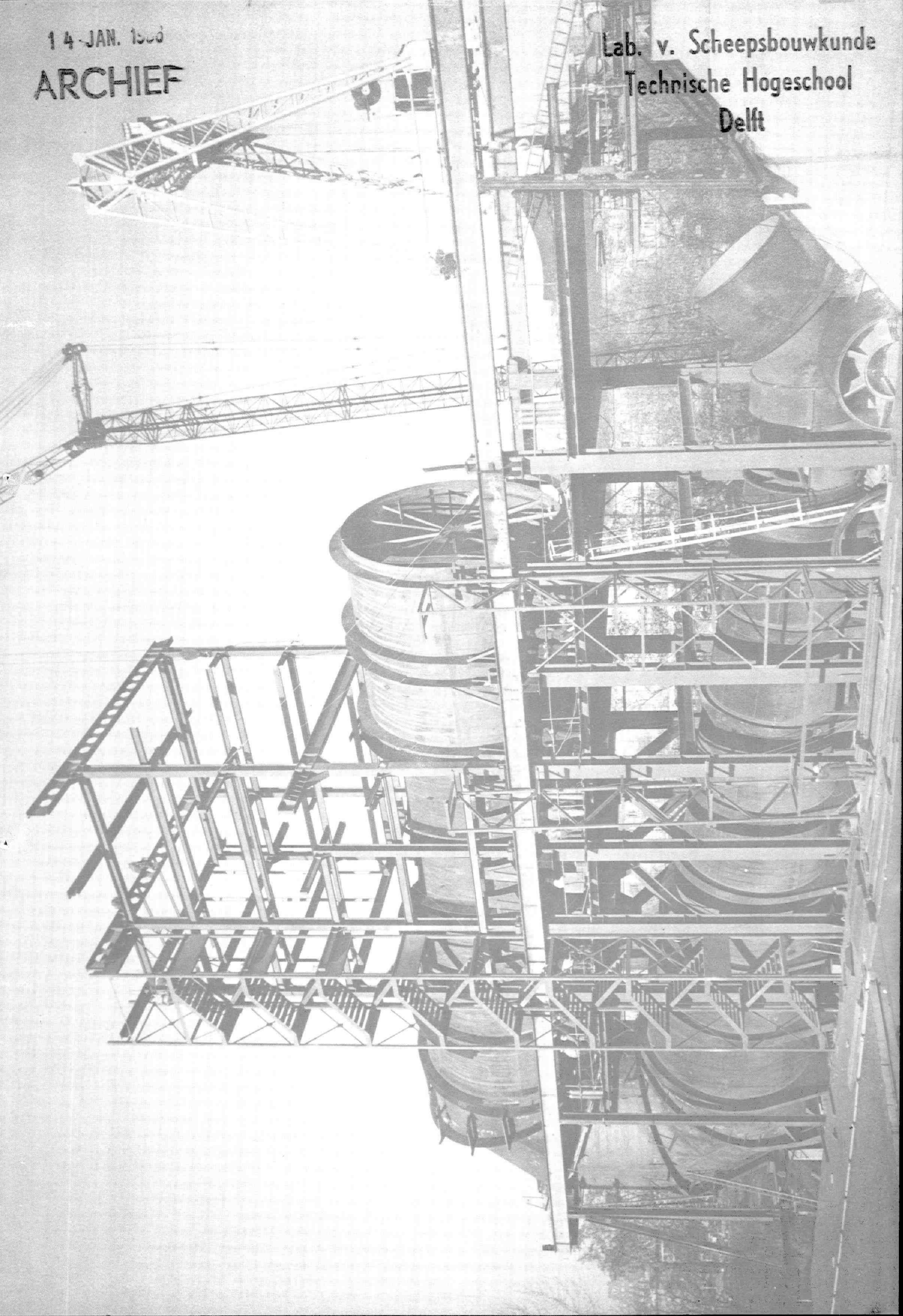


14 JAN. 1968
ARCHIEF

Lab. v. Scheepsbouwkunde
Technische Hogeschool
Delft



Größter Umlaufkanal der Welt für Hydrodynamik-, Hydroakustik- und Kavitationsuntersuchungen

In Berlin befindet sich ein Wasser-Umlaufkanal im Bau, der gegenüber Schleppkanälen zahlreiche Vorteile bei Hydrodynamik-, Hydroakustik- und Kavitationsuntersuchungen an Wasserfahrzeugen aller Art bietet. Dieser größte Umlaufkanal der Welt hat eine Meßstrecke von 12 m Länge und 15 m² Querschnitt und ermöglicht Wassergeschwindigkeiten bis maximal 12 m/s.

IB DR.-ING. CHRISTIAN BOËS
IB INGENIEURBÜRO

1 BERLIN 10 MARCHSTRASSE 4-6 TEL. (0311) 312 12 86

DR.-ING. CHRISTIAN BOËS



INGENIEURBÜRO

1 BERLIN 10
MARCHSTRASSE 4-6
TEL. (0311) 312 12 86

METHODE ZUR ERMITTLUNG DES
MANÖVRIERVERHALTENS VON
UNTER- UND ÜBERWASSERSCHIFFEN

METHODS FOR INVESTIGATION
OF THE MANOEUVRING CAPACITY
OF SUBMARINES AND VESSELS

Chr. Boës



R. Düring



P. Bade



1. Einleitung
2. Differentialgleichungen der Schiffsbewegungen
 - .1 Koordinatensystem
 - .2 Strömungsmodell
 - .3 Bewegungsgleichungen
3. Ermittlung der Parameter beim zwangsgeführten Modell
 - .1 Gierschwingungen
 - .2 Querschwingungen
 - .3 stationäre Schräganströmung
 - .4 Meßmethode
 - .5 Bewegungseinrichtung
 - .6 Umrechnung der Parameter auf die Großausführung
4. Integration der Differentialgleichungen
 - .1 Trimmgleichung
 - .2 Konstanter Drehkreis
 - .3 Bewegung in der Kursebene
 - .4 Bewegung in der Neigungsebene
 - .5 Kursverhalten
5. Ermittlung der Parameter beim freifahrenden Modell
 - .1 Modell mit Ruderlage Null
 - .2 Modell mit bewegtem Ruder
 - .3 Versuchsmethode
 - .4 Auswertung der Meßwerte
6. Bewertung der beiden Versuchsmethoden
 - .1 Zwangsgeführtes Modell
 - .2 Freifahrendes Modell
 - .3 Berechnung der Parameter
7. Zusammenfassung
8. Literatur

1. Einleitung

Für die Steuerung eines Schiffes ist die Kenntnis seines Bewegungsverhaltens notwendig. Der Rudergänger, der aufgrund eigener Erfahrung das Kursverhalten seines Schiffes kennt, reagiert auf äußere Störgrößen wie Wind, Strömung, Krängung und Seegang unbewußt richtig, quasi wie ein adaptiver Regler, anpassungsfähig und elastisch. Seine richtige Reaktion ist neben dieser Erfahrung abhängig von Unwägbarkeiten der eigenen Konstitution, der Stimmung und der Größe der Belastung, die der Schiffsdienst ihm abverlangt.

Die Automatisierung des gesamten Schiffsantriebssystems ist bereits weit fortgeschritten, die der Schiffsführung, insbesondere die des Manövrierens und Kurshaltens, hat das Stadium des Experimentierens überschritten. Auch auf diesem Gebiet wird der Mensch in absehbarer Zeit als Rudergänger, Navigator und Steuermann durch Automatisierungshilfen stark entlastet, in Teilbereichen seiner Tätigkeit sogar durch Automaten ersetzt. Dies gilt nicht nur für das Kursverhalten auf freier See, sondern auch für die Revierfahrt und dichtbefahrene Gewässer.

Voraussetzung hierfür ist ein Regelsystem bestehend aus Schiff, Ruder, Meßwertgebern, Entscheidungskriterien und einem Prozessrechner, das in sich geschlossen die Informationen bruchlos verarbeitet. In dieser Kette entzieht sich das Schiff bisher in seinem Bewegungs- und Regelverhalten im Gegensatz zu den übrigen Gliedern des Systems einer geschlossenen mathematischen Darstellung.

Es wurde jedoch schon früher das Bewegungsverhalten eines freien Strömungskörpers durch geeignete linearisierte Bewegungsgleichungen hinreichend genau dargestellt [1, 2 und 3]. Allerdings gelingt die Ermittlung der einzelnen Parameter dieser Bewegungsgleichung nur in ganz speziellen, idealisierten Fällen. Für den realen Schiffs- oder Tauchkörper müssen diese Parameter nahezu ausschließlich im Modellversuch ermittelt werden.

H o r n [1] gab schon 1951 ein Verfahren an, das zur Ermittlung dieser Parameter geeignet war. Mit dieser Methode wurden an einer Versuchseinrichtung, die als Vorläufer heutiger Planar-Motion-Anlagen betrachtet werden kann, zwei Überwassermodelle untersucht und deren Bewegungsparameter bestimmt. Die Übereinstimmung des vorhergesagten Bewegungsverhaltens mit dem der Großausführung konnte nur für sehr eingeschränkte Bereiche der Bewegung nachgewiesen werden, da sich einmal nicht-lineare Effekte der Übertragbarkeit aus dem Modellversuch entzogen und zum anderen der Versuchsaufbau Einflüsse aus Krängung, Trimm und winkelgeschwindigkeitsabhängigen Größen nicht erfaßte. Hier war jedoch ein Weg gewiesen, wie man die notwendigen Parameter der Bewegungsgleichungen im Modellversuch bestimmen und auf die Großausführung übertragen kann.

Diese Methode wurde von M ü n n i c h in der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, für idealisierte tiefgetauchte Modelle mit Anhängen aufgegriffen. An einer neu entwickelten Versuchseinrichtung wurden unter seiner Leitung Modellversuche durchgeführt, die bei Vergleichen mit freifahrenden Schiffen recht gute Übereinstimmung zwischen den ermittelten Parametern und deren Bewegungsverhalten ergaben. Dieser Schritt verlief vor allem deshalb erfolgreich, weil man sich ganz bewußt auf die Untersuchung tiefgetauchter Modelle beschränkte und alle Oberflächeneinflüsse ausschaltete. Für tiefgetauchte Modelle wird der hier beschrittene Weg bei weiterer Verbesserung vor allem des mechanischen Teils des Versuchsaufbaues auch in Zukunft optimal sein. In diesem Aufsatz wird ein erweitertes mathematisches Modell, die Meßmechanik, die Meßwertaufnahme und -verarbeitung für das tiefgetauchte Modell beschrieben.

Weit schwieriger ist es, die Bewegungsparameter für Oberflächenschiffe zu ermitteln. Hier ist zu prüfen, ob eine Fesselung wie beim tiefgetauchten Modell nicht zu unzulässig großen Verfälschungen der Meßwerte führt. Beim freifahrenden Modell werden die Bewegungen in keiner Ebene behindert. Wie R i c h t e r [4] nachwies, kann im Schlängelversuch der Frequenzgang sehr gut ermittelt werden. Damit ist für die Auslegung eines PID-Reglers die Übertragungsfunktion schon hinreichend bestimmt. Diese, von den Regelungstechniken vorgeschlagene sehr einfache Versuchsmethode, ist allerdings für Hydrodynamiker recht unbefriedigend. Die hydrodynamischen Größen des Schiffes können nämlich bei diesem Verfahren nicht explizit ermittelt werden. Dadurch ist ein Vergleich mit theoretisch berechneten Größen (mitschwingende Wassermasse, hydrodynamisches Massenträgheitsmoment, Dämpfungen etc.) nicht möglich und der Schiffbauer kann nicht erkennen, wie er den Schiffskörper oder das Ruder abändern muß, um eine Verbesserung der Manövriereigenschaften zu erreichen.

Eine den Hydrodynamiker zufriedenstellende Auswertung des Schlängelversuches ist erst dann möglich, wenn die Differentialgleichung der Bewegungen explizit, und nicht auf Analogrechnern, gelöst ist. Deshalb soll in diesem Aufsatz die Differentialgleichung integriert werden. Mit Hilfe dieser Lösung lassen sich dann Auswertgleichungen zur Bestimmung der Parameter aus dem Schlängelversuch angeben und ein entsprechender Versuchsaufbau und eine Meßmethode beschreiben. Zum Schluß sollen die Vor- und Nachteile der beiden Versuchsmethoden, der Planar-Motion-Methode und des Schlängelversuches, herausgestellt und ihre optimale Anwendung erörtert werden.

2. Aufstellung der Bewegungsgleichungen

2.1 Koordinatensystem

Es wird ein Schiff betrachtet, dessen Lage durch die Koordinaten $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ eines raumfesten Koordinatensystems beschrieben wird. Ein körperfestes Koordinatensystem x, y, z habe seinen Ursprung im hinteren Lot des Schiffes. Mit S sei der Schwerpunkt des Schiffes einschließlich der mitschwingenden Wassermasse bezeichnet. Die \bar{z} -Achse weist nach oben, beide Koordinatensysteme sind rechtsorientiert. Folgende Winkel werden eingeführt (Bild 1 und 2):

- ϑ Lagewinkel in der Kursebene
- ψ Lagewinkel in der Neigungsebene
- δ Anströmwinkel in der Kursebene
- ζ Anströmwinkel in der Neigungsebene

Für Bewegungen in der Kursebene (\bar{x}, \bar{y}) lauten Schwerpunktsatz und Drallsatz

$$m_{\bar{y}} \ddot{\bar{y}}_S = \sum K_{\bar{y}} \quad (1)$$

$$\Theta_{\bar{z}} \ddot{\vartheta} = \sum M_{\bar{z}} \quad (2)$$

wobei

$m_{\bar{y}}$ Masse des Schiffes vermehrt um die mitschwingende Wassermasse in \bar{y} -Richtung,

$K_{\bar{y}}$ Kräfte in \bar{y} -Richtung,

$\Theta_{\bar{z}}$ das Trägheitsmoment von Schiff und mitschwingender Wassermasse bezogen auf die \bar{z} -Richtung,

$M_{\bar{z}}$ Momente in \bar{z} -Richtung sind.

Für Bewegungen in der Neigungsebene (\bar{z}, \bar{x}) gilt analog

$$m_{\bar{z}} \ddot{\bar{z}}_S = \sum K_{\bar{z}} \quad (3)$$

$$\Theta_{\bar{y}} \ddot{\psi} = -\sum M_{\bar{y}} \quad (4)$$

wobei

$m_{\bar{z}}$ Masse des Schiffes vermehrt um die mitschwingende Wassermasse in \bar{z} -Richtung ist,

\bar{z}_S Schwerpunktskoordinate des Schiffes und der in \bar{z} -Richtung mitschwingenden Wassermasse,

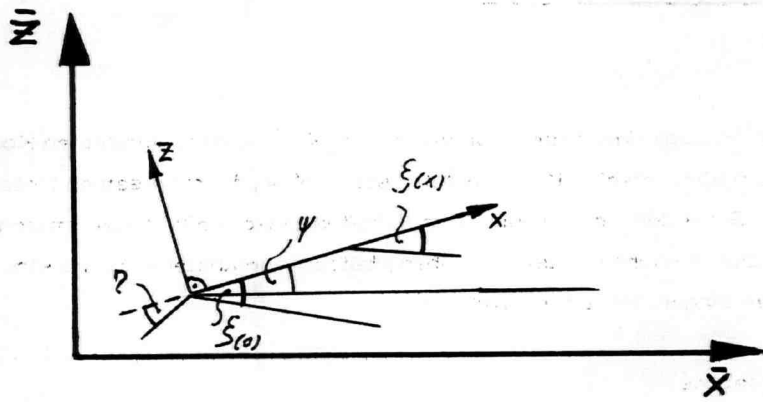


Bild 1

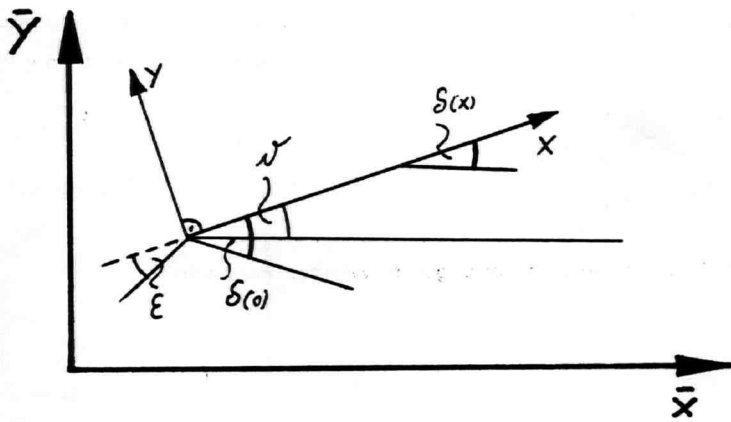


Bild 2

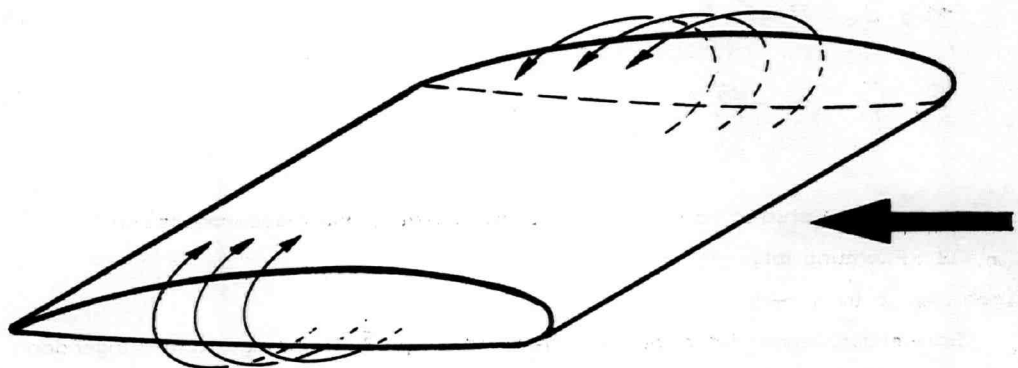


Bild 3

$K_{\bar{z}}$ Kräfte in \bar{z} -Richtung,

$\Theta_{\bar{y}}$ Trägheitsmoment von Schiff und mitschwingender Wassermenge bezogen auf die \bar{y} -Richtung,

$M_{\bar{y}}$ Momente in \bar{y} -Richtung sind.

