test condition in view of statistical conclusions. The examination of the measured data will be continued including further validation by comparison to numerical calculations and other experiments from literature sources.

## References

- [1] S. Brändli, Ventilation effects during ditching of aircraft, Student Research Project, Hamburg University of Technology (2008).
- [2] C. Busch, Evaluation and processing of hydrodynamic loads acting on an aircraft during ditching, Diploma Thesis, Hamburg University of Applied Sciences (2006).
- [3] J.M.C. Campbell and P.A. Weynberg, Measurement of parameters affecting slamming, Technical Report **No. 440**, Southampton University, Wolfson Unit of Marine Technology (1980).
- [4] H. Dilger, Auswahl und Evaluation von Druckmesstechnik für Eintauchversuche, Student Research Project, Hamburg University of Technology (2010).
- [5] W. Gropengiesser and W. Scheppan, Entwicklung und Aufbau einer Versuchseinrichtung zur kontrollierten Einbringung von Luftbasen in Wasser, Student Research Project, Hamburg University of Technology (2009).
- [6] T. von Kármán, The impact of seaplane floats during landing, Technical Note **321**, National Advisory Committee for Aeronautics (1929).
- [7] T. Kleefsman, Water Impact Loading on Offshore Structures, PhD. Thesis, Rijksuniversiteit Groningen (2005).
- [8] H. Krüger, Konzeption und Aufbau eines Versuchsstands für Slamming- und Eintauchversuche, Student Research Project, Hamburg University of Technology (2009).
- [9] H. Wagner, Über Stoß- und Gleitvorgänge an der Oberfläche von Flüssigkeiten, **Vol 12.**, *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, 193-215 (1932).
- [10] L. Xu and N. Barltrop, Wave slap loading on FPSO bows, Technical Report **No. 324**, Universities of Glasgow and Strathclyde (2005).