

VEB Kombinat Schiffbau  
R o s t o c k  
Abteilung EEM

F/E-Thema: Untersuchung des Eigen- und Zwangsschwingungsverhaltens von Schiffskonstruktionen

Bericht 2: Untersuchung unterschiedlicher Modelle zur Berechnung der Heck-/Aufbautenschwingungen

Name und Anschrift  
der F/E-Stelle:

VEB Kombinat Schiffbau  
- Stammbetrieb -  
Direktorat E  
2500 Rostock 1  
Doberaner Str. 110/111

Für die Gesamtarbeit  
verantwortlicher wiss.-  
techn. Bearbeiter:

Dr. Schmitz

Verantwortliche  
Bearbeiter:

Dr. Geßner  
Dipl.-Ing. Ahrens

Beginn der Arbeit:

6/83

Abschluß der Arbeit:

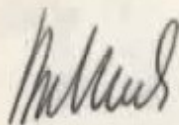
2/84

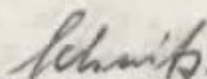
Der Bericht besteht aus:

39 Seiten

Anzahl der angefertigten  
Exemplare:

Nummer dieses Exemplares:

  
Dr. Dallach  
Hauptabteilungsleiter EE

  
Dr. Schmitz  
Verantw. wiss.-techn.  
Bearbeiter

<u>Inhalt</u>		<u>Seite</u>
1.	Einführung	2
2.	Hauptdaten des untersuchten Containerschiffes	2
3.	Allgemeine Beschreibung der Berechnungsmodelle	3
3.1.	Idealisierung der Konstruktion durch finite Elemente	3
3.2.	Masseverteilung	4
3.2.1.	Schiffsmasse	4
3.2.2.	Hydrodynamische Masse	4
4.	Modellvarianten	6
4.1.	Modell 1	6
4.2.	Modell 2	6
4.3.	Modell 3	7
4.4.	Modell 4	8
5.	Durchführung der Berechnungen	8
6.	Ergebnisse der Eigenschwingungsrechnung	10
7.	Ergebnisse der Zwangsschwingungsrechnung	16
8.	Einfluß eines Verbindungssteiges zwischen Maschinenschacht und vorderen Aufbau	27
9.	Vergleich mit Meßergebnissen	27
10.	Schlußfolgerungen	35
	Literatur	

1. Einführung

Bei Schiffen mit hohen achtern liegenden Aufbauten und großen Antriebsleistungen besteht die Gefahr, daß Resonanzen der globalen Aufbauten- bzw. Heck-/Aufbautenschwingungen mit der 1. Ordnung der Propellerblattfrequenz im Nenndrehzahlbereich auftreten. Diese Resonanzen sind nachträglich schwer zu bekämpfen und führen zur Überschreitung zulässiger Vibrationspegel in den Wohn- und Arbeitsbereichen des Schiffes. Deshalb sind in der Projektierung Vorausberechnungen notwendig und international üblich. /1/, /2/, /3/, /4/, /5/

Am Beispiel eines Containerschiffes mit turmartigem Aufbau, der oberhalb des Bootsdecks in Maschinenschacht und Wohn-/Arbeitsbereich geteilt ist, wurden Eigen- und z. T. auch Zwangsschwingungsberechnungen mit unterschiedlichen Modellen durchgeführt. Für den Aufbau selbst wurde für alle Varianten ein unverändertes 3-dimensionales FEM-Modell verwendet und der Schiffskörper auf unterschiedliche Weise bzw. gar nicht berücksichtigt. Damit sollte zunächst auf rein rechnerischem Wege - jeweils durch Vergleich mit dem aufwendigsten Modell - untersucht werden, in welchem Maße das Schwingungsverhalten des Aufbaus durch das Zusammenwirken mit dem Schiffskörper beeinflusst wird.

Eine auf diesem Schiff durchgeführte Messung mit einer servohydraulischen Erregeranlage gestattet eine teilweise Überprüfung der Berechnungsergebnisse.

2. Hauptdaten des untersuchten Containerschiffes

$L_{UA}$	=	173,90 m
$L_{pp}$	=	163,57 m
B	=	25,20 m
H	=	15,90 m
T	=	9,80 m
tdw	=	15950 t
Motor	=	9 DKRN 80/160-4
P	=	15882 kW
$N_{nen}$	=	122 min <sup>-1</sup>

Flügelzahl des Propellers: Z = 4

Die Berechnungen erfolgten für den Beladungszustand Ballast, Ende der Reise, der etwa dem Probefahrtszustand entspricht. Dieser Zustand wurde gewählt, um die Ergebnisse direkt mit Meßergebnissen von der Probefahrt vergleichen zu können.

Beladungszustand:

Schweröl	325 t
Dieselöl + MDF	50 t
Schmieröl	111 t
Frischwasser	123 t
Besatzung u. Proviant	21 t
Ballast	4070 t
leeres betriebsklares Schiff	9100 t
Displacement	13800 t
$T_m$	= 6,18 m
$T_v$	= 4,98 m
$T_h$	= 7,28 m

3. Allgemeine Beschreibung der Berechnungsmodelle

3.1. Idealisierung der Konstruktion durch finite Elemente

Im Interesse vertretbarer Rechenzeiten wurden Unsymmetrien zur Mittellängsebene vernachlässigt und für alle Berechnungen Halbmodelle benutzt. Verwendet wurden Schalen- und Balkenelemente.

In den Schalenelementen werden Platten- und Scheibendeformationen berücksichtigt. Das Balkenelement ist ein Timoshenko-Balken, wobei zusätzlich die Saint-Venant'sche Torsion erfaßt wird.

Durch die Schalenelemente werden in der Regel größere versteifte Flächentragwerke erfaßt. Die Versteifungen werden durch orthotrope Elastizitätseigenschaften berücksichtigt, wobei die geometrische Orthotropie, unterschiedlich für Platten- und Scheibendeformation, in äquivalente Materialorthotropie umgerechnet wird. Die Vorgehensweise ist in /6/ erläutert. In ähnlicher Weise wurden die Sicken erfaßt.

Größere Unterzüge und Stützen wurden direkt durch Balkenelemente an den Elementgrenzen modelliert. Die Bodenwangen wurden zu Scheibenelementen an Schotten bzw. anderen Elementgrenzen zusammengefaßt.

Da die Berechnungsmodelle nur Aussagen über Vertikal- und Längsschwingungen liefern sollten, wurden die Querverschiebungen generell behindert. Über die Festlegung der übrigen Freiheitsgrade gibt Bild 1 eine Übersicht.

### 3.2. Masseverteilung

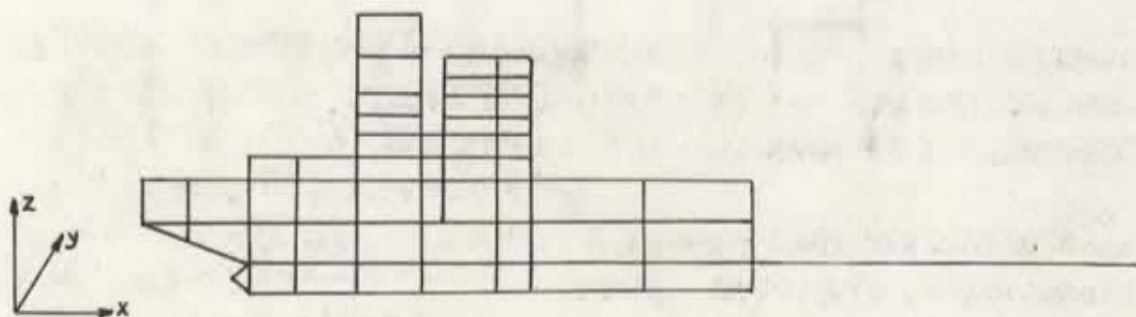
#### 3.2.1. Schiffsmasse

Für die Festlegung der Masseverteilung lag die detaillierte Massenrechnung vor. Deshalb konnten die Baugruppen und Einzelmassen entsprechend der Höhen-, Breiten- und Längenkoordinaten auf die Elemente bzw. Knoten verteilt werden. Da bei den verwendeten Berechnungsmodellen die Steifen weitgehend durch orthotrope Eigenschaften der Schalenelemente berücksichtigt wurden, war es zweckmäßig, die Massen der Stahlkonstruktion einschließlich aller Versteifungen, Kniebleche usw. über eine fiktive Dichte zu erfassen. Soweit möglich, wurden auf diese Weise auch Decksbeläge, Konservierungen, Isolierungen und E-Installation erfaßt. Die übrigen Massen der Maschine, Ausrüstung, Tankfüllungen und Einrichtung wurden als Punktmassen den Knoten zugeordnet. Die Verteilung erfolgte so, daß Höhen-, Breiten- und Längenschwerpunkt weitgehend erhalten blieben.

#### 3.2.2. Hydrodynamische Masse

Die Verwendung eines Berechnungsmodells aus finiten Elementen ermöglicht es, die Linienführung des Schiffskörpers in ihrer tatsächlichen Gestalt weitgehend nachzubilden.

Entsprechend kann dann auch die aus der hydrodynamischen Beschleunigungsdruckverteilung resultierende örtliche hydrodynamische Masse berücksichtigt werden.



Knoten	Freiheitsgrad					
	x	y	z	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\varphi_z$
<b>Deck</b>						
innere Knoten	0	1	0	0	0	1
am Symmetrieschnitt	0	1	0	1	0	1
Anschluß an Außenhaut	0	1	0	0	1	1
Anschluß an Längsschotte	0	1	0	0	1	1
Anschluß an Querschotte	0	1	0	1	0	1
<b>Außenhaut</b>						
im Innern	0	1	0	0	1	1
Anschluß an Querschott	0	1	0	1	1	1
<b>Doppelboden</b>						
Idealisiert durch Innenboden, Außenboden und Bodenwrangen und Längsträger als Scheiben	0	1	0	1	1	1
1 - behindert						
0 - frei						

Bild 1 Schema für die Festlegung der Freiheitsgrade

Die Berechnung der Verteilung der hydrodynamischen Masse über einen beliebigen Querschnitt erfolgte nach der Singularitätenmethode auf der Grundlage eines an der WPU Rostock erarbeiteten EDV-Programms. /7/

Die aus der ebenen Spantumströmung ermittelten hydrodynamischen Massen wurden einheitlich mit dem Faktor 0.5 reduziert. Dieser Korrekturfaktor /8/ gilt für den 6. Schwingungsgrad des Schiffskörpers. Damit wird erreicht, daß im oberen Frequenzbereich, d. h. im Bereich der einfachen Blattfrequenz, der hydrodynamische Einfluß auf die in bezug auf die Schiffslänge kurzwelligen Schwingungsformen gut erfaßt wird. Der Korrekturfaktor ändert sich in diesem Bereich nur noch wenig. Andererseits werden dadurch die elastischen Schiffskörperschwingungen im unteren Frequenzbereich nicht genau errechnet.

Die auf das halbe Schiff bezogenen hydrodynamischen Massen wurden entsprechend des Tiefgangs bei Probefahrtsende an den Knoten der Außenhaut unterhalb der Wasserlinie aufgebracht.

#### 4. Modellvarianten

##### 4.1. Modell 1

Der Aufbau und das Achterschiff bis Spant 102 ( $\approx 0,5 L$ ) wird 3-dimensional, der Schiffskörper ab Spant 102 als Timoshenko-balken modelliert (Bild 2a).

Der Übergang vom räumlichen zum Balkenmodell wurde durch eine sehr steife masselose Platte bei Spant 102 geschaffen. Maschinenschacht und vorderer Aufbau sind in Höhe des 4. Aufbautendecks durch einen Laufsteg verbunden, der als Balken idealisiert wurde.

Dieses Modell hat folgende Vorteile:

- Vermeidung von Unsicherheiten bei der Bestimmung der statischen Anschlußsteifigkeit durch konstruktionsgerechte Idealisierung des Achterschiffes,
- Angenäherte Erfassung der Kopplung von Aufbautenschwingungen mit Vertikal- und Längsschwingungen des Schiffskörpers, bei geringem zusätzlichem Aufwand für den vorderen Teil des Schiffskörpers,

- Berücksichtigung eines evtl. Einflusses der Doppelbodenschwingungen im Maschinenraum,
- Möglichkeiten einer Zwangsschwingungsberechnung infolge der am Heck angreifenden Propellererregung.

Dieses relativ aufwendige Modell wurde gewählt, um eine möglichst genaue Einschätzung des globalen Schwingungsverhaltens des Heck-/Aufbautenbereiches zu erhalten.

Die Ergebnisse sollen als Vergleichsbasis für die weiteren vereinfachten Varianten dienen.

