

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

F/E-Thema: Entwicklung von Projektierungsmethoden zur
Verminderung globaler und lokaler Schiffe-
schwingungen

Bericht 4: Experimentell ermittelte Dämpfungen für
globale Schiffeschwingungen

Name und Anschrift
der F/E-Stelle:

VEB Kombinat Schiffbau
- Stammbetrieb -
Direktorat E
Doberaner Str. 110/111
R o s t o c k
2500

Für die Gesamtarbeit
verantwortlicher wiss.-
techn. Bearbeiter:

Dr.-Ing. Geßner

Verantwortlicher
Bearbeiter:

Dr.-Ing. Geßner

Beginn der Arbeit:

10/64

Abschluß der Arbeit:

9/66

Der Bericht besteht aus:

22 Seiten

Anzahl der angefertigten
Exemplare:

Nummer dieses Exemplares:

Dallach

Dr. Dallach
Hauptabteilungsleiter EE

Geßner

Dr. Geßner
Verantw. wiss.-techn.
Bearbeiter

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung
2. Näherungsbeziehungen
3. Diskussion der Fehlermöglichkeiten bei Anwendung der Näherungsbeziehungen
4. Aus Erregermessungen ermittelte Dämpfungsverhältnisse
 - 4.1. Auswertung der Erregermessungen auf LO/RO 18
 - 4.2. Auswertung der Erregermessungen auf Mercur II
 - 4.3. Auswertung der Erregermessungen auf RO/RO 15
5. Empfehlungen für die Wahl der Dämpfung

Literatur

1. Einleitung

Die Vorausberechnung des Schwingungsniveaus auf Schiffen erfordert Angaben über die Dämpfung. Der gegenwärtige Erkenntnisstand reicht nicht aus, die verschiedenen Dämpfungseinflüsse (Struktur, Einbauten, umgebende Medien, Ladung u.a.) getrennt zu erfassen und auf theoretischem Wege eine Gesamtdämpfung zu ermitteln. Die Bestimmung der Dämpfung als globale Größe aus experimentellen Untersuchungen ist deshalb immer noch der im Schiffbau am häufigsten beschrittene Weg.

In den letzten Jahren sind verschiedene Verfahren der experimentellen Modalanalyse entwickelt worden, die eine genauere Ermittlung der modalen Dämpfung gestatten. Trotz Anwendung dieser Methoden ergeben sich bei der Auswertung von Experimenten immer noch sehr große Streubereiche. /1/ Im KSR steht seit kurzem ebenfalls ein von der TH Karl-Marx-Stadt erworbenes Modalanalyseprogramm MODANA /2/ zur Verfügung.

Der vorliegende Bericht enthält aus Erregermessungen ermittelte Dämpfungen, wobei das Programm MODANA und verschiedene Näherungsbeziehungen angewendet und diskutiert werden.

2. Näherungsbeziehungen

Das Zwangsschwingungsproblem für Systeme mit mehreren Freiheitsgraden wird durch das Differentialgleichungssystem

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\} \quad (1)$$

mit $[M], [B], [K]$ Massen-, Dämpfungs-, Steifigkeitsmatrizen

$\{q\}, \{f\}$ Verschiebungs- und Kraftvektoren

Zu einem solchen Gleichungssystem gelangt man auch für ein Kontinuum, wenn dieses durch Finite Elemente diskretisiert wird. Ein effektives Lösungsverfahren, das vorwiegend angewendet wird (auch im Programm PASSAD/MOSU), ist die Methode der modalen Überlagerung. Nach Bestimmung der Eigenwerte und Eigenvektoren des ungedämpften Systems wird die Modaltransformation eingeführt:

$$\{q\} = [\Phi] \{x\} \quad (2)$$

$$[\Phi] = [\{\phi_1\}, \dots, \{\phi_n\}]$$

$[\Phi]$ Modalmatrix

$\{\phi_i\}$ i-ter Eigenvektor

$\{x\}$ generalisierter Verschiebungsvektor

Setzt man (2) in (1) ein und multipliziert von links mit $[\Phi]^T$ folgt:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \{\ddot{x}\} + [\Phi]^T [B] [\Phi] \{\dot{x}\} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{x\} = [\Phi]^T \{f\} \quad (3)$$

Wegen der Orthogonalitätseigenschaften der Eigenvektoren

$$\begin{aligned} \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} &= m_i \quad \text{für } i = j \\ &= 0 \quad \text{für } i \neq j \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} &= m_i \omega_i^2 \quad \text{für } i = j \\ &= 0 \quad \text{für } i \neq j \end{aligned}$$

entstehen folgende Diagonalmatrizen, die als modale Massen- bzw. modale Steifigkeitsmatrizen bezeichnet werden:

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [M] [\Phi] &= \text{diag. } [m_i] \\ [\Phi]^T [K] [\Phi] &= \text{diag. } [m_i \omega_i^2] \end{aligned}$$

Für die Dämpfungsmatrix gilt eine solche Bedingung von vornherein nicht. Im Interesse einer einfachen Lösung wird angenommen, daß die Dämpfungsmatrix ebenfalls den Orthogonalitätsbedingungen genügt und der folgende Ansatz eingeführt (Bequemlichkeitshypothese):

$$\begin{aligned} \{\Phi_i\}^T [B] \{\Phi_j\} &= 2 D_i m_i \omega_i \quad \text{für } i=j \\ &= 0 \quad \text{für } i \neq j \end{aligned} \quad (5)$$

D_i ist das dimensionslose Dämpfungsmaß für die i -te Eigenform ($D = 1 = D_{kr}$ aperiodischer Grenzfall).

Läßt sich die Dämpfungsmatrix (B) als Linearkombination aus Massen- und Steifigkeitematrix darstellen, so ist die Bedingung der Orthogonalität automatisch erfüllt.

Im Falle der sog. Rayleighdämpfung

$$[B] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (6)$$

ergibt sich durch Einsetzen von (6) in (5) unter Beachtung von (4) folgender Zusammenhang:

$$D_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega_i} + \omega_i \beta \right) \quad (7)$$

Sind 2 modale Dämpfungen bekannt, lassen sich die Konstanten α und β ermitteln und die Dämpfungsmatrix (B) explizit darstellen. Ein Nachteil der Rayleighdämpfung ist, daß zur Beschreibung der Dämpfung nur 2 Parameter zur Verfügung stehen, die nur an 2 Modaldämpfungen angepaßt werden können. Bestimmt man die Koeffizienten z. B. aus zwei modalen Dämpfungen im unteren Frequenzbereich, so werden die höheren Eigenfrequenzen in der Regel zu stark gedämpft. Durch Einsetzen von (4) und (5) in (3) erhält man

mit $Q_i = \{\Phi_i\}^T \{f_i\}$ für ein System mit n Freiheitsgraden n entkoppelte Gleichungen der Form:

$$m_i \ddot{x}_i + 2D_i m_i \omega_i \dot{x}_i + m_i \omega_i^2 x_i = Q_i \quad (8)$$

Durch die Modaltransformation wird also das gekoppelte System durch n Einmassenschwinger repräsentiert. Diese Gleichungen können getrennt gelöst und die Gesamtlösung für q_i wird durch Überlagerung entsprechend Gl. (2) erhalten.

Für eine näherungsweise Ermittlung der modalen Dämpfungen D_i aus gemessenen Antwortfunktionen wird angenommen, daß bei Resonanzschwingungen in der i -ten Eigenform die Einflüsse der übrigen vernachlässigt werden können, d. h. es wird nur die Lösung für den Einmassenschwinger betrachtet. (Der Index i kann deshalb im folgenden weggelassen werden.)

