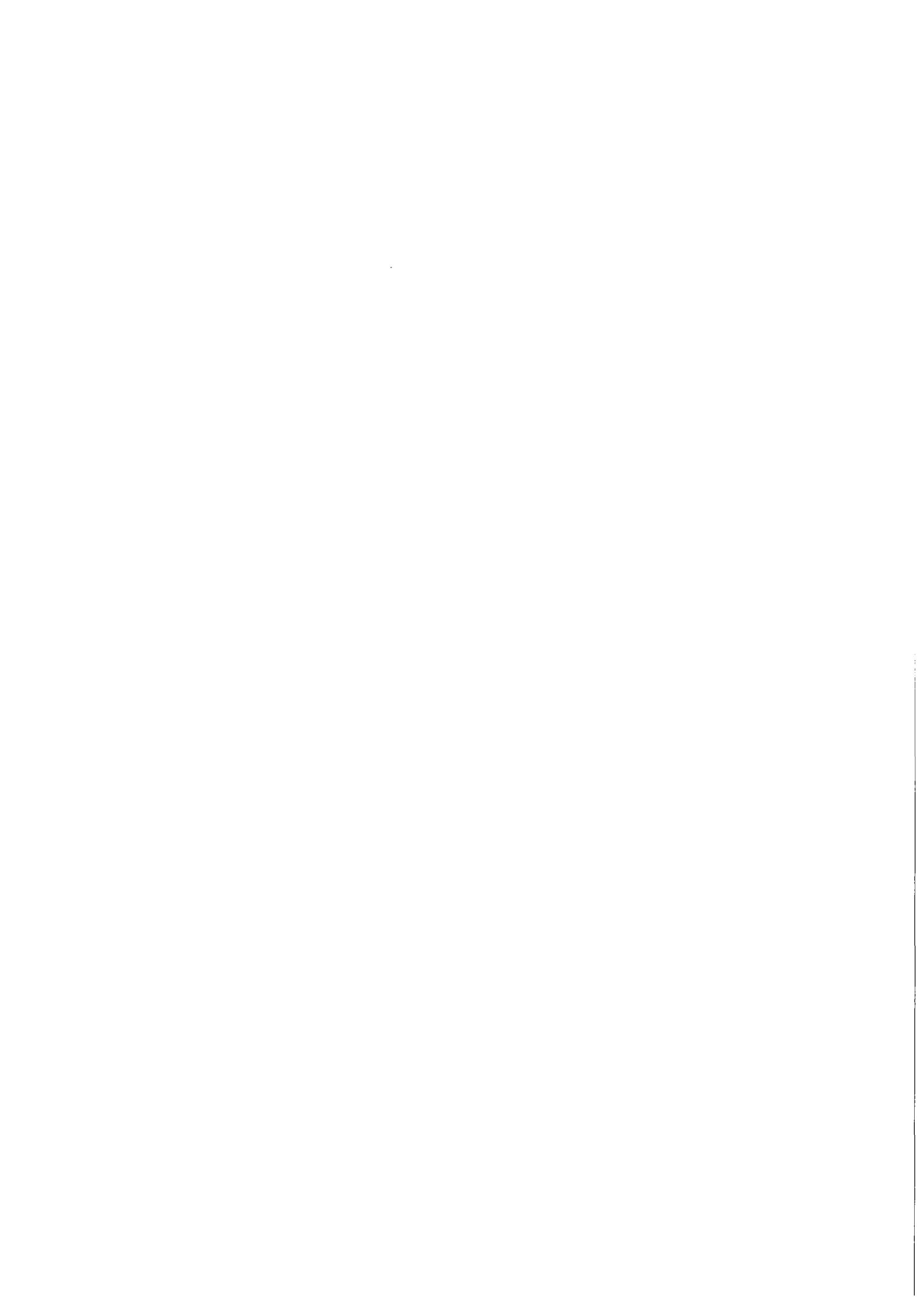


KfK 3031
September 1980

**Flüssigkeitsdämpfung der
Statorschwingungen am
True Mass Flow Meter 50,
einem Massenstrom-Meßgerät für
instationäre Zweiphasenströmungen**

K. Hain, F. Brüderle, W. Butzer, F. Schloß, T. Vollmer
Hauptabteilung Ingenieurtechnik
Projekt Nukleare Sicherheit

Kernforschungszentrum Karlsruhe



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

HAUPTABTEILUNG INGENIEURTECHNIK
PROJEKT NUKLEARE SICHERHEIT

KfK 3031

FLÜSSIGKEITSDÄMPFUNG DER STATORSCHWINGUNGEN AM
TRUE MASS FLOW METER 50,

einem Massenstrom-Meßgerät für instationäre
Zweiphasenströmungen

K. Hain
F. Brüderle
W. Butzer
F. Schloß
T. Vollmer

Als Manuskript vervielfältigt
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH
ISSN 0303-4003

Zusammenfassung

Das im True Mass Flow Meter TMFM 50 eingesetzte Flüssigkeits-Dämpfungssystem zur Dämpfung der durch das Zweiphasengemisch angeregten Statorschwingungen wird funktionsmäßig und theoretisch betrachtet. Die Ergebnisse eines zu Parameterstudien aufgestellten Rechenprogrammes werden denen einer Schwingungsversuchsreihe mit den Originalbauteilen gegenübergestellt.

Das TMFM 50 ist mit seinem Nennmeßbereich 50 kg/s zur direkten Messung des Zweiphasenmassenstromes unter transienten PWR-Bedingungen einsetzbar.

Abstract

LIQUID DAMPING OF THE STATOR VIBRATIONS AT THE TRUE MASS FLOW METER 50

a mass flow measuring instrument for non-steady-state two-phase flow.

The liquid damping system used in the TMFM 50 True Mass Flowmeter for damping the stator vibrations excited by the two-phase mixture is reviewed from performance and theoretical points of view. The results furnished by a computer code elaborated for parameter studies are compared with that obtained in a series of vibrations tests on original components.

The TMFM 50, nominal range of measurement 50 kg/s, is suitable for direct measurement of the two-phase mass flow under transient PWR conditions.

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	<u>Seite</u>
1. Einleitung	1
2. Problemstellung und Lösungsweg	2
3. Ausführung der Dämpfungseinrichtung	4
3.1 Dämpfungsprinzip	4
3.2 Anforderungen und konstruktive Ausführung	5
3.3 Erprobung der Dämpfungseinrichtung	8
4. Parameterstudien zur Auslegung der Dämpfungseinrichtung	9
4.1 Grundgleichungen zur Beschreibung des Dämpfungsvorganges	9
4.1.1 Differentialgleichungen zur Berechnung der Dämpfung	10
4.1.2 Reibmoment M_R	10
4.1.3 Massenträgheitsmomente	12
4.2 Ergebnisse der rechnerischen Parameterstudien	12
5. Nachprüfung der Rechenergebnisse durch Schwingungsversuche	16
5.1 Schwingungsversuche mit Statorsimulator und dem Dämpfungsring aus Edelstahl	17
5.1.1 Dynamische Werte des Statorsimulators SSIM	17
5.1.2 Dynamische Werte des Statorsimulators und des Dämpfungsgehäuses mit Quecksilberfüllung	18
5.1.3 Ergebnisse von Schwingungsversuchen mit acht Wänden und je zwei Bohrungen	19
5.1.4 Ergebnisse von Schwingungsversuchen mit zwei Wänden und je zwei Bohrungen	22
5.2 Schwingungsversuche mit dem Stator und dem Dämpfungsring aus Edelstahl	25
6. Schlußbetrachtungen	28
Verzeichnis der verwendeten Symbole	29
Literaturverzeichnis	31
Abbildungsverzeichnis	32

1. Einleitung

Seit einiger Zeit werden in verschiedenen Ländern und hierzu besonders in der BRD und in den USA, erhebliche Anstrengungen zur Entwicklung bzw. Weiterentwicklung von Meßverfahren zur Massenstrombestimmung bei instationären Zweiphasenströmungen gemacht.

Eines dieser Meßverfahren, das True Mass Flow Meter (TMFM), wurde im Kernforschungszentrum Karlsruhe im Rahmen der Blow-down-Versuchsanlage COSIMA des Projektes Nukleare Sicherheit modifiziert und weiterentwickelt, und es ist dort schon einige Jahre mit Erfolg eingesetzt. Das TMFM stellt das zur Zeit einzig bekannte Meßprinzip dar, das den Massenstrom \dot{m} direkt und unabhängig vom Mediumszustand zu liefern vermag. Über die Konstruktion und die Betriebserfahrungen mit diesem eigens für den COSIMA-Betrieb entwickelten TMFM beim transienten Versuchsbetrieb, wurde in /1/ ausführlich berichtet.

Auch wurden dort schon die weiterführenden Arbeiten für ein TMFM mit größerem Meßbereich und größerer Nennweite angekündigt.

Der vorliegende Bericht befaßt sich nun mit dem Zweiphasenmassenstrom-Meßgerät TMFM 50 und greift hier das spezielle Teilproblem der Statordämpfung heraus.

Das TMFM 50 ist eine Weiterentwicklung des in der COSIMA-Anlage eingesetzten TMFM 2,5 mit folgenden Betriebsdaten:

Massendurchsatz	$\dot{m} = 50 \text{ kg/s}$
Zul. Überlastung	$\dot{m} = 80 \text{ kg/s}$
Meßzeit	2 min
Betriebsdruck	160 bar
Betriebstemperatur	620 K (347 °C)
Auslegungsdruck	180 bar
Auslegungstemperatur	630 K (357 °C)

Meßprinzip und Grundkonstruktion entsprechen dem in /1/ beschriebenen TMFM. Über nähere Details der größeren Ausführung - das COSIMA-TMFM hat einen Nennmeßbereich bis 2,5 kg/s - wird an gesonderter Stelle berichtet werden.

2. Problemstellung und Lösungsweg

Das Meßprinzip des TMFM beruht darauf, dem zweiphasigen Strömungsmedium einen Drall mit vorgegebener tangentialer Geschwindigkeit aufzuprägen. Dies geschieht im mit konstanter Geschwindigkeit rotierenden Rotor (Abb. 1), so daß der momentan das Laufrad am bekannten Radius r verlassende Massenstrom den Drall

$$D = \psi_{\text{Lauf}} \cdot \dot{m} \cdot r^2 \cdot \omega$$

hat. Im Leitrad, dem beweglich aufgehängten Stator, wird nun dieser Drall in das messbare Moment

$$M_a = \psi_{\text{Leit}} \cdot D$$

durch Abbremsung umgewandelt, mit einem Austrittsdrall des Massenstromes von nahezu Null.

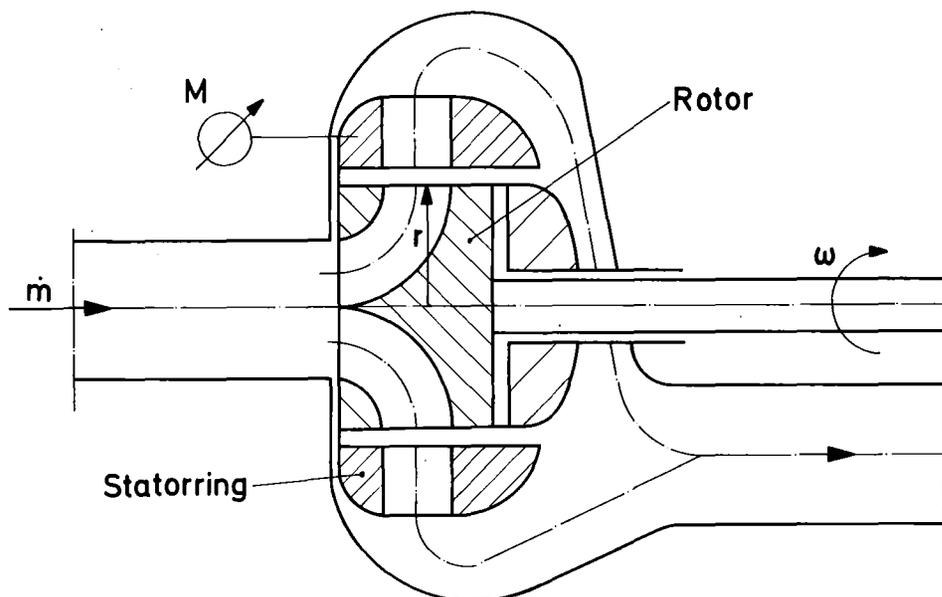


Abb. 1: Prinzipieller Aufbau des "True Mass Flow Meter" mit radialer Beaufschlagung.

Aus dem am Statorring gemessenen Moment M_a erhält man somit direkt den instationär vorliegenden Massenstrom \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{M_a}{\varphi_{\text{lauf}} \cdot \varphi_{\text{leit}} \cdot r^2 \cdot \omega}$$

worin φ_{leit} und φ_{lauf} Wirkungsgrade der realen Beschau felung darstellen.

Der zur Messung des Drehmoments M_a federnd aufgehängte Statorring erfährt nun bei der Zweiphasenströmung durch die zeitlich ungleichmäßige Verteilung von Dampf und Druckwasser Anregungen, die, wenn auch nicht gerade zur Resonanz, so doch zu starken Schwingungen des Stators führen. Diese Anregungsschwingungen müssen nun in geeigneter Form gedämpft werden, um einer Meßsignalverfälschung des momentan aufzunehmenden Massenstromes vorzubeugen.

Eine Dämpfung durch elektrische Maßnahmen würde lediglich in Richtung auf ein integrales Meßsignal hinauslaufen, und dabei würde gerade die bei transienten Vorgängen so aufschlußreiche Kenntnis der Augenblickswerte verlorengelien.

Weiter ist zu beachten, daß das Meßsystem bei zu großen Schwingungsausschlägen über den elastischen Bereich hinaus beansprucht werden könnte und dadurch Meßgenauigkeit und Reproduzierbarkeit leiden würden.

Es ist also zweckmäßig, eine mechanische Dämpfungseinrichtung einzusetzen und hierzu bietet sich vorteilhaft eine Flüssigkeitsdämpfung an. Unterschiedliches Dämpfungsverhalten wie z.B. durch veränderliche Festkörperreibung infolge Haft- und Gleitreibung sind dabei nicht zu befürchten.

Die theoretischen Grundbetrachtungen für ein solches Flüssigkeitsdämpfungssystem wurden ausführlich in /2/ dargelegt, im Kapitel 4 dieses Berichtes wird nochmals auf sie Bezug genommen.