Das Berechnungsmodell enthält

371 Knoten  
114 Balkenelemente  
519 Schalenelemente  
768 Freiheitsgrade  
206 Bandbreite

#### 4.2. Modell 2

Das Modell 2 unterscheidet sich vom Modell 1 nur dadurch, daß der Schiffskörper an der Übergangsstelle vom räumlichen zum Balkenmodell eingespannt ist (Bild 2b).

Der Vergleich mit Modell 1 sollte Aufschluß darüber geben, inwieweit die Heck-/Aufbautenschwingungen durch den vorderen Teil des Schiffskörpers beeinflußt werden.

#### 4.3. Modell 3

Mit dem Modell 3 sollte untersucht werden, welche Genauigkeit sich mit einer separaten Berechnung des Aufbaus unter Berücksichtigung der realen statischen Anschlußsteifigkeit im Hauptdeck erzielen läßt. Es wurde aus dem Basismodell abgeleitet, indem eine Einspannung in einer senkrechten Elementebene vor und hinter dem Aufbau sowie am Innenboden erfolgte (Bild 2c). Die Masse der Konstruktion unterhalb des Aufbaus wurde gleich Null gesetzt, um nur die statische Steifigkeit zu berücksichtigen.

Diese Berechnung entspricht eines auf Federn gelagerten Aufbaus, wobei die Federsteifigkeiten durch statische Betrachtung der anschließenden Schiffskörperkonstruktionen ermittelt werden. /9/, /10/, /11/

#### 4.4. Modell 4

Bei Modell 4 wird neben der Kopplung auch die Anschlußsteifigkeit des Schiffskörpers durch Einspannung im Hauptdeck völlig vernachlässigt (Bild 2d).

Obwohl ein solches Modell nur bei sehr gut auf den Schiffskörper abgesetzten Aufbauten brauchbare Ergebnisse erwarten läßt /12/, wurde es der Vollständigkeit halber mit in die Untersuchung einbezogen.

#### 5. Durchführung der Berechnungen

Für die unter 4. beschriebenen Modelle wurden die Eigenschwingungen im Frequenzbereich bis 13 Hz und z. T. bis 17 Hz berechnet. Damit wurden mit Sicherheit alle Resonanzen mit der 1. Blattfrequenz des Propellers erfaßt (8,13 Hz bei Nenndrehzahl). Die Berechnung des Eigenschwingungsverhaltens erfolgte mit dem Finite-Elemente-Programmsystem PASSAD auf der Anlage EC 1040.

Die Eigenschwingungsrechnung allein läßt keine sicheren Schlüsse über das Schwingungsverhalten bei Schiffsbetrieb zu. Die Zwangsschwingungsamplituden hängen davon ab, welche Erregerenergie in das Schiff eingeleitet werden kann, d. h. sie sind abhängig von den Amplituden der jeweiligen Eigenformen am Ort der Erregung.

Deshalb wurden für die Modelle 1 und 2 die Eigenschwingungsrechnungen durch Zwangsschwingungsuntersuchungen für Propellererregung ergänzt. Auch wenn die absolute Größe der berechneten Zwangsschwingungsamplituden mit großen Unsicherheiten behaftet ist, liefert eine derartige Berechnung Aussagen, welche Eigenformen unter der Wirkung der Erregung dominieren werden.

Bei den Modellen 3 und 4 ist das nicht möglich, da die Erregerkraft nicht in die Konstruktion eingeleitet werden kann.

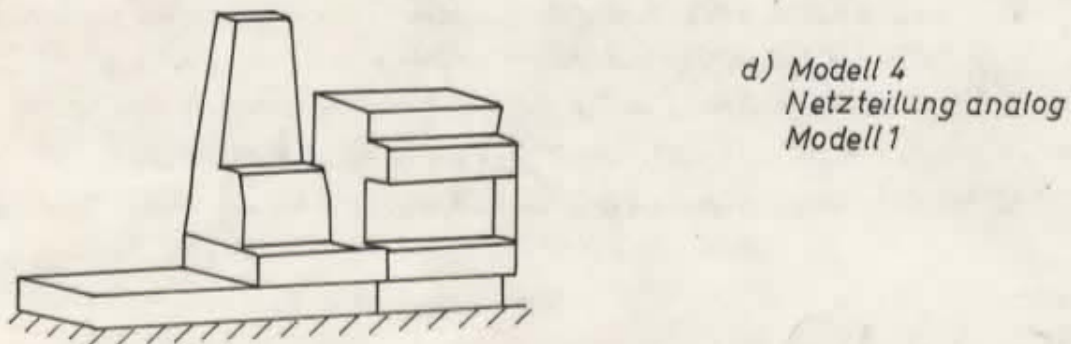
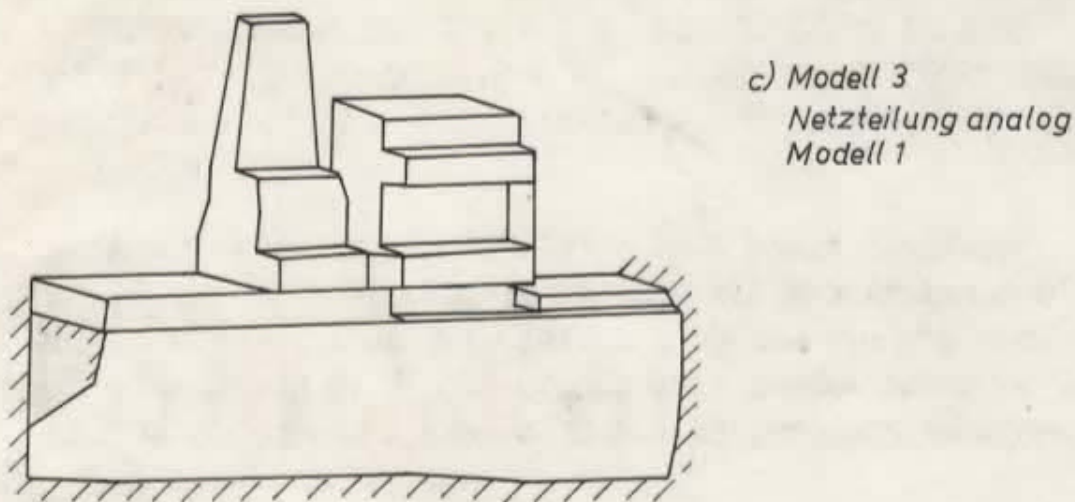
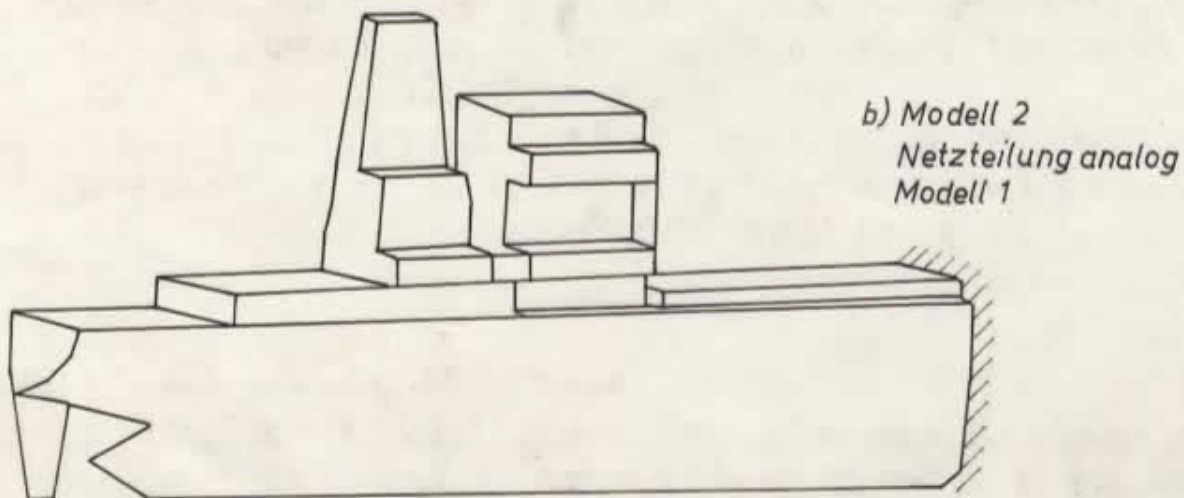
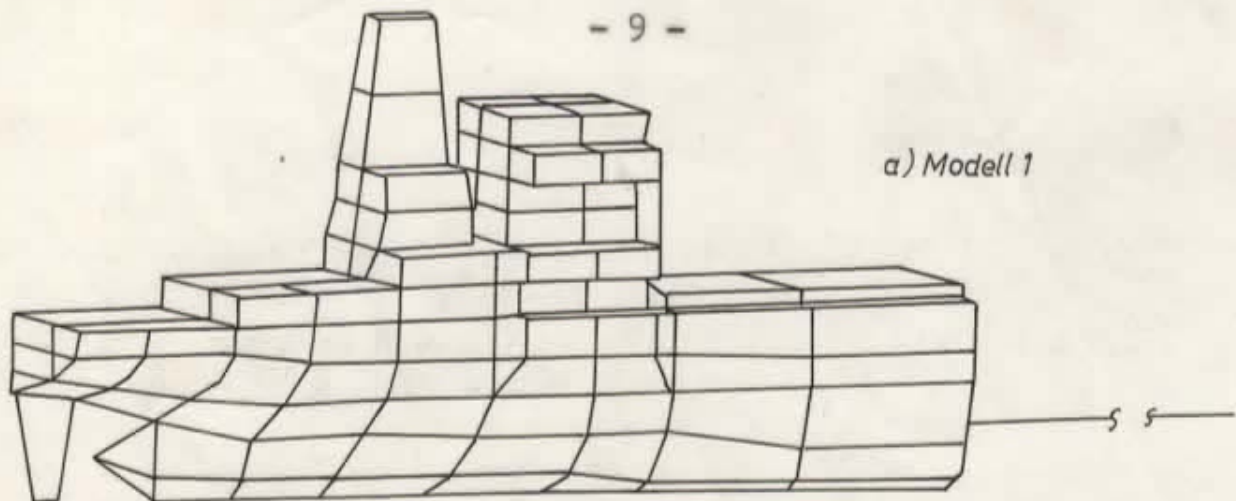


Bild 2: Berechnungsmodelle

Die Berechnung der stationären Zwangsschwingungen erfolgte mit der Programmversion PASSAD/MOSU. Dieses Programm berechnet auf der Grundlage der aus der Eigenschwingungsrechnung vorliegenden Eigenfrequenzen und Eigenformen durch modale Überlagerung die Zwangsschwingungsamplituden. In diesem Programm wird die Dämpfung in % der kritischen Dämpfung erfaßt.

In Anlehnung an die Literatur wurde hier ein Dämpfungsfaktor von 3 % gewählt.

Zur Veranschaulichung des Rechenaufwandes werden nachfolgend die Rechenzeiten für die Lösung des Eigenwertproblems bei den einzelnen Modellen angegeben:

	Modell 1	Modell 2	Modell 3	Modell 4
Freiheitsgrade	768	663	383	259
Bandbreite	206	206	156	68
interne Rechenzeit	143'	107'	37'	18'
Verweilzeit	9h 47'	6h 31'	4h 19'	1h 48'

## 6. Ergebnisse der Eigenschwingungsrechnung

Für Modell 1 ist das berechnete Eigenfrequenzspektrum im Bild 3 gezeigt.

Die unteren Eigenfrequenzen des Schiffskörpers sind nicht korrekt, da die schwingformabhängige Korrektur der hydrodynamischen Massen für den Frequenzbereich der Propellererregung erfolgte. Aus den Eigenformen kann geschlossen werden, in welcher Teilstruktur bei einer bestimmten Eigenfrequenz sich die Schwingungen besonders stark ausprägen. Aus Gründen der Energieeinleitung lassen Schwingformen mit großen Relativausschlägen am Ort der Erregungseinleitung und mit geringem Abstand der Eigenfrequenz zur Erregerfrequenz ein hohes Schwingungsniveau erwarten.