Bei Annahme harmonischer Erregung folgt mit

$$x = \bar{x} e^{i\omega t}, \quad Q = \bar{Q} e^{i\omega t} \quad \text{und} \quad \eta = \frac{\omega}{\omega_i} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

aus (8) die komplexe Frequenzantwort:

$$H(\omega) = \frac{\bar{x}}{\bar{x}_{\text{stat}}} = \frac{\bar{x}}{\bar{Q}/m\omega^2} = \frac{1-\eta^2 - i 2D\eta}{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2} \quad (9)$$

Daraus folgt für Betrag und Phasenwinkel

$$|H(\omega)| = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (10)$$

$$\tan \varphi = \frac{2D\eta}{1-\eta^2} \quad (11)$$

Die Gleichungen (10) und (11) können zur Ermittlung der Dämpfung aus gemessenen Amplituden und Phasenverläufen benutzt werden.

Die Resonanzspitze ergibt sich für $\eta = \sqrt{1-2D^2}$

Da die Schwingungen von Schiffskonstruktionen nur schwach gedämpft sind, kann $D^2 = 0$, d. h. $\eta = 1$ gesetzt werden:

$$|H_{\text{max}}| = \frac{1}{2D} \quad (12)$$

Die Ermittlung von D aus einer gemessenen Resonanzspitze nach (12) ist nicht zu empfehlen, da die Resonanzspitze meist nicht exakt ermittelt wird. Bessere Ergebnisse erhält man, wenn noch ein zweiter Frequenzpunkt betrachtet wird.

Mit $\left| \frac{H_{\text{max}}}{H} \right| = n$ erhält man aus (10) und (12)

$$D = \frac{1 - \eta^2}{2\sqrt{n^2 - \eta^2}} = \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{2\omega_0\sqrt{n^2\omega_0^2 - \omega^2}} \quad (13)$$

Gleichung (13) kann entweder für den aufsteigenden oder für den abfallenden Ast der Resonanzkurve angewendet werden. Um den Einfluß benachbarter Resonanzen gering zu halten, muß eine Frequenz in der Nähe von ω_0 betrachtet werden.

Für kleine $\Delta \omega$ läßt sich die Beziehung (13) vereinfachen. Mit $\omega = \omega_0 \pm \Delta \omega$ ergibt sich unter Vernachlässigung der von höherer Ordnung kleinen Größen /3/ aus (10)

$$|H| = \frac{1}{2\sqrt{\left(\frac{\Delta \omega}{\omega_0}\right)^2 + D^2}} \quad (14)$$

Aus (14) und (12) folgt:

$$D = \frac{\Delta \omega}{\omega_0\sqrt{n^2 - 1}} = \frac{1 - \eta}{\sqrt{n^2 - 1}} \quad (15)$$

und für den Sonderfall $n = \sqrt{2}$

$$D = \frac{\Delta \omega}{\omega_0} = 1 - \eta \quad (15a)$$

Betrachtet man zwei Punkte unterhalb und oberhalb der Resonanz, d. h. $\omega_1 = \omega_0 - \Delta \omega$, $\omega_2 = \omega_0 + \Delta \omega$ so folgt aus (15) bzw. (15a)

$$D = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0\sqrt{n^2 - 1}} = \frac{\eta_2 - \eta_1}{2\sqrt{n^2 - 1}} \quad (16)$$

$$D = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_0} = \frac{\eta_2 - \eta_1}{2} \quad (16a)$$

Die Beziehung (16a) folgt auch aus Gleichung (11), wenn man zwei Abstimmungsverhältnisse unterhalb und oberhalb der Resonanz betrachtet, die eine Phasenverschiebung von $\pm \frac{\pi}{4}$ gegenüber der Resonanz besitzen $-\pi/4$.

Die Gleichung (11) kann aber auch für ein beliebiges Abstimmungsverhältnis η zur Bestimmung von D benutzt werden. In diesem Falle muß eine sehr genaue Messung der Phasenwinkel vorliegen.

3. Diskussion der Fehlermöglichkeiten bei Anwendung der Näherungsbeziehungen

Da die in Abschnitt 2 angegebenen Beziehungen von einem Schwinger mit einem Freiheitsgrad abgeleitet sind, ist ihre Anwendung auf Systeme mit eng benachbarten Eigenfrequenzen stets mit Fehlern verbunden, deren Größe von dem jeweils untersuchten System abhängt. Unabhängig davon können Fehler auftreten, die in der Durchführung und Auswertung der Experimente zur Bestimmung der Antwortfunktionen begründet sind.

Bei Messungen mittels Schwingungserreger erfolgt die Anregung der Struktur häufig durch sinusförmigen Kraftverlauf mit einer schrittweisen Frequenzänderung. Eine zu große Schrittweite kann, besonders bei geringer Dämpfung, zu völlig unbrauchbaren Ergebnissen führen. Ähnliches gilt auch für andere Erregungsarten (Stoß, stochastischer Kraftverlauf, Sweep sine), wenn die Frequenzauflösung bei der Durchführung der FFT zu grob gewählt wird.

Um diesen Sachverhalt zu verdeutlichen, sind die Näherungsbeziehungen (13), (15), (16a) und (12) auf den berechneten Frequenzgang eines Einmassenschwingers mit $D = 0,01$ (= 1 % der kritischen Dämpfung) angewendet worden. Dabei wird angenommen, daß die Meßwerte für relative Frequenzschrittweiten $\Delta\eta = \frac{\Delta f}{f_0}$ von 0,05, 0,01 oder 0,2 vorliegen und exakt sind. Bei jeder Frequenzschrittweite sind die folgenden 3 Fälle unterschieden worden:

- a) Maximum genau erfaßt
- b) Maximum liegt um $\frac{\Delta\eta}{4}$ neben Meßpunkt
- c) Maximum liegt in der Mitte zwischen zwei Meßpunkten

Die Gl. (13) und (15) wurden jeweils auf den unterhalb und oberhalb des Maximums liegenden Meßwert angewendet. Für die Anwendung der Gl. (16a) wird der Kurvenverlauf zwischen den Meßpunkten benötigt, der linear interpoliert wurde, wie es bei maschinellen Zeichnen des Kurvenverlaufes erfolgt. Ein Ausstraken würde die gewonnenen Ergebnisse etwas verbessern.

Die Ergebnisse sind in Bild 1 dargestellt. Es läßt sich folgendes erkennen:

- Bei einer Frequenzschrittweite $\Delta\eta \leq 0,1$ unterscheiden sich die Ergebnisse nach Gl. (13) und (15) nur geringfügig, so daß die einfache Beziehung (15) angewendet werden kann.

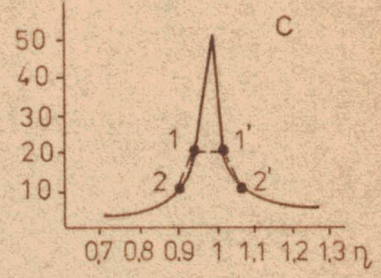
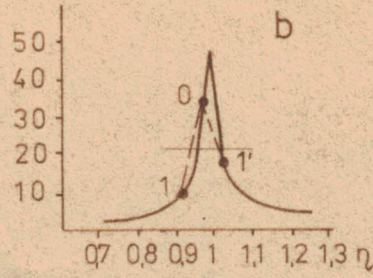
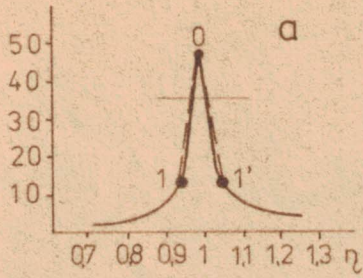
- Wird das Maximum genau erfaßt (Fall a), liefert die Gl. (15) auch bei größeren Schrittweiten noch ausreichend genaue Ergebnisse (Gl. (13) und (12) sind in diesem Falle exakt erfüllt). Die Benutzung der Bandbreite, Gl. (16a), ergibt bei $\Delta \eta = 0,05$ schon große Abweichungen und führt bei größerer Schrittweite zu unbrauchbaren Ergebnissen.
- Liegt das wirkliche Maximum um $\frac{\Delta \eta}{4}$ neben dem scheinbaren (Fall b), so ergibt die Anwendung der Gl. (13) und (15) auf Wertepaare mit der jeweils größeren Amplitudendifferenz (in Bild 1: Meßwerte 0/1) die besseren Ergebnisse. Brauchbare Näherung erhält man jedoch nur für $\Delta \eta = 0,05$.
- Im Fall c lassen sich mit keiner der angegebenen Beziehungen verwendbare Ergebnisse erzielen.