2.2 Strömungsmodell

Das Schiff wird als kurzer Tragflügel betrachtet. Die Tragflügeltheorie geht davon aus, daß bei einem angeströmten Tragflügel der Translationsbewegung eine körperfeste Zirkulation überlagert ist, wodurch auf der Saugseite eine Druckverteilung mit überwiegender Saugkomponente und auf der Druckseite eine solche mit überwiegender Druckkomponente hervorgerufen wird. Diese Druckverteilungen können zu einer Linienlast längs der Körperachse zusammengefaßt werden. Die Druckdifferenz zwischen Druck und Saugseite führt bei einem kurzen Tragflügel zu einer starken Kantenströmung (Bild 3), so daß sich Stromlinien, wie in Bild 4 skizziert, ergeben. Die Druckverteilung kann zu einer von der Anströmung abhängigen Querkraftbewegung über der Längsachse zusammengefaßt werden (Bild 5a). Die unterschiedlichen Geschwindigkeiten an der Saug- und Druckseite (Bild 4) führen zu unterschiedlichen Schubspannungen infolge Reibung, die ebenfalls zu einer Momentenbelegung über der Längsachse zusammengefaßt werden können (Bild 5 b).

Wenn das Schiff eine Drehbewegung ausführt, ändert sich die Anströmrichtung in Abhängigkeit der Längskoordinate x (Bild 6).

Für die Kursebene erhält man nach Bild 6

$$v(x) = v(0) \frac{\cos \delta(0)}{\cos \delta(x)} \quad \sin \delta(x) = \frac{v(0) \sin \delta(0) - \dot{\psi} x}{v(x)} \quad (5)$$

In linearer Näherung gilt für kleine Winkel

$$v(x) = v(0) \quad \delta(x) = \delta(0) - \frac{\dot{\psi}}{v(0)} x \quad (6)$$

Analog ergibt sich als lineare Näherung in der Neigungsebene für die Anströmrichtung

$$v(x) = v(0) \quad \xi(x) = \xi(0) - \frac{\dot{\psi}}{v(0)} x \quad (7)$$

Für den Auftrieb A_z eines Tragflügels gilt

$$A_z = c_a F \frac{1}{2} \rho v^2$$

wobei F die Flügelfläche und c_a der Auftriebsbeiwert ist. c_a ist im Bereich kleiner Anstellwinkel linear vom Anstellwinkel abhängig. Für die Kursebene des Schiffes wird eine Querkraftbelegung über die Längsachse x in y -Richtung

$$p(x) = c_a(x) b(x) \delta(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) \quad (8)$$

angesetzt.

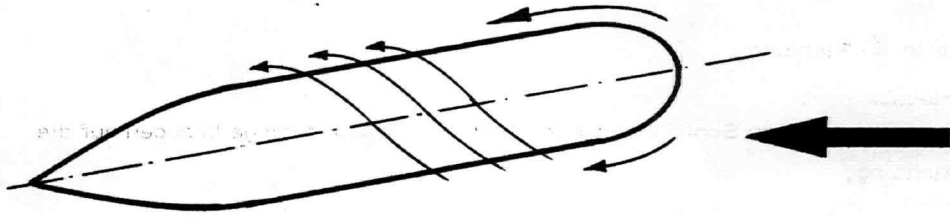


Bild 4

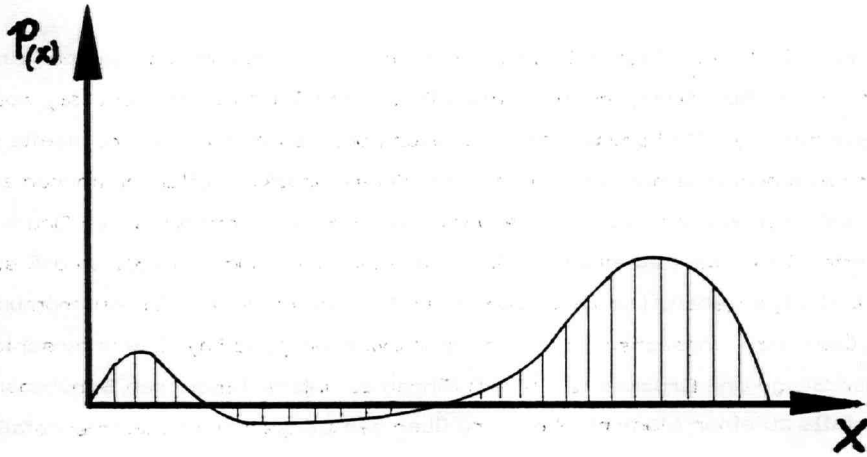


Bild 5a

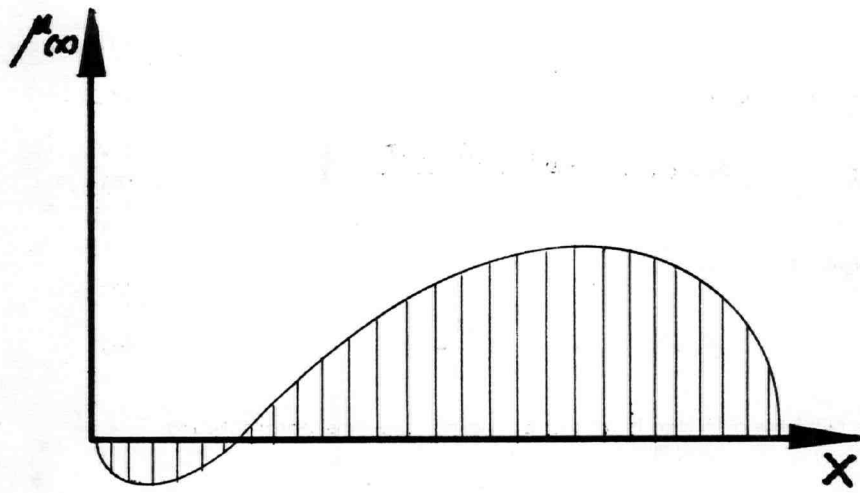


Bild 5b

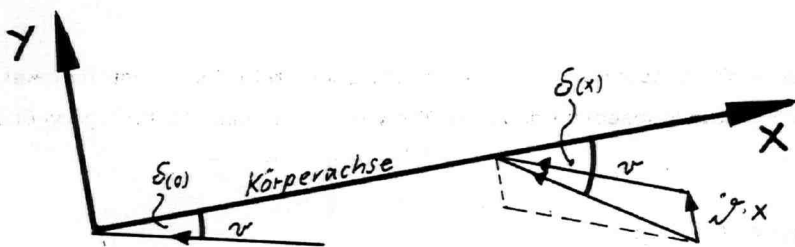


Bild 6

Dabei sind

$C_a(x)$ Auftriebsbeiwert

$b(x)$ Schiffsbreite.

Für die Neigungsebene des Schiffes wird analog eine Querkraftbelegung in z -Richtung angesetzt.

$$q(x) = \bar{C}_a(x) \bar{b}(x) \xi(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) \quad (9)$$

Die Momentenbelegung in der Kursebene, die Momentendichte in z -Richtung, ist

$$\mu(x) = C_m(x) b(x) \sigma(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) \bar{b}(x) \quad (10)$$

Analog kann für die Neigungsebene eine Momentendichte in negativer y -Richtung angesetzt werden

$$\nu(x) = \bar{C}_m(x) \bar{b}(x) \xi(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) b(x) \quad (11)$$

2.3 Bewegungsgleichungen

Neben den Kräften und Momenten, die das strömende Wasser auf das Schiff ausübt, treten folgende Kräfte auf:

$$R(\varepsilon + \delta) \quad \text{Ruderkraft in } y\text{-Richtung bei } x = x_R, \quad (12)$$

$$\bar{R}(\eta + \zeta) \quad \text{Ruderkraft in } z\text{-Richtung bei } x = x_R, \quad (13)$$

$$H \cdot \rho \cdot g \quad \text{Auftriebskraft in } z\text{-Richtung bei } x = x_H, \quad (14)$$

$$G \quad \text{Gewicht des Schiffes in } z\text{-Richtung bei } x = x_G, \text{ dem Schiffsschwerpunkt,} \quad (15)$$

$$A \quad \text{Auflagerkraft in } \bar{y}\text{-Richtung bei } x = x_A, \quad (16)$$

$$M_A \quad \text{Auflagermoment in } \bar{z}\text{-Richtung,} \quad (17)$$

dabei bedeuten:

ε Rudерwinkel in der Kursebene,

η Rudерwinkel in der Neigungsebene.

Dann erhält man aus (1) mit (8), (12) und (16)

$$m_{\bar{y}} \ddot{y}_S = \left\{ \int_0^L p(x) dx + R(\varepsilon + \delta) \right\} \cos \nu + A \quad (18)$$

und aus (2) mit (8), (10), (12), (16) und (17)

$$C_{\bar{z}} \ddot{z} = \int_0^L p(x) \cdot (x - x_S) dx + \int_0^L \mu(x) dx + R(\varepsilon + \delta)(x_R - x_S) + A(x_A - x_S) + M_A \quad (19)$$

Die Gleichungen (18) und (19) sind die Bewegungsgleichungen für die Kursebene.

Für die Neigungsebene erhält man aus (3) mit (9), (13), (14) und (15)

$$m_{\bar{z}} \ddot{\bar{z}} = \left\{ \int_0^L q(x) dx + \bar{R}(\eta + \xi) \right\} \cos \psi + H \rho g - G \quad (20)$$

und aus (4) mit (9), (10)

$$\Theta_{\bar{y}} \ddot{\Psi} = \int_0^L q(x)(x - x_s) dx + \int_0^L \nu(x) dx + \bar{R}(\eta + \xi)(x_R - x_s) + H \rho g (x_H - x_s) - G(x_G - x_s) \quad (21)$$

Zur Abkürzung werden für die Kursebene folgende Größen eingeführt :

$$\begin{aligned} p_0 &= \int_0^L c_a(x) b(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) dx \\ p_1 &= \int_0^L c_a(x) b(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) x dx \\ p_2 &= \int_0^L c_a(x) b(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) x^2 dx \\ \mu_0 &= \int_0^L c_m(x) b(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) \bar{b}(x) dx \\ \mu_1 &= \int_0^L c_m(x) b(x) \frac{1}{2} \rho v^2(x) \bar{b}(x) x dx \end{aligned} \quad (22)$$

Man erhält mit (22) aus (18)

$$m_{\bar{y}} \ddot{\bar{y}}_s = \left\{ p_0 d - p_1 \frac{\dot{\bar{y}}}{v} + R(\varepsilon + d) \right\} \cos \vartheta + A \quad (23)$$

und mit (22) aus (19)

$$\Theta_{\bar{z}} \ddot{\bar{y}} = -p_0 x_s d + q_1 \left(d + x_s \frac{\dot{\bar{y}}}{v} \right) - p_2 \frac{\dot{\bar{y}}}{v} - \mu_0 d + \mu_1 \frac{\dot{\bar{y}}}{v} + (x_R - x_s) R(\varepsilon + d) + (x_A - x_s) A + M_A \quad (24)$$

Als Bezugspunkt gilt nun das hintere Lot in der Ruderachse, so daß d zu d' und $v(x)$ zu v' werden.

Analog erhält man für die Neigungsebene mit den Abkürzungen

$$\begin{aligned} q_0 &= \int_0^L \bar{c}_a(x) \bar{b}(x) \frac{1}{2} \rho v'^2(x) dx \\ q_1 &= \int_0^L \bar{c}_a(x) \bar{b}(x) \frac{1}{2} \rho v'^2(x) x dx \\ q_2 &= \int_0^L \bar{c}_a(x) \bar{b}(x) \frac{1}{2} \rho v'^2(x) x^2 dx \\ \nu_0 &= \int_0^L \bar{c}_m(x) \bar{b}(x) \frac{1}{2} \rho v'^2(x) \bar{b}(x) dx \\ \nu_1 &= \int_0^L \bar{c}_m(x) \bar{b}(x) \frac{1}{2} \rho v'^2(x) \bar{b}(x) x dx \end{aligned} \quad (25)$$

aus (20)

$$m_{\bar{z}} \ddot{\bar{z}} = \left\{ q_0 \xi - q_1 \frac{\dot{\bar{z}}}{v'} + R(\eta + \xi) \right\} \cos \psi + H \rho g - G \quad (26)$$

und aus (21)

$$\begin{aligned} \partial_j \ddot{\psi} = & -q_0 f x_s + q_1 (x_s \frac{\dot{\psi}}{v} + f) - q_2 \frac{\dot{\psi}}{l} - \nu_0 f + \nu_1 \frac{\dot{\psi}}{l} \\ & + (x_R - x_s) \bar{R} (\eta + f) + (x_H - x_s) H \rho g - (x_C - x_s) G \end{aligned} \quad (27)$$

wobei analog zu (24) für $f(t)$ nun f und $v(t)$ nun v geschrieben werden.

3. Ermittlung der Parameter beim zwangsgeführten Modell

Beim zwangsgeführten Modell gliedern sich die Modellversuche zur Bestimmung der Parameter der Bewegungsgleichungen in die stationären und die dynamischen Messungen auf. Bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit werden bei einem festen Anstellwinkel Querkräfte auf das Schiffsmodell und auf einen Festpunkt bezogene Momente gemessen. Die Bestimmung der Ruderwirksamkeit geschieht durch Messung der Ruderkräfte und Momente bei konstanter Strömungsgeschwindigkeit und festgehaltener Schiffs-lage. Die Bestimmung der Parameter der Bewegungsgleichungen wie Dämpfungen, Massen und Trägheiten ist möglich, wenn die auf den Körper ausgeübten Strömungskräfte und Momente bei periodisch aufgezwungenen Quer- oder Drehbewegungen gemessen werden. Durch Umformen der Bewegungsgleichungen (23) und (24) werden Auswertgleichungen für den jeweiligen speziellen Meßfall gefunden, mit deren Hilfe sich aus den an der Modellaufhängung gemessenen Kräften und Momenten die Parameter ermitteln lassen.

3.1 Gierschwingungen

Dem Schiffsmodell werden beim Gierversuch ebene Drehbewegungen um $x = x_A$ mit dem Winkel $\psi(t)$ aufgezwungen.

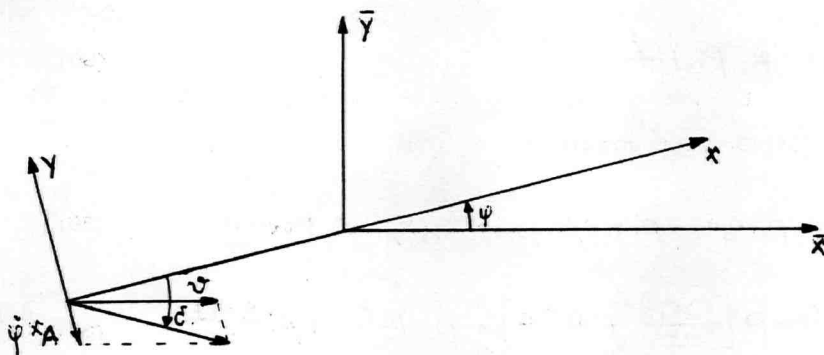


Bild 7

Aus Bild 7 entnimmt man

$$f = \dot{\psi} + \frac{\dot{\psi}}{v} x_A ; \quad v = v ; \quad \epsilon = 0 ; \quad \bar{y}_s = (x_s - x_A) \sin \psi \quad (28)$$

Als Bewegung wird gewählt :

$$\psi(t) = \psi_0 \sin ft ; \quad \dot{\psi} = \psi_0 f \cos ft ; \quad \ddot{\psi} = -\psi_0 f^2 \sin ft \quad (29)$$

Die Auflagerkraft A und das Auflagermoment M_A treten mit der gleichen Frequenz jedoch mit einer Phasenverschiebung h bzw. k auf

$$A(t) = A_0 \sin(ft + h) = A_0 [\sin ft \cosh h + \cos ft \sinh h] \quad (30)$$

$$M_A(t) = M_0 \sin(ft + k) = M_0 [\sin ft \cos k + \cos ft \sin k] \quad (31)$$

Für kleine ψ erhält man in linearer Näherung aus (23) mit (28), (29) und (30)

$$-m_y(x_s - x_A) \psi_0 f^2 \sin ft = p_0 (\psi_0 \sin ft + \frac{\psi_0 x_A f}{v} \cos ft) - p_1 \frac{\psi_0 f}{v} \cos ft \quad (32)$$

$$+ A_0 [\sin ft \cosh h + \cos ft \sinh h]$$

Mit (28), (29) und (31) ergibt sich aus (24)

$$-\Theta_2 \psi_0 f^2 \sin ft = -p_0 x_s [\psi_0 \sin ft + \frac{\psi_0 x_A f}{v} \cos ft]$$

$$+ p_1 [\psi_0 \sin ft + \frac{\psi_0 x_A f}{v} \cos ft + \frac{\psi_0 x_s f}{v} \cos ft]$$

$$- p_2 \frac{\psi_0 f}{v} \cos ft - M_0 [\psi_0 \sin ft + \frac{\psi_0 x_A f}{v} \cos ft] \quad (33)$$

$$+ M_1 \frac{\psi_0 f}{v} \cos ft$$

$$+ A_0 (x_A - x_s) [\sin ft \cosh h + \cos ft \sinh h]$$

$$+ M_0 [\sin ft \cos k + \cos ft \sin k]$$

Ein Koeffizientenvergleich in (32) für $\sin ft$ und $\cos ft$ ergibt

$$A_0 \cosh h = -m_y(x_s - x_A) \psi_0 f^2 - p_0 \psi_0 \quad (34)$$

$$A_0 \sinh h = -p_0 \frac{x_A f \psi_0}{v} + p_1 \frac{\psi_0 f}{v} \quad (35)$$

und der Koeffizientenvergleich in (33) für $\sin ft$ und $\cos ft$

$$M_0 \cos k = -\Theta_2 \psi_0 f^2 + p_0 x_s \psi_0 - p_1 \psi_0 + M_0 \psi_0 - A_0 (x_A - x_s) \cosh h \quad (36)$$

$$M_0 \sin k = p_0 x_s \frac{\psi_0 x_A f}{v} - p_1 [\frac{\psi_0 x_A f}{v} + \frac{\psi_0 x_s f}{v}] + p_2 \frac{\psi_0 f}{v} + M_1 \frac{\psi_0 f}{v}$$

$$- A_0 (x_A - x_s) \sinh h \quad (37)$$

Mit (34) wird $A_0 \cosh h$ in (36)