3. Ausführung der Dämpfungseinrichtung

3.1 Dämpfungsprinzip

In den Abb. 2 und 3 ist das Meßsystem für das zu messende Drehmoment M dargestellt.

Das System besteht aus dem Stator, den drei Statoraufhängungen, den Federbeinen mit den beiderseitig angebrachten Dehnungsmeßstreifen (DMS) und letztlich aus drei Meßflanschen, die als jeweilige Fixpunkte anzusehen sind.

Im Grundriß (Abb. 3) ist der radial beschauelte Stator zu sehen, der über die Statoraufhängung und die drei Federbeine an den Meßflanschen aufgehängt ist. Das Statormoment M_a wird über DMS bestimmt, die gegenüberliegend an den schlanken Stellen der Federbeine angebracht sind.

Der Stator bildet zusammen mit der Statoraufhängung und den drei Federbeinen ein schwingungsfähiges Drehmasse-Federsystem, das durch das instationär strömende Zweiphasengemisch, entsprechend seiner momentanen Zusammensetzung z.B. Dampf/Wasser und den daraus resultierenden Stößen auf das Meßsystem, zu Schwingungen angeregt wird. Diese Anregungsschwingungen werden durch den am Stator angebrachten Dämpfungsring in geeigneter Weise gedämpft.

Die Dämpfung wird nun dadurch erzielt, daß in dem mit einer Flüssigkeit gefüllten Dämpfungsring senkrecht zum Ringkanal gelochte Wände eingebaut sind. Bei einem angeregten Schwingungsvorgang üben diese Wände auf die träge Flüssigkeit einen Druck aus, der zu einer Durchströmung der Bohrungen führt. Die dazu erforderliche Energie wird dem Schwingungsvorgang entzogen, was wiederum zu einer exponentiellen Amplitudenverkleinerung führt.

3.2 Anforderungen und konstruktive Ausführung

An die Dämpfungseinrichtung sind zwei Gruppen von Anforderungen zu stellen:

I. Physikalische Anforderungen

- Das Drehmasse-Federsystem soll eine möglichst hohe Eigenfrequenz f_0 besitzen, um eine möglichst gute Auflösung des Momentanwertes M_a zu erreichen.
- Das Amplitudenverhältnis zweier aufeinander folgenden Schwingungsamplituden soll möglichst groß und insbesondere im ersten Teil des Schwingungsvorganges wirksam sein.

II. Technische Anforderungen

- Die Dämpfungseinrichtung muß den zur Verfügung stehenden räumlichen Verhältnissen, gegeben durch das Meßsystem und den Strömungswegen, angepaßt sein.
- Sie muß den transienten gleichzeitig wirkenden Druck- und Temperaturbeanspruchungen 1 bis 234 bar bei 20 bis 357 °C in jeder Betriebsphase genügen.

Diese Anforderungen erklären die konstruktiven Ausführungen der Einzelelemente des Meßsystems wie sie aus den Abb. 2 und 3 herausgelesen werden können.

Wegen der Forderung I muß für das Massenträgheitsmoment des Drehmasse-Federsystems Θ_{St} ein möglichst kleiner Wert und für das der Dämpfungsflüssigkeit Θ_D , als dem die Dämpfung erzeugenden Element, ein möglichst großer Wert angestrebt werden.

Denkt man sich das System in einzelne Hohlzylinder zerlegt, so gilt für das Massenträgheitsmoment bezogen auf die Zentralachse

$$\theta = \frac{1}{32} \cdot \rho \cdot \pi \cdot h \cdot (D^4 - d^4)$$

mit D = äußerer Zylinderdurchmesser

d = innerer Zylinderdurchmesser

h = Zylinderhöhe

ρ = Dichte

Qualitativ angewandt auf θ_{St} und θ_D bedeutet dies möglichst kleines ρ und dünne Wandstärken auf kleinstem Durchmesser. Bei θ_D hingegen großes ρ bei großem Durchmesser D.

Als Werkstoff wurde daher für den Stator und den Dämpfungsring Titan ausgewählt. Für die Dämpfungsflüssigkeit wurde Quecksilber vorgesehen, dessen Kombination mit Titan oder auch Edelstahl keine Schwierigkeiten erwarten läßt. Zusätzlich war der relativ niedere Dampfdruck von Hg bei den vorherrschenden Betriebstemperaturen als Auswahlkriterium bedeutsam.

Aus den geschilderten Gründen wurden die Wandungen des Dämpfungsrings mit 2,5 mm nur so dick ausgeführt, wie es aus fertigungstechnischen Gesichtspunkten erforderlich war. Festigkeitsanforderungen an den Dämpfungsring, die von dem außen auf ihn einwirkenden Systemdruck herrühren, mußten durch ein geeignetes Druckausgleichssystem soweit minimiert werden, daß sie innerhalb der ausgeführten Wandstärke abgedeckt waren.

Ferner wurden die biege- und torsionssteif ausgelegten Federbeine, die anteilmäßig am Massenträgheitsmoment θ_{MS} beteiligt sind, zur Verringerung der Masse mit Bohrungen versehen.

Bezüglich der absoluten Größen der Durchmesser mußte zwischen den konstruktiven Möglichkeiten, die u.a. durch die Strömungsführung des Zweiphasengemisches vorgegeben sind, und den aus der angestrebten hohen Eigenfrequenz herrührenden Forderungen ein Kompromiß geschlossen werden.

Das Dämpfungsprinzip mit Hilfe einer Flüssigkeit bedingt, daß der Dämpfungsring vollkommen mit Hg gefüllt sein muß, da Freiräume im Ringraum, z.B. Gasblasen, zu einem Hin- und Herschwappen des Hg führen und damit das Dämpfungsverhalten stark verschlechtern würden. Diese Forderung führt nun insofern zu Schwierigkeiten, da Hg gegenüber Titan und auch Edelstahl einen sehr viel größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten hat. Dadurch ergeben sich bei der großen Betriebstemperaturspanne entsprechend große Volumenunterschiede, die geeignete konstruktive Maßnahmen erforderten.

Es besteht nun grundsätzlich die Möglichkeit, die Wandung des Dämpfungsringes elastisch auszuführen, z.B. mit azimutalen Kompensatorwellen, doch sind für eine solche Ausführung beträchtliche Fertigungsprobleme zu erwarten. Deshalb wurde eine Lösung bevorzugt, das bei der Erwärmung des Dämpfungsringes überschüssige Hg über eine Kapillare in zwei federbelastete Ausdehnungsgefäße (siehe Abb. 2 und 3) zu leiten, aus denen es dann bei einer Abkühlung durch den Federdruck bzw. den Systemdruck wieder in den Dämpfungsring zurückgedrückt wird. Die in den Ausgleichsgefäßen laufenden Kolben sind mit temperaturbeständigen Weichdichtungen gegenüber dem Wasserraum abgedichtet. Die Ausgleichsgefäße selbst liegen außerhalb des direkten Strömungsweges des Zweiphasengemisches.

Gleichzeitig besteht auf diese Weise zwischen dem Betriebsmedium und dem Hg immer nahezu Druckausgleich, was der Forderung nach dünnen Wandstärken entgegenkommt. Die Federbelastung der Kolben ist nur so groß, daß bei Temperaturbelastung des Dämpfungsringes der Dampfdruck des Hg leicht überschritten wird und damit Dampfblasen auch ohne äußeren Überdruck vermieden werden.

Die Kapillare ist zwischen dem mitschwingenden Dämpfungsring und dem feststehenden Ausgleichsgefäß so biegeweich ausgelegt und geformt, daß sie, wie Eichmessungen ergeben haben, einen vernachlässigbar kleinen Einfluß auf das Meßergebnis oder das Dämpfungsverhalten hat.

Da die Temperaturänderung während der Transiente in ihrer Auswirkung auf den Dämpfungsring im Gegensatz zur Drückänderung zeitlich verzögert und dann nur langsam erfolgt, konnte eine Kapillare mit nur 1 mm Durchmesser und einer Länge von etwa 70 cm verwendet werden. Rückwirkungen im dynamischen Verhalten der Dämpfungsflüssigkeit sind, wie die Messungen ergeben haben, nicht zu befürchten.

Im Hinblick auf die Notwendigkeit, den Dämpfungsring luftblasenfrei zu füllen, sind in beiden durch die Wände gebildeten Kammern an den höchsten Stellen Steigleitungen angebracht. In dem bereits zugeschweißten und dichtgeprüften Ring wird das Hg über die Steigleitungen bzw. Ausdehnungsgefäße eingefüllt. Dabei wird der Ring so schräg gestellt und gewendet, daß alle Luft nach oben entweichen kann.

3.3 Erprobung der Dämpfungseinrichtung

Die Ermittlung der Statormomentenkennlinie sowie die Schwingungsversuche mit der Dämpfungseinrichtung wurden an einer Prüfvorrichtung durchgeführt, die in der Abb. 5 gezeigt ist.

Die Meßflansche mit den Federbeinen sind unter den gleichen geometrischen Verhältnissen wie bei der Originalausführung an stabilen Konsolen angeschraubt.

Anstelle des Stators ist bei bestimmten Untersuchungen eine Scheibe gleichen Massenträgheitsmomentes Θ_{SSIM} eingesetzt, an die der Dämpfungsring angeschraubt werden kann.

Diese Scheibe ist für 2 Funktionen ausgelegt:

- Einmal kann mit ihrer Hilfe die Statormomentenkennlinie statisch aufgenommen werden. Dies geschieht so, daß genau in der Wirkungslinie des Stators, mit der auch die Hauptachsen der Federn und der dort angebrachten DMS zusammenfallen, Seilkräfte angreifen, die über Umlenkrollen durch abgestufte Gewichte erzeugt werden.
- Weiter kann die Dämpfungscharakteristik des Schwingungssystems ermittelt werden. Für diese Untersuchungen wird das gesamte Drehmasse-Federsystem auf ein bestimmtes Anfangsmoment vorgespannt und durch eine Klinke im Zentralbolzen in vorgespannter Stellung verriegelt. Dann wird die Verriegelung schlagartig gelöst. Dabei schwingt das System gemäß seiner jeweiligen Schwingungscharakteristik aus.

Sowohl die Momentenlinie als auch die Schwingungscharakteristik werden über die DMS in geeigneter elektrischer Schaltung und Verstärkung /1/ gemessen. Die Schwingungskennlinien wurden, wie später noch an Beispielen gezeigt, mit einem Lichtpunktschreiber bei einem Papiervorschub von 100 mm/s aufgezeichnet.

4. Parameterstudien zur Auslegung der Dämpfungseinrichtung

4.1 Grundgleichungen zur Beschreibung des Dämpfungsvorganges

In /2/ sind die theoretischen Betrachtungen zu dem beim TMFM eingesetzten Flüssigkeitsdämpfungsprinzip ausführlich betrachtet. In den folgenden Kapiteln werden diese nochmals, soweit für das Verständnis erforderlich, angeführt bzw. erweitert.

4.1.1 Differentialgleichungen zur Berechnung der Dämpfung

Nach /2/ gilt für den Stator die Differentialgleichung

$$\theta_{St} \cdot \ddot{\vartheta}_{St} = - c \cdot \vartheta_{St} - M_R + M_a \quad (1)$$

und für die im Dämpfungsring schwingende Dämpfungsflüssigkeit

$$\theta_D \cdot \ddot{\vartheta}_D = M_R \quad (2)$$

Darin bedeuten:

θ_{St}, θ_D = die Massenträgheitsmomente des Stators einschließlich Dämpfungsgehäuse bzw. der Dämpfungsflüssigkeit (kg mm²)

$\vartheta_{St}, \vartheta_D$ = die absolute Auslenkung des Stators bzw. der Dämpfungsflüssigkeit (rad)

c = Federkonstante des schwingenden Systems (Nm)

M_R = Reibmoment der Dämpfungsflüssigkeit (Nm)

M_a = am Stator angreifendes äußeres Moment = zu messendes Moment (Nm)

4.1.2 Reibmoment M_R

Obwohl die Analogie des geschlossenen Flüssigkeitsringes zu einem durchströmten geraden Rohr nicht exakt zutrifft, wird hier doch der Modellansatz für ein gerades Rohr gemacht, in das senkrecht zur Strömungsrichtung Wände mit Drosselbohrungen eingeschweißt sind.

Die Reibleistung pro Wand ist dann:

$$N_R = \Delta p \cdot \nabla \quad (w) \quad (3)$$

mit Δp = Druckverlust an einer Wand (N/m^2)

\dot{V} = Volumenstrom (m^3/s)

Für das Reibmoment M_R gilt:

$$M_R = \frac{N_R}{\dot{V}_{St} - \dot{V}_D} \quad (Nm) \quad (4)$$

Der Volumenstrom ergibt sich zu:

$$\dot{V} = A_G \cdot r_{mg} \cdot (\dot{V}_{St} - \dot{V}_D) \quad (m^3/s) \quad (5)$$

mit A_G = lichte Querschnittsfläche des Dämpfungsringes =
Fläche der Hg-Säule (m^2)

r_{mg} = Radius des Flächenschwerpunktes zur Schwingachse (m)

Für den Druckverlust pro Wand ist dann anzusetzen:

$$\Delta p = \epsilon \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\psi}{n_B}\right)^2 \cdot r_{mB}^2 \cdot (\dot{V}_{St} - \dot{V}_D)^2 \quad (N/m^2) \quad (6)$$

worin ϵ = Verlustziffer an der Drosselstelle

ψ = Flächenverhältnis A_G/A_B

A_B = Fläche einer Drosselbohrung (m^2)

r_{mB} = mittlerer Teilkreisradius der Drosselbohrungen (m)

n_B = Anzahl der Bohrungen pro Wand

Mit n_W = Anzahl der Wände im Rohr wird das Reibmoment:

$$M_R = A_G \cdot r_{mg} \cdot \epsilon \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\psi \cdot r_{mB}}{n_B}\right)^2 \cdot n_W \cdot (\dot{V}_{St} - \dot{V}_D)^2 \cdot \text{sign} \cdot (\dot{V}_{St} - \dot{V}_D) \quad (Nm) \quad (7)$$

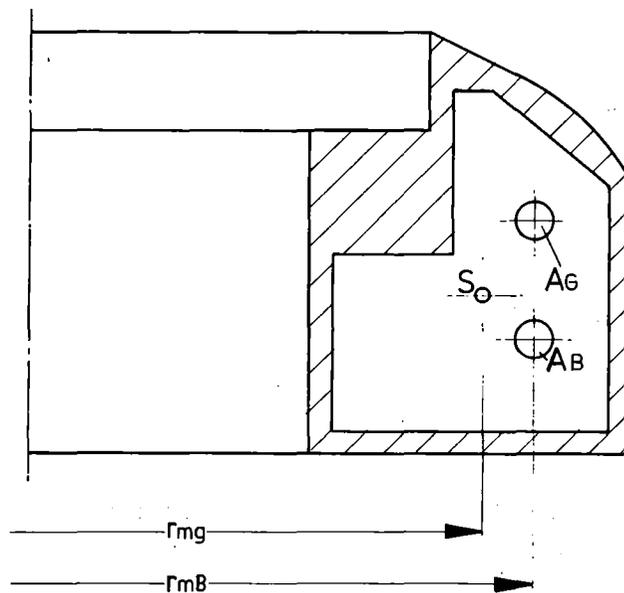


Abb. 4: Querschnitt des Dämpfungsringes

4.1.3. Massenträgheitsmomente

Teilt man den Stator mit Dämpfungsring in i rotationssymmetrische Körper mit rechteckiger Unterteilung des jeweiligen Querschnitts auf, so erhält man das Gesamtmassenträgheitsmoment θ , wie schon in Kapitel 3.2 gesagt, nach der Beziehung

$$\theta = \frac{\pi \rho}{32} \sum h_i (D_i^4 - d_i^4) \quad (\text{kg mm}^2) \quad (8)$$

Diese Beziehung ist allgemein anwendbar, also für den Stator, den Dämpfungsring und die Dämpfungsflüssigkeit.