Aus den Ergebnissen ist zu schlußfolgern, daß für eine ausreichend genaue Dämpfungsermittlung aus Erregermessungen

- die relative Schrittweite nicht größer als $\Delta \eta = 0,05$ gewählt werden darf,
- durch visuelle Kontrolle der Meßwerte bei der Messung das Maximum möglichst genau erfaßt werden sollte,
- der Anwendung der Gl. (13) bzw. (15) der Vorzug zu geben ist, da diese bei nicht exakt erfaßtem Maximum die besten Näherungswerte liefern,
- die Gl. (13) und (15) auf den steileren Ast des gemessenen Frequenzganges angewendet werden müssen.

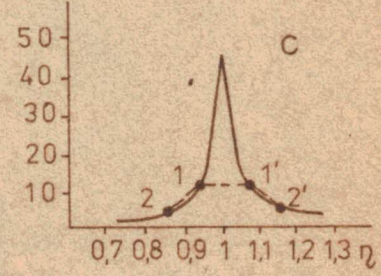
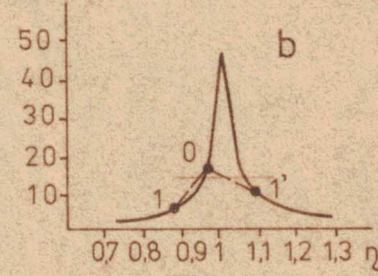
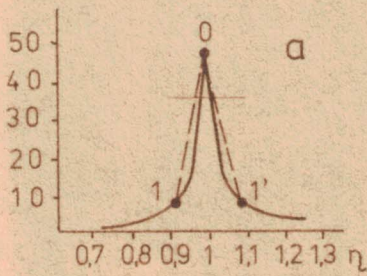
Im höheren Frequenzbereich ergeben sich mit $\Delta \eta = 0,05$ zu große Frequenzschrittweiten, die im Hinblick auf Einflüsse benachbarter Eigenfrequenzen verringert werden müssen.

$$\Delta\eta = 0,05 \quad D = 1\%$$



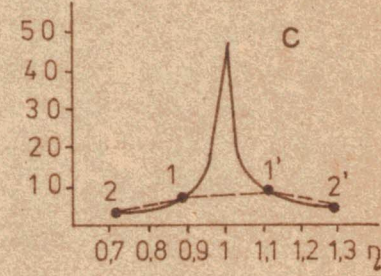
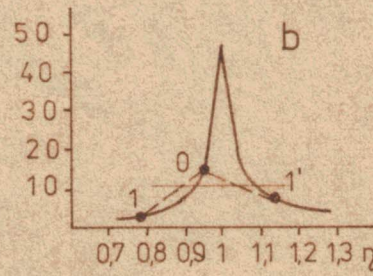
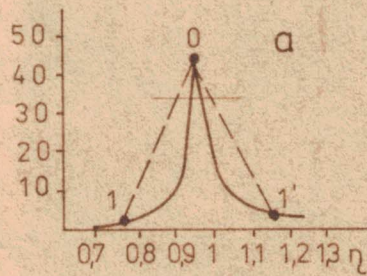
| | 0/1 | 0/1' | 0/1 | 0/1' | 1/2 | 1'/2' | |
|--|------|------|------|------|------|-------|---|
| $D = \frac{1-\eta^2}{2\sqrt{n^2-\eta^2}}$ | 1 | 1 | 1,33 | 2,3 | 1,94 | 1,86 | % |
| $D = \frac{1-\eta}{\sqrt{n^2-1}}$ | 1,03 | 0,97 | 1,36 | 2,23 | 2,0 | 1,8 | % |
| $D = \frac{\eta_1-\eta_2}{2} (n=\sqrt{2})$ | 1,75 | | 2,27 | | | | % |
| $D = \frac{1}{2H_{max}}$ | 1 | | 1,6 | | 2,65 | | % |

$$\Delta\eta = 0,1 \quad D = 1\%$$



| | 0/1 | 0/1' | 0/1 | 0/1' | 1/2 | 1'/2' | |
|--|------|------|------|------|------|-------|---|
| $D = \frac{1-\eta^2}{2\sqrt{n^2-\eta^2}}$ | 1 | 1 | 2,24 | 3,92 | 3,77 | 3,44 | % |
| $D = \frac{1-\eta}{\sqrt{n^2-1}}$ | 1,05 | 0,95 | 2,37 | 3,68 | 4,03 | 3,25 | % |
| $D = \frac{\eta_1-\eta_2}{2} (n=\sqrt{2})$ | 3,15 | | 4,42 | | | | % |
| $D = \frac{1}{2H_{max}}$ | 1 | | 2,65 | | 4,97 | | % |

$$\Delta\eta = 0,2 \quad D = 1\%$$



| | 0/1 | 0/1' | 0/1 | 0/1' | 1/2 | 1'/2' | |
|--|------|-------|------|------|------|-------|---|
| $D = \frac{1-\eta^2}{2\sqrt{2-\eta^2}}$ | 1 | 1 | 4,33 | 7,7 | 7,74 | 6,38 | % |
| $D = \frac{1-\eta}{\sqrt{n^2-1}}$ | 1,11 | 0,909 | 4,9 | 6,8 | 9,0 | 5,74 | % |
| $D = \frac{\eta_1-\eta_2}{2} (n=\sqrt{2})$ | 6,1 | | 7,75 | | | | % |
| $D = \frac{1}{2H_{max}}$ | 1 | | 4,97 | | 9,56 | | % |

Bild 1 Vergleich unterschiedlicher Näherungsbeziehungen für D

4. Aus Erregermessungen ermittelte Dämpfungsverhältnisse

Nachfolgend werden Dämpfungsverhältnisse angegeben, die aus Schwingungsmessungen mittels der servohydraulischen Erregeranlage auf den Schiffstypen LO/RO 18, Mercur II und RO/RO 15 gewonnen wurden. In allen Fällen wurde mit sinusförmiger Erregung gearbeitet und die Frequenz schrittweise geändert /6/, /7/, /8/. Die Messungen erfolgten auf tiefem Wasser während der Probefahrten.