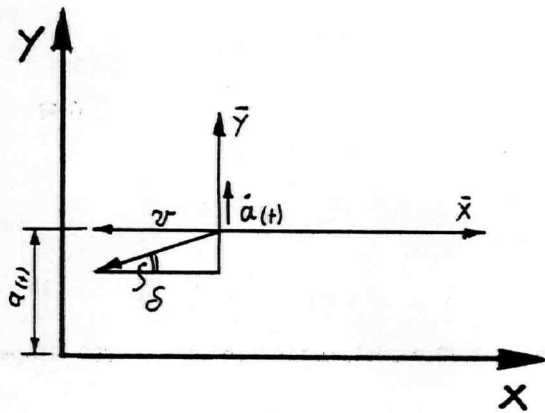
$$M_0 \cos k = -(p_1 - p_0 x_A - M_0) \psi_0 - (m_y(x_s - x_A)^2 + \Theta_2) \psi_0 f^2 \quad (38)$$

und mit (35) wird $A_0 \sinh h$ in (37) ersetzt

$$M_0 \sin k = (p_2 - p_1 - 2p_0 x_A + M_0 x_A + p_0 x_A^2) \frac{\psi_0 f}{v} \quad (39)$$

3.2 Querschwingungen

Das Schiffsmodell wird beim Querschwingungsversuch mit der Amplitude $a(t)$ parallel hin- und herbewegt.



$$\begin{aligned} a(t) &= a_0 \sin ft \\ \dot{a}(t) &= a_0 f \cos ft \\ \ddot{a}(t) &= -a_0 f^2 \sin ft \end{aligned} \quad (40)$$

Aus Bild 8 entnimmt man

$$\dot{x} = 0 \quad ; \quad \bar{y}_s = a(t) \quad ; \quad \dot{d} = -\frac{\dot{a}}{v} \quad (41)$$

Für die Auflagerkraft A und das Auflagermoment M_A ist anzusetzen

$$A = A_0 [\sin ft \cosh k + \cos ft \sinh k] \quad (42)$$

$$M_A = M_0 [\sin ft \cos k + \cos ft \sin k] \quad (43)$$

Diese Gleichungen (40), (41), (42), (43) werden in (23) und (24) eingesetzt. Man erhält

$$-m_y a_0 f^2 \sin ft = -p_0 \frac{a_0 f}{v} \cos ft + A_0 [\sin ft \cosh k + \cos ft \sinh k] \quad (44)$$

$$\begin{aligned} 0 &= p_0 x_s \frac{a_0 f}{v} \cos ft - p_1 \frac{a_0 f}{v} \cos ft + \mu_0 \frac{a_0 f}{v} \cos ft \\ &+ A_0 (x_A - x_s) [\sin ft \cosh k + \cos ft \sinh k] \\ &+ M_0 [\sin ft \cos k + \cos ft \sin k] \end{aligned} \quad (45)$$

Der Koeffizientenvergleich für $\cos ft$ und $\sin ft$ ergibt bei (44)

$$A_0 \cosh k = -m_y a_0 f^2 \quad (46)$$

$$A_0 \sinh k = p_0 \frac{a_0 f}{v} \quad (47)$$

Der Koeffizientenvergleich für $\cos ft$ und $\sin ft$ ergibt bei (45)

$$M_0 \cos k = -A_0 (x_A - x_s) \cosh k \quad (48)$$

$$M_0 \sin k = (p_1 - \mu_0 - p_0 x_s) \frac{a_0 f}{v} - A_0 (x_A - x_s) \sinh k \quad (49)$$

Mit (46) wird $\cos h$ in (48) ersetzt. Man erhält

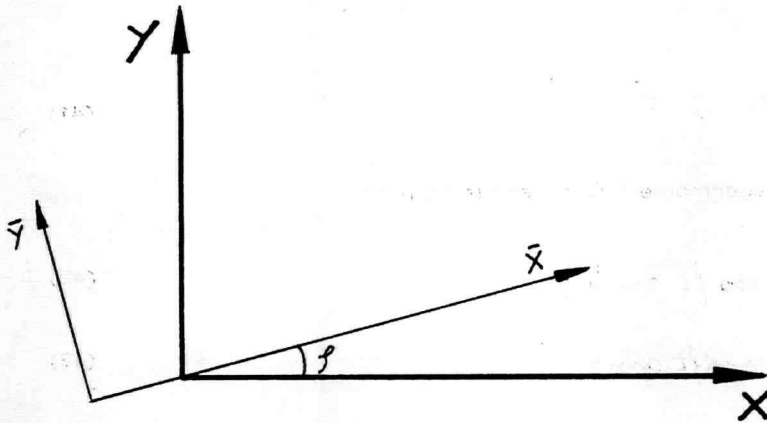
$$M_c \cos k = m_y (x_A - x_s) c_c f^2 \quad (50)$$

Mit (47) wird $\sin h$ in (49) ersetzt. Man erhält

$$M_c \sin k = (p_1 - p_0 - p_0 x_A) \frac{a_c f}{v} \quad (51)$$

3.3 Stationäre Schräganströmung

Im Versuch mit stationärer Schräganströmung wird das Schiffsmodell unter konstanter Winkellage festgehalten.



Man entnimmt Bild 9 folgende Beziehungen :

$$\dot{\psi} = 0 ; \quad \delta = \alpha^s = \varphi ; \quad \bar{y}_s = (x_s - x_A) \sin \varphi ; \quad \varepsilon = 0 \quad (52)$$

Nun wird (52) in (23) eingesetzt. In linearer Näherung erhält man

$$A = p_c \varphi \quad (53)$$

Aus (24) ergibt sich mit (52)

$$M_A = - (p_1 - p_0 - p_0 x_A) \varphi - A (x_A - x_s) \quad (54)$$

A wird mit (53) in (54) ersetzt. Man erhält

$$M_A = - (p_1 - p_0 - p_0 x_A) \varphi \quad (55)$$

3.4 Meßmethode

Die mit dem Sinus bzw. Cosinus des Phasenwinkels h bzw. k behafteten Komponenten der Kraft A bzw. Momentes M_A werden bei der Messung durch Integration gewonnen (Bild 10).

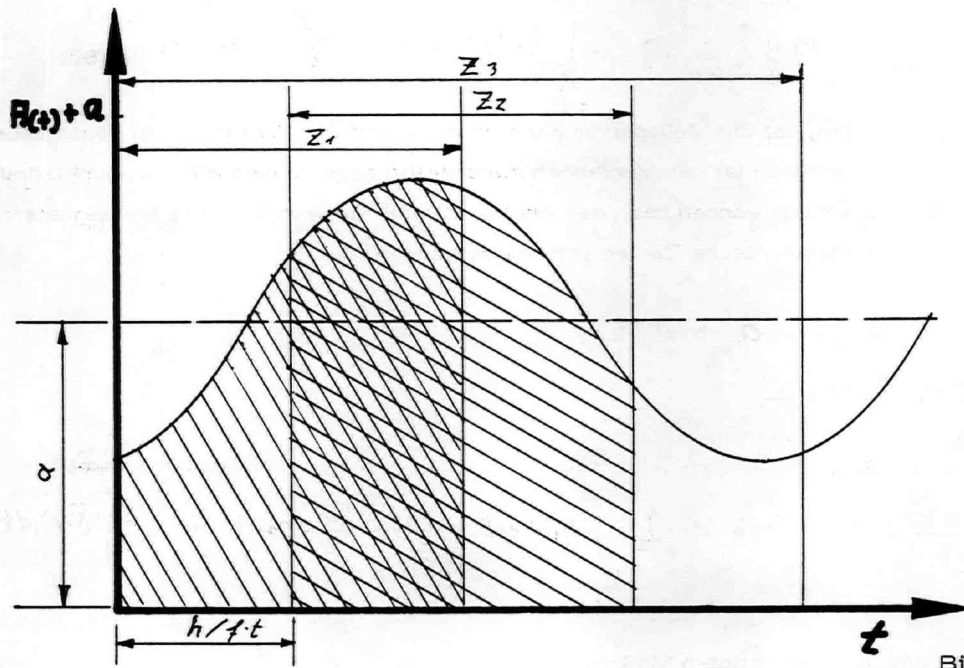


Bild 10

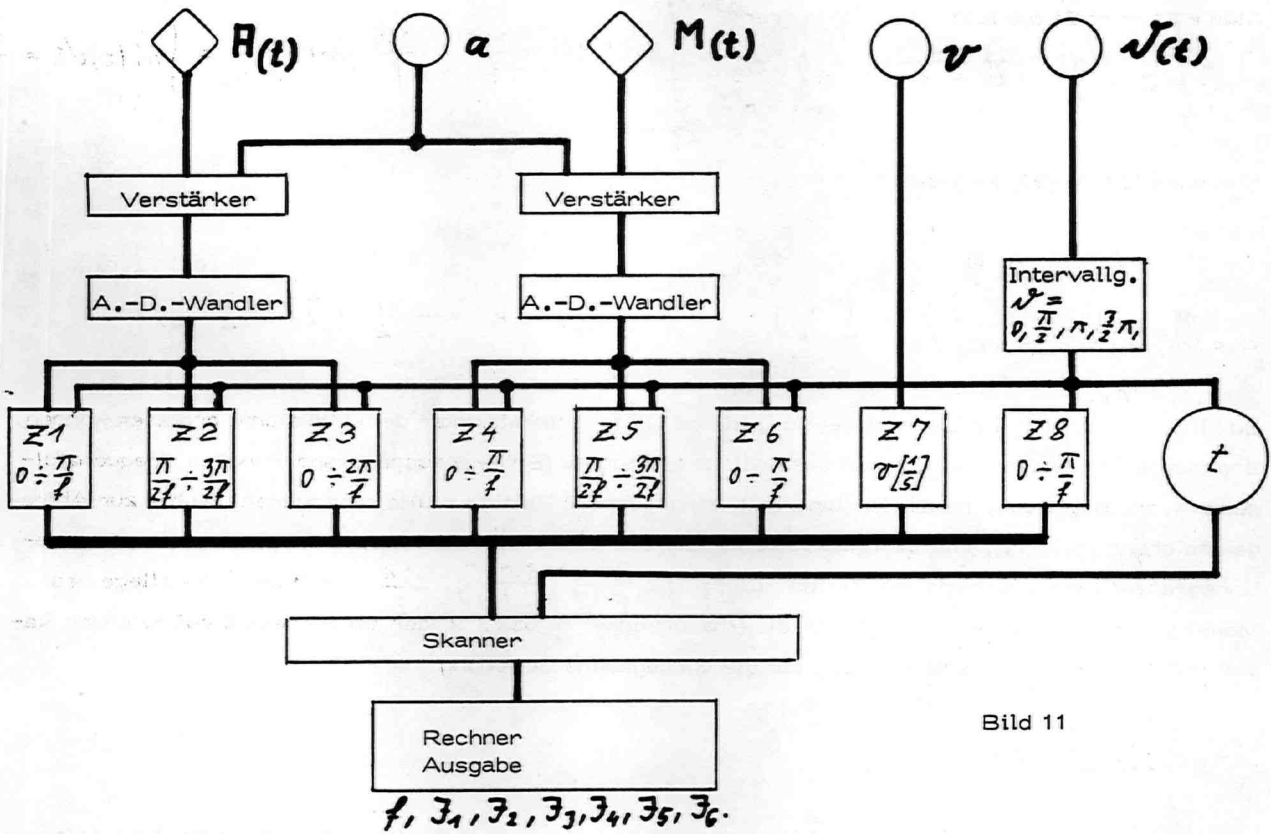


Bild 11

Für die Kraft $A(t)$ gilt nach (30)

$$\int_0^{\frac{\pi}{f}} A(t) dt = \frac{2A_0}{f} \cosh h \quad ; \quad \int_{\frac{\pi}{2f}}^{\frac{3\pi}{2f}} A(t) dt = -\frac{2A_0}{f} \sinh h$$

Um Nulldurchgänge zu vermeiden, ist die Meßspannung um einen konstanten Betrag a zu verschieben, der ebenfalls gemessen wird. Dadurch ist das Verfahren gleichzeitig gegen eventuelle Nullpunktsdriften der Meßbrücken unempfindlich und es können nach der Analog-Digital-Umwandlung des Meßsignals zu seiner Registrierung einfache elektronische Zähler verwendet werden.

Gemessen wird dann
$$\bar{A}(t) = a + A(t)$$

Aus den Integralen

$$J_1 = \int_0^{\frac{\pi}{f}} \bar{A}(t) dt = \frac{a\pi}{f} + \frac{2A_0}{f} \cosh h \quad ; \quad J_2 = \int_{\frac{\pi}{2f}}^{\frac{3\pi}{2f}} \bar{A}(t) dt = \frac{a\pi}{f} - \frac{2A_0}{f} \sinh h \quad ; \quad J_3 = \int_0^{\frac{2\pi}{f}} \bar{A}(t) dt = \frac{a2\pi}{f}$$

erhält man in einfacher Weise die benötigten Meßgrößen.

$$A_0 \cosh h = \frac{f}{2} (J_1 - \frac{1}{2} J_3) \quad ; \quad A_0 \sinh h = -\frac{f}{2} (J_2 - \frac{1}{2} J_3)$$

Zur Messung der Moment-Komponenten verfährt man entsprechend. Mit (31) und

$$\bar{M}(t) = m + M_A(t)$$

werden folgende Integrale gebildet

$$J_4 = \int_0^{\frac{\pi}{f}} \bar{M}(t) dt = \frac{m\pi}{f} + \frac{2M_0}{f} \cos k \quad ; \quad J_5 = \int_{\frac{\pi}{2f}}^{\frac{3\pi}{2f}} \bar{M}(t) dt = \frac{m\pi}{f} - \frac{2M_0}{f} \sin k \quad ; \quad J_6 = \int_0^{\frac{2\pi}{f}} \bar{M}(t) dt = \frac{m2\pi}{f}$$

Man erhält

$$M_0 \cos k = \frac{f}{2} (J_4 - \frac{1}{2} J_6) \quad ; \quad M_0 \sin k = -\frac{f}{2} (J_5 - \frac{1}{2} J_6)$$

Zur Integration sind Geräte erforderlich, die den Flächeninhalt unter dem Meßsignal erfassen können. Spannungsfrequenzwandler formen das analoge Meßsignal (Erückenausgangsspannung) in Frequenzfolgen um, die elektronische Zähler innerhalb vorgegebener Zeitintervalle summieren und bis zur Abfrage speichern (Bild 11). Die Zeitintervalle für die Zähler werden extern durch Impulse an den Integrationsgrenzen, entsprechend den Zeiten $0; \frac{\pi}{2f}; \frac{\pi}{f}; \frac{3\pi}{2f}; \frac{2\pi}{f}$ mit der Winkellage des Modells vorgegeben. Dann erhält man die Phasenwinkel h bzw. k der im Biegestab auftretenden Reaktionskräfte und -momente in bezug auf die vorgegebene Bewegung.

ANSICHT "B"

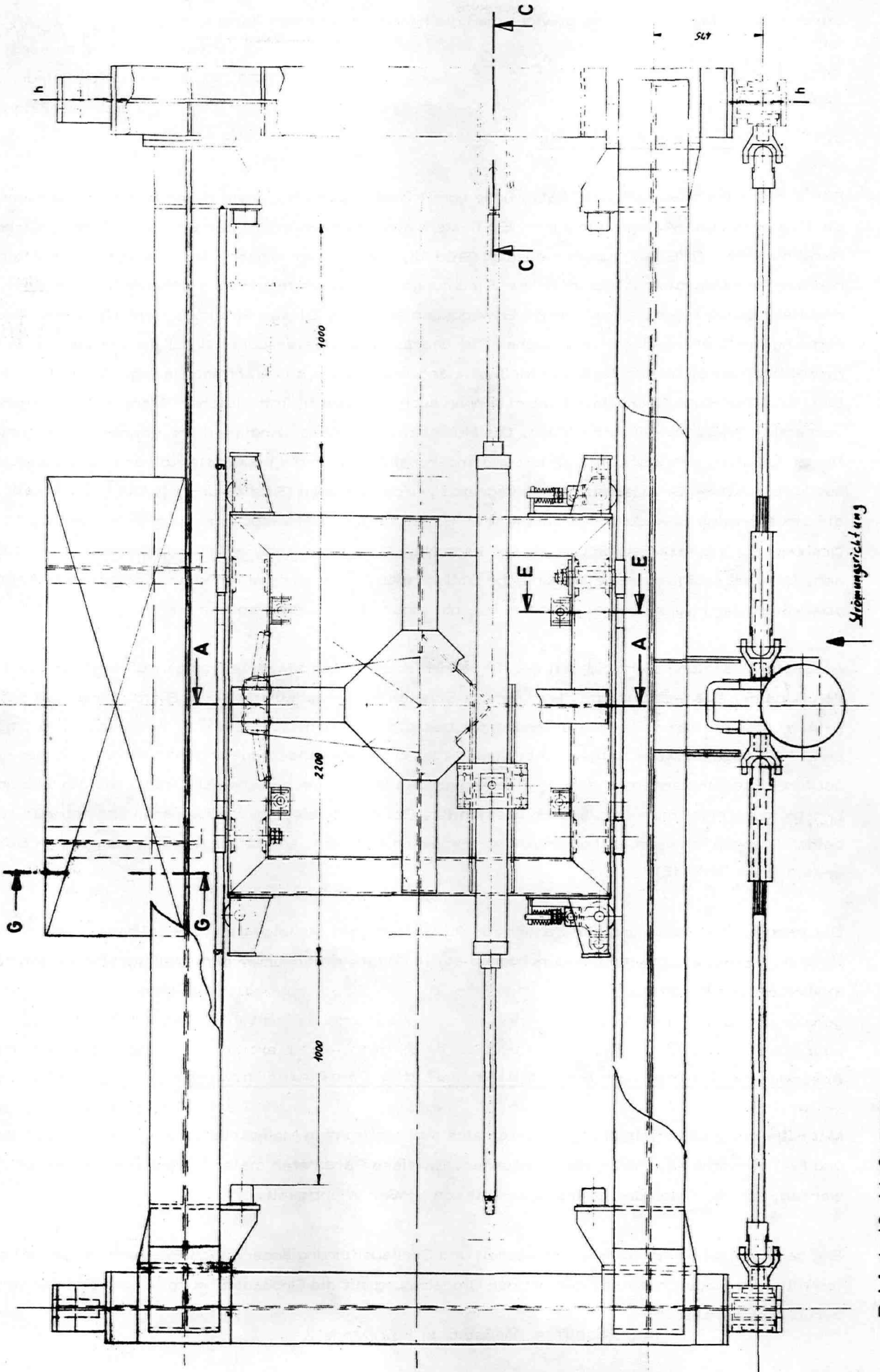


Bild 12 Meßwagen

Damit sind die in den Auswertgleichungen (34), (35), (38), (39), (46), (47), (50), (51), (53) und (55) links stehenden Größen bekannt.