4.2 Ergebnisse der rechnerischen Parameterstudien

Das Differentialgleichungssystem wurde mit dem Programmsystem CSMP gelöst /2/. In der Gleichung (1) wurde $M_a = 0$ gesetzt.

Als Ergebnis erhält man eine gedämpfte Schwingung ähnlich wie in der Abb. 6 gezeigt, mit der Ausgangsamplitude A_0 = Auslenkung des Stators bei Schwingungsauslösung in rad.

Um nun den Einfluß der Einzelparameter Massenträgheitsmomente θ , Anzahl der Wände n_W , Anzahl der Bohrungen n_B , Durchmesser der Bohrungen d_B usw. wichten zu können, wurde eine Parameterstudie durchgeführt, wobei jeweils eine Schwingungsperiode berechnet und hieraus das Amplitudenverhältnis als Maß für die Dämpfung

$$q = \frac{A_0}{A_1} \quad (9)$$

sowie die Frequenz

$$f_D = \frac{1}{T_1} \quad (10)$$

entnommen wurden.

Diese Ergebnisse, aufgetragen jeweils über den Bohrungsdurchmesser d_B , ergeben Kurven nach den Abb. 7 bis 9.

Die Kurven zeigen ein eindeutiges Maximum für die Dämpfung. Dieses Maximum ist abhängig von den Massenträgheitsmomenten θ_{St} und θ_D , und zwar je größer das Verhältnis θ_D/θ_{St} ist, um so besser wird die maximal erreichbare Dämpfung, Abb. 10.

Alle anderen Parametergrößen wie ξ , n_W , n_B verursachen nur eine Verschiebung der über d_B aufgetragenen Kurven nach links bzw. rechts. In den Abb. 7 bis 9 ist die Verschiebung bei

halber Amplitude A_0

3-facher Wandanzahl n_W und

etwa doppelter Anzahl der Bohrungen n_B

ingezeichnet.

Die Schwingungsfrequenzen liegen innerhalb zweier Grenzfrequenzen, die gegeben sind durch die Beziehungen:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{\theta_{St}}} = \text{obere Grenzfrequenz} \quad (11)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{\theta_{St} + \theta_D}} = \text{untere Grenzfrequenz} \quad (12)$$

Bei den Rechnungen wurden als Ausgangsgrößen für die gezeigten Kurven eingesetzt:

$$\theta_D = 8,2 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$$

$$\theta_{St} = 5,1 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$$

$$\xi = 1,8$$

$$A_0 = 6,25 \cdot 10^{-2} \text{ rad}$$

$$\hat{=} 0,7 \text{ mm Statorauslenkung}$$

Aus den Parameterstudien lassen sich folgende Schlüsse für die konstruktive Ausführung ziehen:

- Maximal erreichbare Dämpfung

Um die Dämpfung zu verbessern wurde innerhalb der maßlichen Grenzen unter Beibehaltung des Massenträgheitsmoments θ_{St} (Stator + Dämpfungsgehäuse) das Massenträgheitsmoment θ_D (Dämpfungsflüssigkeit), durch Erweitern des Dämpfungsringes und Vergrößern der wirksamen Radien, erhöht auf:

$$\theta_D = 1,99 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

Mit diesen Maßnahmen wurde das Verhältnis der Massenträgheitsmomente von ursprünglich 1,6 auf

$$\theta_D/\theta_{St} = \frac{1,99 \cdot 10^5}{5,1 \cdot 10^4} = 3,9$$

verbessert.

Für das Amplitudenverhältnis wurde damit

$$\frac{A_n}{A_n + 1} = 2,57$$

als Maximalwert erreicht.

Dieses Ergebnis ist zwar von der idealen Dämpfung noch weit entfernt, stellt jedoch unter den technischen Randbedingungen einen annehmbaren Kompromiß dar.

- Wandanzahl, Bohrungsanzahl, Bohrungsdurchmesser

Aus konstruktiven Gegebenheiten - es befinden sich acht Befestigungsaugen am Ring des Dämpfungsgehäuses, die in den Innenraum der Dämpfungsflüssigkeit hineinragen - wurden zunächst acht Trennwände ($n_W = 8$) vorgesehen. Mit der Bohrungsanzahl n_B als Parameter, $\xi = 1,8$, $\theta_D / \theta_{St} = 3,9$ und $A_0 = 5,83 \cdot 10^{-3}$ rad ergeben die Rechnungen folgendes Bild

n_B	d_B für maximale Dämpfung (mm)
1	9,6
3	5,5
5	4,3
10	3,0

Tabelle 1: Bohrungsdurchmesser für maximale Dämpfung

Empirisch ergibt sich zwischen n_B und d_B die Beziehung

$$d_B \cdot \sqrt{n_B} = K \quad (13)$$

Die Konstante K ist abhängig von den Ausgangsbedingungen (θ_D , θ_{St} , ξ u.a.) und beträgt im vorliegenden Fall für das TMFM 50 mit $n_W = 8$

$$K = 9,6.$$

Für $\xi = 0,4$, alle anderen Werte unverändert, ergibt sich $K = 6,7$; für $n_w = 4$ und ξ wieder $1,8$ wird $K = 8,4$.

Für die erste Ausführung des Dämpfungsringes wurde $n_B = 2$ gewählt. Mit Gleichung (13) ergibt sich damit ein Bohrungsdurchmesser

$$d_B = 6,8 \text{ mm.}$$

Da mit abnehmendem Amplitudenverhältnis das Dämpfungsmaximum in Richtung kleinerer Bohrungsdurchmesser wandert (siehe Abb. 7) ist es für die Wahl des Betriebspunktes der Dämpfung zweckmäßiger, den Bohrungsdurchmesser etwas kleiner zu wählen, um im ansteigenden Ast der Dämpfungskurve zu liegen.

5. Nachprüfung der Rechenergebnisse durch Schwingungsversuche

In der im Kapitel 3.3 beschriebenen Prüfvorrichtung für das Meßsystem wurden Schwingungsversuche einmal mit einem Statorsimulator (SSIM) und dem daran angeschraubten Dämpfungsring und später auch mit dem kompletten Meßsystem durchgeführt.

Statorsimulator und Dämpfungsring waren dabei an die Originalmeßsystemteile Statoraufhängung, Federbeine mit DMS und den Meßflanschen als Fixpunkte angekoppelt.

Die aufgenommenen Schwingungskurven erlaubten eine analytische Auswertung und Beurteilung über die Zweckmäßigkeit der jeweils getroffenen Maßnahme.

5.1 Schwingungsversuche mit dem Statorsimulator und dem Dämpfungsring aus Edelstahl

5.1.1 Dynamische Werte des Statorsimulators SSIM

Für den Statorsimulator gelten die berechneten Werte

$$m_{\text{SSIM}} = 3,0 \text{ kg}$$

$$\theta_{\text{SSIM}} = 28,7 \cdot 10^3 \text{ kg mm}^2$$

Die mit dem Simulator gemessene Resonanzfrequenz ohne Dämpfungsring betrug

$$\begin{aligned} f_{0 \text{ SSIM}} &= 72,8 \text{ Hz} \\ &= \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \end{aligned} \quad (14)$$

mit T = Schwingungsdauer

ω = Kreisfrequenz

Damit wird $\omega_{0 \text{ SSIM}} = 457,4 \text{ 1/s}$

Für die Federkonstante C ergibt sich aus dem Auslenkungsmoment M_A und der Auslenkung A_0

$$C = \frac{M_A}{A_0} = \frac{59,7}{8,03 \cdot 10^{-3}} = 7,435 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$$

worin M_A = Statormoment bei 50 kg/s Massendurchsatz und

A_0 = dabei gemessene Statorauslenkung (rad) bedeuten.

A_0 mit $8,03 \cdot 10^{-3}$ rad entsprechen einer Statorauslenkung von 0,9 mm bei einem Radius r_a von 112 mm.

r_a = Radius an der Aufhängung des Stators

= Momentangriffspunkt M_A an der Statoraufhängung

Aus ω_0 und C ergibt sich für

$$\theta'_{SSIM} = \frac{C}{\omega_0^2 SSIM} = 35,5 \cdot 10^3 \text{ kg mm}^2$$

Die Differenz aus dem berechneten Massenträgheitsmoment θ'_{SSIM} und dem aus der Messung gewonnenen θ_{SSIM}

$$\theta'_{SSIM} - \theta_{SSIM} = 6,8 \cdot 10^3 \text{ kg mm}^2$$

rührt im wesentlichen aus dem Anteil der mitschwingenden Federbeine der Statoraufhängung her.

5.1.2 Dynamische Werte des Statorsimulators und des Dämpfungsgehäuses mit Quecksilberfüllung

Aus material- und fertigungstechnischen Gründen wurde das gesamte Meßsystem zunächst aus Edelstahl angefertigt und so modifiziert, daß es möglich wurde, die Wände mit den Drosselbohrungen auszutauschen. Hieraus resultiert zwangsläufig durch die für die Abdichtung zusätzlich erforderlichen Konstruktionselemente, ein erhöhtes Massenträgheitsmoment für den Dämpfungsring, eine nach den Grundüberlegungen unerwünschte Entwicklung.

Die Resonanzfrequenz des gesamten Meßsystems ohne Quecksilberfüllung wurde gemessen mit

$$f_{0 MS} = 43,2 \text{ Hz} \hat{=} \omega_{MS} = 271,4 \text{ 1/s}$$

Damit ergibt sich ein Gesamtmassenträgheitsmoment ohne Dämpfungsfllüssigkeit

$$\theta_{MS} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

Der Anteil des Dämpfungsringes dabei beträgt:

$$\begin{aligned}\theta_{DR} &= \theta_{MS} - \theta_{SSIM} \\ &= 1,01 \cdot 10^5 - 3,55 \cdot 10^3 = 0,975 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2\end{aligned}$$

Die Masse des Dämpfungsringes betrug

$$m_{DR} = 3,348 \text{ kg}$$

und die der eingefüllten Dämpfungsflüssigkeit

$$m_D = 10,5 \text{ kg.}$$

Das Massenträgheitsmoment der Flüssigkeit im Dämpfungsring wurde nach Gleichung (8) berechnet zu:

$$\theta_D = 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2.$$

Mit den vorstehenden Werten wurde die in der Abb. 11 gezeigte Dämpfungskurve errechnet. Der Rechnung liegen ferner zugrunde:

Anzahl der Bohrungen	$n_B = 2$
Anzahl der Wände	$n_W = 8$
Verlustziffer	$\xi = 1,8$
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 8,03 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Teilkreisradius der Bohrungen	$r_{mB} = 139 \text{ mm}$

Die maximale Dämpfung liegt beim Bohrungsdurchmesser von etwa $d_B = 7 \text{ mm}$.

5.1.3 Ergebnisse von Schwingungsversuchen mit 8 Wänden und je 2 Bohrungen

Bei den zur Nachprüfung der Rechenergebnisse durchgeführten Schwingungsversuchen wurde der Statorsimulator mit dem quecksilbergefüllten Dämpfungsring in der schon beschriebenen Weise

von $A_0 = 8,03 \cdot 10^{-3}$ rad, das entspricht der maximalen Statorauslenkung bei 50 kg/s Massendurchfluß, ausgelenkt.

Als erste Versuchsreihe wurde bei 8 Wänden der Bohrungsdurchmesser variiert, um die Abhängigkeit von d_B nach Abb.11 nachzufahren.

In der Tabelle 2 sind die gemessenen Ergebnisse für das Amplitudenverhältnis und die Schwingungsfrequenz aufgelistet.

Bohrungsdurchmesser d_B (mm)		n-te Amplitude nach Schwingungsauslösung				
		1	2	3	4	5
4	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,49	<u>1,61</u>	<u>1,55</u>	1,26	1,35
	f (Hz)	29,5	30,5	32	32	33
6	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,39	<u>1,62</u>	1,27	1,1	1,25
	f (Hz)	33	36	34	34	34,5
7,5	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	<u>1,6</u>	1,35	1,25	1,2	1,25
	f (Hz)	36	36	36	36	36
9	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,35	1,28	1,26	1,19	1,21
	f (Hz)	37	37	37	37	37

Tab. 2: Amplitudenverhältnis und Schwingungsfrequenz für Statorsimulator mit Dämpfungsring und Hg-Füllung bei 8 Wänden, Edelstahlausführung, gemessene Werte

Die Frequenz ist aus der Periodendauer der jeweiligen Schwingung errechnet.

Aus den in der Tabelle unterstrichenen Maximalwerten der Amplitudenverhältnisse ist die Verschiebungstendenz deutlich zu erkennen. Nach Kapitel 4.2, Abb. 7 verschiebt sich das Dämpfungsmaximum bei kleiner werdender Amplitude A_0 nach links, zu kleineren Bohrungsdurchmessern hin. In der Tabelle 2 wird dies dadurch deutlich, daß bei $d_B = 4$ mm die maximale Dämpfung in der zweiten und dritten, bei $d_B = 6$ mm in der zweiten und bei $d_B = 7,5$ mm in der ersten Schwingungsperiode auftritt. Bei $d_B = 9$ mm ist ein Dämpfungsmaximum nicht mehr zu erkennen.