Zur Charakterisierung des Eigenschwingungsverhaltens wurden sämtliche Schwingformen analysiert und auf der Grundlage der Verhältnisse der normierten Amplituden zueinander für die einzelnen Strukturen eine Bewertung durchgeführt. Dabei wurde folgende Einteilung festgelegt:

	Normierte Amplitude
● - dominierend	1
◐ - stark ausgeprägt	0,6 - 0,99
◑ - ausgeprägt	0,3 - 0,599
○ - erkennbar	0,2 - 0,299

Die Eigenformen für die interessierenden Heck-/Aufbauten- bzw. Aufbautenschwingungen sind in den Bildern 4 - 7 schematisch dargestellt. Für den Schiffskörper wurden dabei die Verschiebungen der Knoten im Hauptdeck/Seite Schiff, für den Aufbau die der äußeren Kontur in Mitte Schiff benutzt. Für Modell 1 ist aus den Bildern 3 und 4 die vielfältige Kopplung zwischen Schiffskörper und Aufbau zu erkennen. Im unteren Frequenzbereich bis zum IV. Grad der Vertikal-schwingungen des Schiffskörpers wird die Bewegung des Aufbaus durch die Eigenform des Schiffskörpers bestimmt, und der Aufbau führt im wesentlichen Starrkörperbewegungen aus. Beim IV. Grad (5,75 Hz) sind allerdings diesen Bewegungen elastische Schwingungen des Aufbaus überlagert (Bild 4a). Bei 6,52 Hz tritt eine gleichphasige Schubschwingung der beiden Aufbautenteile auf, die mit Längsschwingungen des Schiffskörpers (I. Grad) gekoppelt ist (Bild 4b). Dabei erfolgt die Längsbewegung des Aufbaus und des Achterschiffes gleichphasig. Bei der nächsthöheren Eigenfrequenz (7,3 Hz) schwingt der Schiffskörper vertikal im V. Grad, wobei gleichzeitig gegenphasige Längsschwingungen des Achterschiffes und der Aufbauten auftreten (Bild 4c).

Eine ausgeprägte gekoppelte Eigenschwingung des Heck-/Aufbautenbereiches, wobei der vordere Teil des Schiffskörpers in Ruhe bleibt, ist bei 8,26 Hz zu erkennen.

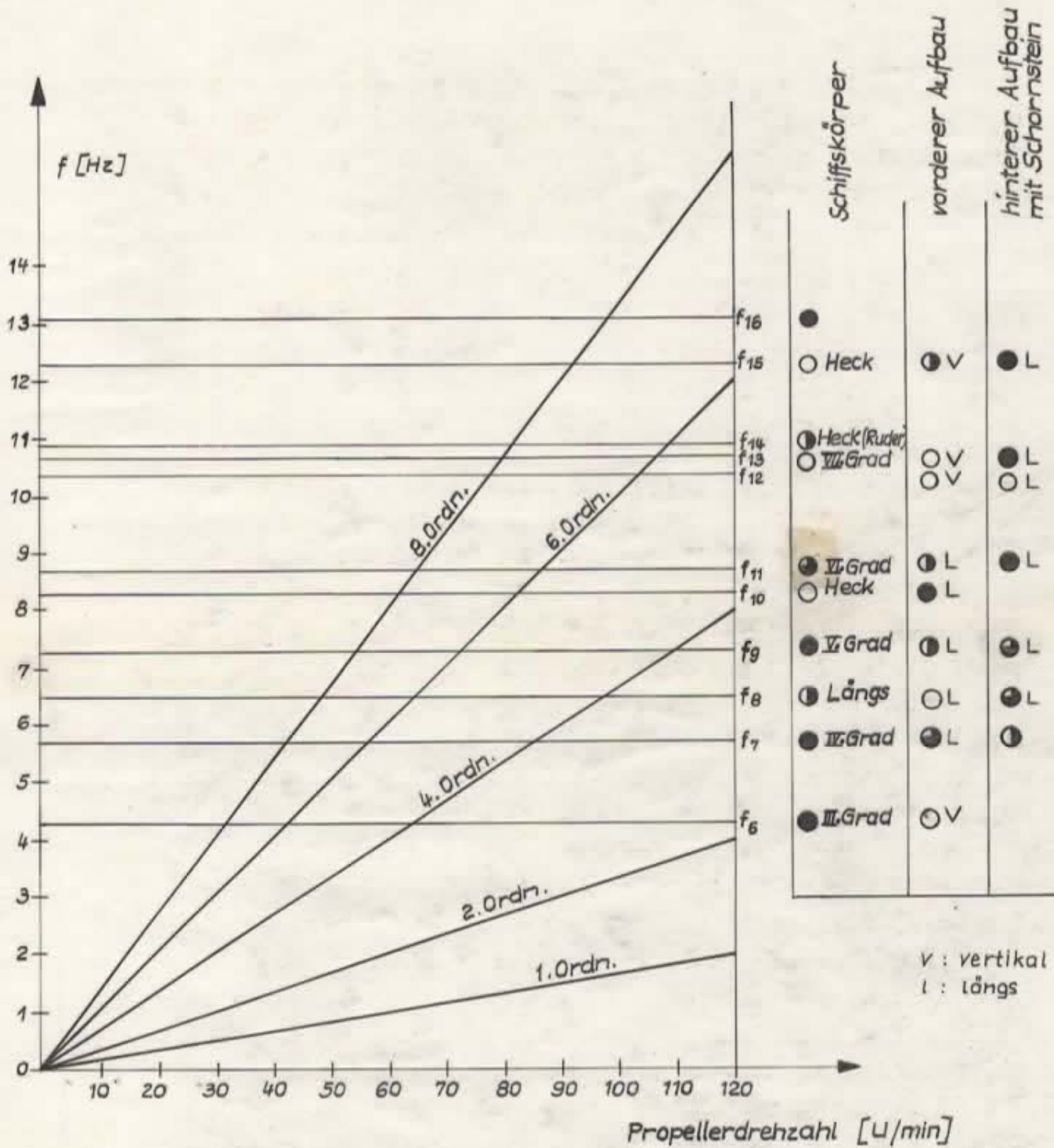


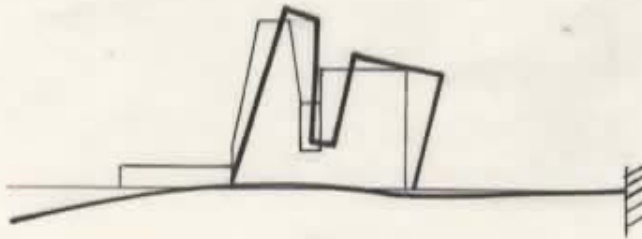
Bild 3: Resonanzschaubild Modell 1



Bild 4: Eigenformen Modell 1

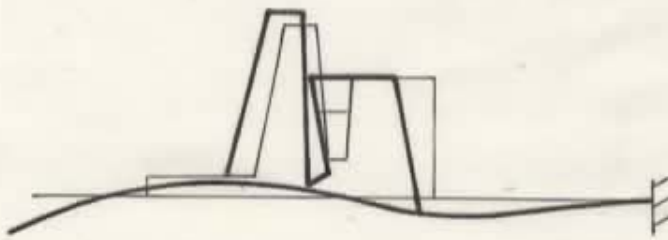
$f = 5,73 \text{ Hz}$

a)



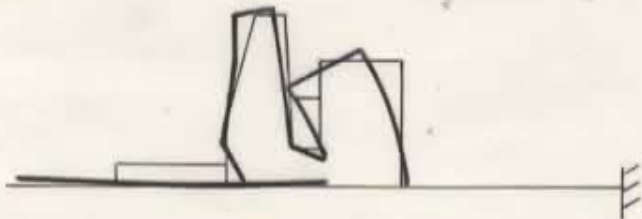
b)

$f = 7,02 \text{ Hz}$



c)

$f = 8,39 \text{ Hz}$



d)

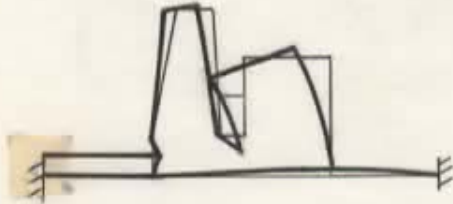
$f = 8,48 \text{ Hz}$



Bild 5: Eigenformen Modell 2

a)

$f = 7,72 \text{ Hz}$



b)

$f = 10,37 \text{ Hz}$

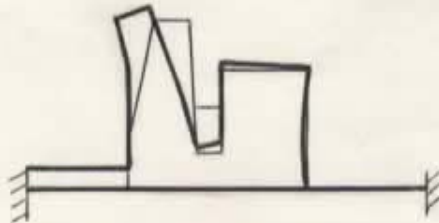


Bild 6: Eigenformen Modell 3

a)

$f = 8,19 \text{ Hz}$



b)

$f = 11,48 \text{ Hz}$

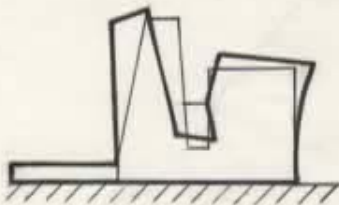


Bild 7: Eigenformen Modell 4

Bei Modell 2 stellt sich bei 5,73 Hz nahezu die gleiche Eigenform wie bei Modell 1 ein (Bilder 4a und 5a).

Der nächsthöhere Schwingungsgrad ist ähnlich wie im Modell 1 durch eine Schwubschwingung des Aufbaus in Kopplung mit einer gleichphasigen Längsschwingung des Schiffskörpers gekennzeichnet (Bilder 4b und 5b), wobei die Frequenzen aber etwas voneinander abweichen. Da die Einspannung bei ca. 0,5 L erfolgt, wo der Knoten des I. Grades der Schiffskörperlängsschwingungen in der Nähe liegt, wird mit Modell 2 die Kopplung für diesen Fall gut erfaßt. Es tritt zusätzlich eine Kopplung mit Biegeschwingungen des Achterschiffes auf, die bei Modell 1 nicht so stark ausgeprägt ist und auf die veränderten Randbedingungen an der Einspannstelle zurückgeführt wird.

Bei den höheren Frequenzen bewirkt die Einspannung des Schiffskörpers ebenfalls Abweichungen zu Modell 1. Es treten hier zwei dicht benachbart liegende Eigenfrequenzen mit dominierenden Aufbautenschwingungen auf, wobei die höhere stark mit Heckschwingungen gekoppelt ist. Die Abweichungen gegenüber der bei Modell 1 ermittelten Aufbauteneigenfrequenz von 8,26 Hz sind gering.

Modell 3 und Modell 4 liefern im untersuchten Frequenzbereich je zwei globale Eigenfrequenzen des Aufbaus (Bild 6 und 7). Die Grundfrequenzen liegen bei 7,72 Hz (Modell 3) und 8,19 Hz (Modell 4), während mit Modell 1 bereits bei 6,52 und mit Modell 2 bei 7,02 Eigenformen mit ausgeprägten Aufbautenschwingungen in Kopplung mit dem Schiffskörper auftreten.

## 7. Ergebnisse der Zwangsschwingungsrechnung

Für Modell 1 und 2 wurden Zwangsschwingungsrechnungen für vertikale Propellererregung mit einer Einheitskraft an der Außenhaut in der Nähe der Propellerebene durchgeführt.

In den Bildern 8 bis 13 sind für Modell 1 die Zwangsschwingungsform bei 8,13 Hz (Blattfrequenz bei Nenndrehzahl) sowie die Frequenzgänge für Heck (vertikal) Aufbau (horizontal-längs) und Bug (vertikal) dargestellt. Die Bilder 14 und 15 enthalten die Frequenzgänge für Heck und Kommandobrücke von Modell 2.

Aus den Frequenzgängen am Heck und Bug (Bild 9 und 10) treten die Eigenfrequenzen des Schiffskörpers deutlich hervor. Beim Aufbau (Bild 12) sind 4 Resonanzen zu erkennen, die den 4 Eigenfrequenzen entsprechen, deren Eigenformen in Bild 4 dargestellt sind. Zu den Frequenzen 6,52 Hz und 8,26 Hz gehören Eigenformen, die vor allem in den Aufbauten ausgeprägt sind und deshalb als Eigenfrequenzen des Aufbaus bezeichnet werden können.

Bei 5,75 Hz und 7,3 Hz bewirken die Schiffskörperresonanzen (IV. Grad vertikal und V. Grad vertikal, Längsschwingungen) in Kopplung mit dem Aufbau die in Bild 12 vorhandenen Resonanzspitzen.

Aus den Größenverhältnissen der Amplituden wird deutlich, daß die Berechnung der Eigenfrequenzen der Aufbauten noch keine zuverlässige Aussage über das zu erwartende Schwingungsniveau zuläßt. Die Eigenfrequenz des Aufbaus bei 6,52 Hz tritt bei vertikaler Erregung durch den Propeller schwächer in Erscheinung als die bei 8,26 Hz. Die größten Amplituden im Aufbau entstehen durch Koppelschwingungen von Schiffskörper und Aufbau bei ca. 5,8 Hz.

Der Vergleich der Modelle 1 und 2 ergibt für die Heckamplituden annähernd gleiche Werte, während die Resonanzen etwas voneinander abweichen (Bild 9 und 14). Die Amplituden der Horizontal-Längsschwingungen des Aufbaus unterscheiden sich stark (Bild 12 und 15). Für eine Vorausberechnung von Zwangsschwingungsamplituden des Aufbaus ist Modell 2 deshalb nicht geeignet.