4.1. Auswertung der Erregermessung auf LO/RO 18 ($L_L = 161$ m)

Der Erreger war auf dem 2. Deck bei Spt. 5, Mitte Schiff befestigt. Es wurde mit vertikaler und horizontal-längs gerichteter Erregerkraft gearbeitet. Für die Ermittlung der Dämpfungsverhältnisse wurden folgende Meßstellen ausgewählt, die das globale Schwingungsverhalten des Schiffkörpers und der Aufbauten kennzeichnen:

Schiffskörper, vertikale Erregungsrichtung

| | |
|---------|---------------------------------|
| MST 104 | Poopdeck, Spt. 32, SS, vertikal |
| MST 106 | " " 48, MS, " |
| MST 108 | " " 48, SS, " |
| MST 114 | Backdeck, Bug, MS, " |

Schiffskörper, Erregungsrichtung horizontal-längs

| | |
|---------|--------------------------|
| MST 202 | 2. Deck, Heck, MS, längs |
| MST 203 | 2. Deck, Spt. 5, MS, " |
| MST 207 | Poopdeck, Spt. 48, MS, " |
| MST 214 | Backdeck, Bug, MS, " |

Aufbau, beide Erregungsrichtungen

| | |
|-------------|-----------------------------------|
| MST 110/210 | Kapitänssdeck, Spt. 48, MS, längs |
| MST 111 | Kommandobrücke, MS, " |
| MST 113/213 | Peildeck, MS, " |

In den Bildern 2, 3, 4 sind für die vertikale Erregungsrichtung die nach Gleichung (15), (16a) und mit dem Programm MODANA ermittelten Dämpfungsverhältnisse für alle Einzelmeßstellen dar-

gestellt worden. Die Diagramme enthalten auch den Vorschlag des 8. ISSC (International Ship Structure Congress) /5/.

Bei der Anwendung des Programms MODANA müssen Startwerte für die Eigenfrequenzen eingegeben werden. Aus den Meßergebnissen ließen sich nicht immer eindeutige Entscheidungen treffen, so daß z. T. mehrere Varianten mit unterschiedlicher Anzahl von Startwerten untersucht wurden, die voneinander abweichende Ergebnisse ergaben. Deshalb sind in Bild 4 für die einzelnen Meßstellen bei ähnlichen Frequenzen z. T. mehrere Werte eingetragen worden.

Die Werte nach Gl. (16a) liegen, besonders im unteren Frequenzbereich, höher als die nach Gl. (15) oder MODANA ermittelten. Der Grund ist in der im Abschnitt 3 besprochenen Fehlermöglichkeit zu suchen.

Bild 5 zeigt die Mittelwerte für alle Meßstellen und Methoden, wobei im unteren Frequenzbereich die Ergebnisse nach Gl. (16a) aus den genannten Gründen nicht berücksichtigt wurden.

Für die Längserregung wurde lediglich die Längsschwingungsresonanz des Schiffskörpers und die For-Aft-Schwingung des Aufbaus betrachtet. Zur Auswertung wurde die Näherungsbeziehung (15) benutzt. Die Mittelwerte für die o.a. Meßstellen sind in Bild 5 mit eingezeichnet worden. Sie liegen etwas unterhalb der in diesem Frequenzbereich bei vertikaler Erregung ermittelten Werte.

4.2. Auswertung der Erregermessung auf Mercur II ($L_L = 163,57$ m)

Die Erregung erfolgte nur in vertikaler Richtung. Der Erreger war auf dem 2. Deck, MS, Spt. 15 aufgestellt. Für die Ermittlung der Dämpfungen wurden die Gl. (15) und (16a) verwendet. Dabei zeigte sich erneut, daß Gl. (16a) die höheren Werte liefert. Da die in Abschnitt 3 besprochene Fehlermöglichkeit stets zur Abweichung nach oben führt, werden nur die nach Gl. (15) ermittelten Dämpfungsverhältnisse für die Mittelwertbildung herangezogen. Bild 6 zeigt die für folgende Meßstellen bestimmten Mittelwerte:

Schiffskörper

| | | |
|----------|---------------------|--------------|
| MST 2.1 | Hauptdeck, Heck, | MS, vertikal |
| MST 2.2 | II. Deck, Spt. 15, | MS, " |
| MST 2.4 | Hauptdeck, Spt. 50, | SS, " |
| MST 2.5 | " , Spt. 65, | SS, " |
| MST 2.6 | " , Spt. 75, | SS, " |
| MST 2.7 | " , Spt. 84, | SS, " |
| MST 2.8 | " , Spt. 102, | SS, " |
| MST 2.9 | " , Spt. 120, | SS, " |
| MST 2.10 | " , Spt. 137, | SS, " |
| MST 2.12 | " , Spt. 176, | SS, " |
| MST 2.14 | " , Bug, | MS, " |
| MST 2.15 | " , Spt. 155, | SS, " |

Aufbau

| | | |
|---------|-------------------------|-----------|
| MST 1.6 | Kapitänendeck, Spt. 65, | MS, länge |
| MST 1.7 | Peildeck, Spt. 65, | MS, " |
| MST 1.8 | Brückendeck, Spt. 65, | MS, " |

4.3. Auswertung der Erregermessung auf RO/RO 15 ($L_L = 123$ m)

Die Erregerkraft wurde in vertikaler Richtung auf dem 2. Deck, MS, ca. 2 Spantentfernungen vor der Propellerebene eingeleitet. Für die Ermittlung der Dämpfung wurde nur die Gl. (15) angewendet. Ferner sind die mit dem Programm MODAN des VEB Mikromat gewonnenen Ergebnisse /9/ mit herangezogen worden. Die Mittelwerte für folgende Schiffskörpermeßstellen enthält Bild 7:

| | | |
|----------|--------------------|--------------|
| MST 3S1 | 2. Deck, Bug, | SS, vertikal |
| MST 3S2 | 2. Deck, Spt. 9, | SS, " |
| MST 3S3 | 2. Deck, Spt. 30, | SS, " |
| MST 3S4 | 2. Deck, Spt. 58, | SS, " |
| MST 3S5 | 2. Deck, Spt. 80, | SS, " |
| MST 3S6 | 2. Deck, Spt. 100, | SS, vertikal |
| MST 3S7 | 2. Deck, Spt. 114, | SS, " |
| MST 3S8 | 2. Deck, Spt. 129, | SS, " |
| MST 3S9 | 2. Deck, Spt. 161, | SS, " |
| MST 3S10 | Oberdeck, Heck, | MS, " |