Quantitativ betrachtet, weichen die gemessenen Werte allerdings deutlich von den berechneten ab. Zum Vergleich sind in der Tabelle 3 die berechneten Werte für einen Bohrungsdurchmesser $d_B = 7,5$ mm angegeben.

Bohrungsdurchmesser d_B (mm)		n-te Amplitude nach Schwingungsauslösung				
		1	2	3	4	5
7,5	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,85	2,67	1,78	1,31	1,3
	f (Hz)	31	40	43	43	43

Tab. 3: Amplitudenverhältnis und Schwingungsfrequenz für $d_B = 7,5$ mm, berechnete Werte

Die Abweichungen können darauf zurückgeführt werden, daß die 8 Wände im Dämpfungsring wegen der schwierigen Handhabung mit der Dämpfungsflüssigkeit Quecksilber leicht auswechselbar eingesteckt und nicht fest mit dem Ring verbunden, z.B. eingeschweißt, werden. Dadurch konnten sich die Wände noch bis zu 0,1 mm hin- und herbewegen. Außerdem hatten sie außen an der Berührungslinie mit dem Ring einen wenn auch kleinen, so doch unvermeidbaren Spalt.

Der dadurch vermutete Einfluß wird durch die Tatsache bekräftigt, daß auch mit Wänden ohne Bohrungen eine Dämpfung von etwa

$$\frac{A_n}{A_{n+1}} \approx 1,2$$

erreicht wurde, mit einem Maximum in der achten Amplitudenfolge von

$$\frac{A_8}{A_9} = 1,5$$

Dies entspricht einem Kurvenverlauf mit sehr kleinem Bohrungsdurchmesser.

Um den Fehlereinfluß zu verringern, wurden die weiteren Versuche mit nur 2 Wänden bei sonst gleichem Dämpfungsring durchgeführt.

5.1.4 Ergebnisse von Schwingungsversuchen mit 2 Wänden und je 2 Bohrungen

Die berechnete Dämpfungskurve mit $n_B = 2$ und $n_W = 2$ bei sonst gleicher Eingabe zeigt die Abb. 12. Das Dämpfungsmaximum liegt bei einem Bohrungsdurchmesser von $d_B = 5$ mm.

Da, wie schon erwähnt, für den praktischen Einsatz nur Bohrungsdurchmesser in Richtung kleinerer Werte als der Durchmesser in der Maximallage zweckmäßig sind, um auch bei kleiner werdender Amplitude noch eine gute Dämpfungswirkung zu erzielen, wurden experimentell die Bohrungsdurchmesser $d_B = 3,4$ und 5 mm untersucht.

Die Ergebnisse der Schwingungsversuche sind in der Tabelle 4 zusammengefaßt. Sie stimmen wesentlich besser mit den berechneten Werten überein als die, die bei der Versuchsserie mit 8 Wänden ermittelt wurden.

Die Tendenz, daß mit kleiner werdenden Bohrungen die Dämpfung in den Folgeperioden wirksamer wird als bei größerer Bohrung, ist auch hier herauslesbar.

Bohrungsdurchmesser d_B (mm)		n-te Amplitude nach Schwingungsauslösung					
		1	2	3	4	5	6
3	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,7	2,1	1,9	1,45	1,4	1,2
	f (Hz)	30	34	37	37	38	38
4	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	1,9	2,3	1,4	1,3	1,4	1,1
	f (Hz)	32	38	39	39	39	39
5	$\frac{A_n}{A_{n+1}}$	2,2	2,2	1,1	1,3	1,2	
	f (Hz)	36	41	38	40	40	

Tab. 4: Amplitudenverhältnis und Schwingungsfrequenz für Statorsimulator mit Dämpfungsring und Hg-Füllung bei 2 Wänden, Edelstahlausführung, gemessene Werte

Basierend auf diesen Ergebnissen wurde für die endgültige Ausführung des TMFM 50 mit Edelstahlstator und Edelstahldämpfungsring der Bohrungsdurchmesser mit

$$d_B = 4 \text{ mm}$$

bei $n_w = 2$ festgelegt.

Nach dieser Festlegung konnten nun die Wände fest und dicht in den Dämpfungsring eingeschweißt werden. Die anschließenden Schwingungsversuche ergeben eine gute Übereinstimmung der berechneten Kurve mit der gemessenen, wie aus den Abb. 13 und 14 zu sehen ist.

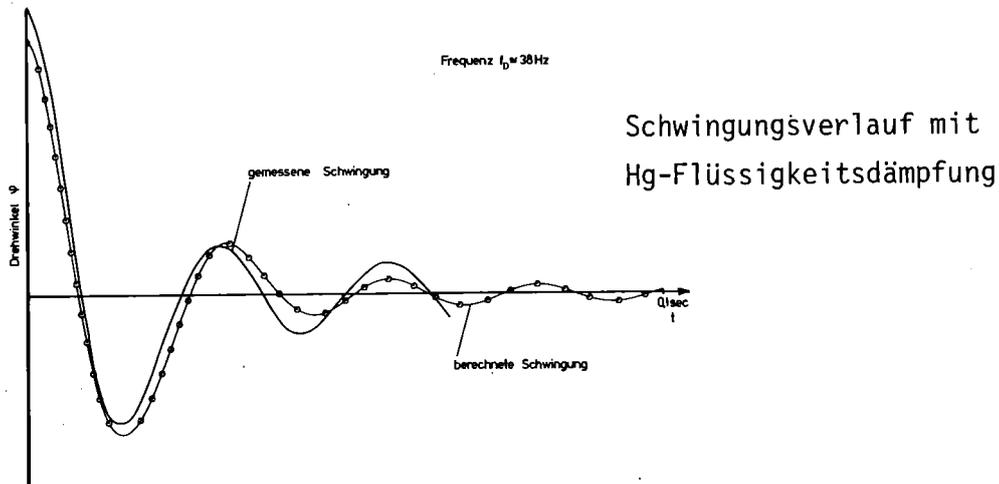


Abb. 13: Vergleich der gemessenen mit der berechneten Schwingungskurve $n_W = 2$, $n_B = 2$ und $d = 4$ mm

Dabei waren:

$$\begin{aligned}\theta_D &= 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2 \\ \theta_{MS} &= 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2 \\ \xi &= 0,9 \\ A_0 &= 8,03 \cdot 10^{-3} \text{ rad}\end{aligned}$$

In der Abb. 14 ist das Amplitudenverhältnis als Maß für die Dämpfung und die zugehörige Frequenz über der Schwingungszahl n nach A_0 aufgetragen, und zwar wurden jeweils berechnete und gemessene Werte gegenübergestellt.

Es bleibt festzustellen, daß die gemessenen Frequenzwerte doch stark von den berechneten abweichen und dies besonders im Bereich geringer Schwingungsamplituden, d.h. am Ende des gedämpften Schwingungsvorganges. Hier müßte im Beispiel der Abb. 14 anstelle von ca. 38 Hz annähernd der Wert der ungedämpften Eigenfrequenz von 43 Hz erreicht werden.

5.2 Schwingungsversuche mit dem Stator und dem Dämpfungsring aus Edelstahl

Anschließend wurden noch Schwingungsversuche mit dem Originalstator (nicht Statorsimulator !) und dem Dämpfungsring ($n_B = 2$, $n_W = 2$, $d_B = 4$ mm) durchgeführt, beide Teile aus Edelstahl, Werkstoff 1.4541.

Mit dem Stator ohne Dämpfungsgehäuse wurden gemessen:

$$\begin{aligned} m_S &= 5,49 \text{ kg} \\ f_{0S} &= 53,3 \text{ Hz (ungedämpfte Schwingung)} \end{aligned}$$

Berechnet wurden die Werte:

$$\begin{aligned} m_S' &= 5,43 \text{ kg} \\ \theta_S &= 6,15 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2 \end{aligned}$$

Aus dem gemessenen f_0 errechnet sich über die Winkelgeschwindigkeit $\omega = 334,9$ $1/\text{sec}$ (Gl. 14) das Massenträgheitsmoment der Anordnung Stator - Statoraufhängung - Federbeine zu

$$\theta_{SF} = \frac{C}{\omega_0^2} = 6,63 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$$

Hiermit ergibt sich ein Anteil für die Statoraufhängung und die Federbeine zu

$$\begin{aligned} \theta_F &= \theta_{SF} - \theta_S \\ &= 0,48 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2 \end{aligned}$$

Das Dämpfungsgehäuse ohne Hg-Füllung hat eine Masse

$$m_{DR} = 2,7 \text{ kg}$$

Mit dem Statorsimulator zusammen wurde die Eigenfrequenz

$$f_0 = 47,9 \text{ Hz}$$

gemessen, damit ergibt sich eine Winkelgeschwindigkeit

$$\omega = 300,9 \text{ 1/sec}$$

Aus ω errechnet sich ein Gesamtträgheitsmoment der Anordnung Statorsimulator - Statoraufhängung - Dämpfungsring - Federbeine zu

$$\theta_{MS} = \frac{C}{\omega^2} = 8,21 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$$

Abzüglich des Massenträgheitsmomentes θ'_{SSIM} des Statorsimulators einschließlich Statoraufhängung und Federbeine ergibt sich

$$\begin{aligned} \theta_{DR} &= \theta_{MS} - \theta'_{SSIM} \\ &= 8,21 \cdot 10^4 - 2,55 \cdot 10^4 = 4,66 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2 \end{aligned}$$

Für die Quecksilberfüllung sind die Werte etwa gleich geblieben wie in Kapitel 5.1.2 genannt:

$$\begin{aligned} m_D &= 10,5 \text{ kg} \\ \theta_D &= 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2 \end{aligned}$$

Für das komplette Schwingsystem Stator - Statoraufhängung - Dämpfungsring ohne Hg-Füllung - Federbeine wird damit das Massenträgheitsmoment

$$\theta_{St} = \theta_{SF} + \theta_{DR} = 1,12 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

In der Abb. 15 sind die Meßwerte der Schwingungsversuche, Kurve 1, den Ergebnissen der Berechnung, Kurve 2, gegenübergestellt. Verglichen mit dem Dämpfungskurven der Abb. 14 - dort wurde die Messung mit dem Statorsimulator durchgeführt - ist jetzt das Dämpfungsverhalten etwas ungünstiger, was seine Ursache in der Erhöhung des Massenträgheitsmoments des Schwingsystems von $\theta_{MS} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$ auf $\theta_{St} = 1,12 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$ hat.

Die Abweichung der berechneten Kurve 1 zur gemessenen Kurve 2, die auch hier zu sehen ist, kann mit großer Wahrscheinlichkeit darauf zurückgeführt werden, daß ein gewisser Anteil der Dämpfungsflüssigkeit am "Strömungsvorgang" durch die Bohrungen nicht teilnimmt, sondern sozusagen als "Flüssigkeitssäule" vor der Wand stehen bleibt. Dieser Anteil erhöht funktionsmäßig jedoch das Massenträgheitsmoment des Stator-Schwingsystems und muß deshalb in schädlicher Weise für den Absolutwert der Dämpfung zur Stator-Schwingmasse zugerechnet werden.

Um diese Einflußgröße abzuschätzen, wurde das Massenträgheitsmoment der Dämpfungsflüssigkeit θ_D um $0,4 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$, d.h. etwa 20 % verringert und dieser Anteil dem Massenträgheitsmoment des Statorsystems θ_{St} zugeschlagen. Die berechnete Dämpfungskurve A_n/A_{n-1} und die zugehörige Frequenzkurve f_{St} sind mit den Kurvenzügen 3 in die Abb. 15 eingetragen. Die gute Übereinstimmung der Kurve 3 mit der gemessenen Kurve 1 bestätigt anschaulich den oben angegebenen Grund für die Abweichung zwischen den Kurven 1 und 2.

In Konsequenz dieser Tatsache sind die rechnerischen Ergebnisse z.B. zur Bestimmung der Bohrungsanzahl n_B zwar unter der theoretischen Annahme, daß die gesamte Flüssigkeit am Dämpfungsvorgang teilnimmt richtig, sie müssen jedoch immer auf die geometrisch vorliegenden Verhältnisse abgestimmt werden.

In unserem Fall bedeutet dies, daß die Bohrungsanzahl n_B bei Verkleinerung des Bohrungsdurchmessers d_B zu erhöhen ist. Die Einzelbohrungen müssen so über die Wandfläche verteilt werden, damit kein Totvolumen der Dämpfungsflüssigkeit entstehen kann. Dieser Gesichtspunkt wird in der Stator-Dämpfungsring-Ausführung aus Titan Berücksichtigung finden.

6. Schlußbetrachtung

Das für das TMFM 50 vorgesehene Flüssigkeits-Dämpfungssystem wurde zunächst theoretisch betrachtet und in ein Rechenprogramm eingekleidet, das eine Parameterstudie ermöglichte. Diese Parameterbetrachtung gab die Grundlage für die dazu ausgeführte Konstruktion.

Mit dem gesamten Schwingsystem wurden in einer Prüfvorrichtung Schwingungsversuche durchgeführt, um die Tragfähigkeit des Rechenprogrammes zu prüfen.

Die gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Rechnung berechtigen auf der einen Seite die vorbehaltlose Anwendung der Rechenmethode, zum anderen zeigen die Versuche auch die Wirksamkeit des angewandten Dämpfungsprinzips.

Die Verwendung der Dämpfungsflüssigkeit Quecksilber hat sich in vielerlei Hinsicht als zweckmäßig, ja nahezu als ideal herausgestellt, wirft aber auch Probleme in der Handhabung und in sicherheitstechnischer Hinsicht beim Einsatz des TMFM auf. Durch konstruktive Maßnahmen müssen hier Vorkehrungen getroffen werden, die einen Austritt von Quecksilber aus dem Dämpfungssystem verhindern, jedoch wird ein Restrisiko verbleiben. Insbesondere die korrosive Seite bei einer möglichen Störung muß für die Gesamtanlage sorgfältig überlegt werden.