Durch eine einfache Auflösung gewinnt man die hydrodynamischen Parameter $\rho_c ; \rho_1 ; \mu_c ; \mu_1 ; R ; \rho_2 - \mu_1 ; m_y ; x_s ; x_R ; \theta_2$.

3.5 Bewegungseinrichtung

Für den neuen Umlauftank der VWS wurde vom Ingenieurbüro Boës ein neuer Meßwagen entworfen, der die Planar-Motion-Anlage integriert. Er besteht aus einem Rahmen, der sich aus handelsüblichen Breitflanschträgern (IPB 900) zusammensetzt (Bild 12). Auf diesem Wagen, der in Strömungsrichtung verfahren werden kann, bewegt sich quer zur Strömungsrichtung um maximal ± 1 m ein Meßschlitten, der, hydraulisch angetrieben, sinusförmige Bewegungen ausführt. Dieser Schlitten dient als Bewegungseinrichtung für Querschwingungsversuche. Für Gierschwingungsversuche ist auf dem Meßschlitten eine hydraulisch angetriebene vertikale Meßwelle angeordnet, die sinusförmige Bewegungen um $\pm 30^\circ$ zuläßt. Die Gier- und Querschwingungen können auch gleichzeitig mit gleicher Frequenz und gegeneinander versetzter Phase ausgeführt werden. Die Hub- bzw. Drehgeschwindigkeit ist einerseits durch die installierte Leistung von insgesamt 60 kW und andererseits durch die maximale Kolbengeschwindigkeit, die aus konstruktiven Gründen auf 1 m/s begrenzt wurde, gegeben (Bild 13 und 14). Die Genauigkeit, mit der die sinusförmige Bewegung reproduziert wird, ist für die Hubbewegung in Bild 15 und in Bild 16 für die Drehbewegung aufgezeigt. Grundsätzlich kann aber auch jedes andere Bewegungsgesetz reproduziert werden. Dazu ist lediglich der elektronische Sollwertgeber umzuprogrammieren. Die gesamte Anlage, einschließlich der Hydraulik und des Modells, hat eine untere Grenzfrequenz von 5 Hz.

Als Modellfesselung dient die seit rd. 10 Jahren in der VWS bewährte Stangenaufhängung, die am unteren Ende den Biegestab trägt (Bild 17). Die Schaltung der Meßstreifen zum Eliminieren der Störkomponenten unter gleichzeitiger Verstärkung des Nutzsignals wurde von Boës, Herz er [5, 6] angegeben. Für lange schwere tiefgetauchte Modelle ist erstmals eine Zweistangenaufhängung vorgesehen, da bei ihnen die Einstangenaufhängung einen so großen Durchmesser aufweisen muß, daß die Störung der Umströmung nicht mehr zu vernachlässigen ist. Bei der Zweistangenaufhängung kann dagegen jede der beiden Stangen einen relativ geringen Durchmesser erhalten, so daß insgesamt eine geringe Störung zu erwarten ist (Bild 18).

Die Impulse zur Steuerung der Zähler zur Auswertung des Meßsignals bei den Planar-Motion-Versuchen liefern Fotodioden, die die Nulldurchgänge sowie den maximalen Hub in einem raumfesten Koordinatensystem kennzeichnen.

3.6 Umrechnung der Parameter auf die Großausführung

Mit Hilfe der Auswertgleichungen lassen sich aus bestimmten Meßwerten, die in den Gleichungen (23) und (24) vorkommen, Parameter berechnen. Da diese Parameter meist in Modellversuchen ermittelt werden, ist die Frage der Übertragbarkeit von großer Wichtigkeit.

Bei geometrischer Ähnlichkeit von Modell und Großausführung ändern sich Breiten und Längen des Schiffes mit dem Modellmaßstab, der bei der Umrechnung auf die Großausführung in den Gleichungen (22) zu berücksichtigen ist

$$b(x)(\text{Schiff}) = \text{Maßstab} \times b(x)(\text{Modell}).$$

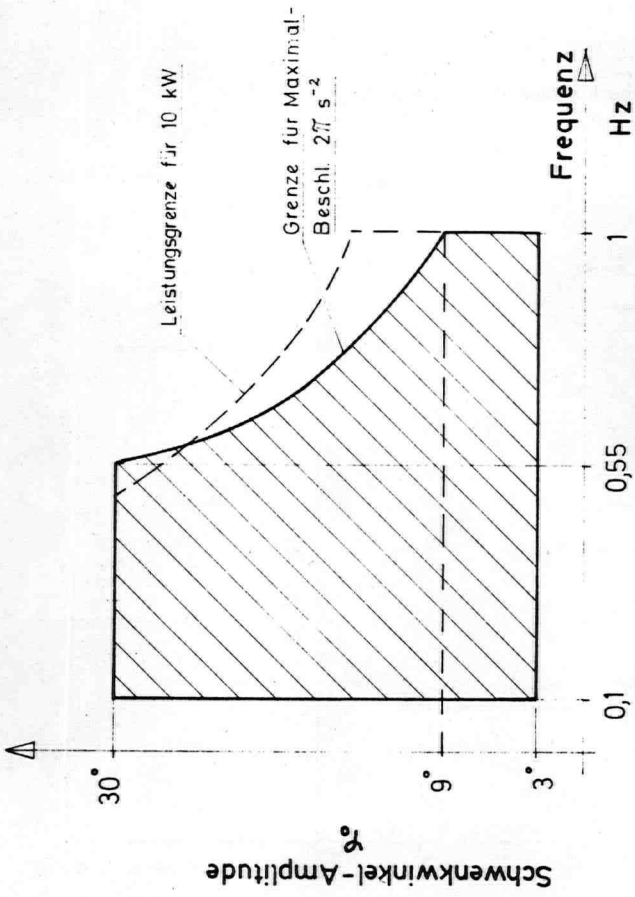
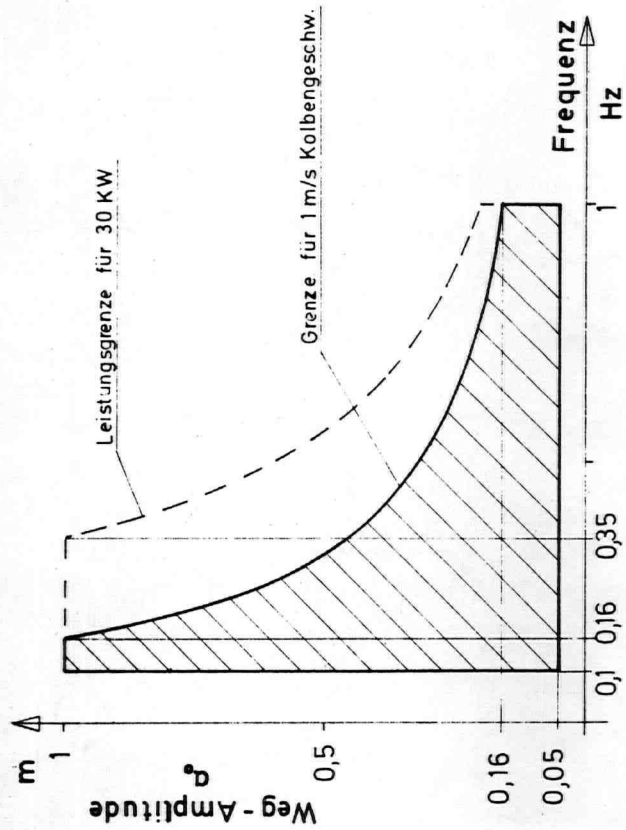


Bild 13

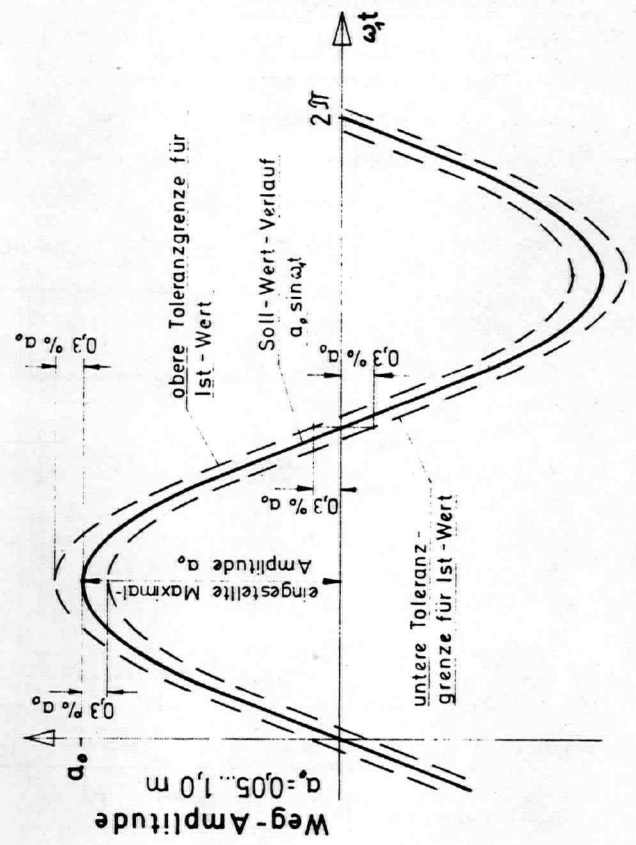


Bild 15

Bild 14

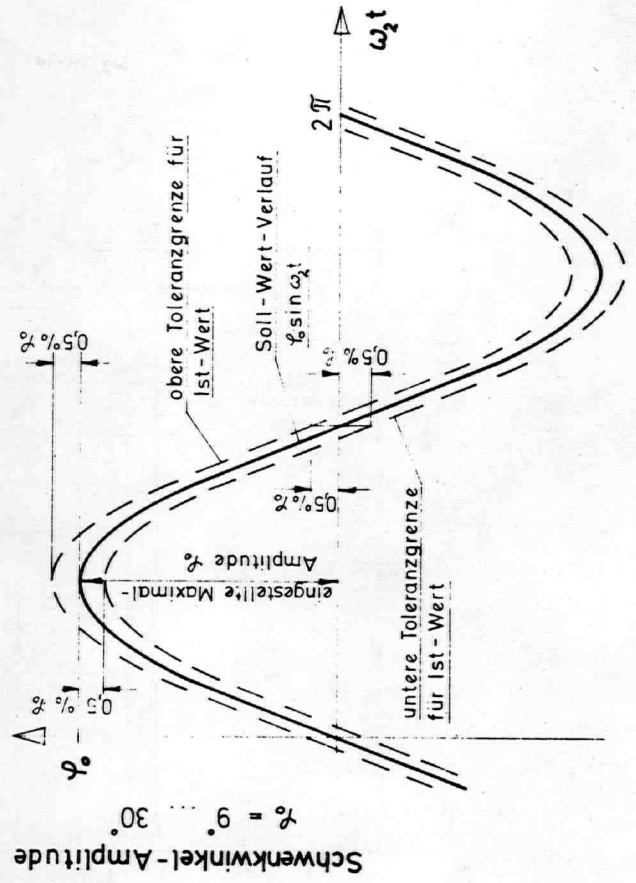


Bild 16

Messvorrichtung III

für tiefgetauchte Modelle, $l \leq 2$ m

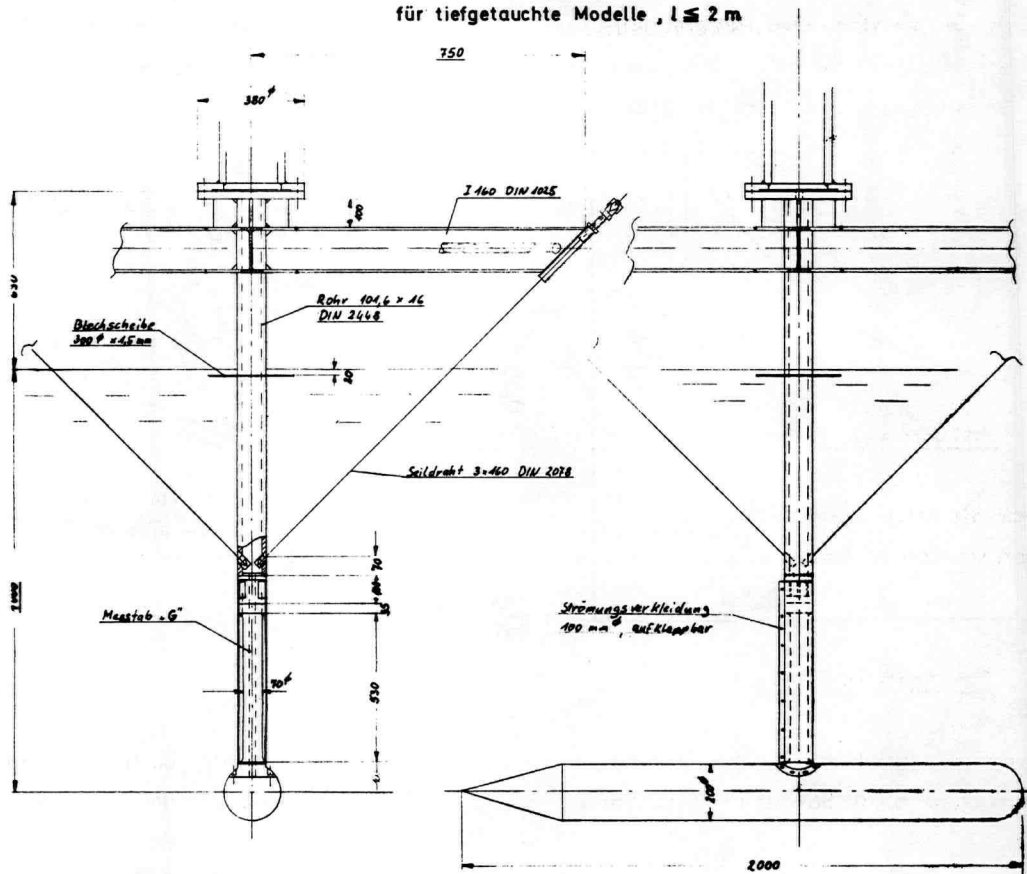


Bild 17 Einstangenaufhängung

Messvorrichtung IV

für tiefgetauchte Modelle, $l > 2$ m

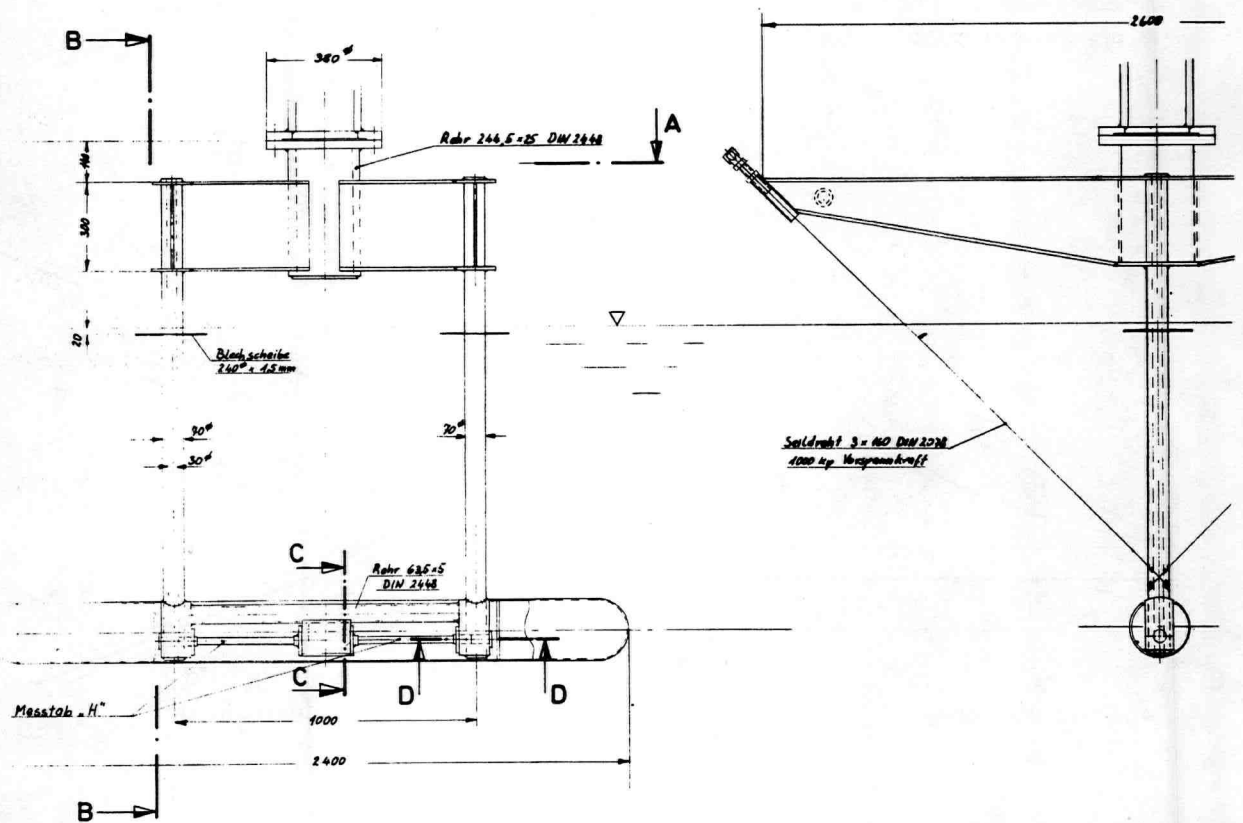


Bild 18 Zweistangenaufhängung

Weiterhin ist darauf zu achten, daß zwischen ρ (Seewasser) und ρ (Tankwasser) ein geringer Unterschied besteht. Die Umrechnung der Geschwindigkeit ist bei Unterwassermodellversuchen nicht an den Modellmaßstab gebunden, da das Froudsche Ähnlichkeitsgesetz wegen des fehlenden Wellenwiderstandes nicht eingehalten werden muß. Es kann also jede Modellgeschwindigkeit auf jede beliebige Schiffsgeschwindigkeit umgerechnet werden, sofern beim Modell nur turbulente Strömungsverhältnisse erzwungen werden. Als Beispiel wird die erste der Gleichungen (22) umgerechnet

$$\rho_0 (\text{Schiff}) = \rho_0 (\text{Modell}) \cdot (\text{Maßstab})^2 \times \frac{v^2 (\text{Schiff})}{v^2 (\text{Modell})} \times \frac{\rho (\text{Seewasser})}{\rho (\text{Tankwasser})}$$