Um den Einfluß der Richtung der Erregerkraft zu untersuchen, wurde für Modell 1 eine Zwangsschwingungsrechnung mit einer am Ort des Propellers in Längsrichtung wirkenden Erreger-

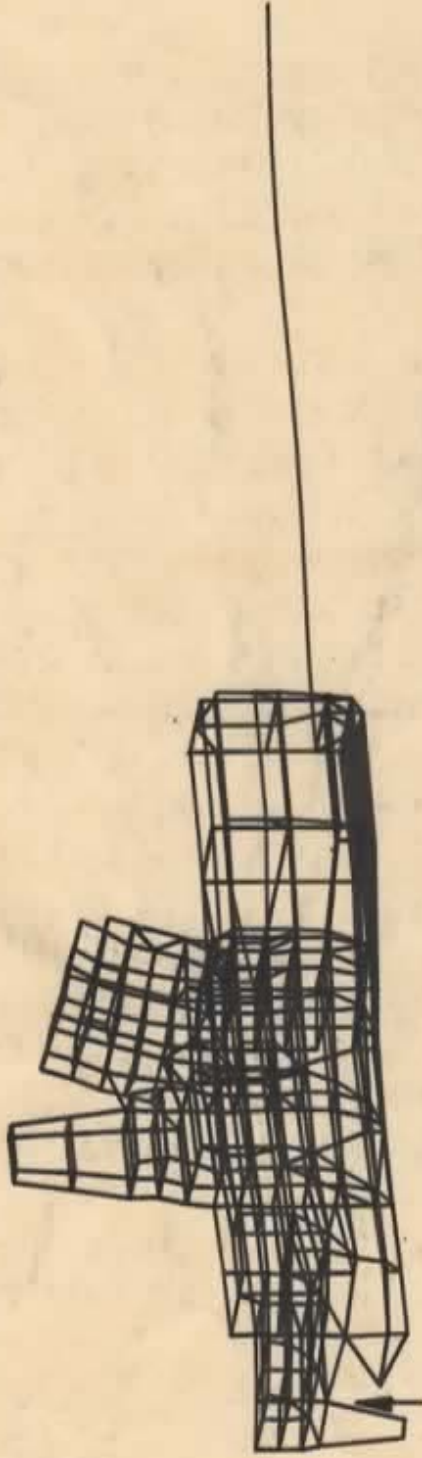


Bild 8 : Zwangsschwingungsform  $f = 8,13$  Hz (Modell 1)

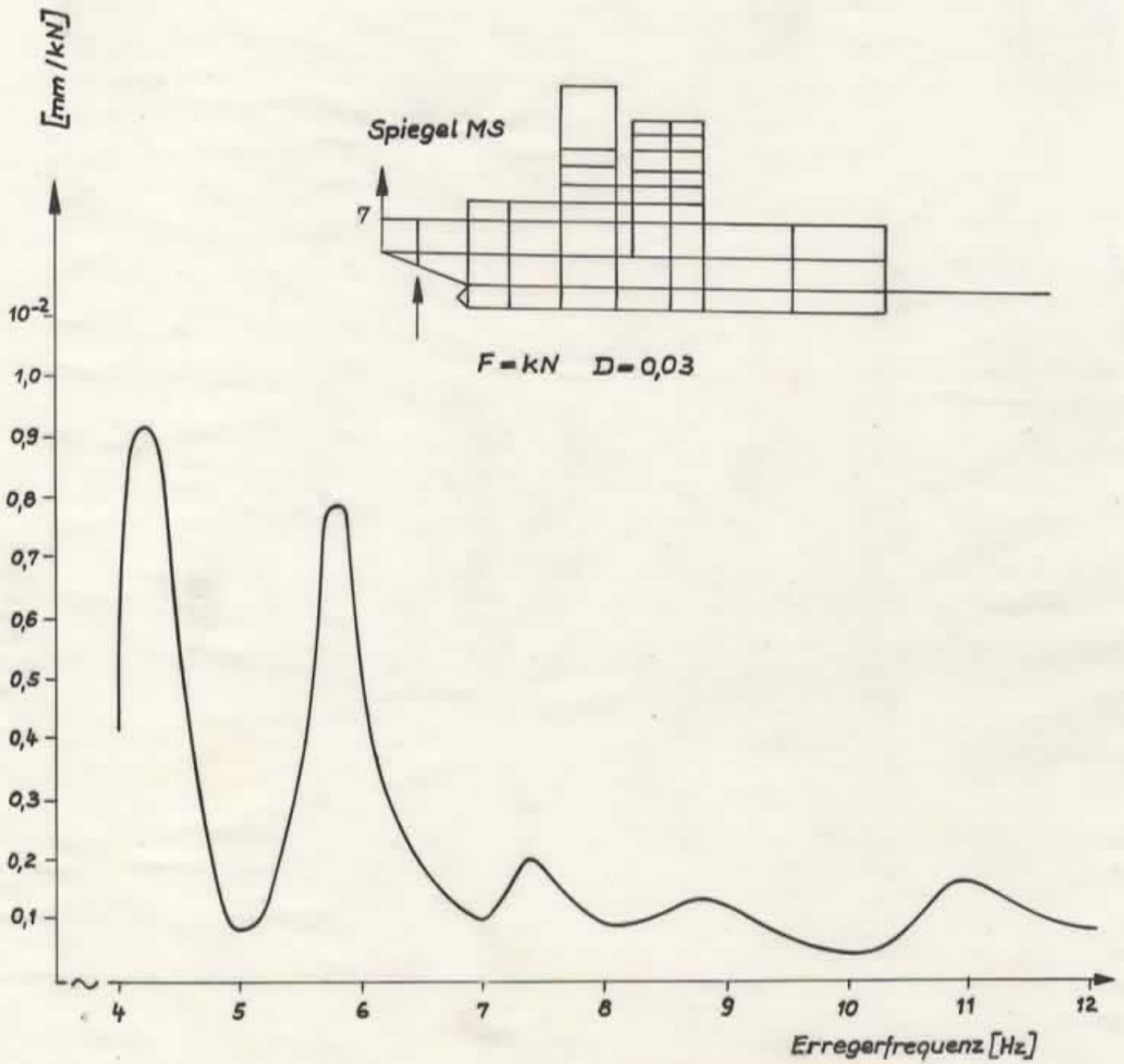


Bild 9: Resonanzkurve Knoten 7 (Modell 1)

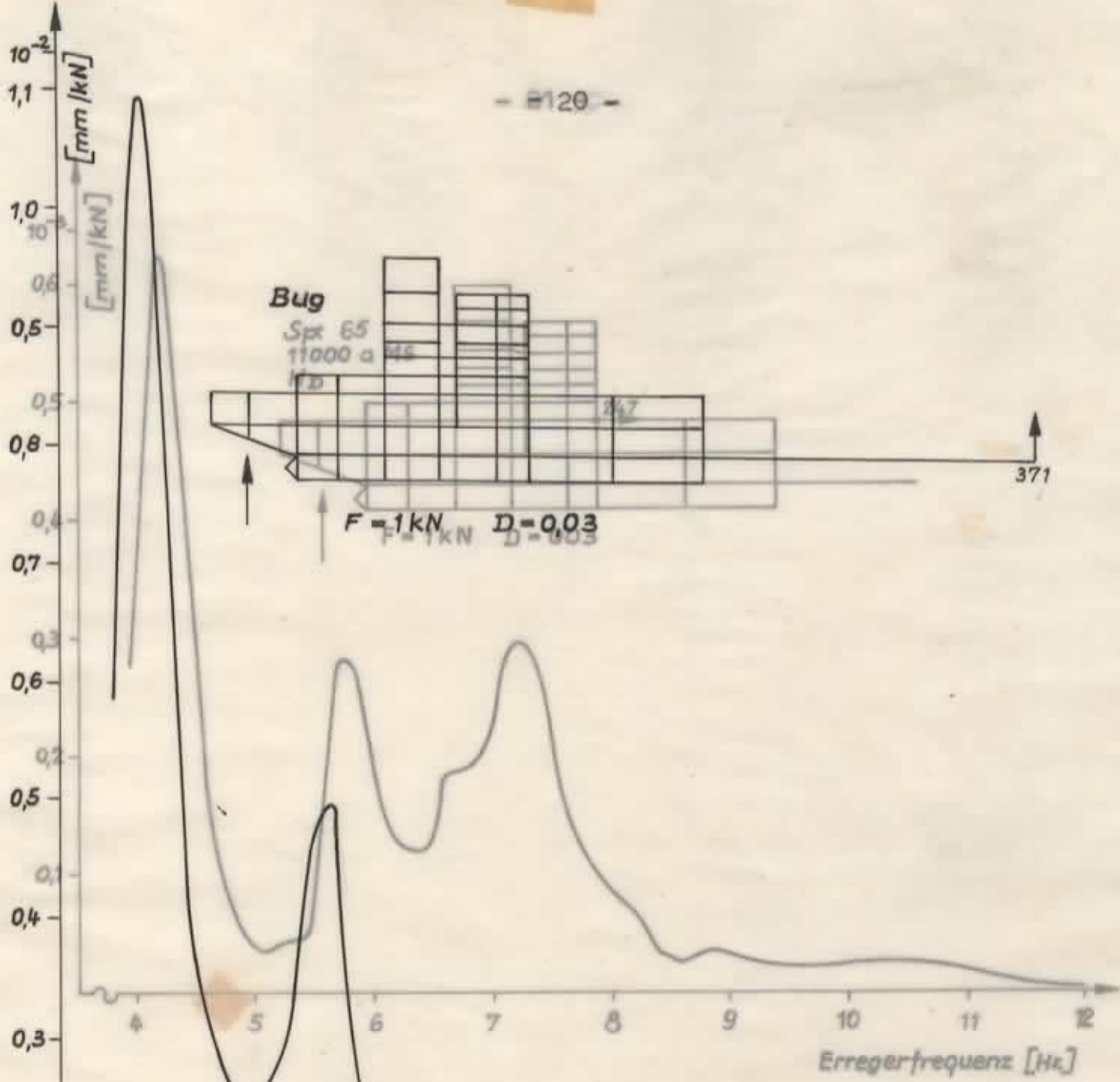


Bild 11: Resonanzkurve Knoten 247 (Modell 1)

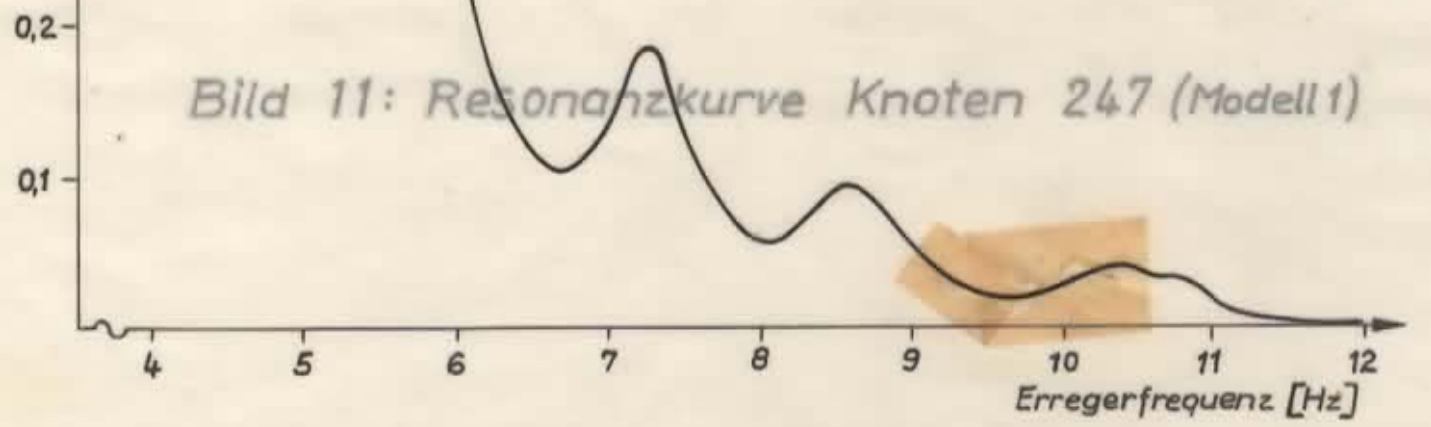


Bild 10: Resonanzkurve Knoten 371 (Modell 1)