Verzeichnis der hauptsächlich verwendeten Symbole

A_B	Fläche einer Drosselbohrung (mm^2)
A_G	freie Quecksilberfläche des Dämpfungsringes (mm^2)
A_O	Ausgangsamplitude vor Schwingungsbeginn (rad)
C	Federkonstante (Nm/rad)
d_B	Bohrungsdurchmesser (mm)
f_o	Eigenfrequenz des Meßsystems (Hz)
k	Konstante (-)
$M_{a,A}$	Drehmoment am Stator, äußeres Moment (Nm)
M_R	Reibmoment der Dämpfungsflüssigkeit (Nm)
m_{DR}	Masse des Dämpfungsringes (kg)
m_D	Masse der Dämpfungsflüssigkeit (kg)
m_{SSIM}	Masse des Statorsimulators (kg)
n_B	Anzahl der Bohrungen (-)
n_W	Anzahl der Wände (-)
N_R	Reibleistung (W)
r_a	Radius der Statoraufhängung (mm)
r_{mB}	mittlerer Teilkreisradius der Drosselbohrungen (mm)
r_{mg}	Radius des Flächenschwerpunktes (mm)
T	Schwingungsdauer (sec)
v	Volumenstrom (m^3/sec)
ϑ_{ST}	Auslenkung des Stators (rad, grad)
ϑ_D	Auslenkung der Dämpfungsflüssigkeit (rad, grad)
Θ	Massenträgheitsmoment MTM (kg mm^2)
Θ_D	MTM Dämpfungsflüssigkeit
Θ_F	MTM Statoraufhängung und Federbeine

θ_{SF}	MTM Stator, Statoraufhängung und Federbeine
θ_S	MTM Stator
θ_{DR}	MTM Dämpfungsring
θ_{MS}	MTM Statorsimulator, Dämpfungsring ohne Flüssigkeit, Statoraufhängung und Federbeine
θ_{SSIM}	MTM Statorsimulator
θ'_{SSIM}	MTM Statorsimulator, Statoraufhängung und Federbeine
θ_{St}	MTM Stator, Statoraufhängung, Dämpfungsring und Federbeine
ω	Kreisfrequenz ($1/\text{sec}$)
ξ	Verlustziffer

Literaturverzeichnis

- /1/ G.Class, K. Hain, F. Schloß, K.H. Wagner:
True mass flow meter
Entwicklung und Einsatz eines Massenstrom-Meßgerätes
für instationäre Zweiphasenströmungen
KfK-Bericht 2790, Juli 1979
- /2/ K.H. Wagner, T. Vollmer:
Einige Auslegungsgleichungen für das Zweiphasen-
Massenstrom-Meßgerät TMFM (True mass flow meter)
KfK-Primärbericht 06.01.03 P 06A, Sept. 1979

Zur Beachtung:

Primärberichte enthalten unveröffentlichte Informationen von vorläufigem betriebsinternem Charakter. Eine Zurverfügungstellung der Berichte ist nach entsprechender einzelvertraglicher Vereinbarung über die Nutzung des darin vorhandenen know how (Know-how-Vertrag) möglich.

Entsprechende Anfragen sind an die Abt. Patente und Lizenzen des KfK zu richten.

Abbildungsverzeichnis

Abb.Nr.

- 1 Prinzipieller Aufbau des True mass flow meters
- 2 Stator mit Dämpfungsring und Federbeine - Ansicht
- 3 Stator mit Dämpfungsring und Federbeine - Draufsicht
- 4 Querschnitt an der Drosselstelle
- 5 Stator und Dämpfungsring in der Prüfvorrichtung
- 6 Rechnerischer Schwingungsverlauf, gedämpft
- 7 Amplitudeneinfluß auf den Bohrungsdurchmesser
- 8 Einfluß der Wandanzahl auf den Bohrungsdurchmesser
- 9 Einfluß der Bohrungsanzahl auf den Bohrungsdurchmesser
- 10 Maximal erreichbare Dämpfung
- 11 Berechnete Dämpfungskurve für das Meßsystem mit Statorsimulator
- 12 Berechnete Dämpfungskurve für das Meßsystem mit Statorsimulator
- 13 Vergleich der gemessenen mit der berechneten Schwingungskurve
- 14 Vergleich der gemessenen mit der berechneten Dämpfung, Statorsimulator mit Edelstahldämpfungsring
- 15 Vergleich der gemessenen mit der berechneten Dämpfung Edelstahlstator mit Edelstahldämpfungsring

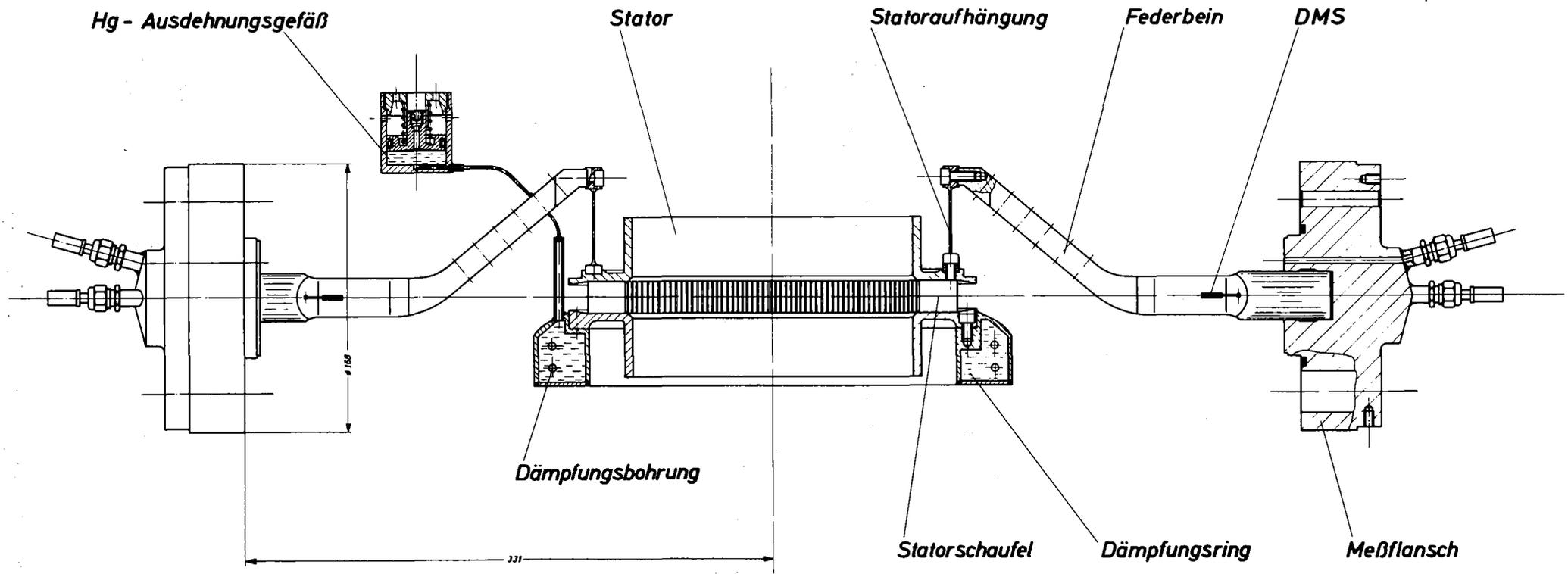


ABB. 2



IT 1980

TMFM 50-MESSYSTEM
 STATOR MIT DÄMPFUNGSRING UND FEDERBEINE - ANSICHT

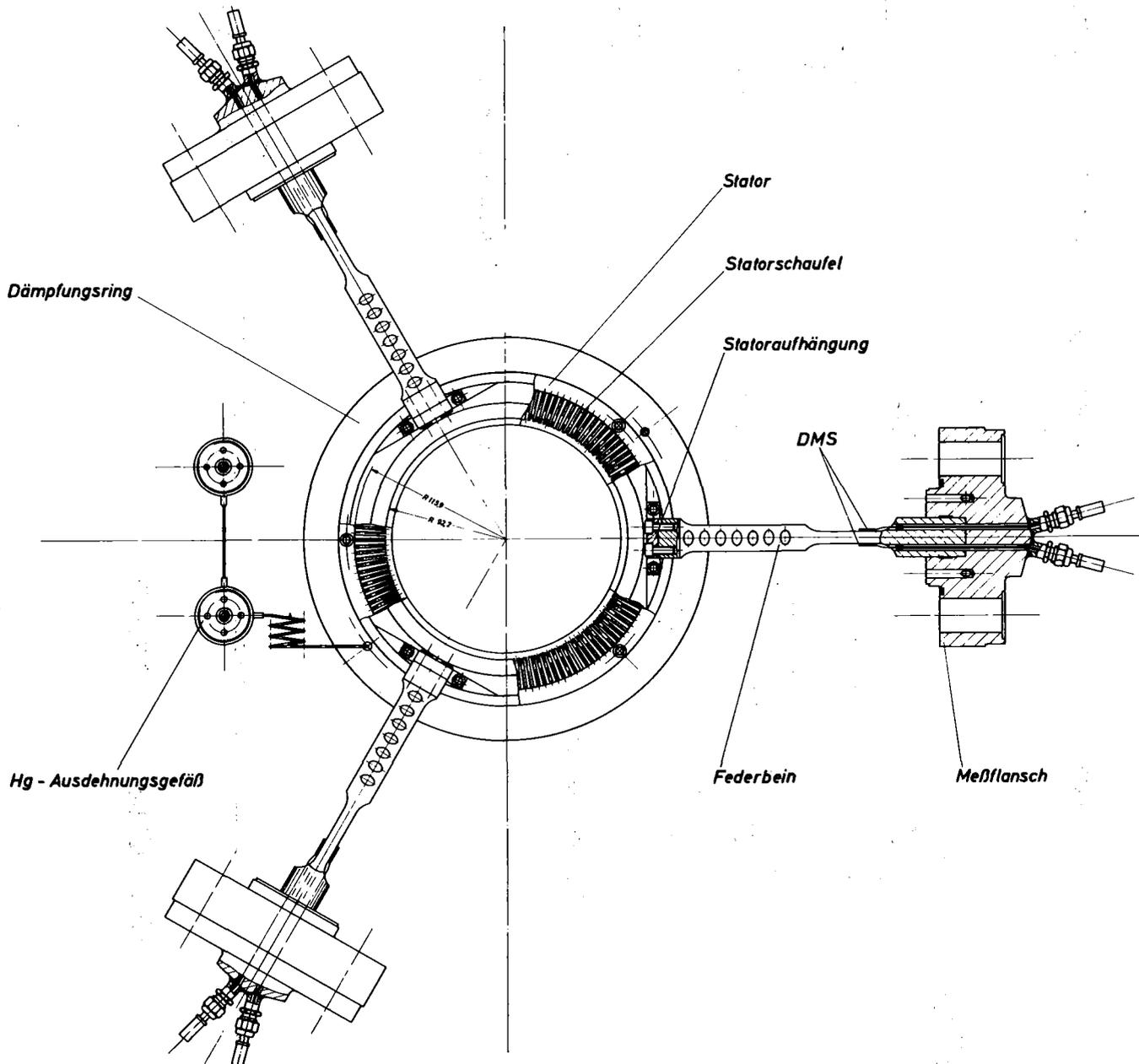


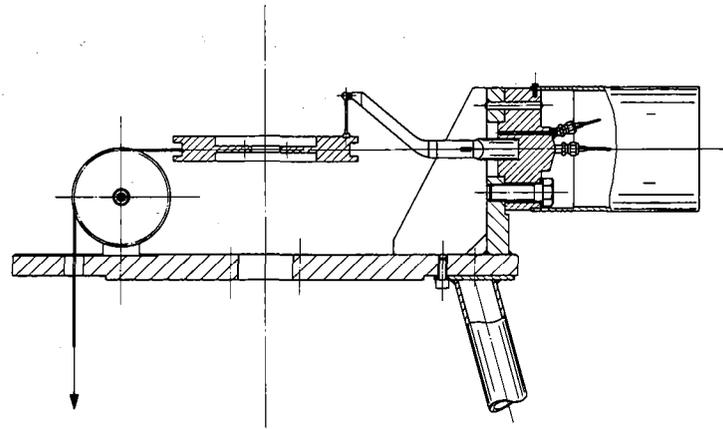
ABB. 3

KIK

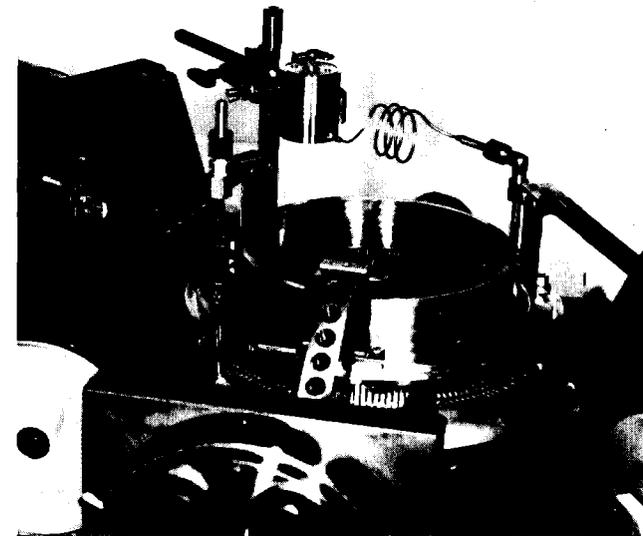
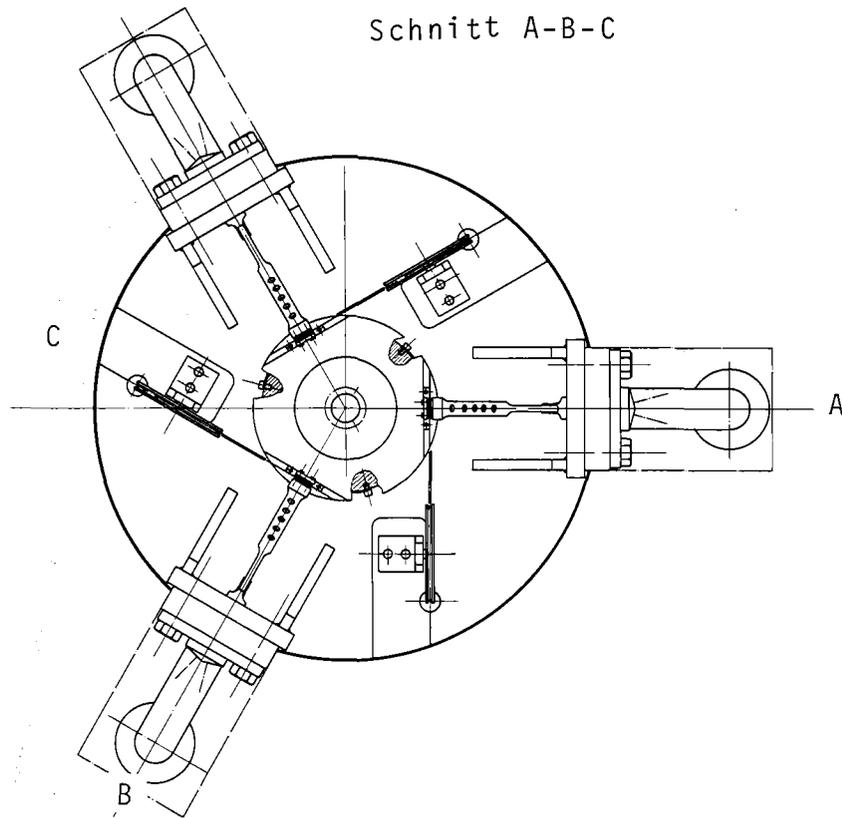
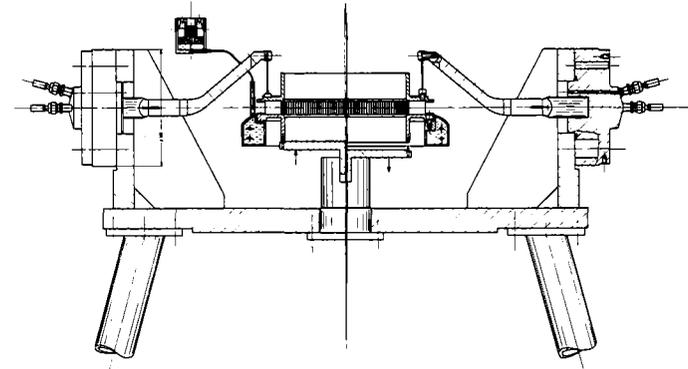
IT 1980