4. Integration der Differentialgleichungen

Bevor die allgemeinen Lösungen der Bewegungsgleichungen angegeben werden, seien zunächst zum besseren Verständnis zwei spezielle Fälle des Bewegungsverhaltens herausgestellt.

4.1 Trimmgleichung

Bewegt sich der Körper ohne Änderung der Neigung in konstanter Tiefe, so lassen sich die Bewegungsgleichungen mit folgenden Bedingungen zur Trimmgleichung auflösen :

Bewegung in der $\bar{x} - \bar{z}$ Ebene mit :

$$\begin{array}{lll} \dot{\psi} = \dot{\xi} & \dot{\xi} = 0 & \eta = 0 \\ \ddot{\psi} = 0 & \ddot{\xi} = 0 & \end{array}$$

Aus den Bewegungsgleichungen (26) und (27) erhält man

$$q_0 \psi + H_S g - G = 0 \tag{56}$$

und

$$q_0 \psi x_s - q_1 \psi + \nu_c \psi + (x_s - x_H) H_S g + (x_G - x_s) G = 0 \tag{57}$$

Aus (56) ergibt sich der Schiebewinkel $\psi = \frac{1}{q_0} (G - H_S g)$. Damit ergibt sich aus (57) die Trimmgleichung

$$(\nu_c - q_1) \frac{G - H_S g}{q_0} - x_H H_S g + x_G G = 0 \tag{58}$$

4.2 Konstanter Drehkreis

Man betrachtet die Bahn des hinteren Lotes in der $\bar{x} - \bar{y}$ -Ebene.

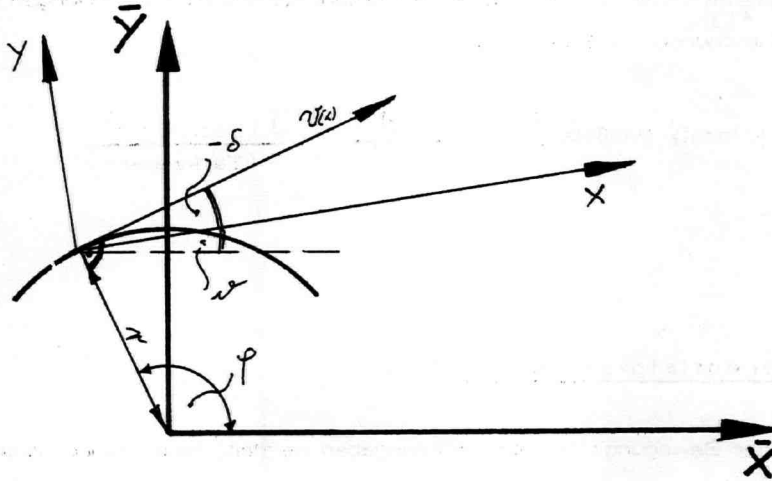


Bild 19

Die Bahngeschwindigkeit v sei konstant. Es ist $\dot{\psi} = -\dot{\varphi} \tau$. Wenn $\varphi(t=0) = \frac{\pi}{2}$, dann ist $\varphi = \frac{\pi}{2} - \frac{v}{\tau} t$. Es gilt $\psi = \frac{\pi}{2} - \delta + \varphi$, siehe Bild 19.

Bei stationärer Fahrt ist δ konstant, d.h. $\dot{\delta} = 0$ und damit $\dot{\psi} = -\frac{v}{\tau}$ und $\ddot{\psi} = 0$.

Man erhält für die Bewegung des hinteren Lotes

$$\begin{aligned} \bar{y} &= r \sin \psi \\ \dot{\bar{y}} &= r \sin \left(\frac{\pi}{2} - \frac{v}{\tau} t \right) \\ \ddot{\bar{y}} &= -\frac{v^2}{\tau} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \frac{v}{\tau} t \right) \end{aligned} \tag{59}$$

Zum Zeitpunkt $t=0$ gilt

$$\ddot{\bar{y}} = -\frac{v^2}{\tau} \tag{60}$$

Werden die obigen Gleichungen in (23) und (24) eingesetzt, so erhält man in linearer Näherung

$$\begin{aligned} m_y \frac{v^2}{\tau} + p_0 \delta + \frac{p_1}{\tau} + R(\varepsilon + \delta) &= 0 \\ -p_0 x_s \delta + p_1 \left(\delta - \frac{x_s}{\tau} \right) + (p_2 - m_1) \frac{1}{\tau} - m_0 \delta + (x_R - x_s) R(\varepsilon + \delta) &= 0 \end{aligned}$$

Das sind zwei lineare Gleichungen für δ und $\varepsilon + \delta$.

$$\begin{aligned} p_0 \delta + R(\varepsilon + \delta) &= -\frac{1}{\tau} (m_y v^2 + p_1) \\ (p_1 - m_0 - p_0 x_s) \delta + (x_R - x_s) R(\varepsilon + \delta) &= -\frac{1}{\tau} (p_2 - m_1 - p_1 x_s) \end{aligned} \tag{61}$$

Die Lösung des Gleichungssystems (61) ergibt den Schiebewinkel

$$\delta = \frac{p_2 - m_1 - p_1 x_R - m_y v^2 (x_R - x_s)}{\tau (-p_1 + m_0 + p_0 x_R)} \tag{62}$$

und

$$\varepsilon + \delta = \frac{m_y v^2 (-p_1 + m_0 + p_0 x_s) - p_1 (p_1 - m_0) + p_0 (p_2 - m_1)}{\tau R (p_1 - m_0 - p_0 x_R)}$$

Man erhält für den Ruderwinkel

$$\varepsilon = \frac{(p_0 + R)(p_2 - M_1 - p_1 x_s) - (m_y v^2 + p_1)[p_1 - M_0 - p_0 x_s + (x_R - x_s)R]}{r R (p_1 - M_0 - p_0 x_s)} \quad (63)$$

4.3 Bewegung in der Kursebene

Die linearisierten Kraft- und Momentengleichungen (23) und (24) für \bar{x} - \bar{y} -Ebene lassen sich integrieren.

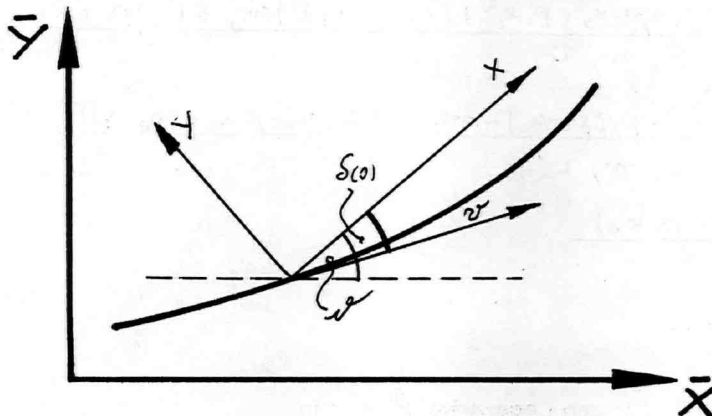


Bild 20

Nach Bild 20 gilt für die Geschwindigkeit des hinteren Lotes

$$\dot{\bar{y}} = v \sin(\vartheta - \delta) \quad (64)$$

und für die Geschwindigkeit des Schwerpunktes

$$\dot{\bar{y}}_s = v \sin(\vartheta - \delta) + x_s \dot{\vartheta} \cos \vartheta$$

Linearisiert ergibt sich

$$\dot{\bar{y}}_s = v(\dot{\vartheta} - \dot{\delta}) + x_s \dot{\vartheta}$$

und

$$\ddot{\bar{y}}_s = v(\ddot{\vartheta} - \ddot{\delta}) + x_s \ddot{\vartheta} \quad (65)$$

Mit (65) und $A = 0$ ergibt sich aus der linearisierten Gleichung (23)

$$m_y [v(\dot{\vartheta} - \dot{\delta}) + x_s \dot{\vartheta}] = (p_0 + R)\delta - p_1 \frac{\dot{\vartheta}}{v} + R\varepsilon \quad (66)$$

Mit $A = 0$ und $M_A = 0$ lautet (24)

$$\theta_2 \ddot{\vartheta} = -(p_2 - M_1 - p_1 x_s) \frac{\dot{\vartheta}}{v} + [p_1 - M_0 - p_0 x_s + (x_R - x_s)R]\delta + (x_R - x_s)R\varepsilon \quad (67)$$

Gleichung (67) läßt sich nach δ auflösen

$$\delta = \frac{\theta_2 \ddot{\vartheta} + (p_2 - M_1 - p_1 x_s) \frac{\dot{\vartheta}}{v} + (x_s - x_R)R\varepsilon}{p_1 - M_0 - p_0 x_s + (x_R - x_s)R} \quad (68)$$

Damit ist es möglich, das Differentialgleichungssystem (66) und (67) zu entkoppeln. Dazu werden die Gleichung (68) und ihre Ableitung in (66) eingesetzt.

Man erhält

$$\begin{aligned} \ddot{\vartheta} &+ \frac{(p_2 - m_1 - 2p_1 x_s + m_0 x_s + p_0 x_s^2 + (x_R - x_s) x_s R) m_y + \Theta_2 (p_0 + R)}{\Theta_2 m_y v} \dot{\vartheta} \\ &+ \frac{(p_0 + R)(p_2 - m_1 - p_1 x_s) - (p_1 + m_y v^2)(p_1 - m_0 - p_0 x_s + (x_R - x_s) R)}{\Theta_2 m_y v^2} \vartheta \\ &= - \frac{R \dot{\varepsilon} (p_1 - m_0 - p_0 x_R) + R \dot{\varepsilon} (x_s - x_R) m_y v}{\Theta_2 m_y v} \end{aligned} \quad (69)$$

Mit den Konstanten

$$a_2 = \frac{(p_2 - m_1 - 2p_1 x_s + m_0 x_s + p_0 x_s^2 + (x_R - x_s) x_s R) m_y + \Theta_2 (p_0 + R)}{\Theta_2 m_y v} \quad (70)$$

$$a_1 = \frac{(p_0 + R)(p_2 - m_1) - p_1 (p_1 - m_0) - m_y v^2 (p_1 - m_0 - p_0 x_s + (x_R - x_s) R)}{\Theta_2 m_y v^2} \quad (71)$$

$$b_0 = \frac{-R (p_1 - m_0 - p_0 x_R)}{\Theta_2 m_y v} \quad (72)$$

$$b_1 = \frac{-R (x_s - x_R)}{\Theta_2} \quad (73)$$

geht die Differentialgleichung (69) für den Lagewinkel ϑ über in

$$\ddot{\vartheta} + a_2 \dot{\vartheta} + a_1 \vartheta = b_0 \varepsilon + b_1 \dot{\varepsilon} \quad (74)$$

Wenn der Ruderwinkel $\varepsilon = c_0 + c_1 t$ eine lineare Funktion der Zeit ist, ergibt sich die allgemeine Lösung von (74) zu

$$\begin{aligned} \vartheta(t) &= d_0 + d_1 e^{(-\frac{a_2}{2} + \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1})t} + d_2 e^{(-\frac{a_2}{2} - \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1})t} \\ &+ \left[\frac{b_0 c_0 + b_1 c_1}{a_1} - \frac{b_0 c_1 a_2}{a_1^2} \right] t + \frac{b_0 c_1}{2 a_1} t^2 \end{aligned} \quad (75)$$

Die Konstanten d_0 , d_1 und d_2 können aus den Anfangswerten $\vartheta(t=0)$, $\dot{\vartheta}(t=0)$ und $\ddot{\vartheta}(t=0)$ berechnet werden. Aus (68) und $\dot{\vartheta}(t=0)$ sowie $\ddot{\vartheta}(t=0)$ erhält man $\vartheta(t=0)$, so daß ein reines Anfangswertproblem für $\vartheta(t)$ vorliegt. $\vartheta(t)$ folgt dann aus (68). Um die Bahnkurve des hinteren Lotes in der $\bar{x}-\bar{y}$ -Ebene zu erhalten, setzt man (68) und (75) in (64) und die entsprechende Gleichung für $\dot{\bar{x}}$ ein. Diese lautet:

$$\dot{\bar{x}} = v \cos(\vartheta - \delta) \quad (76)$$

Durch Integration erhält man $\bar{x}(t)$ und $\bar{y}(t)$ die Parameterdarstellung der Bahnkurve des hinteren Lotes mit der Zeit t als Bahnparameter.

4.4 Bewegung in der Neigungsebene

Die Integration der Bewegungsgleichungen läßt sich für die $\bar{x}-\bar{z}$ -Ebene analog durchführen. Man gelangt zu

$$\ddot{\xi} = \frac{\Theta_1 \ddot{\psi} + (q_2 - k_1 - q_1 x_s) \frac{\dot{\psi}}{v} - (x_R - x_s) R \gamma - (x_H - x_s) H \beta \gamma + (x_G - x_s) G}{q_1 - q_0 x_s - k_2 + (x_R - x_s) R} \quad (77)$$

und

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} + \frac{(q_2 - \nu_1 - 2q_1 x_s + \nu_0 x_s + q_0 x_s^2 + (x_R - x_s) x_s \bar{R}) m_2 + (q_0 + \bar{R}) \Theta_y}{\Theta_y m_2 v} \dot{\psi} \\ + \frac{(q_0 + \bar{R})(q_2 - \nu_1 - p_1 x_s) - (q_1 + m_2 v^2) [q_1 - \nu_0 - q_0 x_s + (x_R - x_s) \bar{R}]}{\Theta_y m_2 v^2} \psi \\ = - \frac{m_2 v (x_s - x_R) \bar{R} \dot{\eta} + (q_1 - \nu_0)(\bar{R} \eta + H \delta g - G) - q_0 (x_R \bar{R} \eta + x_H H \delta g - x_G G)}{\Theta_y m_2 v} \end{aligned} \quad (78)$$

Mit den Konstanten $\bar{a}_1; \bar{a}_2; \bar{b}_0; \bar{b}_1$, die analog zu (70), (71), (72), (73) definiert werden, ergibt sich

$$\ddot{\psi} + \bar{a}_2 \dot{\psi} + \bar{a}_1 \psi = \bar{b}_0 \eta + \bar{b}_1 \dot{\eta} + i \quad (79)$$

wobei

$$i = \frac{(q_1 - \nu_0)(G - H \delta g) + q_0 (x_H H \delta g - x_G G)}{\Theta_y m_2 v} \quad (80)$$

Die allgemeine Lösung von (79) lautet mit $\eta = j_0 + j_1 t$

$$\begin{aligned} \psi(t) = g_0 + g_1 e^{(-\frac{\bar{a}_2}{2} + \sqrt{\frac{\bar{a}_2^2}{4} - \bar{a}_1})t} + g_2 e^{(-\frac{\bar{a}_2}{2} - \sqrt{\frac{\bar{a}_2^2}{4} - \bar{a}_1})t} \\ + \left[\frac{\bar{b}_0 j_0 + \bar{b}_1 j_1}{\bar{a}_1} - \frac{\bar{b}_0 j_1 \bar{a}_2}{\bar{a}_1^2} \right] t + \frac{\bar{b}_0 j_1}{2 \bar{a}_1} t^2 + \frac{i}{\bar{a}_1} t \end{aligned} \quad (81)$$

Die Konstanten g_0, g_1, g_2 können aus den Anfangswerten $\psi(t=0), \dot{\psi}(t=0)$ sowie $\eta(t=0)$ berechnet werden.