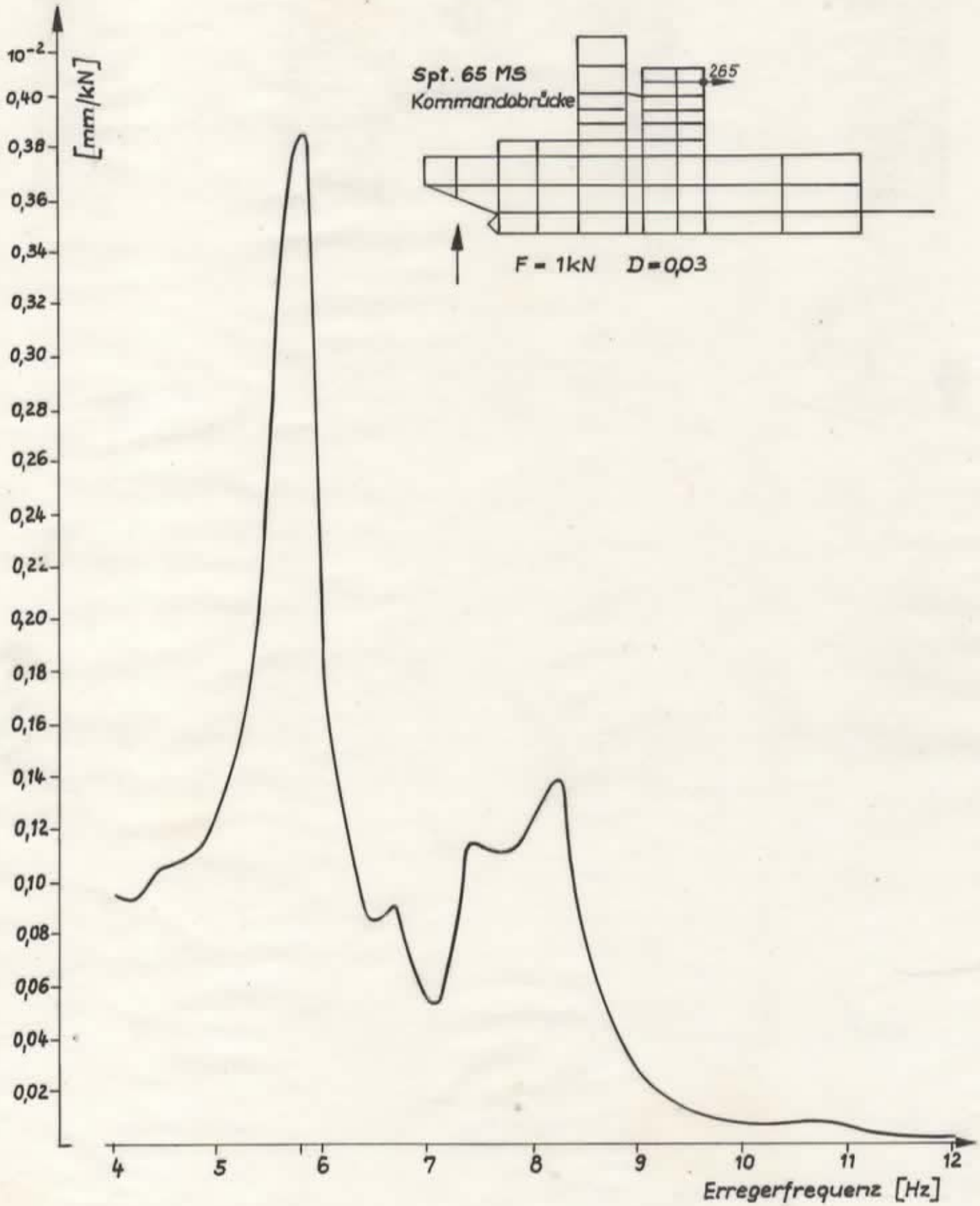


Bild 12: Resonanzkurve Knoten 265 (Modell 1)

Spt. 65 MS

Peildeck

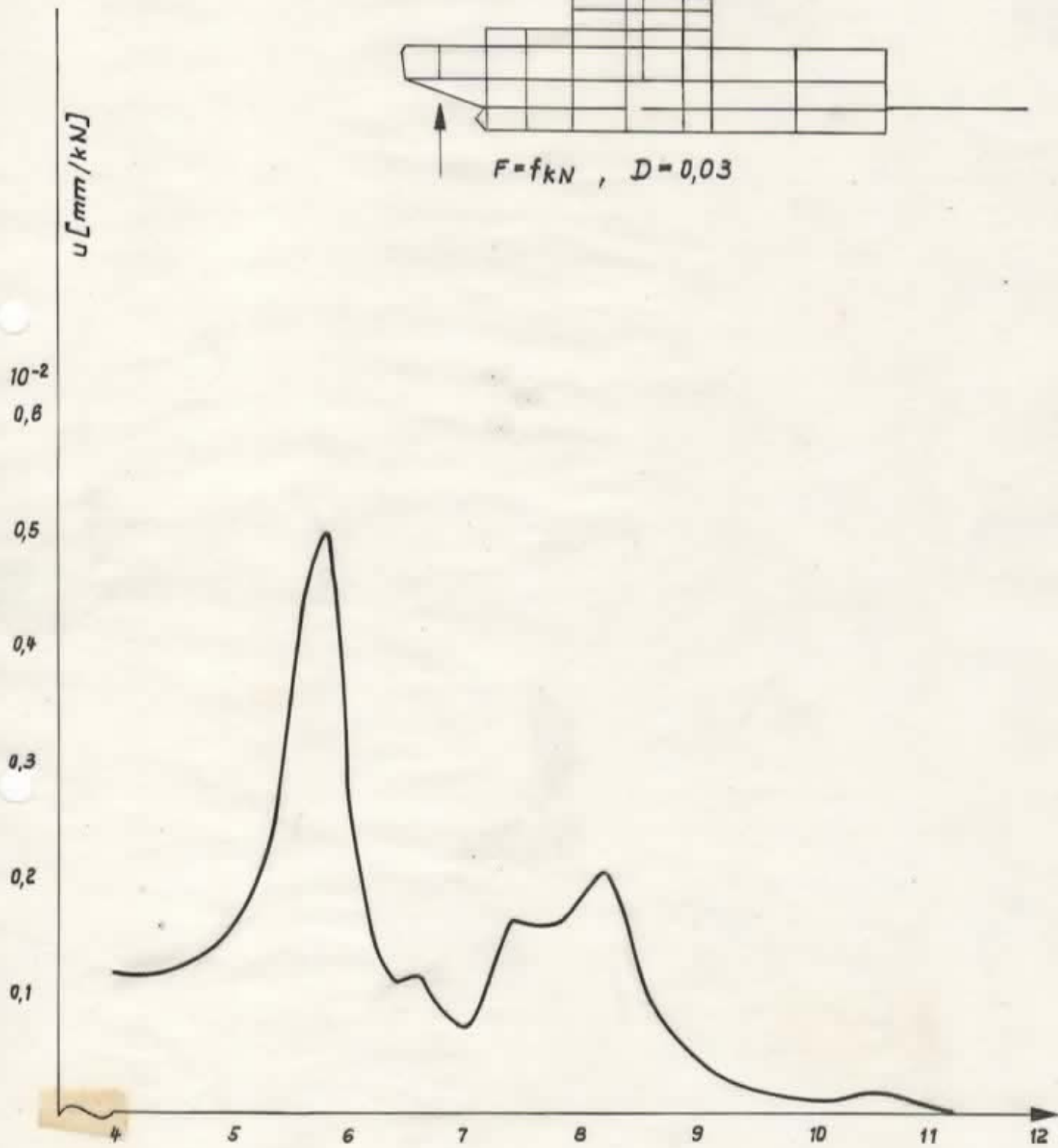
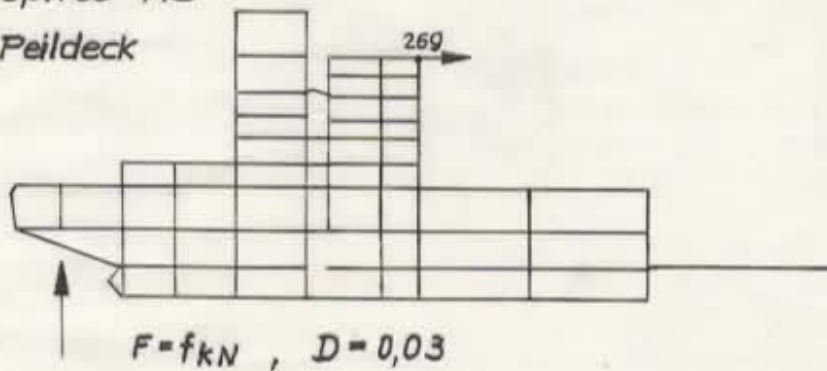


Bild 13 Resonanzkurve Knoten 269 (Modell 1)

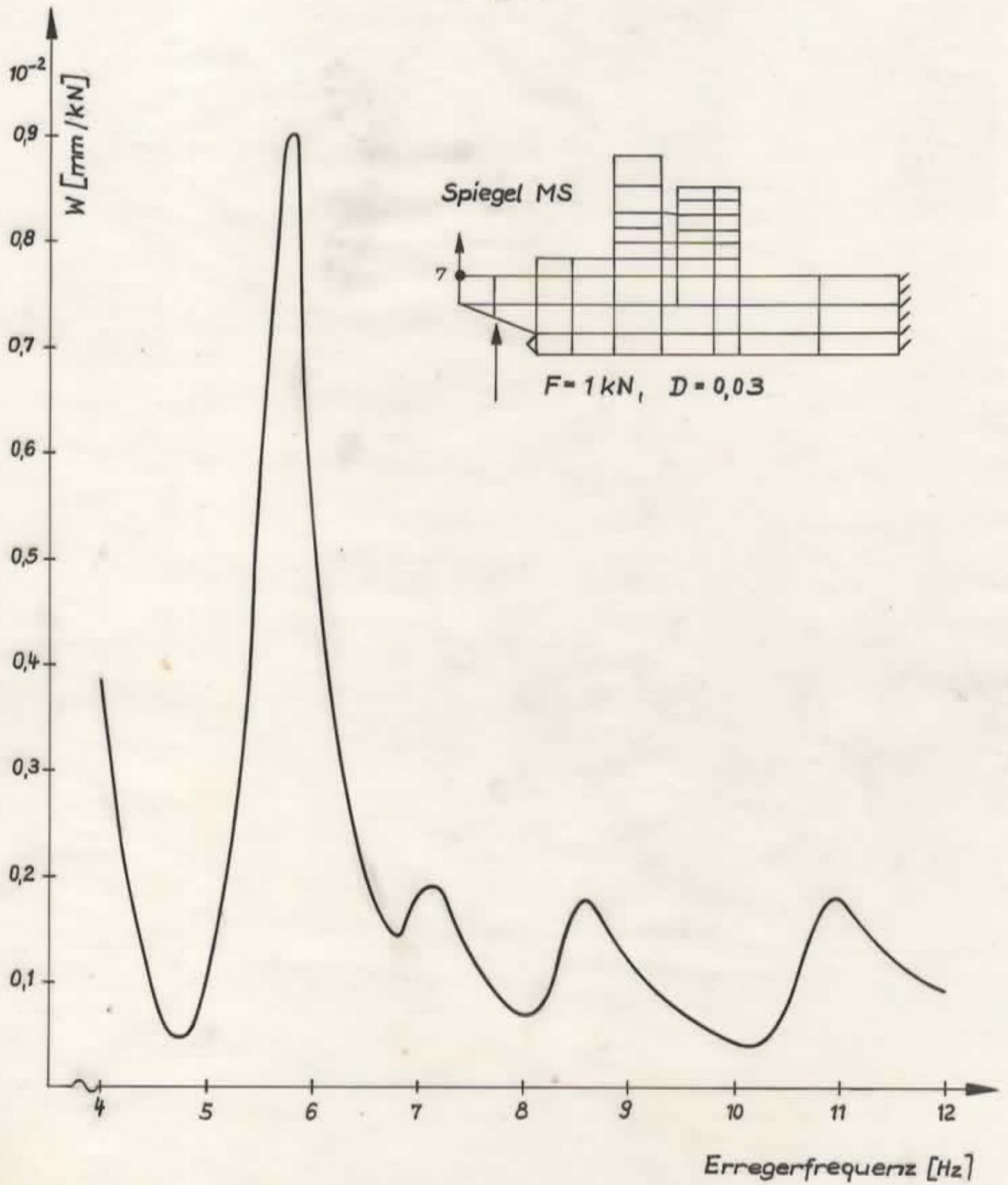


Bild 14 : Resonanzkurve Knoten 7 (Modell 2)