TMFM 50-MESSYSTEM

STATOR MIT DÄMPFUNGSRING UND FEDERBEINE - DRAUFSICHT



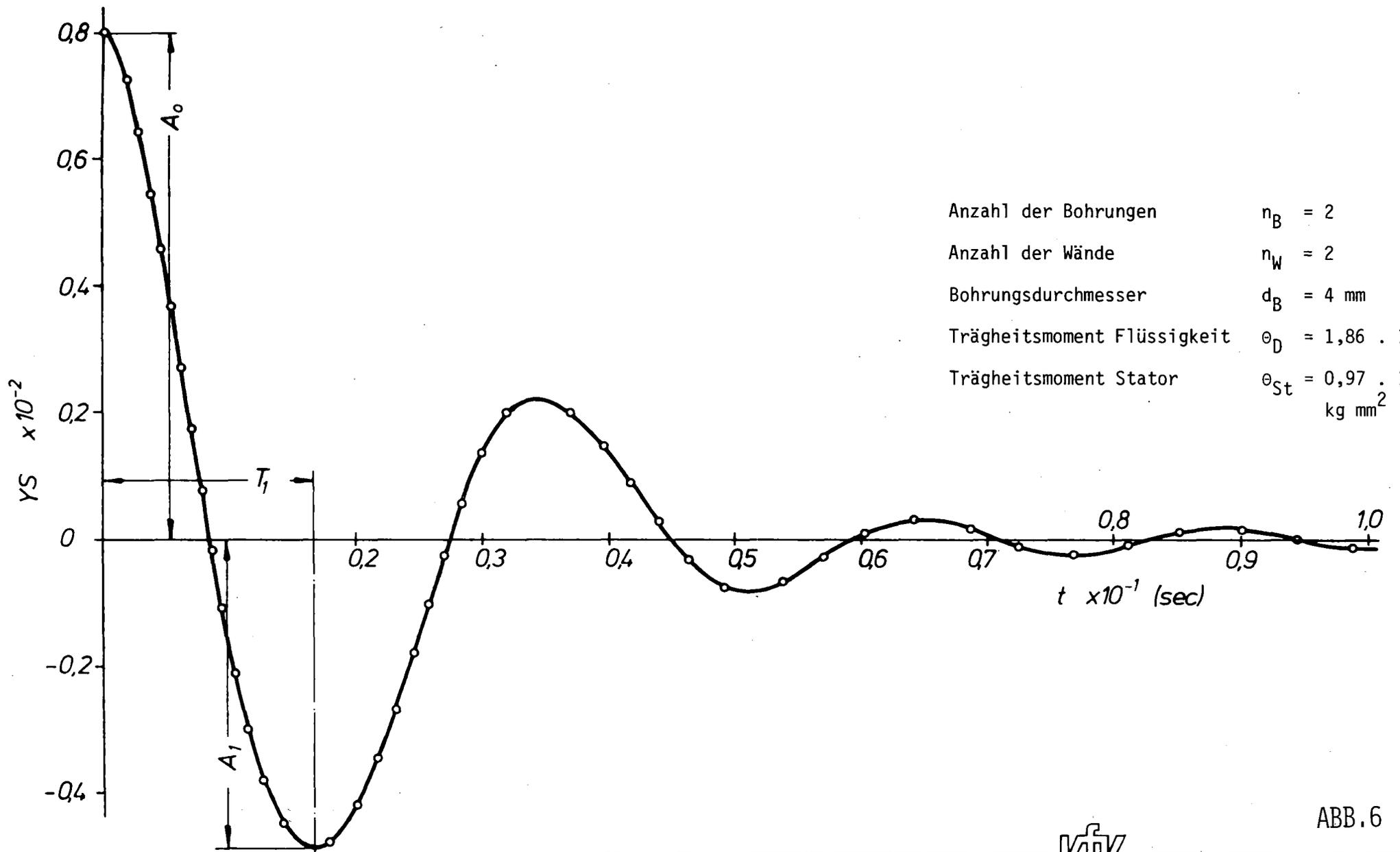
Schnitt A-B-C



KJK IT-1980

ABB.5

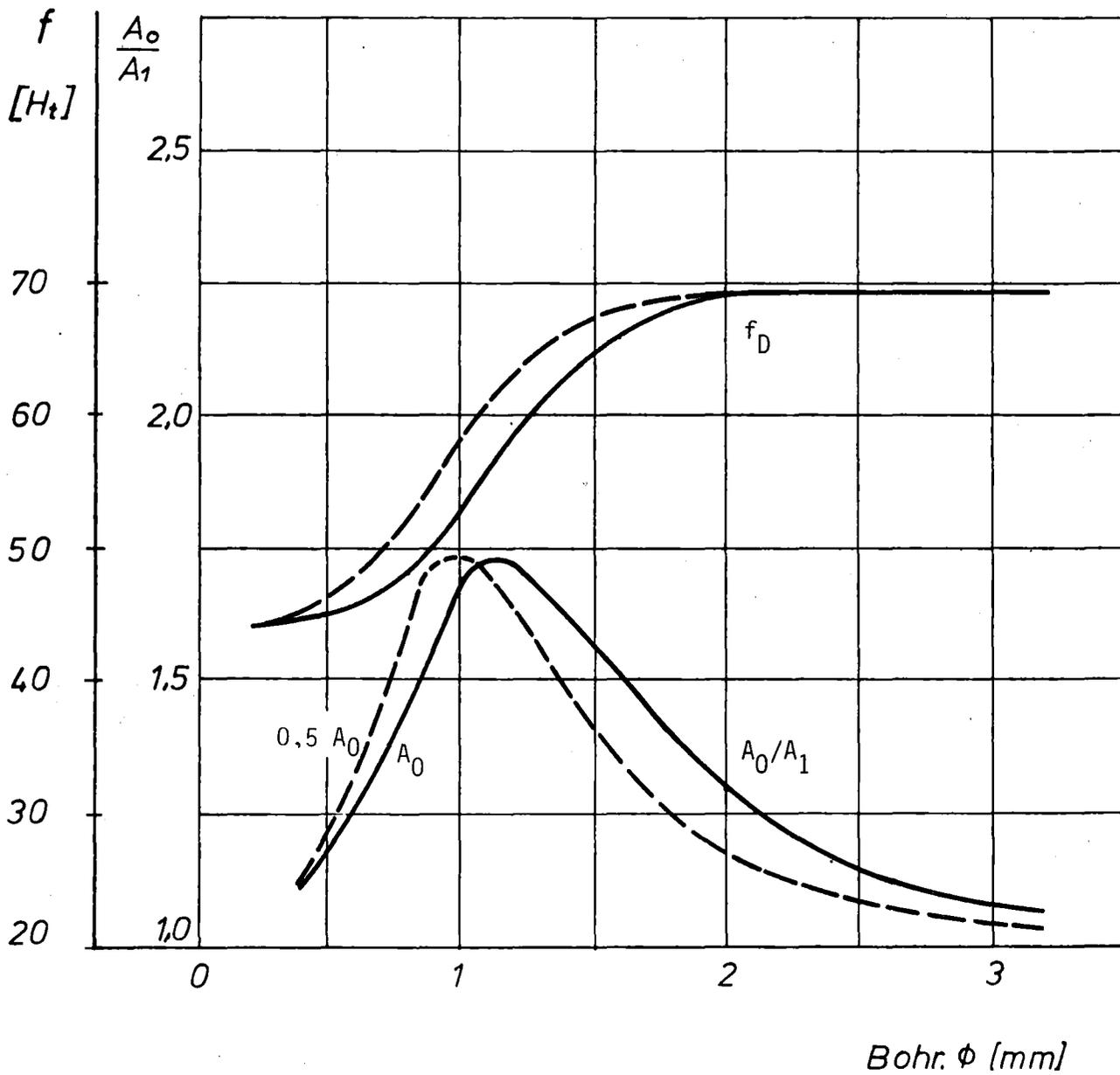
TMFM 50 - PRÜFVORRICHTUNGEN FÜR STATORMOMENTENKENNLINIE
UND DÄMPFUNGSCHEARAKTERISTIK



IT - 1980

ABB. 6

TMFM 50 - SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES STATORS
 RECHNERISCHER SCHWINGUNGSVERLAUF, GEDÄMPFT



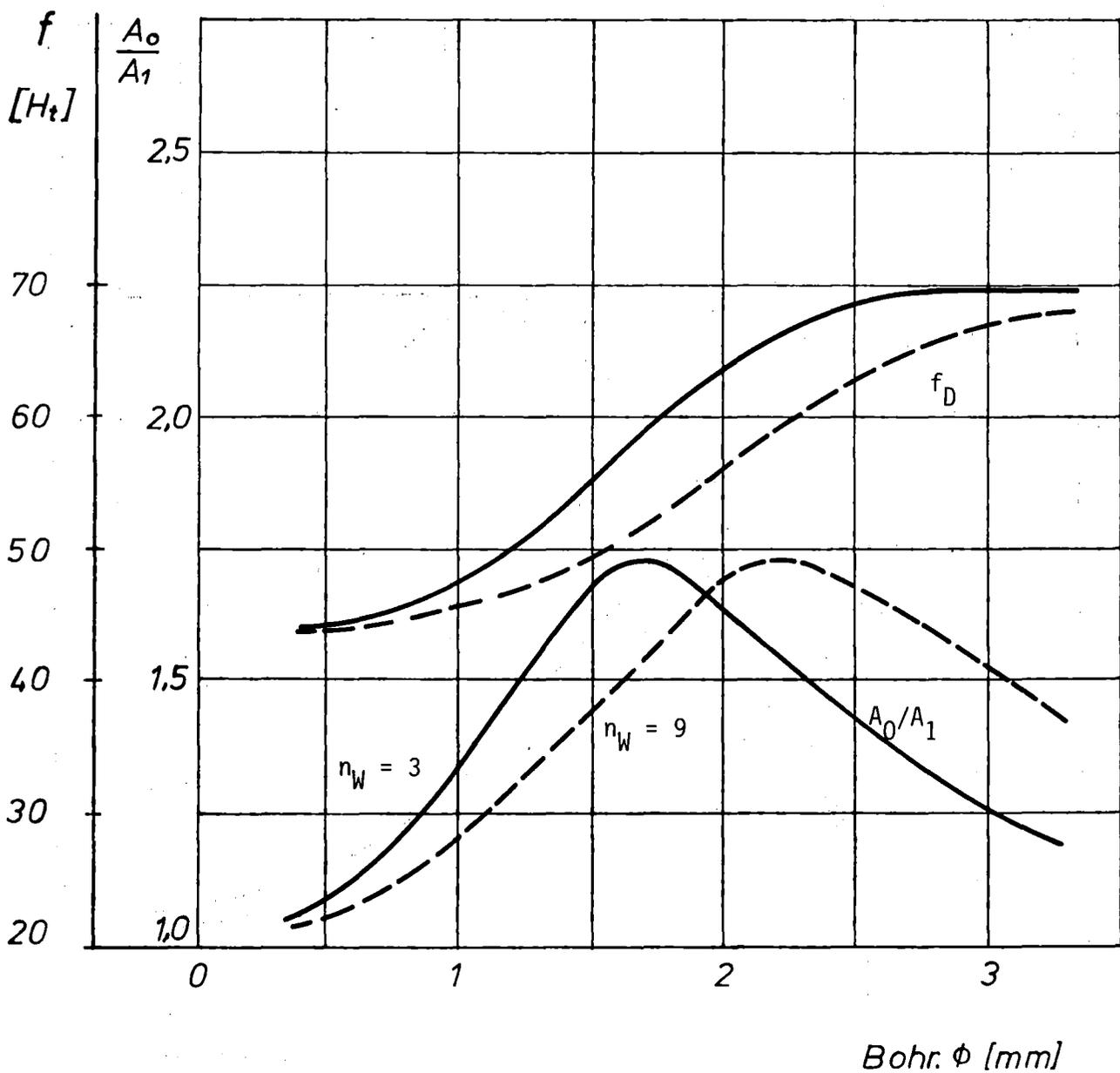
Anzahl der Bohrungen	$n_B = 25$
Anzahl der Wände	$n_W = 3$
Verlustziffer	$\zeta = 1,8$
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ rad und } 3,12 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Trägheitsmoment Flüssigkeit	$\theta_D = 8,2 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$
Trägheitsmoment Stator	$\theta_{St} = 5,1 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$

ABB. 7

KfK

IT - 1980

TMFM 50 - SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES STATORS
 AMPLITUDENEINFLUSS AUF DEN BOHRUNGSDURCHMESSER