Ein Vergleich mit (58) ergibt, daß die Bedingung $\dot{z} = 0$ die Trimmvorschrift darstellt.

4.5 Kursverhalten

Es zeigt sich, daß die Lösungen für $\delta, \dot{\delta}, \psi, \dot{\psi}$ neben den Termen mit t und t^2 , die durch Ruderlage und Trimmung bestimmt sind, noch Terme mit $e^{(-\frac{\bar{a}_2}{2} \pm \sqrt{\frac{\bar{a}_2^2}{4} - \bar{a}_1})t}$ enthalten. Die zuletzt genannten Terme verschwinden für große t , wenn der Ausdruck $-\frac{\bar{a}_2}{2} \pm \sqrt{\frac{\bar{a}_2^2}{4} - \bar{a}_1}$ für beide Vorzeichen negativ ist. Dann nennt man das Kursverhalten des Schiffes stabil, weil bei vorgegebenem konstanten Ruderwinkel $\varepsilon = C_0$ für beliebige Anfangswerte der diesem Ruderwinkel entsprechende konstante Drehkreis für große t angenähert wird. Denn in diesem Falle findet man mit (75)

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{\delta}(t) = \frac{b_0 c_c}{a_1} \quad ; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \ddot{\psi}(t) = C$$

und in (68) eingesetzt

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \delta(t) = \frac{(p_2 - m_1 - p_1 x_s) b_0 c_c}{(p_1 - m_0 - p_0 x_s) v a_1} + \frac{R(x_s - x_R) \varepsilon}{p_1 - m_0 - p_0 x_s}$$

Wird hier für $c_c = \varepsilon$ nach (63) und a_c und b_c nach (71) und (72) eingesetzt, so ergibt sich

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{x}(t) = -\frac{\varepsilon}{T} \quad ; \quad \lim_{t \rightarrow \infty} c(t) = -\frac{\rho_2 - \mu_1 - \rho_c x_R + m_y \varepsilon (x_S - x_R)}{\tau (\rho_1 - \mu_0 - \rho_c x_R)}$$

Dieses Ergebnis stimmt mit (62) überein, so daß die oben aufgestellte Behauptung bewiesen ist.

Damit ist die allgemeine linearisierte Bewegungsgleichung, die für die Auslegung eines Reglers notwendig ist, explizit gelöst. Dies hat gegenüber der Lösung mit Hilfe von Analogrechnern erhebliche Vorteile. Die beim Analogrechner für die einzelnen Rechenglieder zugelassenen Fehler summieren sich beim Ergebnis zu nicht mehr vernachlässigbaren Rechenfehlern. Bei der expliziten Lösung der Differentialgleichung kann der Rechenfehler dagegen durch Wahl einer genügend hohen Stellenzahl beliebig klein gehalten werden.

5. Ermittlung der Parameter beim freifahrenden Modell

Für Überwassermodelle bietet sich als einfachste Versuchsanordnung der Freifahrtversuch an. Dabei dient ebenso wie beim Schiff das Ruder zur Kurskorrektur. Die Lage des Modells soll in bezug auf ein raumfestes Koordinatensystem mit einem Wendekreis und einem Beschleunigungsgeber ständig gemessen werden. Außerdem lassen sich die beim Manövrieren mit dem Ruder auf das Modell übertragene Ruderkräfte und -momente laufend registrieren. Weitere Meßwerte stehen nicht zur Verfügung. Es ist deshalb durch Umformen der integrierten Bewegungsgleichung ein mathematisches Modell zu konzipieren, mit dem sich die Parameter der Bewegungsgleichungen aus diesen Meßwerten berechnen lassen. Bei Versuchen mit einem freifahrenden Modell gibt es zwei ausgezeichnete Manövrier-Phasen

1. Ruderwinkel $\equiv 0$
2. Ruderwinkel $\neq 0$

die im seitlich begrenzten Versuchsfeld miteinander abwechseln. Werden für diese beiden Phasen

1. Winkeländerung des Modells im raumfesten Koordinatensystem
2. Querversatz des Modells im raumfesten Koordinatensystem
3. Ruderkraft gegenüber dem Modell
4. Rudermoment um die Ruderachse
5. Ruderwinkelgeschwindigkeit
6. Ruderlage

laufend ca. alle 0,1 Sekunden registriert, so erhält man mit den folgenden Auswertgleichungen die Parameter der Bewegungsgleichungen. Als Ausgleichsgleichung wird $\dot{\nu}$ nach (75) gewählt. An Stelle des Lagewinkels ϑ könnte die Auswertung auch mit Hilfe des Querversatzes \bar{y} erfolgen.

5.1 Modell mit Ruderlage Null

Wenn der Ruderwinkel $\xi = 0$ gesetzt wird, erhält man aus (75)

$$\dot{\nu}(t) = d_0 + d_1 e^{(-\frac{a_2}{2} + \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1})t} + d_2 e^{(-\frac{a_2}{2} - \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1})t}$$

Sei

$$\omega_1 = -\frac{a_2}{2} + \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1} \quad (82)$$

und

$$\omega_2 = -\frac{a_2}{2} - \sqrt{\frac{a_2^2}{4} - a_1}$$

so gilt

$$\dot{\nu}(t) = d_0 + d_1 e^{\omega_1 t} + d_2 e^{\omega_2 t} \quad (83)$$

Durch Integration gewinnt man

$$\int_0^t \dot{\nu}(\tau) d\tau = D(t) = d_0 t + \frac{d_1}{\omega_1} (e^{\omega_1 t} - 1) + \frac{d_2}{\omega_2} (e^{\omega_2 t} - 1) \quad (84)$$

In einfacher Weise erhält man aus (83)

$$\dot{\nu}(t) - \dot{\nu}(0) = d_1 (e^{\omega_1 t} - 1) + d_2 (e^{\omega_2 t} - 1) \quad (85)$$

Durch Differenzieren von (83) ergibt sich

$$\dot{v}(t) - \dot{v}(0) = d_1 \omega_1 (e^{\omega_1 t} - 1) + d_2 \omega_2 (e^{\omega_2 t} - 1) \quad (86)$$

Die Gleichungen (85) und (86) werden benutzt, um die Klammern $(e^{\omega_1 t} - 1)$ und $(e^{\omega_2 t} - 1)$ in (84) zu eliminieren. Man erhält

$$D(t) = d_0 t - \frac{\dot{v}(t) - \dot{v}(0)}{\omega_1 \omega_2} + \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 \omega_2} (v(t) - v(0)) \quad (87)$$

Sei

$$\alpha_1 = \frac{1}{\omega_1 \omega_2} \quad ; \quad \alpha_2 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\omega_1 \omega_2} \quad (88)$$

so erhält man aus (87) für die Zeitpunkte t_i , $i = 1, 2, 3$

$$D(t_i) = d_0 t_i - [\dot{v}(t_i) - \dot{v}(0)] \alpha_1 + [v(t_i) - v(0)] \alpha_2 \quad (89)$$

Für t_i ($i = 1, 2, 3$) stellt (89) ein lineares Gleichungssystem für d_0 ; α_1 ; α_2 dar.

Aus den Lösungen dieses Gleichungssystems lassen sich mit Hilfe von (88) ω_1 ; ω_2 berechnen. Man erhält

$$\omega_1 = \frac{1}{2\alpha_1} \left(\alpha_2 \pm \sqrt{\alpha_2^2 - 4\alpha_1} \right) \quad ; \quad \omega_2 = \frac{1}{2\alpha_1} \left(\alpha_2 \mp \sqrt{\alpha_2^2 - 4\alpha_1} \right) \quad (90)$$

Die Auflösung von (82) nach a_1 ; a_2 ergibt

$$a_1 = \omega_1 \omega_2 \quad ; \quad a_2 = -(\omega_1 + \omega_2) \quad (91)$$

5.2 Modell mit bewegtem Ruder

Ausgangsgleichung sei wiederum (75). Der Ruderwinkel $\varepsilon(t)$ sei gegeben mit $\varepsilon(t) = c_0 + c_1 t$.

Mit (82) und

$$\beta_1 = \frac{b_0 c_0 + b_1 c_1}{a_1} - \frac{b_0 c_1 a_2}{a_1^2} \quad (92)$$

$$\beta_2 = \frac{b_0 c_1}{2 a_1}$$

erhält man aus (75)

$$v(t) = d_0 + d_1 e^{\omega_1 t} + d_2 e^{\omega_2 t} + \beta_1 t + \beta_2 t^2 \quad (93)$$

$$v(0) = d_0 + d_1 + d_2$$

Nach 5.1 können ω_1 und ω_2 als bekannt angesehen werden. Die fünf Funktionen

$$1 \quad ; \quad e^{\omega_1 t} \quad ; \quad e^{\omega_2 t} \quad ; \quad t \quad ; \quad t^2$$

sind im allgemeinen Fall, d.h. falls $\omega_1 \neq 0$, $\omega_2 \neq 0$ und $\omega_1 \neq \omega_2$ gilt, linear unabhängige Funktionen.

Aus fünf Messungen $\dot{\psi}^i(t_i)$, $i = 1, 2, 3, 4, 5$ lassen sich deshalb dann aus einem linearen Gleichungssystem nach (93) die Konstanten $d_c; d_1; d_2; \beta_1; \beta_2$ berechnen.

Die Gleichungen (92) können nach b_c und b_1 aufgelöst werden

$$b_c = \frac{2 a_1 \beta_2}{c_1} \quad ; \quad b_1 = \beta_1 a_1 - 2 \beta_2 \left(a_1 \frac{c_c}{c_1} - a_2 \right) \quad (94)$$

Damit ist gezeigt, daß alle Parameter der Bewegungsgleichung aus Messungen an einem freifahrenden Modell zu gewinnen sind.

Bei setztlich begrenztem Fahrwasser für das Modell, z.B. in einem Umlauftank oder in einer Schlepprinne, wird die Messung des Lagewinkels, bzw. der Winkelgeschwindigkeit, mit der sich das Modell bewegt, recht kleine Meßsignale liefern. In diesen Fällen kann es sinnvoller sein, den Querversatz mit Hilfe von Beschleunigungsgebern auszuwerten. Steht dagegen ein breites Fahrwasser zur Verfügung, so kann der Drehkreis relativ weit ausgefahren werden, wodurch sich größere Meßsignale für den Lagewinkel ergeben.

Die Umformung der integrierten Differentialgleichung für den Querversatz kann relativ einfach analog zu den Ableitungen der Abschnitte 5.1 und 5.2 erfolgen, so daß im Rahmen dieses Aufsatzes darauf verzichtet werden kann.

5.3 Versuchsmethode

Sind Masse und Massenverteilung des Modells bei den Versuchen mit freifahrenden Schiffsmodellen modellähnlich, so sind die Parameter a_1, a_2, b_c und b_1 der Gleichung (74), wie in den Abschnitten 5.1 und 5.2 gezeigt, aus den im Modellversuch gemessenen Werten zu ermitteln.

$$a_{1 \text{ Schiff}} = a_{1 \text{ Modell}} \times \left[\frac{v_{\text{Modell}}}{v_{\text{Schiff}}} \times \frac{1}{\text{Maßstab}} \right]^2$$

$$a_{2 \text{ Schiff}} = a_{2 \text{ Modell}} \times \frac{v_{\text{Modell}}}{v_{\text{Schiff}}} \times \frac{1}{\text{Maßstab}}$$

$$b_{c \text{ Schiff}} = b_{c \text{ Modell}} \times \left[\frac{v_{\text{Modell}}}{v_{\text{Schiff}}} \times \frac{1}{\text{Maßstab}} \right]^3$$

$$b_{1 \text{ Schiff}} = b_{1 \text{ Modell}} \times \left[\frac{v_{\text{Modell}}}{v_{\text{Schiff}}} \times \frac{1}{\text{Maßstab}} \right]^2$$

Die Kenntnis der hydrodynamischen Bewegungsgrößen wie mitschwingende Wassermasse, hydrodynamisches Massenträgheitsmoment oder Ruderquerkraftsbeiwert ist nicht notwendig. Das Regelverhalten des Schiffes ist für den untersuchten Trimm- und Tauchungszustand mit der Gleichung (74) und deren Parametern eindeutig bekannt.

Das Massenträgheitsmoment Θ_z braucht man im Versuch nicht modellähnlich nachzubilden. Dies erscheint auch nicht sinnvoll, da für ein Schiff bei vorgegebener Trimmlage und Tauchung und damit immer bekannter und modellähnlicher Schiffsmasse verschiedene Massenverteilungen infolge Ladungs- oder Ballaständerung auftreten können. Es ergibt sich sowieso die Forderung bei gleicher Trimmung und Tauchung, mehrere Versuche bei definiert geänderten Massenträgheitsmomenten Θ_z durchzuführen.

ren, so daß für einen großen Bereich der Massenverteilung eine Zuordnung der Parameter der Bewegungsgleichung möglich ist. Aus Gleichung (73) läßt sich dann, wenn zwei gemessene Werte für b_1 vorliegen, das Gesamtträgheitsmoment errechnen. Diese Werte seien $b_1^{(1)}$ und $b_1^{(2)}$. Wenn das Trägheitsmoment $\Theta_2^{(2)} = \Theta_2^{(1)} + m^* a^2$ durch Verschieben der beiden Massen $\frac{m^*}{2}$ um a aus dem Schwerpunkt x_S aus $\Theta_2^{(1)}$ erzeugt wird, ergibt sich

$$b_1^{(1)} = \frac{R(x_S - x_R)}{\Theta_2^{(1)}} \quad ; \quad b_1^{(2)} = \frac{R(x_S - x_R)}{\Theta_2^{(1)} + m^* a^2}$$

Auflösen nach $\Theta_2^{(1)}$ ergibt

$$\Theta_2^{(1)} = - \frac{m^* a b_1^{(2)}}{b_1^{(2)} - b_1^{(1)}}$$

Zieht man von $\Theta_2^{(1)}$ noch das Massenträgheitsmoment des Modells ab, so erhält man das hydrodynamische Massenträgheitsmoment, das man auf die Großausführung umrechnen kann. Damit ist auch bei nichtmodellähnlicher aber bekannter Massenverteilung eine Bestimmung der Parameter a_1 , a_2 , b_0 und b_1 direkt aus Modellversuchen möglich, wenn der Bereich der Massenverteilung des Modells den der Großausführung überdeckt.

5.4 Auswertung der Meßwerte

Wie unter 5.1 und 5.2 beschrieben, gliedern sich die Modellversuche zur Bestimmung der Parameter der Bewegungsgleichung in zwei Gruppen: Versuche mit Ruderlage Null und Versuche mit bewegtem Ruder.

Bei den Versuchen mit Ruderlage Null wird das Ausschwingverhalten des Modells kontinuierlich während einiger Sekunden aufgemessen. Die Ausgangssituation ist dabei frei wählbar, sie sollte jedoch so beschaffen sein, daß während des Ausschwingvorganges eine deutliche Änderung des Lagewinkels auftritt.

Das Ausschwingverhalten des Schiffsmodells wird durch einen modellfesten Wendekreislauf aufgenommen und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ an das Meßwertverarbeitungssystem weitergegeben. Die Auswertgleichung (89)

$$D_{(1|2|3)} = \alpha_0 t_{(1|2|3)} - [\dot{\psi}_{(1|2|3)} - \dot{\psi}_{(0)}] \alpha_1 + [\psi_{(1|2|3)} - \psi_{(0)}] \alpha_2$$

enthält die Unbekannten α_0 , α_1 und α_2 , so daß für die Lösung dieses linearen Gleichungssystems drei aufeinanderfolgenden Meßwertgruppen bereitgestellt werden müssen, die aus der laufend gemessenen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und den durch gleichzeitige Integration gefundenen Werten für ψ und D bestehen.

Damit eine digitale Verarbeitung möglich ist, werden die analogen Meßsignale für $\dot{\psi}$, ψ und D über Analog-Digitalwandler, zu der Spannung proportionalen Frequenzen, umgeformt und auf Zählern registriert. Es kann nun ihre Weiterverarbeitung über Skanner, Zwischenspeicher und Rechner, sowie die Ausgabe der ermittelten Werte auf Lochstreifen oder Drucker erfolgen (Bild 21). Diese off-line-Verarbeitung kann in dem Modell untergebracht werden. Damit können diese Versuche auf jedem See durchgeführt werden. Aber auch bei der on-line-Verarbeitung ist ein Einbau eines kleinen Digitalrechners in das Modell schon heute möglich. Um die für die Auswertung notwendige Meßwertfolge während des Ausschwingens des Modells zu erhalten, wird das laufend ankommende Signal in Meßzeit t_m und Intervallzeit $n \times t_z$ unterteilt (Bild 22). Dies geschieht am einfachsten dadurch, daß die registrierenden Zähler gleichzeitig intervallweise gestartet und gestoppt werden.