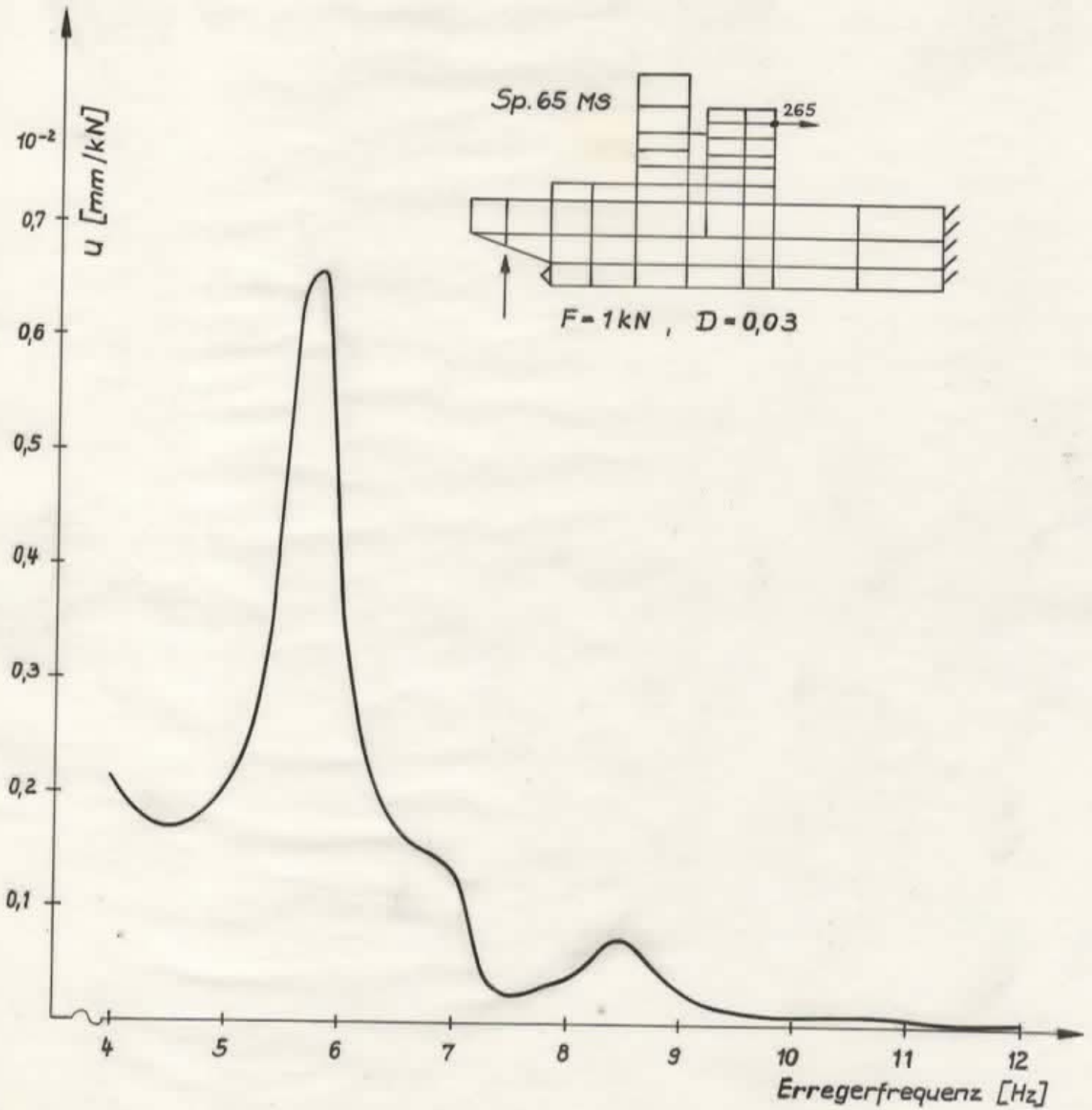
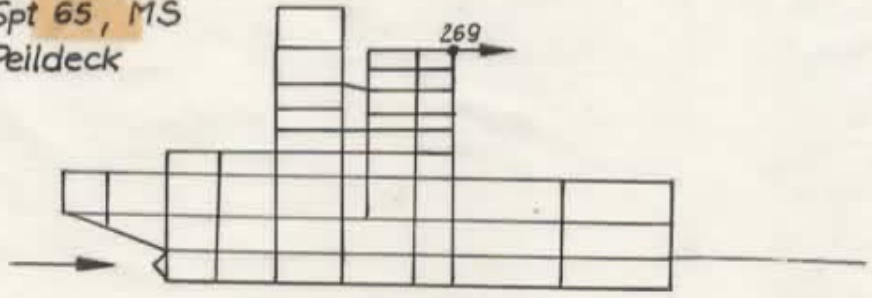


Bild 15: Resonanzkurve Knoten 265 (Modell 2)

Spt 65, MS  
Peildeck



$P = 1\text{ kN}$     $D = 0,03$

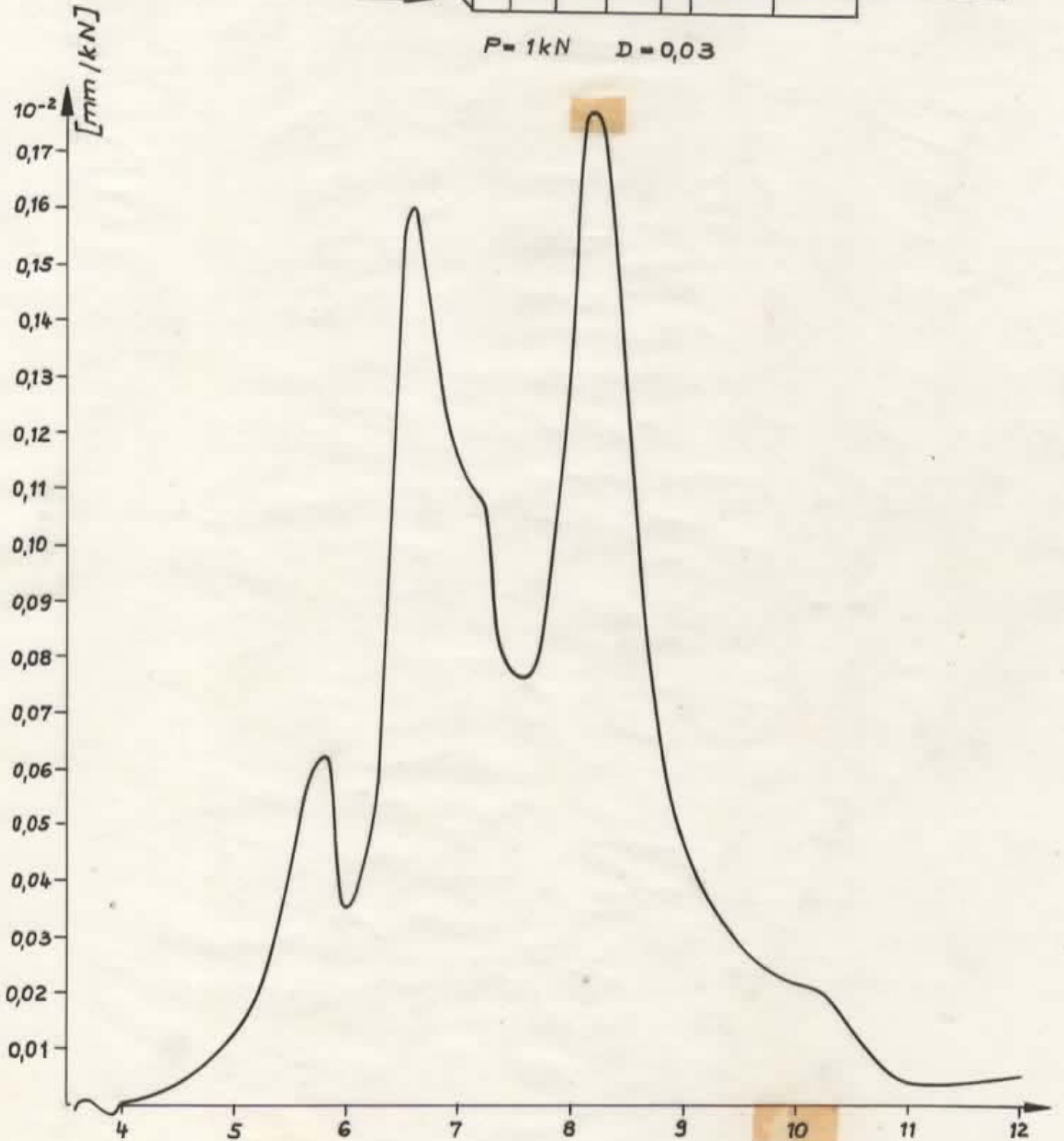


Bild 16: Resonanzkurve Knoten 269 Längserregung (Modell 1)

kraft durchgeführt, die die Schubschwankungen am Propeller simulieren soll. Die Resonanzkurve für einen Punkt im Peildeck ist in Bild 16 dargestellt. Ein Vergleich mit Bild 13, das die entsprechende Kurve bei vertikaler Erregung enthält, zeigt eine starke Verschiebung der Proportionen bei den einzelnen Resonanzen. Die bei vertikaler Erregung nur schwach ausgeprägte Eigenfrequenz bei 6,52 Hz (Längsschwingungen des Schiffskörpers in Kopplung mit dem Aufbau) tritt bei Längserregung deutlich hervor.

8. Einfluß eines Verbindungssteges zwischen Maschinenschacht und vorderem Aufbau

Für Modell 1 wurde eine zusätzliche Variante untersucht, wobei der Verbindungssteg zwischen Maschinenschacht und vorderem Aufbau in Höhe Kapitänsdeck weggelassen wurde. Im unteren Frequenzbereich bis zur Eigenfrequenz von 7,3 Hz ist kein Einfluß des Verbindungssteges feststellbar. Die bei 8,26 Hz auftretende Eigenfrequenz des Heck-/Aufbautenbereiches verschiebt sich bei Weglassen des Verbindungssteges auf 7,7 Hz, wobei vorderer Aufbau und Maschinenschacht gegenphasig schwingen. Eine Gegenüberstellung der Eigenformen erfolgt in Bild 17. Damit ändert sich auch das Zwangsschwingungsverhalten in diesem Frequenzbereich. Bild 18 zeigt die Resonanzkurven eines Knotens am Frontschott in Höhe Kapitänsdeck für beide Varianten.

9. Vergleich mit Meßergebnissen

Während der Probefahrt wurde auf tiefem Wasser eine Schwingungsmessung unter Verwendung eines servohydraulischen Schwingungserregers durchgeführt. /13/ Aus Platzgründen mußte der Erreger ca. 7,5 m vor der in der Zwangsschwingungsrechnung (Abschnitt 7) angenommenen Krafteinleitungsstelle angeordnet werden. Die Erregung erfolgte in vertikaler Richtung.