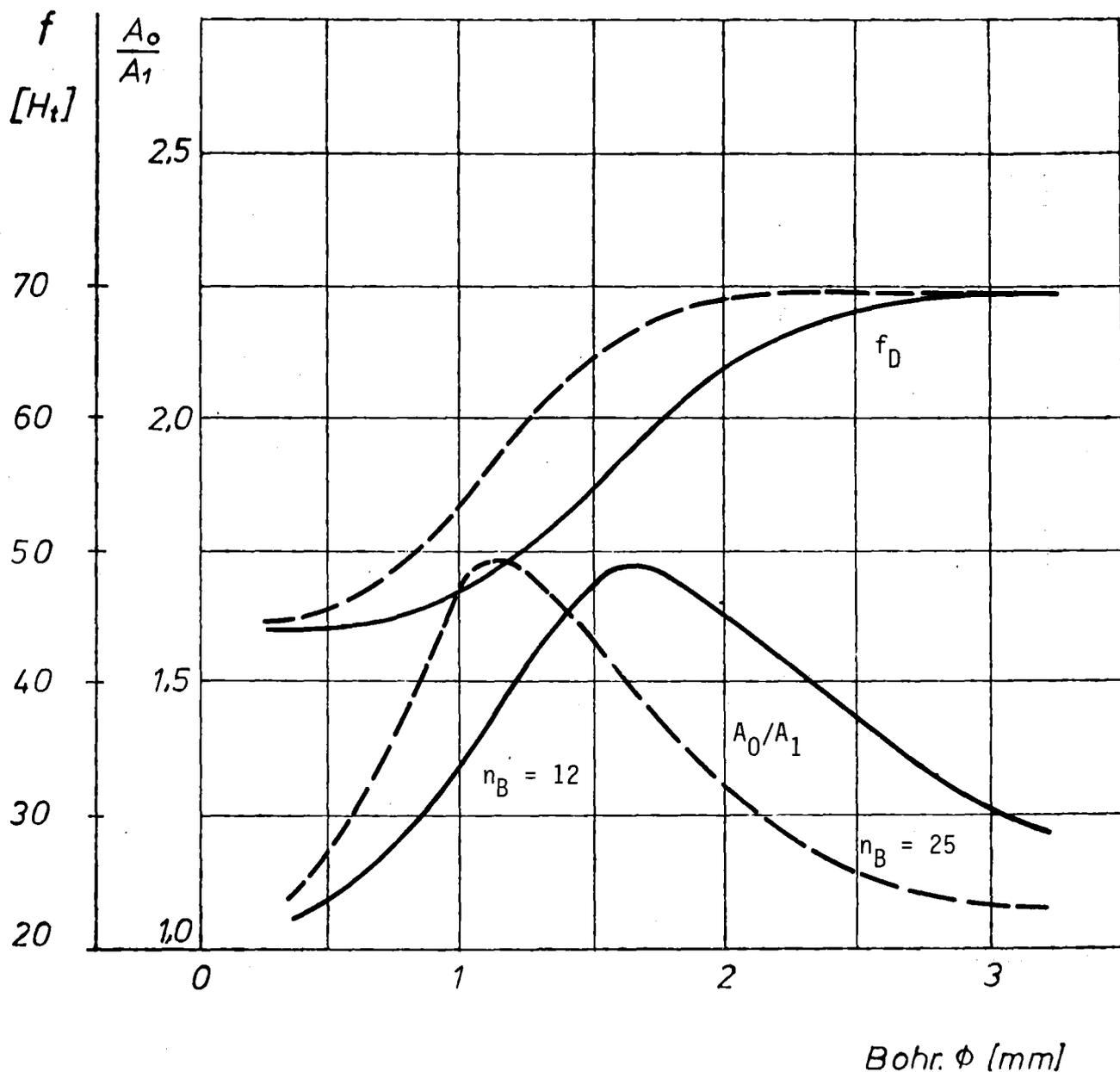
Anzahl der Bohrungen	$n_B = 12$
Anzahl der Wände	$n_W = 3 \text{ und } 9$
Verlustziffer	$\zeta = 1,8$
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Trägheitsmoment Flüssigkeit	$\theta_D = 8,2 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$
Trägheitsmoment Stator	$\theta_{St} = 5,1 \cdot 10^4 \text{ kg mm}^2$

ABB. 8

KfK

IT - 1980

TMFM 50 - SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES STATORS
EINFLUSS DER WANDANZAHL AUF DEN BOHRUNGSDURCHMESSER



Anzahl der Bohrungen	$n_B = 12$ und 25
Anzahl der Wände	$n_W = 3$
Verlustziffer	$\zeta = 1,8$
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 6,25 \cdot 10^{-3}$ rad
Trägheitsmoment Flüssigkeit	$\theta_D = 8,2 \cdot 10^4$ kg mm ²
Trägheitsmoment Stator	$\theta_{St} = 5,1 \cdot 10^4$ kg mm ²

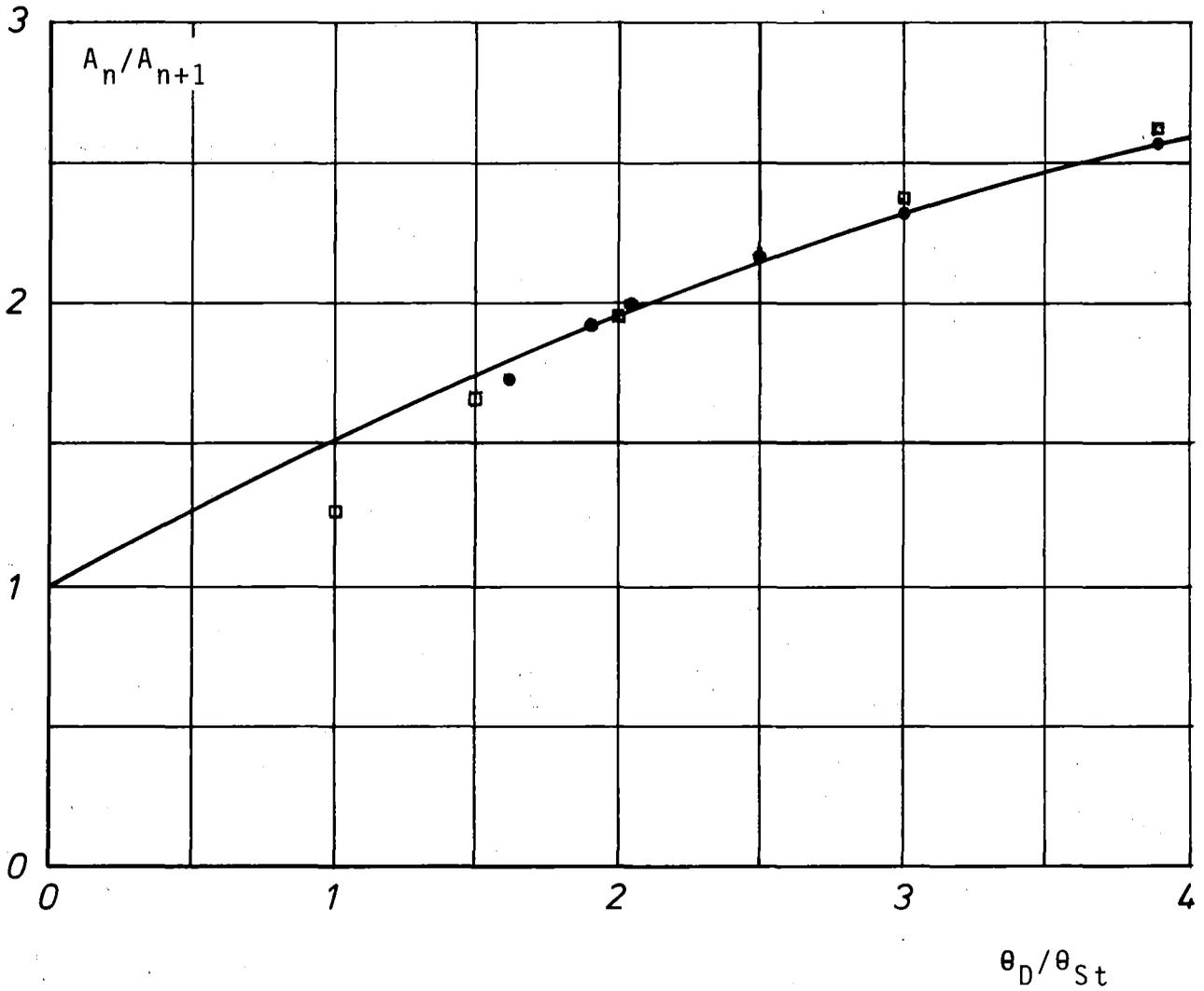
ABB. 9



IT-1980

TMFM 50 - SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES STATORS

EINFLUSS DER BOHRUNGSANZAHL AUF DEN BOHRUNGSDURCHMESSER



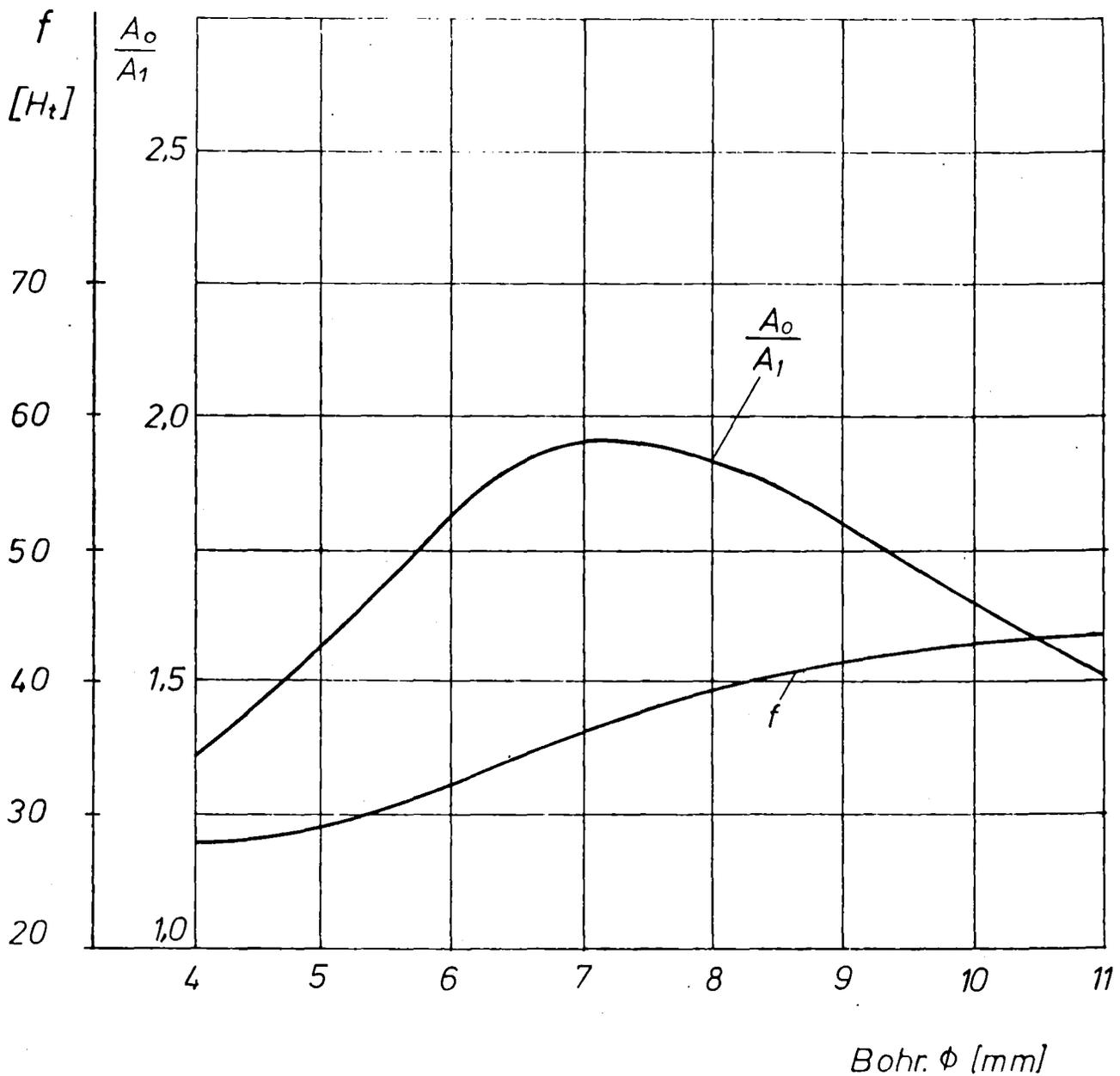
θ_D = Massenträgheitsmoment der Dämpfungsflüssigkeit
 θ_{St} = Massenträgheitsmoment des Stators
 A_n/A_{n+1} = Amplitudenverhältnis zweier benachbarter Schwingungsamplituden