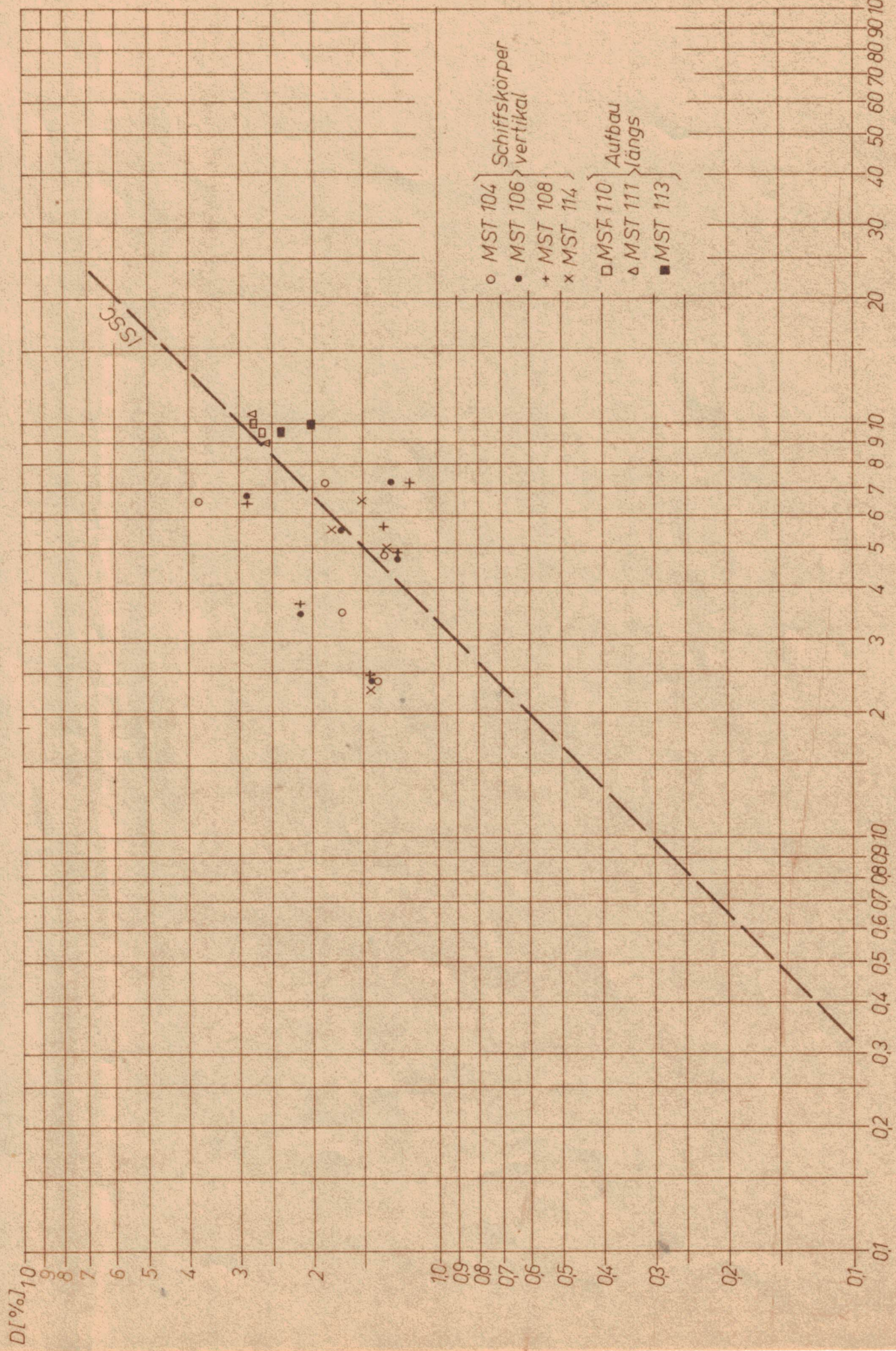


Bild 2 LO / RO 18, Dämpfungsverhältnisse nach Gl. (16a)

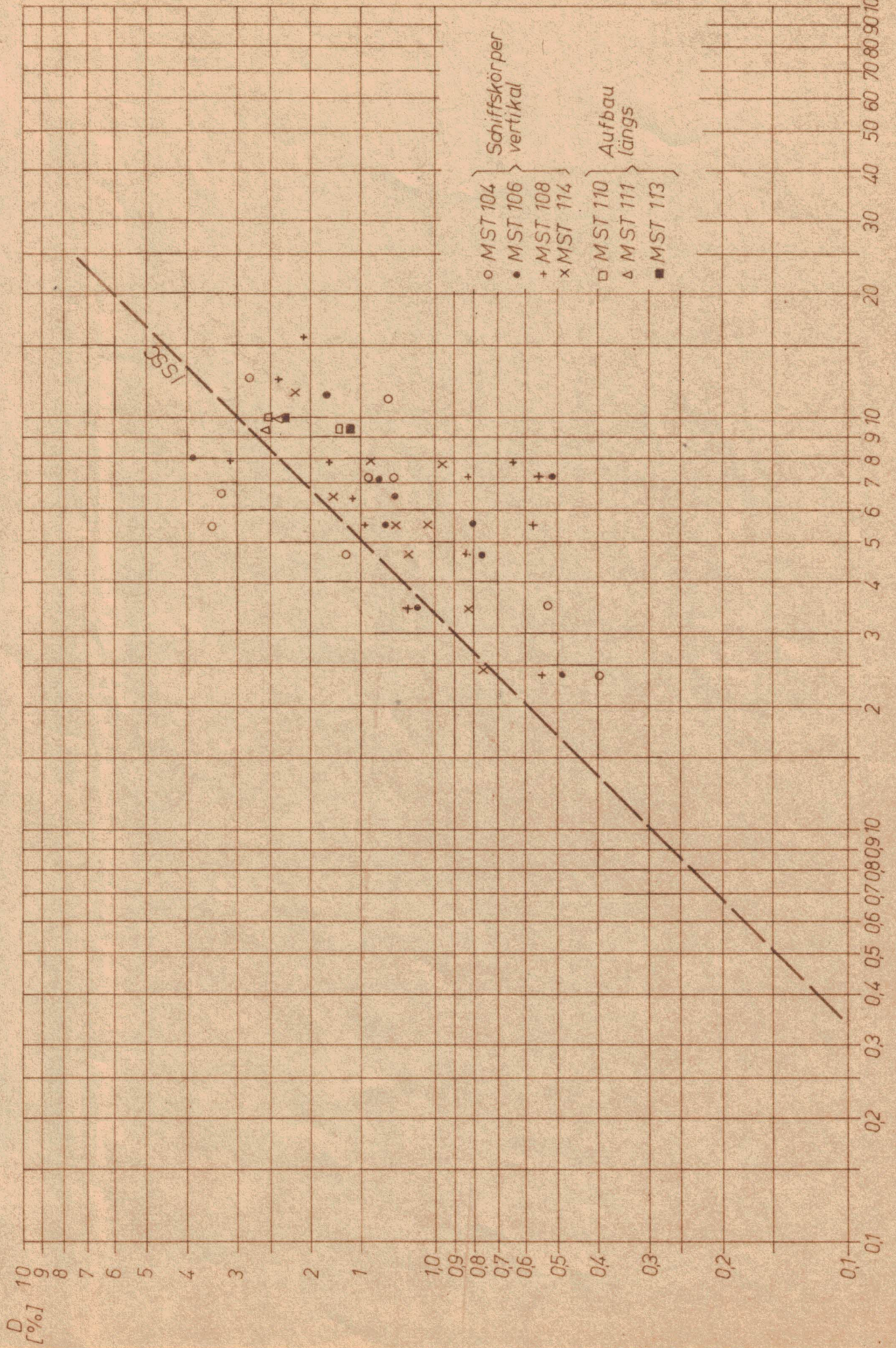


Bild 3 LO / RO 18, Dämpfungsverhältnisse nach Gl (15)