— 7,7 Hz ohne Verbindungssteg

--- 8,3 Hz mit Verbindungssteg

**Bild 17:** Einfluß des Verbindungssteges auf die Eigenschwingungen des Heck-/Aufbau - bereiches

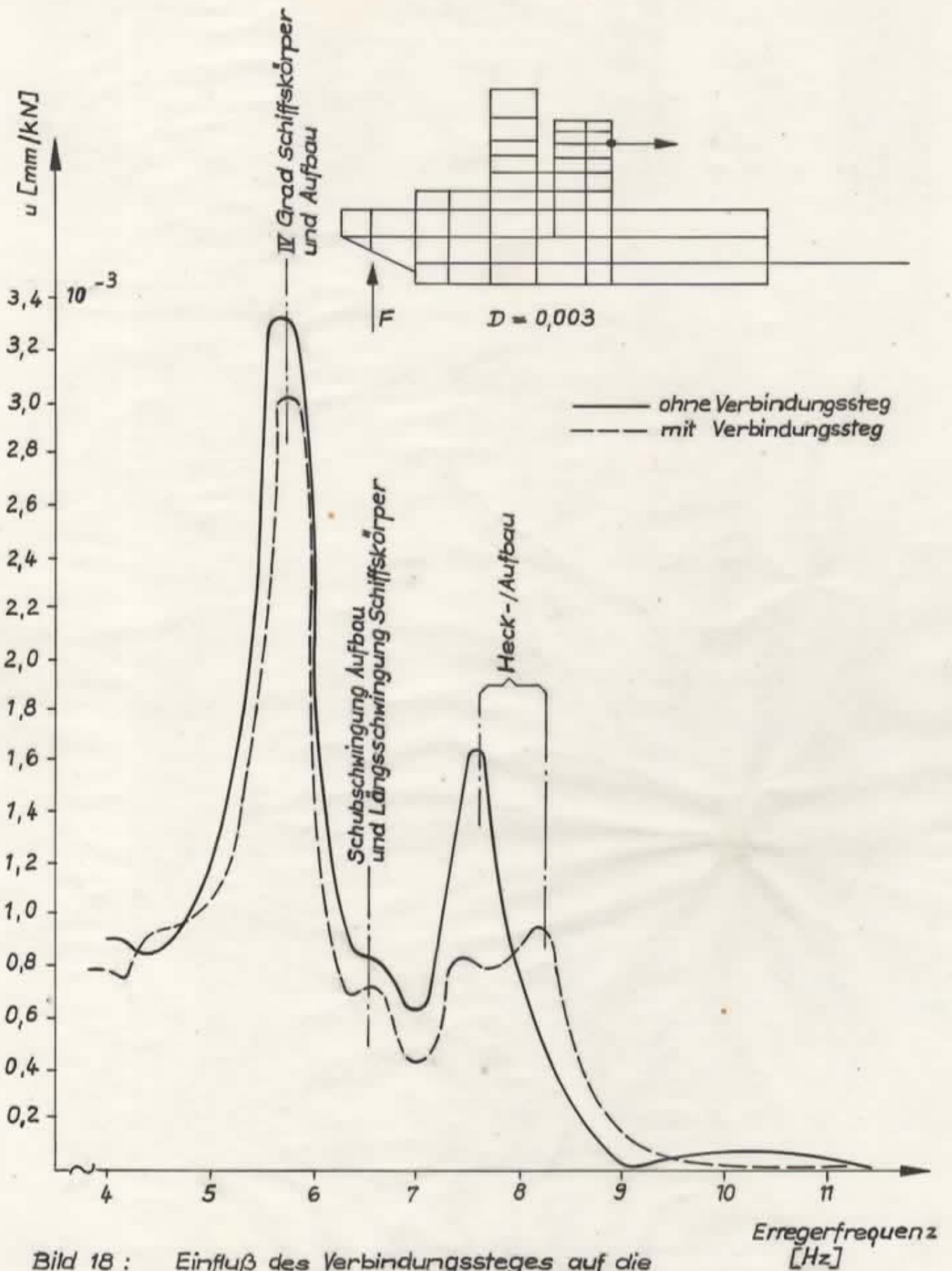


Bild 18 : Einfluß des Verbindungssteges auf die Zwangsschwingungen des Aufbaus

Um einen besseren Vergleich von Meß- und Berechnungsergebnissen zu ermöglichen, wurden für ausgewählte Meßpunkte zusätzliche Zwangsschwingungsberechnungen durchgeführt, wobei eine Einzelkraft am Ort des Erregers eingeleitet, d. h. die Erregermessung simuliert wurde.

In den Bildern 19 bis 21 sind für 3 für die globalen Heck-/Aufbautenschwingungen charakteristische Punkte diese Vergleiche vorgenommen worden.

Die Bilder 19 und 20 zeigen im Bereich der Propellererregung eine gute qualitative Übereinstimmung der Amplitudenverläufe wodurch die berechneten Eigenfrequenzen des Aufbaus bei 6,52 und 8,26 Hz bestätigt werden. Die dazugehörigen Schwingformen sind in den Bildern 22 und 23 dargestellt. Es ist zu erkennen, daß die Phasenlagen von Heck und Aufbau mit den berechneten Eigenformen übereinstimmen. Lediglich der Schornstein, der im FEM-Modell nur grob modelliert wurde, weicht bei 8,3 Hz von der berechneten Eigenform ab.

Die Resonanz bei ca. 6 Hz wird, wie Bild 21 und weitere hier nicht wiedergegebene Meßergebnisse zeigen, durch Schiffskörperschwingungen bestimmt.

Aus den Bildern 19 und 20 ist ersichtlich, daß die berechneten Resonanzamplituden bei 6,52 und 8,26 Hz erheblich kleiner als die gemessenen sind. Gemessene und berechnete Heckamplituden weichen im Frequenzbereich um 8 Hz, der für die Wahl der Dämpfung und des Korrekturfaktors für hydrodynamische Masse zugrunde gelegt wurde, weniger stark voneinander ab. Die Ursache für die Größenunterschiede der gemessenen und berechneten Amplituden im Aufbau wird in dem verwendeten Ansatz einer an den Knoten angreifenden geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung gesehen. Die Bewegung des Aufbaus setzt sich aus Schub- und Biegedeformationen sowie einer Rotation des starren Aufbaus zusammen. Die Dämpfung der zuletzt genannten Bewegungskomponente wird mit dem verwendeten Ansatz vermutlich nicht richtig erfaßt.

In den Bildern 19 bis 21 sind auch die Ergebnisse der Zwangsschwingungsberechnung mit vertikaler Krafteinleitung in der Propellerebene mit eingezeichnet worden. Es ist zu erkennen,

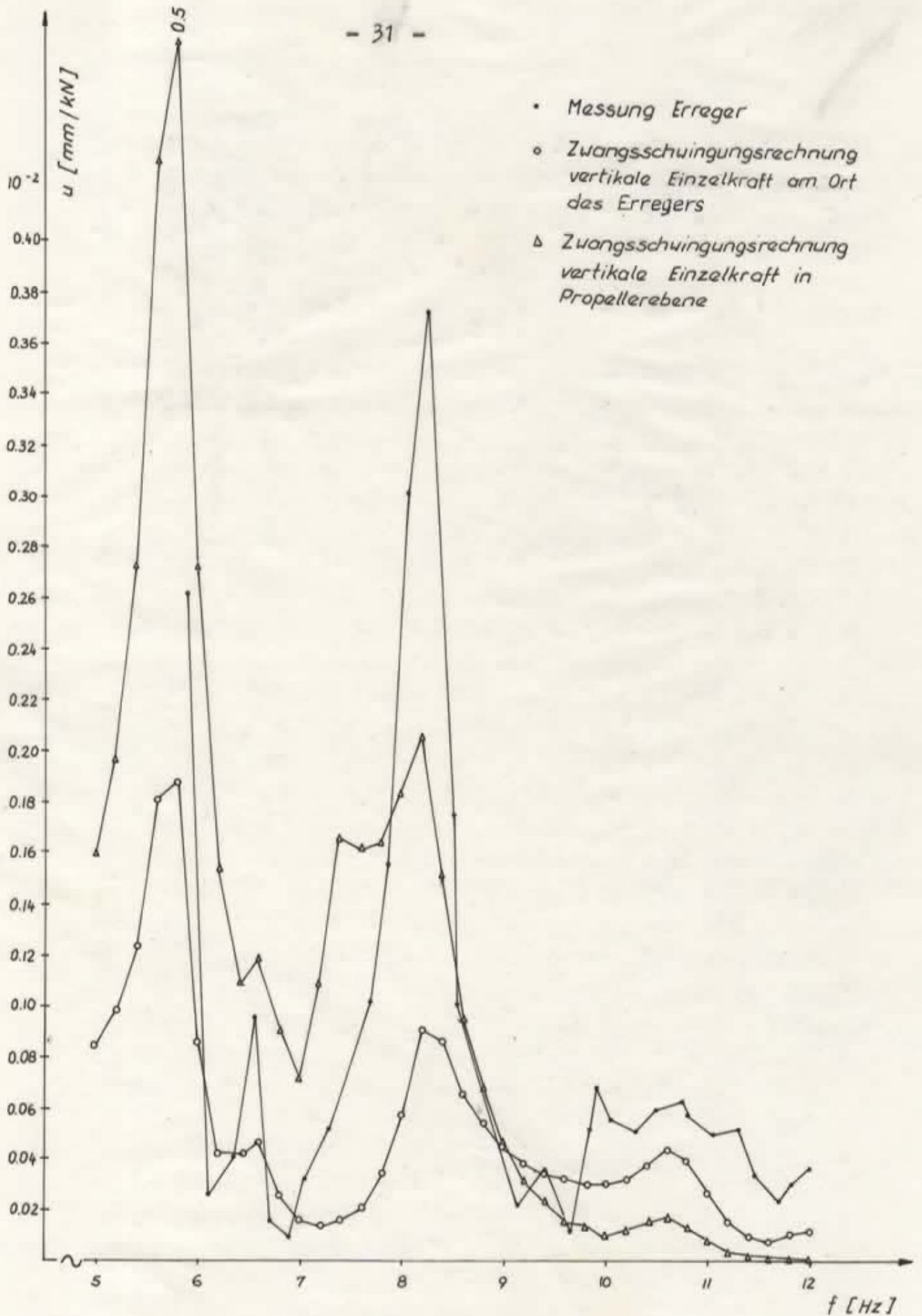


Bild 19: Vergleich Messung - Rechnung MST 1.7, Spt.65, Peildeck MS, hor. - längs

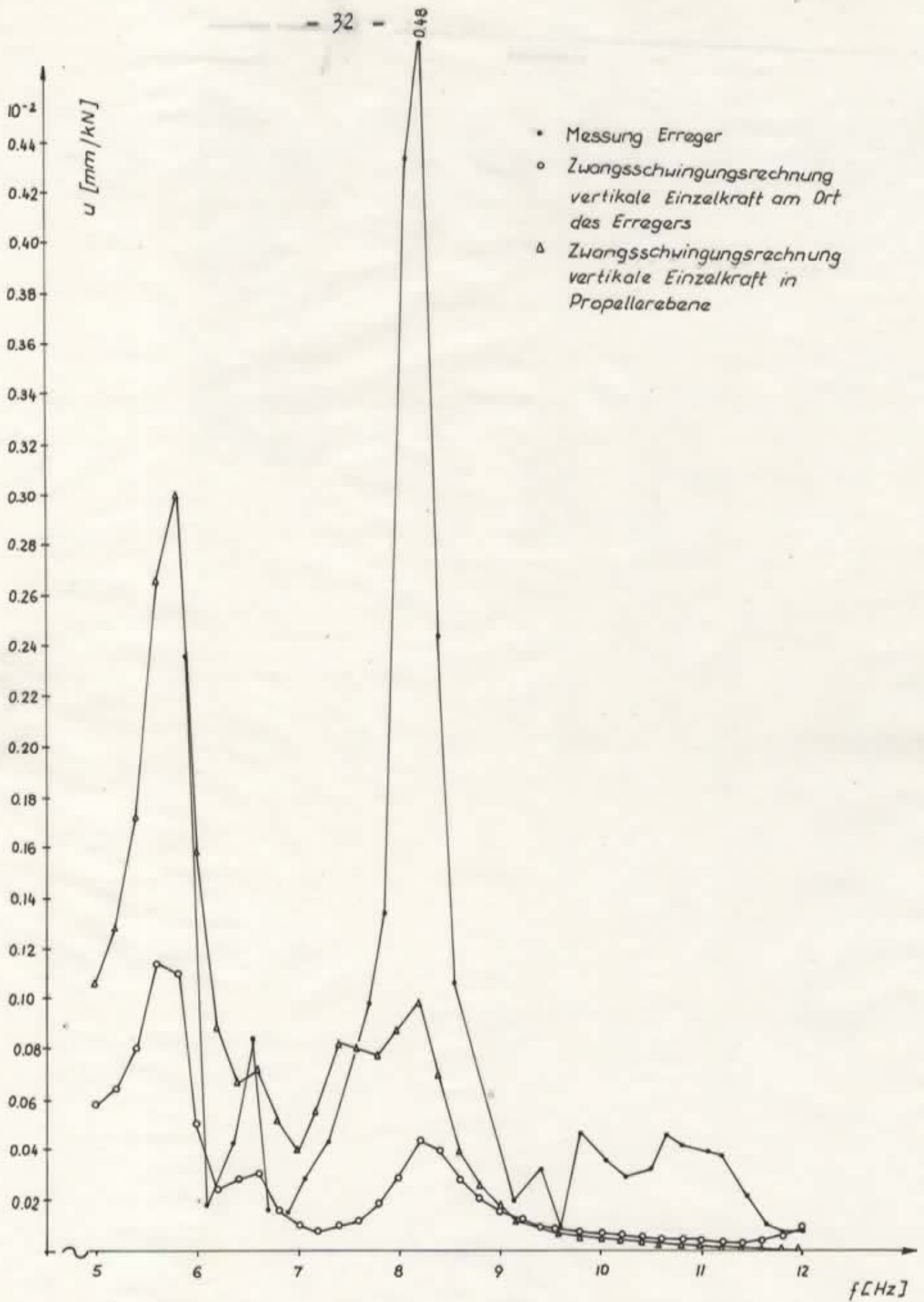


Bild 20: Vergleich Messung - Rechnung, MST 1.6, Spt. 65  
Kapitänsdeck, MS, hor. - längs