(P_R)

(E)

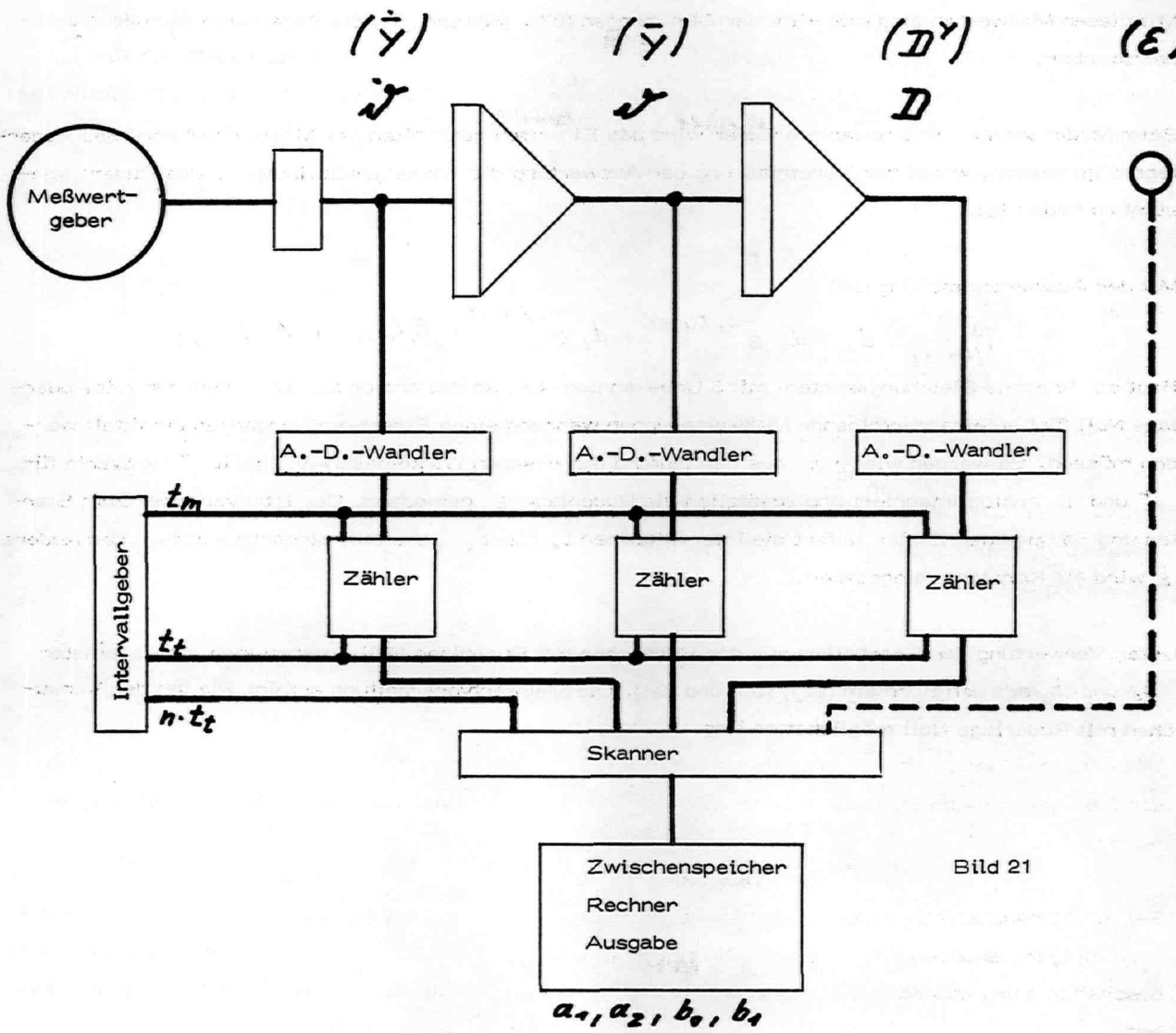


Bild 21

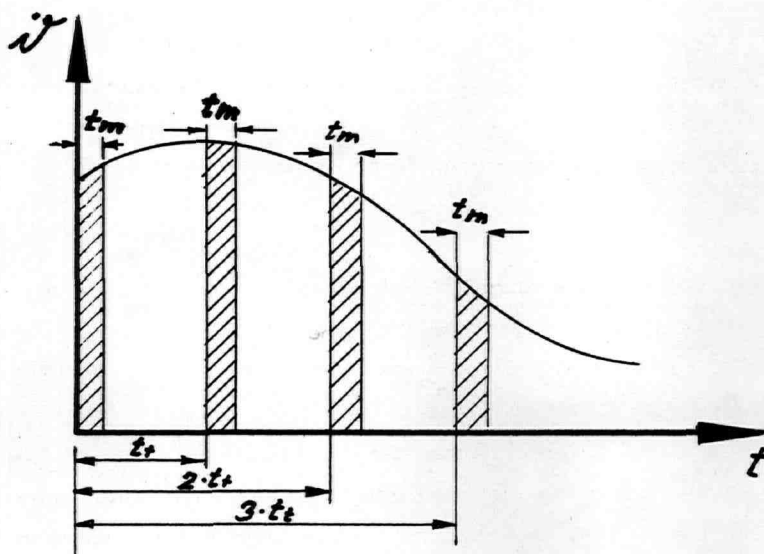


Bild 22

Mit diesen Meßwerten sind mit Hilfe der Gleichungen (87), (88) und (91) die Parameter a_1 und a_2 bestimmbar.

Beim Modellversuch mit bewegtem Ruder wird das Einschwingverhalten des Modells während des Ruderlegens gemessen, wobei zur Vereinfachung der Auswertung die Winkelgeschwindigkeit des Ruders konstant zu halten ist.

Mit der Auswertgleichung (93)

$$\dot{\nu}(t_{(1-5)}) = d_0 + d_1 e^{\omega_1 t_{(1-5)}} + d_2 e^{\omega_2 t_{(1-5)}} + \beta_1 t_{(1-5)} + \beta_2 t_{(1-5)}^2$$

liegt ein lineares Gleichungssystem mit 5 Unbekannten vor, so daß analog zu den Versuchen mit Ruderlage Null fünf aufeinanderfolgende Meßwertgruppen während eines Einschwingvorganges ermittelt werden müssen. Es werden wiederum aus der laufend gemessenen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\nu}$ die Werte für $\dot{\nu}$ und D analog integriert und zusätzlich die Ruderlage ε gemessen. Der Intervallgeber zum Starten und Stoppen der Zähler liefert die Intervallzeiten t_1 bis t_5 , die Winkelgeschwindigkeit des Ruders $\dot{\varepsilon}$ wird als Konstante eingegeben.

Unter Verwertung der Ergebnisse aus den Versuchen mit Ruderlage Null ergeben sich die Parameter b_0 und b_1 aus den Formeln (92), (93) und (94). Die Meßwertverarbeitung erfolgt wie bei den Versuchen mit Ruderlage Null möglichst on-line.

6. Bewertung der beiden Versuchsmethoden

6.1 Zwangsgeführtes Modell

Die im Abschnitt 3.0 beschriebene Ermittlung der Parameter beim zwangsgeführten Modell bietet für Unterwasserfahrzeuge folgende Vor- und Nachteile.

.10 Vorteile

- .11 Das Modell bedarf keiner Stabilisierung in den drei Ebenen.
- .12 Massen und Massenverteilung brauchen nicht modellähnlich zu sein, was bei den meist kleinen Unterwassermodellen auch kaum zu realisieren wäre.

.20 Nachteile

- .21 Die Halterung des Modells verfälscht seine Umströmung und führt damit zu systematischen Fehlern.
- .22 Die Meßgenauigkeit muß sehr hoch sein, da die gemessenen Kenngrößen später superponiert werden und sich damit die Fehler summieren. Einige Parameter erhält man auch als Differenz großer Meßwerte, wodurch sich ebenfalls große Fehler ergeben. Um die Fehler in vertretbaren Grenzen zu halten, ist ein hoher Meßaufwand notwendig und eine sehr genau arbeitende Bewegungseinrichtung die Voraussetzung.
- .23 Um selbst bei hohem Meßaufwand die noch auftretende Streuung der Meßwerte in erträglichen Grenzen zu halten, sind Langzeitmessungen über mehrere Minuten notwendig, die eine statistische Auswertung ermöglichen. Damit eignet sich für diese Versuche ein Umlauftank, während in Schleppkanälen die zur Verfügung stehende Versuchszeit nicht ausreicht bzw. mehrere Fahrten für einen Meßpunkt notwendig wären. Außerdem würden sich beim Schleppwagen die in Fahrtrichtung auftretenden Beschleunigungsstöße als sehr starke Störgrößen überlagern. Bei Versuchen im Umlauftank entfallen jegliche Stöße in Längsrichtung, da hier das Modell nicht verfahren wird.

Generell gilt für Unterwasserfahrzeuge, daß die Kenngrößen nur an gefesselten Modellen zu bestimmen sind, da es fast unmöglich ist, Modelle im Schleppkanal oder Umlauftank freifahrend zu untersuchen.

Überwasserschiffe stabilisieren sich an der Wasseroberfläche selbst. Eine seitliche Begrenzung der Bewegungen des Modells ist, falls in schmalen Schleppkanälen oder Umlauftanks notwendig, leicht zu erzwingen. Damit entfällt für Überwasserschiffe die für Unterwassermodelle entscheidende Notwendigkeit der starren Fesselung. Außer den bereits beschriebenen Nachteilen treten noch weitere Schwierigkeiten auf, während kaum gravierende Vorteile zu nennen sind.

- .24 Die starre Führung des Modells setzt eine Entkoppelung der hydrodynamischen Kräfte und Momente in den drei Ebenen voraus. Der Einfluß der Krängung auf den Trimm und den Trimmwinkel muß bei der starren Fesselung vernachlässigt werden. Bei Überwasserschiffen, die meist

rotationssymmetrisch sind, ist dies oft noch zulässig. Für Überwasserschiffe mit Schlingerkielen, Anhängen und Bugwulst dürfen die Bewegungen nicht entkoppelt betrachtet werden.

- .25 Um wenigstens den Einfluß von Trimm und Tauchung auf die Parameter miterfassen zu können, müßte das Modell über Gelenke an die starre Führung angeschlossen werden (Bild 23). Da Gelenke aber nur formschlüssig und nicht kraftschlüssig sind, erhält man eine Lose in den Gelenken, die sich zwar auf ein Minimum reduzieren läßt. Trotzdem führen sie bei der Kraft- und Momentenmessung zu recht starken Störampplituden, die außerdem noch, da sie als systematische Fehler auftreten, die Meßwerte verfälschen.

6.2 Freifahrendes Modell

Auf der anderen Seite hat natürlich auch der Versuch mit freifahrenden Modellen seine Nachteile. Die integrierte Winkelgeschwindigkeit, der Lagewinkel, driftet über längere Zeiträume. Für die Messung ergibt sich dadurch kein Meßfehler, da für die Auswertung nur Meßwertfolgen, die innerhalb eines Zeitintervalles von 1 - 2 Sekunden liegen, herangezogen werden. Bei länger andauernden Versuchen, die vor allem im Umlaufkanal möglich sind, ist darauf zu achten, daß das Schiff infolge der Langzeitdrift nicht zu stark aus Mitte Kanal läuft. Die Messung der Parameter bereitet bei sehr stabilen Schiffen einige Schwierigkeiten, da dann bei kleinen Drehwinkeln die Meßgrößen sehr klein werden oder große Drehkreise gefahren werden müssen. Andererseits wird natürlich die Untersuchung eines sehr stabil manövrierenden Schiffes recht selten gefordert.

Generell kann man feststellen, daß zur Bestimmung der Parameter der Bewegungsgleichungen Unterwassermodelle zwangsgeführt und Überwassermodelle freifahrend im Schlingelversuch untersucht werden sollten.

6.3 Berechnung hydrodynamischer Größen

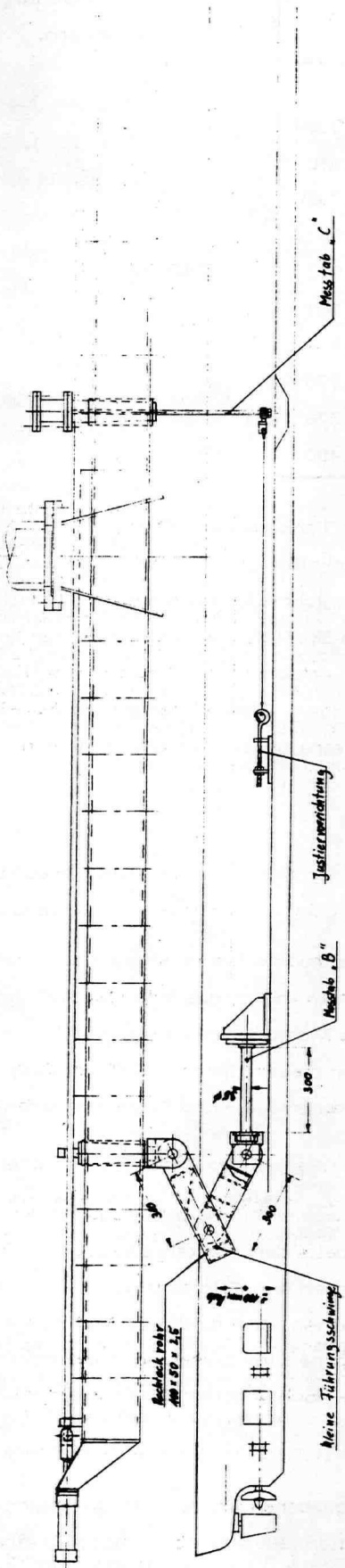
Die Bestimmung der hydrodynamischen Masse ist zwar im Modellversuch nach beiden Methoden möglich. Meist erweist es sich aber als opportun, diese Größe nach den bekannten Verfahren von Wendel [7], Grim [8], und Lewis [9] zu berechnen. Zur Überprüfung der gemessenen Werte ist dies stets anzuraten.

Während alle anderen Größen, nach den Erfahrungen der Verfasser, im Modellversuch recht genau gemessen werden können, ergeben sich für die Ruderkraft im Modellversuch wesentlich geringere Werte als bei der Großausführung. Eine Erklärung ist hierfür natürlich recht naheliegend. Die Grenzschicht wächst beim Modell entsprechend der geringeren Reynoldsschen Zahl wesentlich stärker als maßstäblich an.

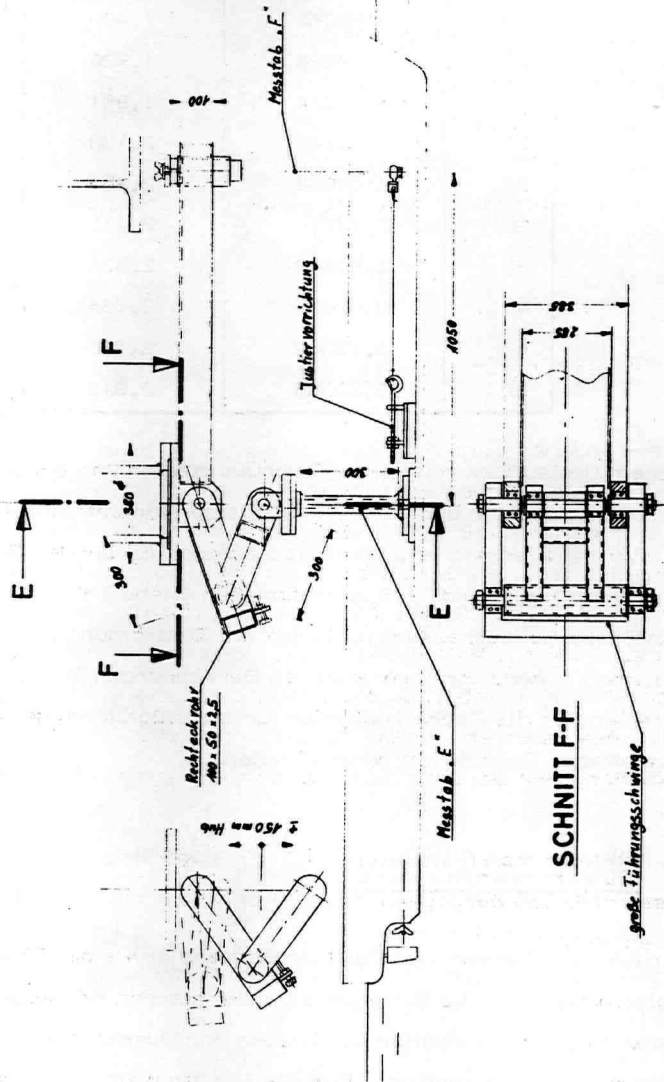
Aus Tabelle I ist zu entnehmen, daß beim Maßstab 1 : 10 das Modell im Schleppkanal schon eine gegenüber der maßstäblichen Verkleinerung doppelt so dicke Grenzschicht aufweist.

Messvorrichtung I

Aufrüstung .. b" für Manövrierversuche (grosse Modelle)



Messvorrichtung II
für Manövrierversuche (kleine Modelle)



$\frac{Tu \cdot \sqrt{v}}{v^*}$ Maß- stab	1	2	4
1	1,00000	-	-
5	1,62065	1,400	1,230
10	1,99526	1,738	1,512
15	2,25334	1,961	1,708
20	2,45645	2,138	1,861
25	2,62652	2,287	1,992
30	2,77419	2,415	2,101
35	2,90549	2,532	2,204
40	3,02425	2,638	2,295
45	3,13302	2,726	2,378
50	3,23363	2,815	2,450

TABELLE I

In einem Umlauf tank mit hohem Turbulenzfaktor und erwärmtem Tankwasser läßt sich für das Produkt aus Turbulenzfaktor und dem Verhältnis der kinematischen Zähigkeiten des See- und Tankwassers $Tu \cdot \sqrt{v}/v^* = 4$ erreichen. Dann ist die Vergrößerung der Grenzschichtdicke bei gleichem Modellmaßstab auf den Faktor rd. 1,5 zu reduzieren (siehe Tabelle I letzte Spalte). Ein vor dem Ruder angeordneter Propeller verbessert natürlich die Zuströmung zum Ruder entscheidend. Trotzdem sollte die Ruderkraft anhand von theoretischen Berechnungen überprüft werden. Dies ist besonders deshalb zu empfehlen, da die Rechenmethoden für tragflügel förmige Ruder eine in der Hydrodynamik sonst selten anzutreffende Genauigkeit gewährleisten.

7. Zusammenfassung

Mit Hilfe des Schwerpunkt- und Drallsatzes sowie der Tragflügeltheorie lassen sich lineare Differentialgleichungen für die Bewegungen eines starren Körpers in einem inkompressiblen Medium angeben. Gegenüber älteren Arbeiten wird neben der Querkraft- auch eine Momentenbelegung, die Zähigkeits- einflüsse erfaßt, eingeführt. Für die Bestimmung der Parameter dieser linearen Differentialgleichungen werden aus den Erfahrungen der schiffbaulichen Versuchspraxis Meß- und Auswerteverfahren entwickelt.