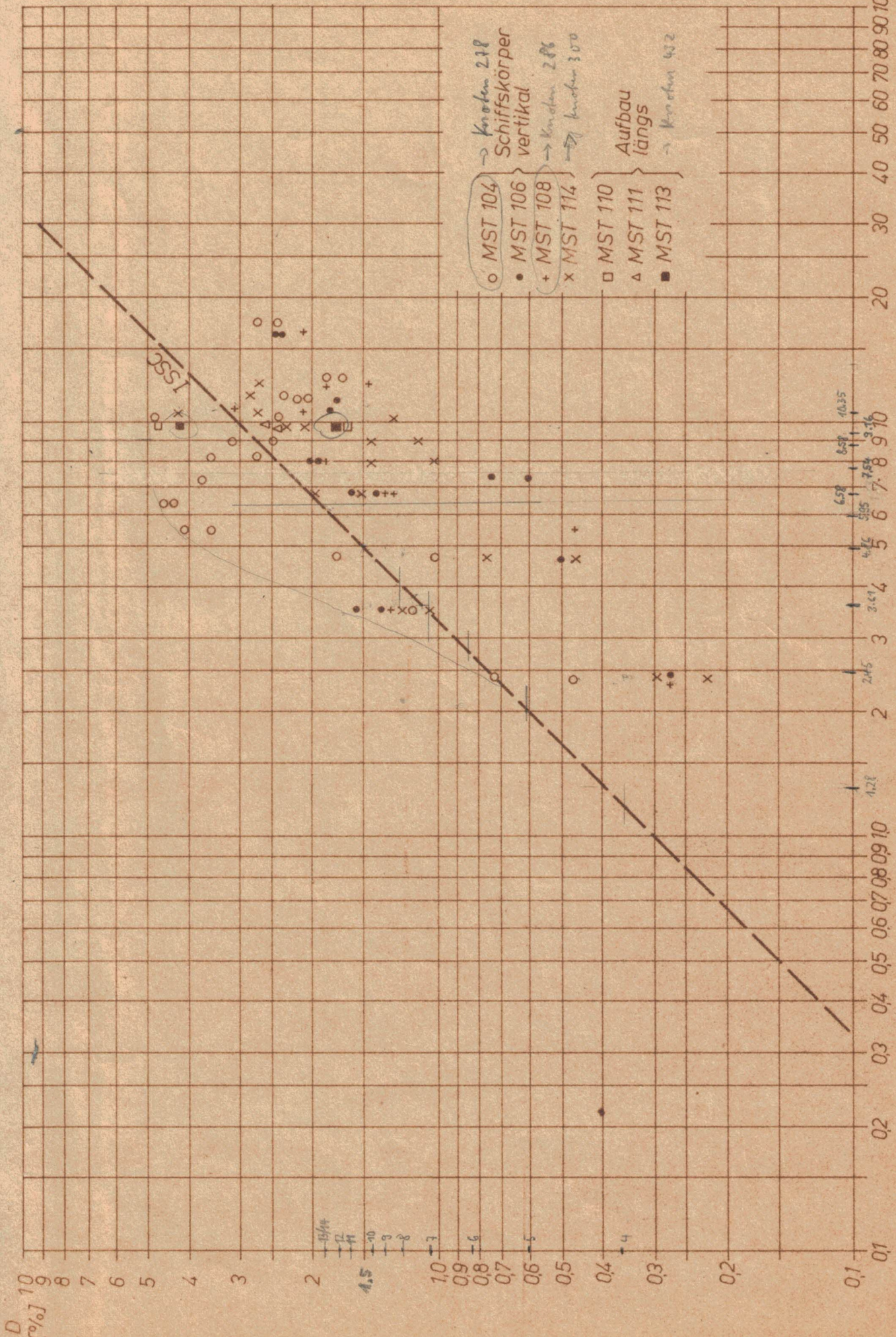


Bild 4 LO/RO 18, Dämpfungsverhältnisse nach Programm MODANA

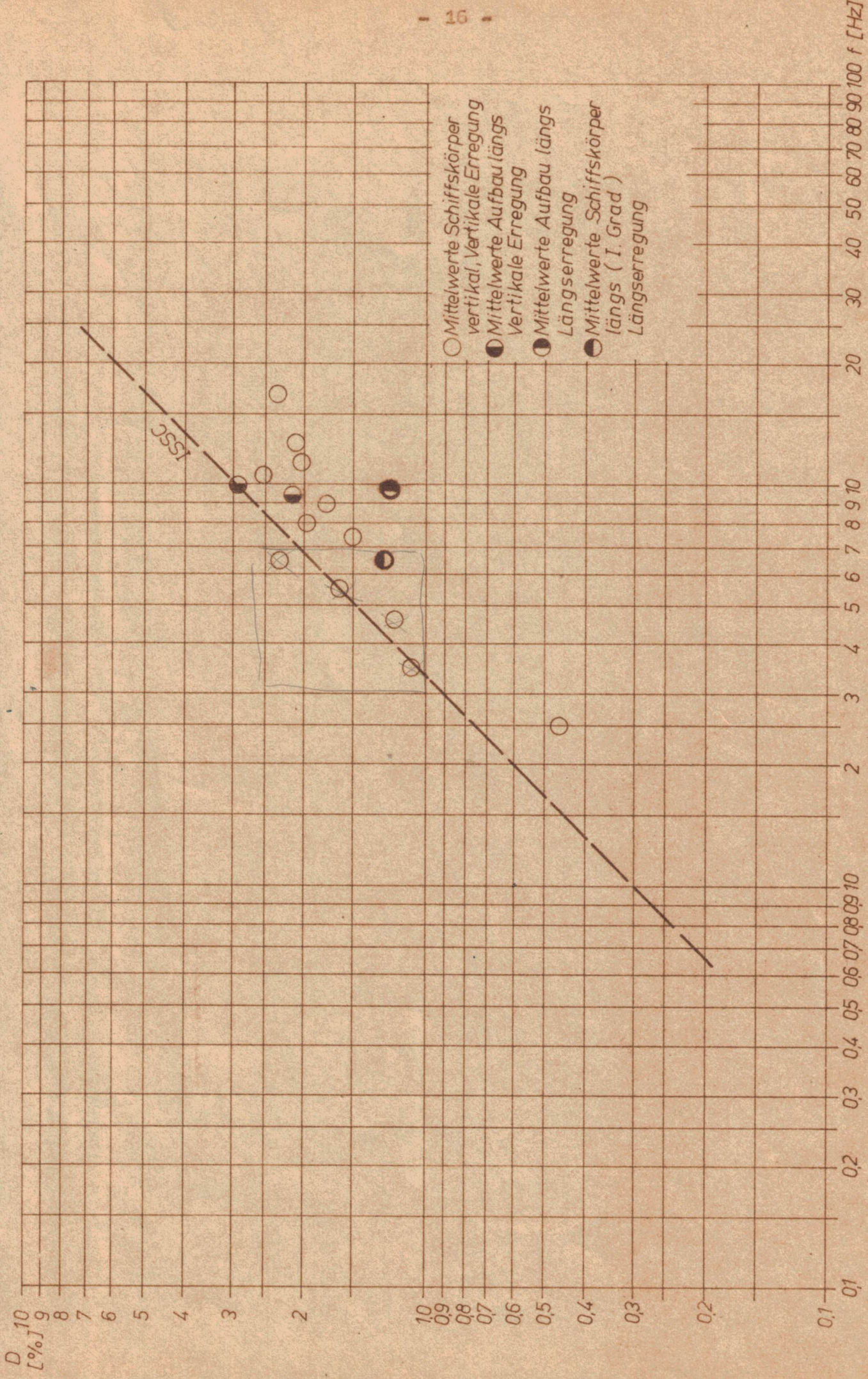


Bild 5 L0 / R0 18. Dämpfungsverhältnisse Mittelwerte

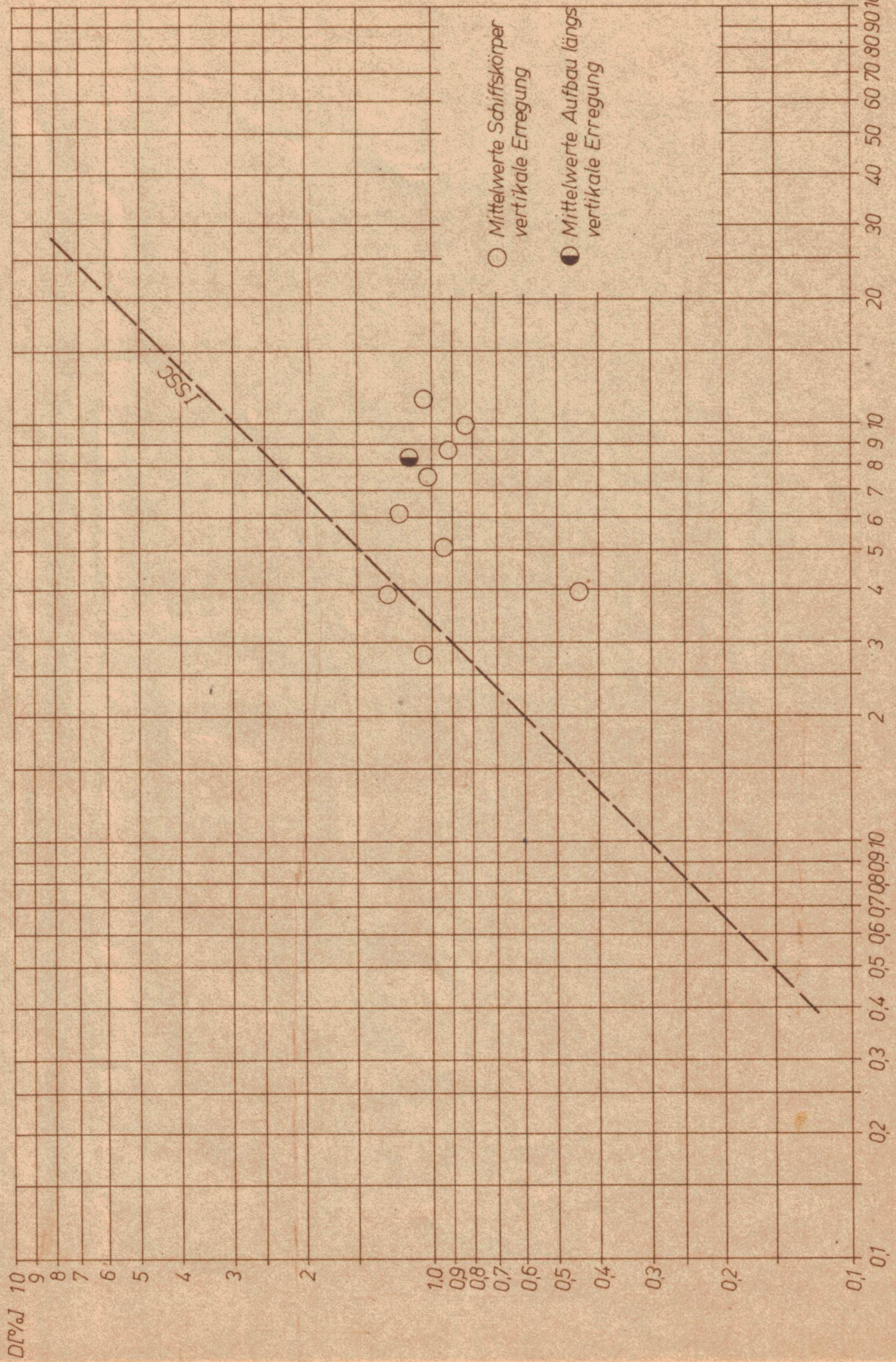


Bild 6 Mercur II Dämpfungsverhältnisse nach Gl. (15)

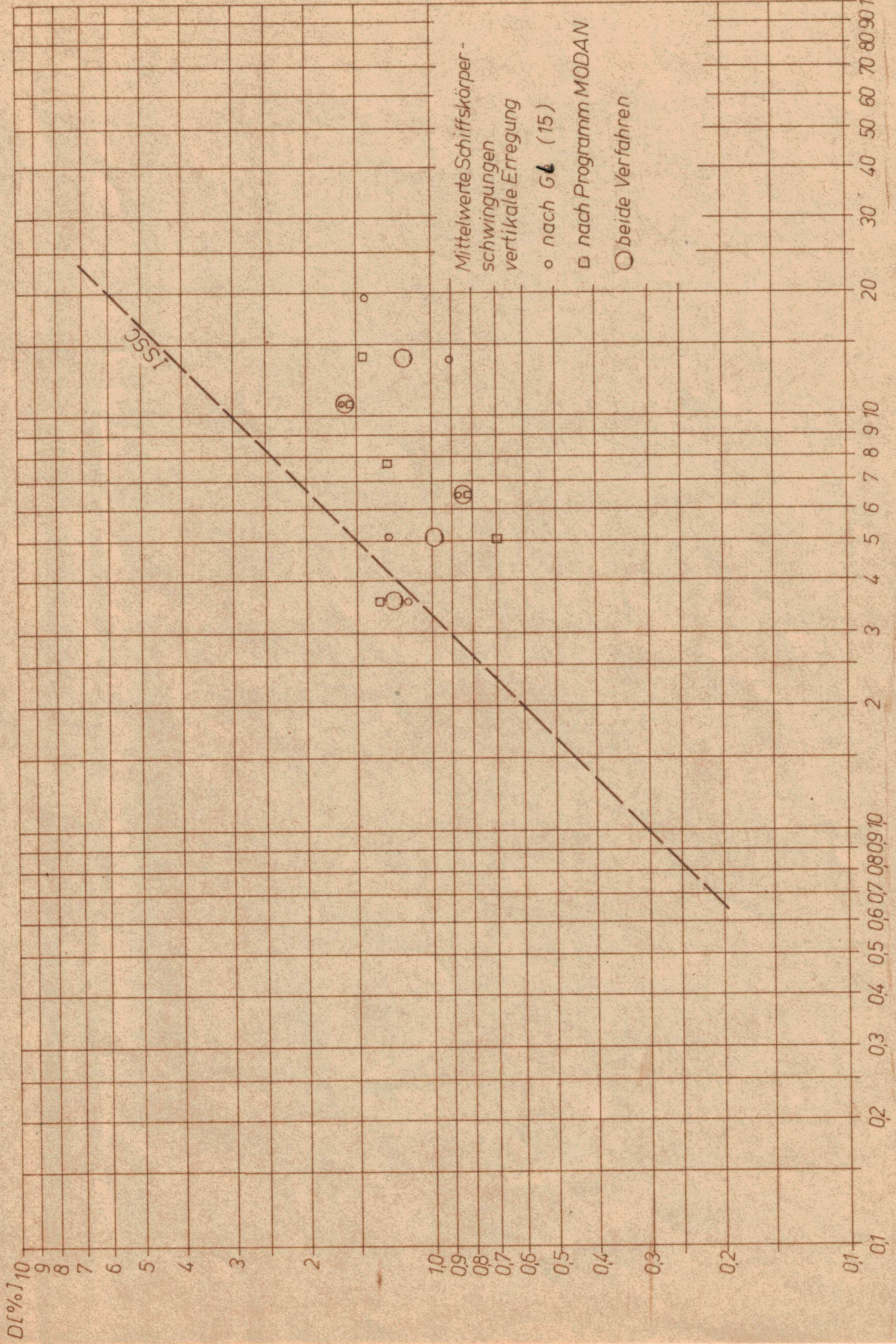


Bild 7 R0 / R0 15 Dämpfungsverhältnisse

5. Empfehlung für die Wahl der Dämpfung

In Bild 8 sind die Mittelwerte der 3 untersuchten Schiffe dargestellt worden. In der Gesamttendenz ist ein Anstieg der Dämpfungsverhältnisse D_1 mit zunehmender Frequenz erkennbar. Im Mittel sind die bestimmten Dämpfungsverhältnisse jedoch kleiner als nach dem Vorschlag des 8. ISSC. Es ist nicht anzunehmen, daß die für die 3 untersuchten Schiffe ermittelten Werte durch evtl. Auswertefehler infolge zu großer Schrittweiten zu niedrig sind, da, wie Bild 1 zeigt, diese Fehler stets zu einer Vergrößerung der Dämpfungswerte führen. Es wird deshalb empfohlen, für die Berechnung der Zwangsschwingungen von Schiffen der untersuchten Größenordnung die Dämpfungen entsprechend dem in Bild 8 eingezeichneten neuen Vorschlag (dick ausgezogene Linie) zu wählen.