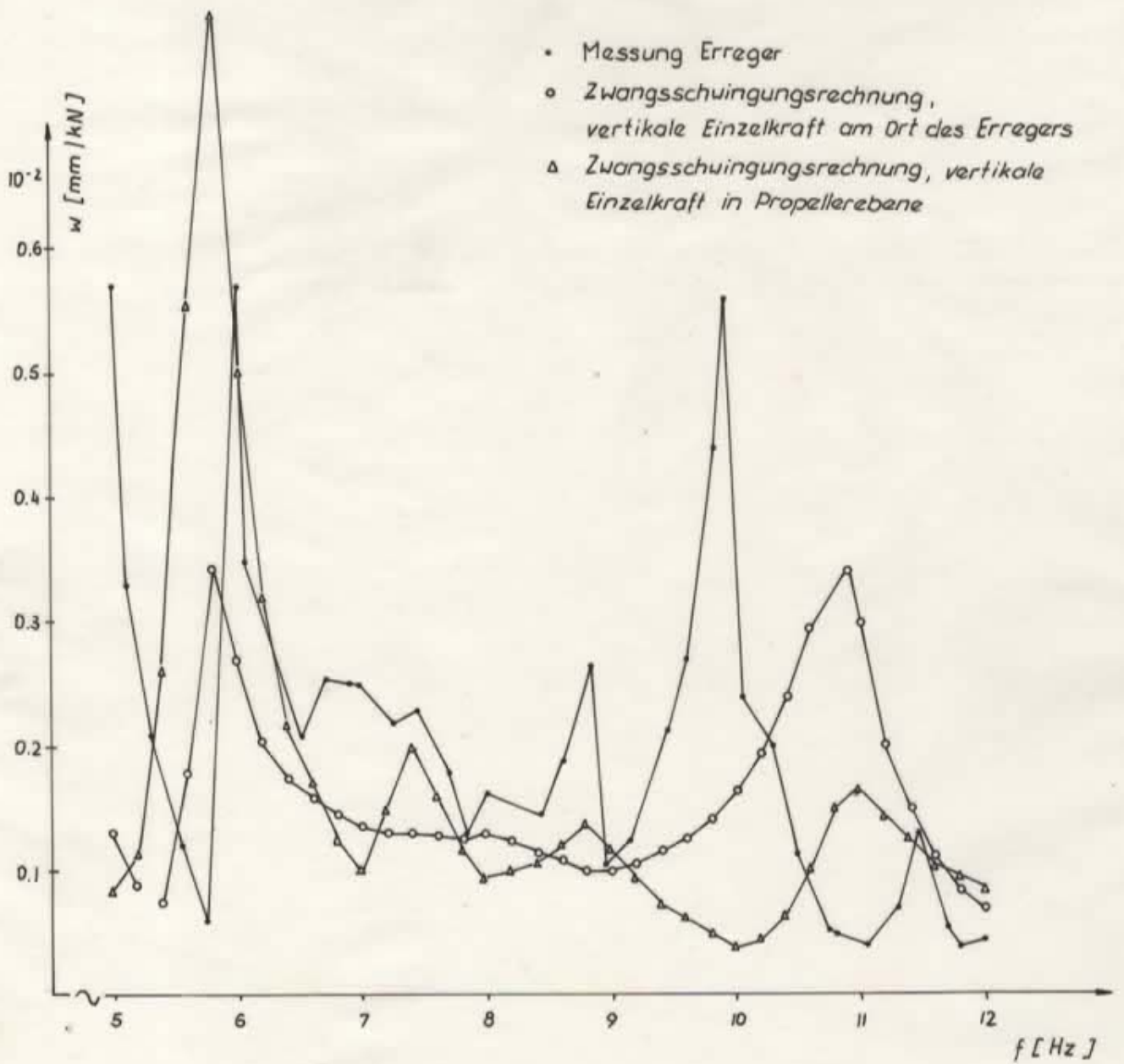


Bild 21 : Vergleich Messung - Rechnung MST 2.1 Heck, MS, vertikal

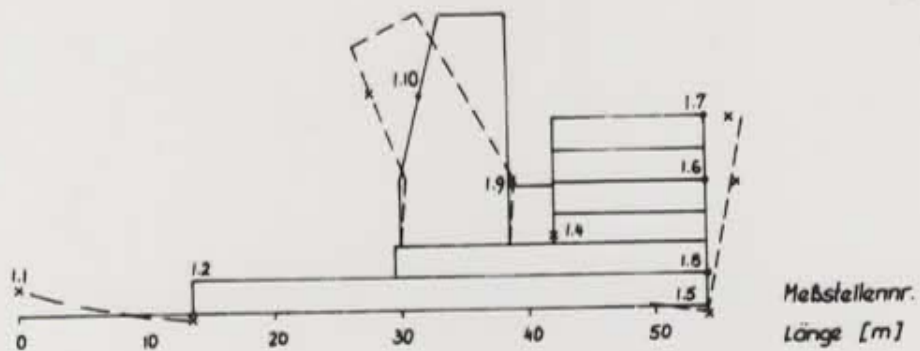


Bild 23 : Schwingform Heck - Aufbau,  $f = 8.3 \text{ Hz}$

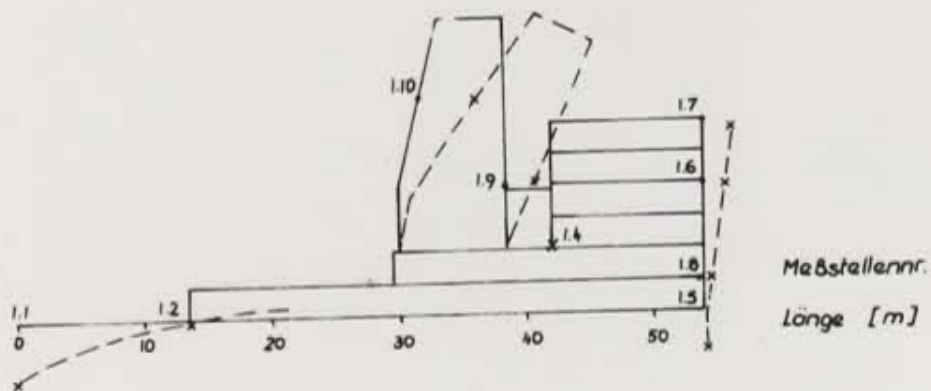


Bild 22 : Schwingform Heck - Aufbau,  $f = 6.5 \text{ Hz}$

daß die Größe der Amplituden und z. T. auch der Frequenzgang durch den Ort der Krafteinleitung deutlich beeinflusst werden.

#### 10. Schlußfolgerungen

Aus den Untersuchungsergebnissen lassen sich folgende Schlußfolgerungen ziehen:

- Das räumliche Modell des Heck-/Aufbautenbereiches in Verbindung mit einem Balkenmodell für den vorderen Teil des Schiffskörpers (Modell 1) gestattet eine recht genaue Berechnung des Eigenschwungsverhaltens des Aufbaues in Kopplung mit dem Schiffskörper.
- Auf Grund der Kopplung mit dem Schiffskörper können in einem schmalen Frequenzband im Bereich der 1. Blattfrequenz des Propellers mehrere Eigenformen mit ausgeprägten Horizontal-Längsschwingungen des Aufbaus auftreten.
- Durch Zwangsschwingungsberechnungen lassen sich qualitative Aussagen gewinnen, welche Eigenfrequenzen im Schiffsbetrieb die größten Resonanzamplituden liefern.
- Die absolute Größe der unter Annahme geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung von 3 % der kritischen Dämpfung vorausgerechneten Resonanzamplituden der Horizontal-Längsschwingungen des Aufbaus liegt erheblich unter den Meßwerten.
- Unter Berücksichtigung der besseren Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Heckamplituden wird die Ursache für die Größenabweichung der Aufbautenschwingungen im verwendeten Dämpfungsansatz vermutet, wodurch die von einer Starrkörperbewegung des Aufbaus herrührenden Anteile zu stark gedämpft werden. Es sind weitere Untersuchungen mit anderen Dämpfungsansätzen erforderlich.

- Das auf halber Schiffslänge eingespannte Modell (Modell 2) liefert für das Eigenschwingungsverhalten brauchbare Ergebnisse. Für Zwangsschwingungsuntersuchungen ist es ungeeignet, da die Relationen zwischen den Resonanzamplituden im Vergleich zu Modell 1 und den Meßwerten falsch berechnet werden und auch die Absolutwerte noch größere Abweichungen von den Meßergebnissen aufweisen.
- Die Vernachlässigung der dynamischen Kopplung mit dem Schiffskörper (Modell 3) und die Einspannung am Aufbautenfußpunkt (Modell 4) läßt keine zuverlässige Beurteilung des Schwingungsverhaltens des Aufbaues zu.

Literatur

- /1/ Hansen, H.R.; Skaar, K.T.  
Hull and Superstructure Vibrations, Design Calculations  
by Finite Elements  
DNV Publication No. 88, May 1975
- /2/ Janssen, C.T.M.  
Numerical Vibration Analysis of the Deckhouse of a Far  
East Container Ship  
Ship en Werf 44 (1977) 6
- /3/ Yannoulis, P. u.a.  
A Theoretical Investigation on the Natural Frequencies of  
Superstructure of a 2500 tdw Bulk-Carrier  
IV. Int. Symp. of Ship Automation, Genova 1974
- /4/ Johannessen, H.; Skaar, K.T.; Smogeli, H.  
Dynamic Response of Hull and Superstructure, Correlation  
Study between Measured and Calculated Vibration  
PRADS Symp., Tokyo Oct. 1977
- /5/ Larsen, I.  
Prediction of Superstructure Vibrations in Tankers  
Sonderdruck Division of Structural Engineering,  
SINTEF, Trondheim
- /6/ Teilbericht 8 des F/E-Themas "Schwingungsbekämpfung im  
Heck-/Aufbautenbereich"  
KSR, Mai 1982
- /7/ Teilbericht 5 des F/E-Themas "Schwingungen von Antriebs-  
anlagen"  
KSR, Oktober 1982

- /8/ Kruppa, C.  
Schiffstechnik Forschungshefte für Schiffbau und  
Schiffsmaschinenbau 9 (1962) H. 45
- /9/ Selection and Argument of the Calculation Model for  
Superstructure Vibration  
Finnischer Bericht zum RGW-Thema 3, Etappe 3.1, 1982
- /10/ Calculations of Superstructure Dynamic Characteristics  
Finnischer Bericht zum RGW-Thema 3, Etappe 3.3, 1983
- /11/ Meinke, K.-D.  
Untersuchungen zur Berechnung der globalen Eigenschwin-  
gungen von Schiffsaufbauten  
Schiffbauforschung 21 (1982), Heft 4
- /12/ Ausarbeitung von Methoden und Algorithmen zur Schwin-  
gungsberechnung von Aufbauten  
Bericht der UdSSR zum RGW-Thema 3, Etappe 3.2, 1982
- /13/ Meßbericht: "Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen  
bei Schiffsbetrieb und bei Anregung mit der servohydrau-  
lischen Erregermaschine auf Mercur II Bau-Nr. 4.75 des  
VEB Warnowwerft Warnemünde" (unveröffentlicht)  
KSR 1984

- Bild 1 Schema für die Festlegung der Freiheitsgrade
- Bild 2 Berechnungsmodelle
- Bild 3 Resonanzschaubild Modell 1
- Bild 4 Eigenformen Modell 1
- Bild 5 Eigenformen Modell 2
- Bild 6 Eigenformen Modell 3
- Bild 7 Eigenformen Modell 4
- Bild 8 Zwangsschwingungsform  $f = 8,13$  Hz (Modell 1)
- Bild 9 Resonanzkurve Knoten 7 (Modell 1)
- Bild 10 Resonanzkurve Knoten 371 (Modell 1)
- Bild 11 Resonanzkurve Knoten 247 (Modell 1)
- Bild 12 Resonanzkurve Knoten 265 (Modell 1)
- Bild 13 Resonanzkurve Knoten 269 (Modell 1)
- Bild 14 Resonanzkurve Knoten 7 (Modell 2)
- Bild 15 Resonanzkurve Knoten 265 (Modell 2)
- Bild 16 Resonanzkurve Knoten 269 (Modell 1) Längserregung
- Bild 17 Einfluß des Verbindungssteiges auf die Eigenschwingungen des Heck-/Aufbautenbereiches
- Bild 18 Einfluß des Verbindungssteiges auf die Zwangsschwingungen des Aufbaues
- Bild 19 Vergleich Messung - Rechnung, MST 1.7 Spt. 65 h.-längs
- Bild 20 Vergleich Messung - Rechnung, MST 1.6 Spt. 65 h.-längs
- Bild 21 Vergleich Messung - Rechnung, MST 2.1 Heck vertikal
- Bild 22 Schwingform Heck-Aufbau,  $f = 6,5$  Hz
- Bild 23 Schwingform Heck-Aufbau,  $f = 8,3$  Hz