ABB. 10

IT - 1980

TMFM 50 - SCHWINGUNGSDÄMPFUNG DES STATORS
 MAXIMAL ERREICHBARE DÄMPFUNG



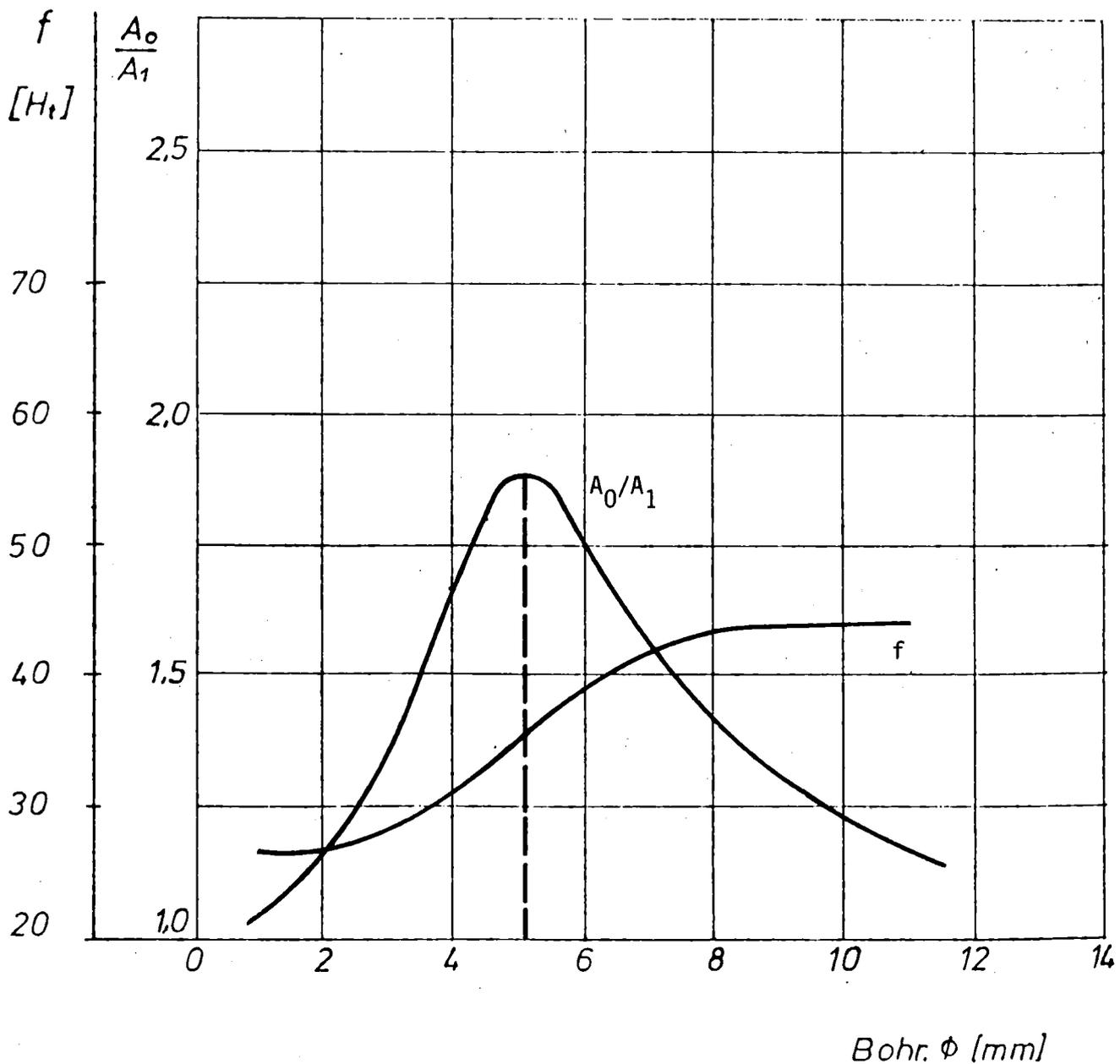
Anzahl der Bohrungen	$n_B = 2$	$f_{0MS} = 43,2 \text{ Hz}$
Anzahl der Wände	$n_W = 8$	$r_{mB} = 139 \text{ mm}$
Verlustziffer	$\zeta = 1,8$	
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 8,03 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	
Trägheitsmoment Flüssigkeit	$\theta_D = 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$	
Trägheitsmoment Statormeßsystem	$\theta_{MS} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$	

KJK

ABB. 11

IT - 1980

TMFM 50 - BERECHNETE DÄMPFUNGSKURVE FÜR DAS MESSYSTEM MIT STATORSIMULATOR UND DÄMPFUNGRING ENTSPRECHEND θ_{MS} (EDELSTAHLAUSFÜHRUNG)



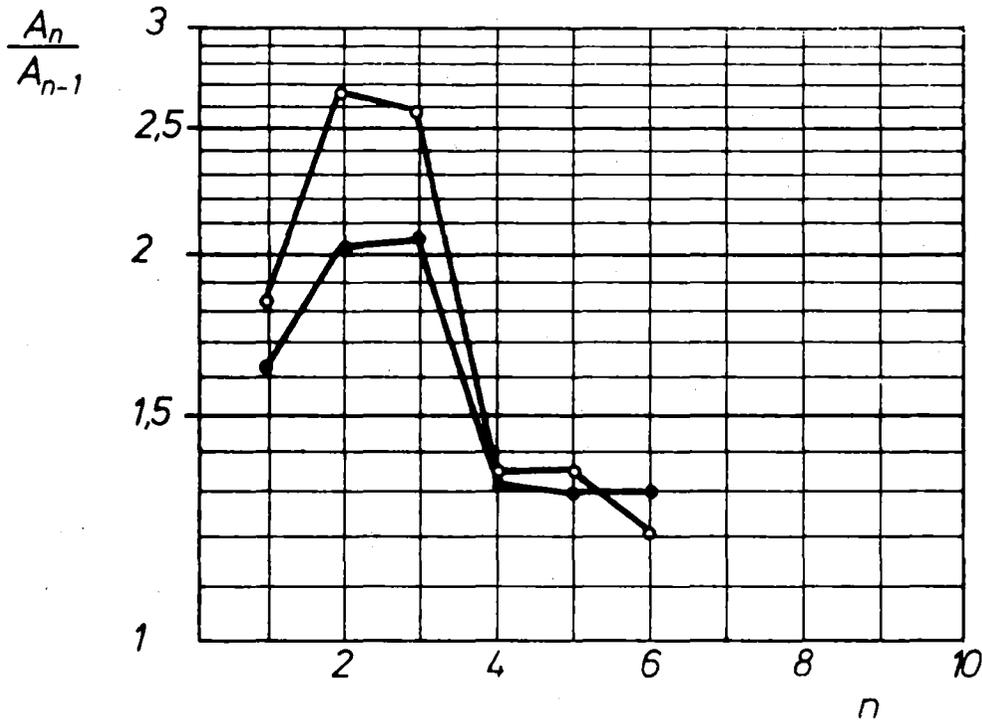
Anzahl der Bohrungen	$n_B = 2$
Anzahl der Wände	$n_W = 2$
Verlustziffer	$\zeta = 1,8$
Amplitude Zeitpunkt 0	$A_0 = 8,03 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$
Trägheitsmoment Flüssigkeit	$\theta_D = 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$
Trägheitsmoment Stator	$\theta_{MS} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$

ABB. 12



IT - 1980

TMFM 50 - BERECHNETE DÄMPFUNGSKURVE FÜR DAS MESSYSTEM MIT STATORSIMULATOR UND DÄMPFUNGSRING ENTSPRECHEND θ_{MS} (EDELSTAHLAUSFÜHRUNG)



● gemessene Werte
○ berechnete Werte

$$\theta_{MS} = 1,01 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

$$\theta_D = 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

$$\xi = 0,9$$

$$A_0 = 8,02 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$n_W = 2$$

$$n_B = 2$$

$$d_B = 4 \text{ mm}$$

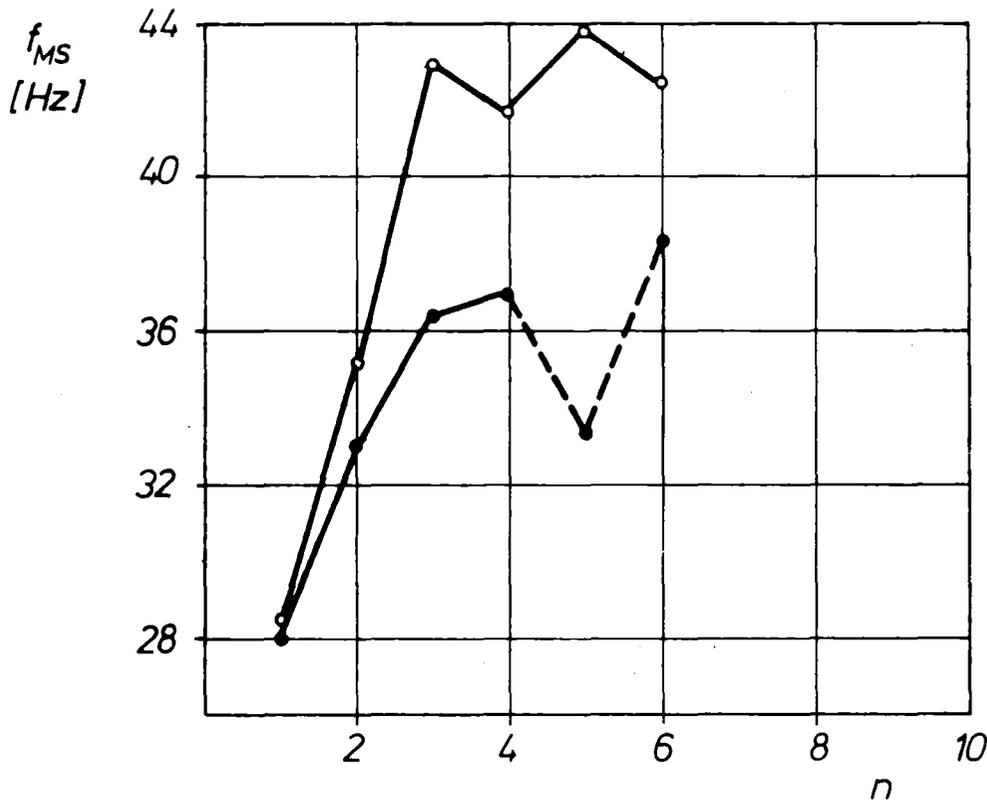
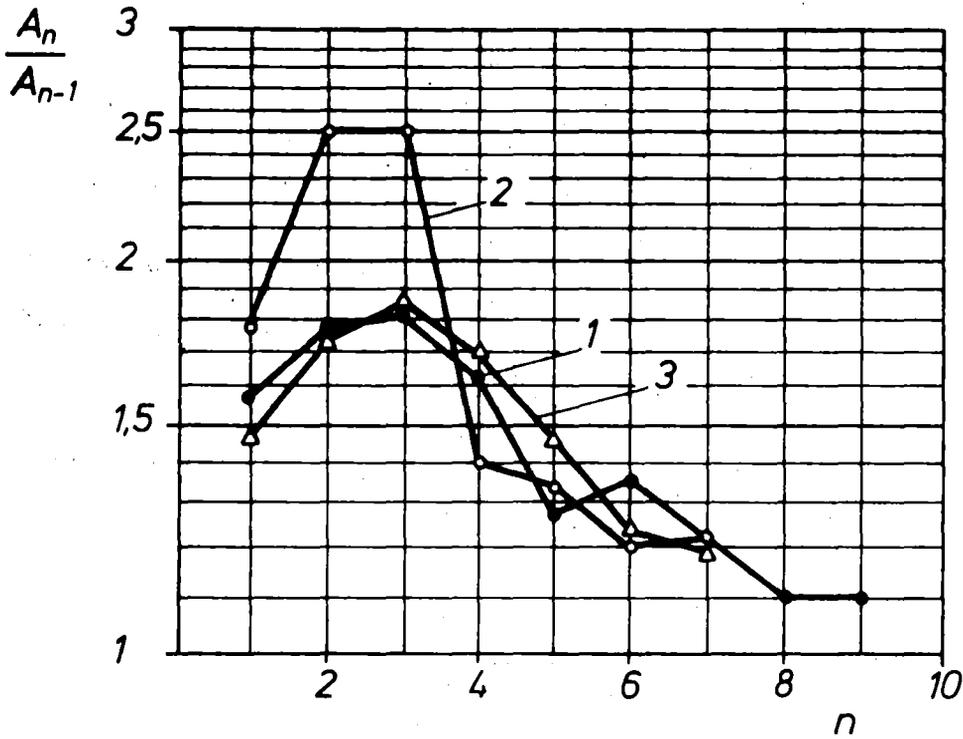


ABB. 14



IT - 1980

TMFM 50 - VERGLEICH DER GEMESSENEN MIT DER BERECHNETEN DAMPFUNG
STATORSIMULATOR MIT EDELSTAHL-DAMPFUNGSRING



Kurve:

1 gemessene Werte

2 berechnete Werte

$$\theta_{St} = 1,12 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

$$\theta_D = 1,86 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

3 berechnete Werte

$$\theta_{St} = 1,52 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

$$\theta_D = 1,46 \cdot 10^5 \text{ kg mm}^2$$

$$\xi = 0,9$$

$$n_W = 2$$

$$n_B = 2$$

$$d_B = 4 \text{ mm}$$

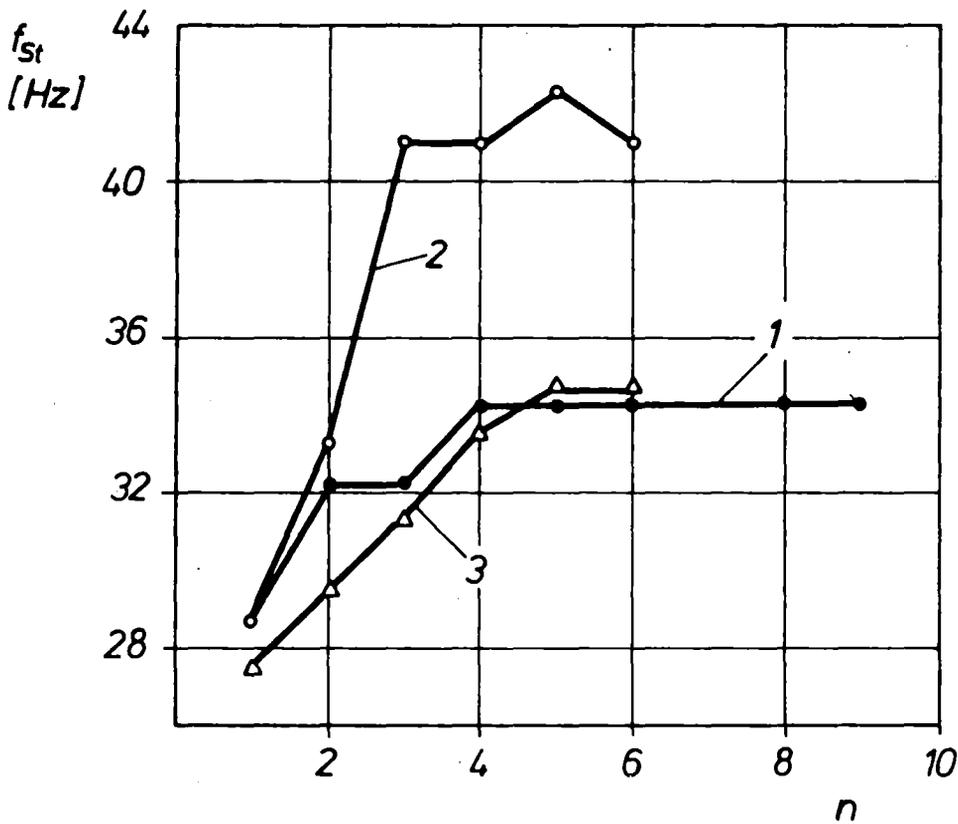


ABB. 15



IT - 1980

TMFM 50 - VERGLEICH DER GEMESSENEN MIT DER BERECHNETEN DÄMPFUNG
EDELSTAHLSTATOR MIT EDELSTAHLDÄMPFUNGSRING