Der ISSC-Vorschlag hat den Charakter einer Rayleighdämpfung. Man erhält nämlich für zwei beliebige Wertepaare D_1, ω_1 aus der Beziehung (7) stets

$$\alpha = 0, \quad \beta = 0,0009549,$$

und somit

$$D_1 = 0,0004775 \omega_1$$

Die auf Grund der experimentell ermittelten Werte neu vorgeschlagene Kurve läßt sich nicht als Rayleighdämpfung darstellen. Man muß deshalb mit modalen Dämpfungswerten rechnen. Die vorgeschlagene Kurve entspricht der analytischen Beziehung

$$\log D_1 = -0,52 + 0,78 \log f \quad [2] / \circ. D_1 = 0,00302 \cdot f^{0,78}$$

In Bild 8 wurde auch der frühere Vorschlag des KSR für die Wahl von $D = \frac{\mu_0}{2} / 10$ mit eingezeichnet, der auf experimentellen Untersuchungen der unteren Grade von vertikalen Schiffkörpererschwingungen basiert. Diese Werte sind höher als die neueren Ergebnisse, was vermutlich darauf zurückzuführen ist, daß vorwiegend die Gl. (16a) bei relativ großer Frequenzschrittweite (Probefahrtsmessungen!) zur Bestimmung der Dämpfung verwendet wurde. Der ebenfalls mit eingezeichnete Vorschlag von Tomita unterstützt diese Vermutung.

Signifikante Unterschiede der ermittelten Dämpfungen für globale Vertikalschwingungen und Längsschwingungen des Schiffkörpers sowie Aufbautenschwingungen sind aus den Ergebnissen nicht erkennbar.

Durch weitere experimentelle Untersuchungen und Anwendung der experimentellen Modalanalyse muß der Vorrat an Erfahrungswerten ständig erweitert werden.

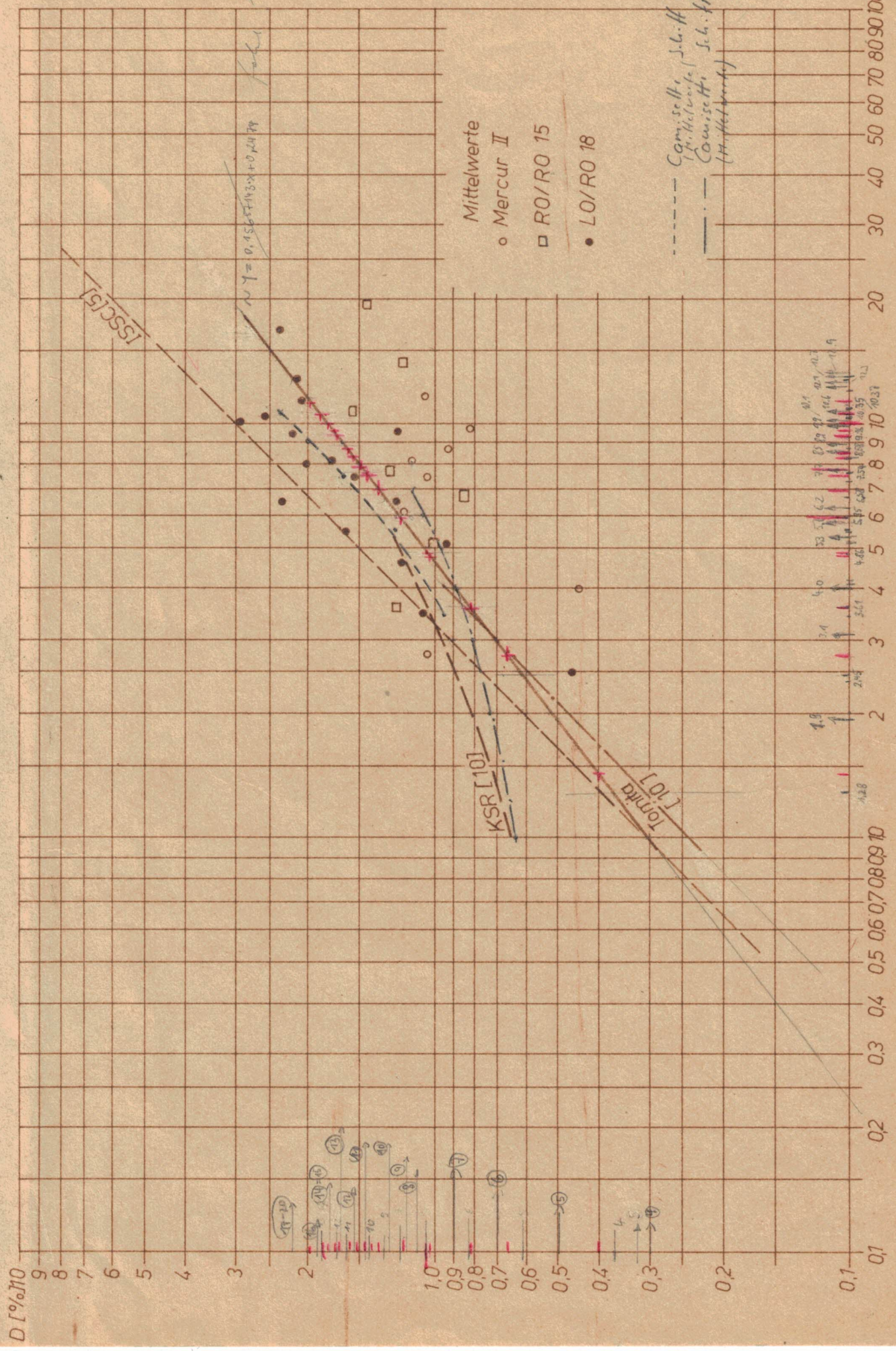


Bild 8 Dämpfungsverhältnisse zur Berechnung globaler Schiffsschwingungen

Literatur

- /1/ C. Camisetti, R. Maltese, F. Scavia
Identification Procedures of the Modal Parameters from
Full Scale Measurements
Intern. Symposium on Ship Vibration Genoa 22. - 24. Mai 84
Paper No. 19
- /2/ Tietz, TH Karl-Marx-Stadt
Kurzbeschreibung zum Programm MODANA
- /3/ 9. ISSC, Report of Committee IV.1 Computation Means, Genoa
1985
- /4/ K.-P. Schmitz, F/E-Thema
Schwingungsuntersuchungen zur Schiffsoptimierung,
Bericht II/5, 1976, KSR/EEM
- /5/ 8. ISSC Report of Committee II.4 Steady-state Dynamic loadings
and Response, Gdansk 1982
- /6/ Meßbericht Nr. 671/85
Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen bei Anregung
mit der Servohydraulischen Erregermaschine auf LO/RO 18
KSR 1985
- /7/ Meßbericht Nr. 616/83
Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen bei Schiffe-
betrieb und bei Anregung mit der Servohydraulischen Erreger-
maschine auf Mercur II
KSR 1983
- /8/ Meßbericht Nr. 577 - 1B/82
Schwingungsmessungen an Schiffskonstruktionen auf Ro/Ro 15
KSR 1982
- /9/ F/E-Thema Untersuchung des Eigen- und Zwangsschwingungs-
verhaltens von Schiffskonstruktionen
Bericht 5: Vergleich von Meß- und Berechnungsergebnissen
zur kritischen Analyse dreidimensionaler FEM-Modelle am
Beispiel RO/RO 15
KSR 1984
- /10/ K.-P. Schmitz
Bestimmung der Dämpfungsfaktoren für die Berechnung der
vertikalen Schiffskörperschwingungen
Schiffbauforschung 15, 1/2, 1976