Bei tiefgetauchten Modellen ist die Methode der harmonischen Zwangsführung mit Messung der Reaktionskräfte zu empfehlen. Demgegenüber ist für Oberflächenmodelle der Freifahrtversuch in Form einer Schlangelbewegung mit definierten Ruderlagen und -bewegungen bei gleichzeitigem Aufmessen des Bewegungsablaufes des Modells günstiger. Voraussetzung für die Anwendung dieser Methode war die geschlossene Integration der Differentialgleichung der Bewegungen. Die Massen und Massenverteilung des Modells brauchen weder bei der Planar-Motion- noch bei der Schlangelfahrtmethode modellähnlich zu sein.

Nichtlineare Effekte und Verkoppelungen zwischen den Bewegungsebenen werden voraussetzungsgemäß mathematisch nicht erfaßt. Ihr Einfluß auf das Bewegungsverhalten läßt sich aber mit Hilfe eines Korrelationsverfahrens aus den Ergebnissen der Modellversuche bestimmen. Dann erhält man statt konstanter Parameter Funktionen, deren Variable sich aus dem Korrelationsverfahren ergeben. Damit ist eine quasi nichtlineare Erweiterung der Bewegungsgleichungen möglich.

8. Literatur

- 1 Horn, F.: Beitrag zur Theorie des Drehmanövers und der Kursstabilität. Jahrb. STG 45 (1951) S. 78/105. 12 Lit.
- 2 Horn, F. u. E.A. Walinski: Untersuchungen über Drehmanöver und Kursstabilität von Schiffen. Schiffstechn. 5 (1958) H. 29, S. 173/190 u. 6 (1959) H. 30, S. 9/34 9 Lit.
- 3 Schmiechen, M.: Eine allgemeine Gleichung für Bewegungen starrer Körper in Flüssigkeiten und ihre Anwendung auf ebene Bewegungen von Doppelkörpern. Eigenverlag der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin 12, Mitteilungen der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, H. 48 (1964)
- 4 Richter, J.: Über die Kursregelung von Schiffen. Jahrb. STG (1960) S. 175 ff.
- 5 G. Weinblum, S. Schuster, Chr. Boës, R. Bhattacharyya: Untersuchungen über den Widerstand einer systematisch entwickelten Modellfamilie. Jahrb. STG 56 (1962)
- 6 Herzer, R.: Verbesserung der Boësschen Tiefschleppwaage. Archiv für technisches Messen, Blatt V 135 - 3 (März 1968)
- 7 Wendel, K.: Hydrodynamische Massen und hydrodynamische Massenträgheitsmomente. Jahrb. STG 44 (1950)
- 8 Grim, O.: Berechnung der durch Schwingungen eines Schiffskörpers erzeugten hydrodynamischen Kräfte. Jahrb. STG 47 (1953)
- 9 Lewis, J.: The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship. SNAME 1929

DR.-ING. CHRISTIAN BOËS



INGENIEURBÜRO

1 BERLIN 10
MARCHSTRASSE 4-6
TEL. (0311) 312 12 86

BIG CIRCULATING WATER CHANNEL
FOR HYDRODYNAMIC-,HYDROACOUSTICS-,
CAVITATION - AND MANOEUVRING - TESTS

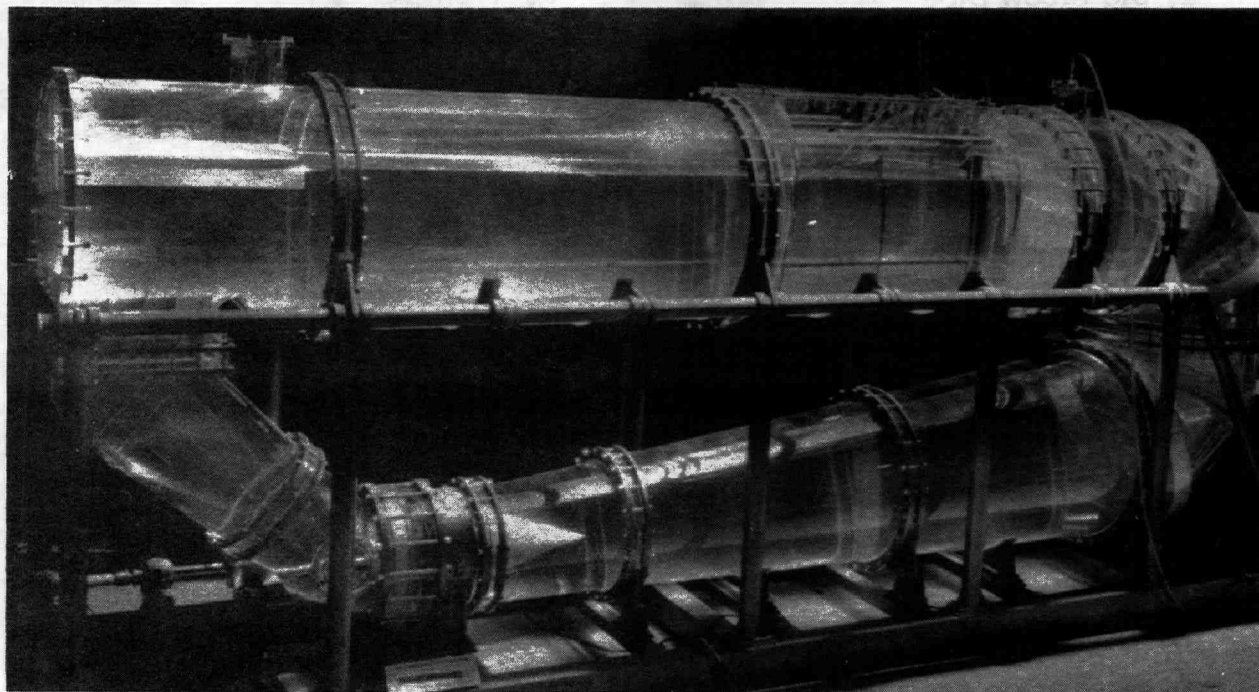
by Chr. Boës

Berlin,d.15.8.1972

1. Introduction

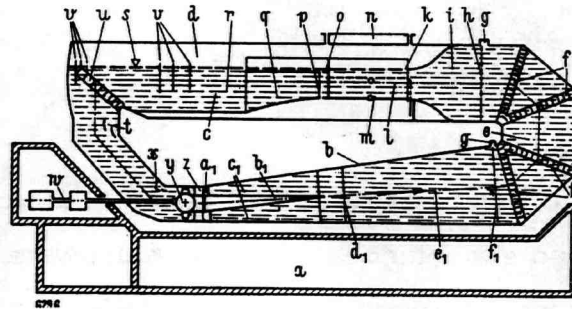
It is always very difficult and precarious to build up a big circulating water channel. The good experiences with the small water channel of the Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau (VWS Berlin) were a good base for projecting the construction.

First a model of the channel was built in plexiglas at a scale of 1 : 10 (fig. 1).



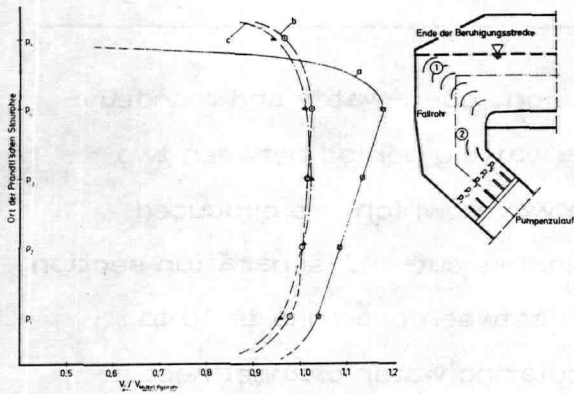
The hydrodynamic tests showed a good result. Screens and a diffuser behind the measuring section (fig. 2 + 3) had to be installed. So it was possible to get the difference of the velocity at all points of the working section's cross section under 1 % of the medium speed (fig. 4).

fig. 2 : Diagram of hydrodynamic installations in the circulating water channel



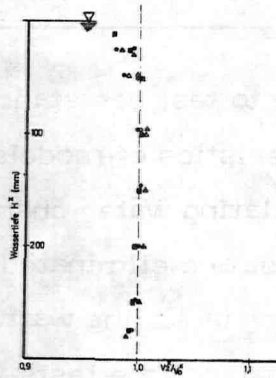
- | | |
|---------------------------------------|----------------------------|
| a. reserve bunker for water | s. free water surface |
| b. diffuser | t. guide vanes |
| c. water | u. guide vanes |
| d. air | v. screen at the surface |
| e. big elbow pipe | w. engines |
| f. guide vanes | x. guide vanes |
| g. air outlet to vacuum pumps | y. rotor of pump |
| h. screen before nozzle | z. stator of pump |
| i. nozzle | a1 guide vanes behind pump |
| k. adjustable lip | b1 trailing conus |
| l. working section | c1 8 guide vanes |
| m. movable bottom | d1 screen in diffuser |
| n. working section covering | e1 diffuser |
| o. flap at the end of working section | f1 screen in diffuser |
| p. screen | |
| q. outlet diffuser | |
| r. separation section | |

fig. 3



Vertical distribution of velocity at the end of the separation section

fig. 4



Vertical distribution of velocity in the working section 5000 mm behind the nozzle

After this good results of the tests the projecting works were finished and the construction of the steelwork began in June 1970.

The costs of this new facility amount to approximately 11 Million DM. They are by far less than those of an evacuable towing tank. There is no doubt that the running charges will strongly depend on the required output.

2. Advantages of a circulating water channel as against a towing tank

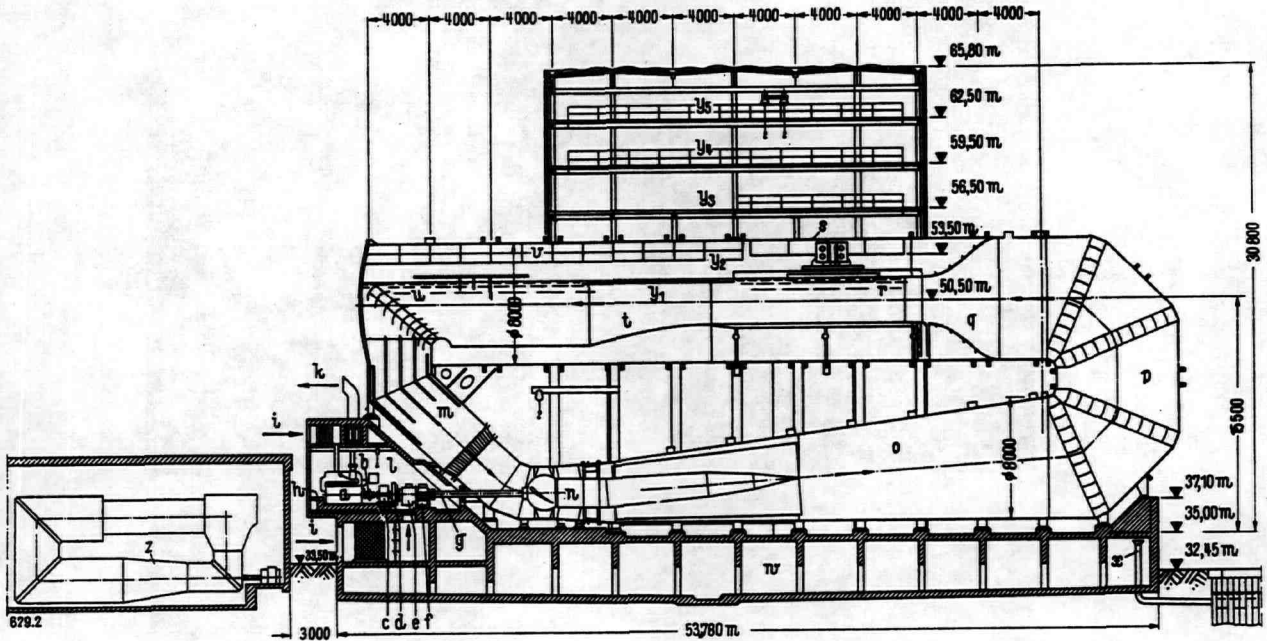
It is possible to test resistance, propulsion, open-water and manoeuvring characteristics of models without a waiting period between two runs in circulating water channels. The waves which are produced during the test are eliminated in the running-out-and-separation section, while in towing tanks the waiting period between two runs is 10 to 20 minutes, so that the tests in the circulating water channel need a time of less than 5 to 10 % as in towing tanks.

The test time is not limited. Therefore the tests in the circulating water channel are not to be interrupted as in usual towing tanks. Statistic measurements, which are necessary for manoeuvring tests by planar-motion for underwater models are only practicable in circulating water channels. The very easy possibility to make measurements at the fixed model and to transport the data from the model to a computer by cable is one of further advantages of the circulating water channel.

3. Description of the construction

The tank consists of horizontal pipes, which have in the upper part a diameter of 8 m and in the lower part one of 3,6 to 8 m (fig. 5). The big elbow pipe has also a diameter of 8 m and consists of four guide vanes each with a bend of 45° (fig. 6). Through the nozzle (fig. 7) water streams to the working section with a cross-section of 5×3 m (fig 8). The movable bottom of this section is to be moved up and down over 2 m, changed its horizontal position of about 3 degrees and is to be snapped in the half-way of the length so that all waves at the surface can be smoothed. Moreover a adjustable lip at the nozzle and a flap at the beginning of the outlet diffuser are also equipments to get a wave-free surface. The boundary layer at the surface will be accelerated by a separate injection-nozzle, which is integrated in the adjustable lip of the big nozzle.

fig. 5 : Cross section of the big circulating water channel for the VWS Berlin



- | | |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> a. two Diesel engines(2 x 3000 HP) b. two elastic clutch couplings c. double staged gear d. elastic coupling e. hydraulic box for pump with variable pitch propeller f. axial-radial-bearing g. shaft of pump h. elastic foundation i. air intrance for room cooling and for Diesel engines k. burnt gas exit l. machine room m. water intrance to pump n. pump with variable pitch propeller (4 blades) o. diffuser p. elbow pipe q. nozzle | <ul style="list-style-type: none"> r. working section with free water surface and model s. working section covering t. outlet diffuser u. separation section v. observation platform w. foundation of circulating water channel and reserve bunker for water x. overflow y1 deck 1 : hydraulic for movable bottom of working section y2 deck 2 : electric laboratory y3 deck 3 : mechanical laboratory y4 deck 4 : evaluate room y5 deck 5 : store z. old small circulating water channel of the VWS Berlin. |
|---|---|

fig. 6 : New big circulating water channel in construction

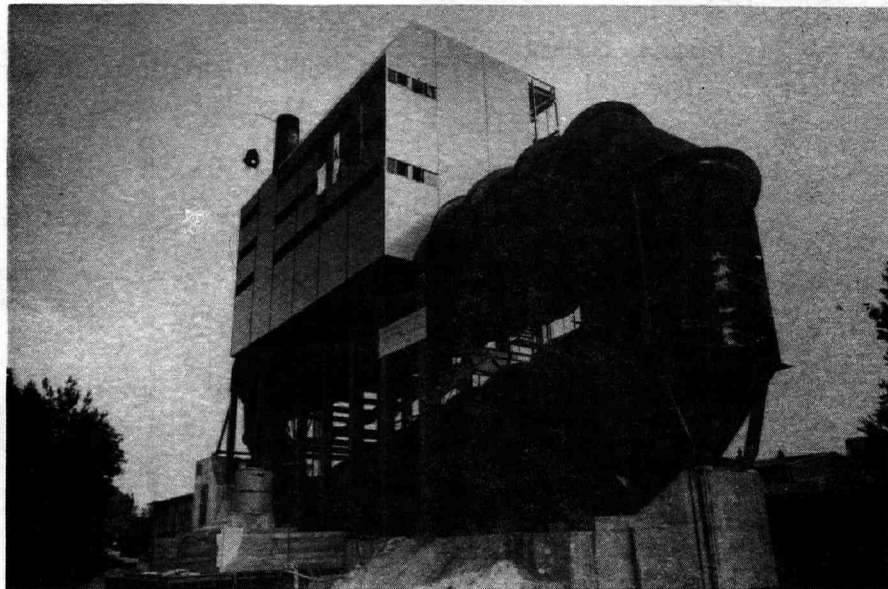
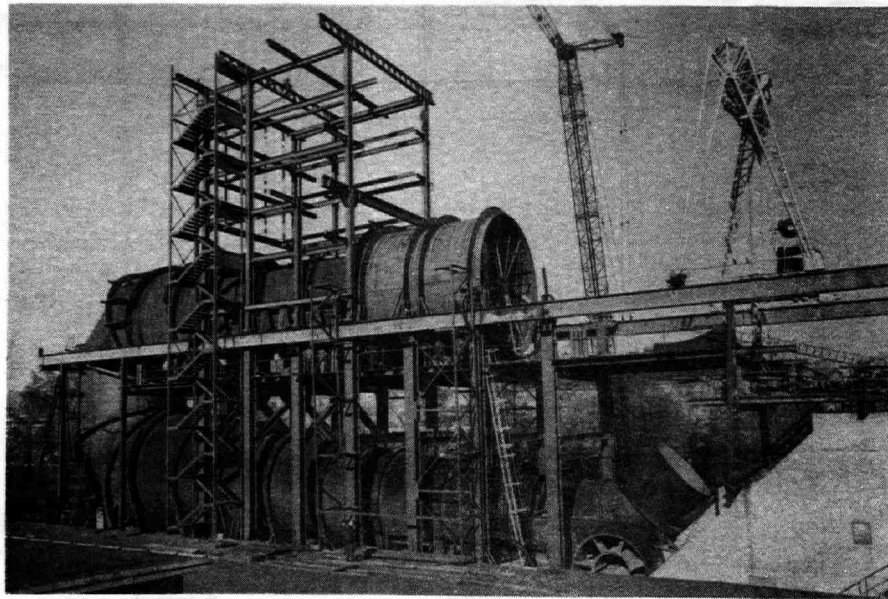
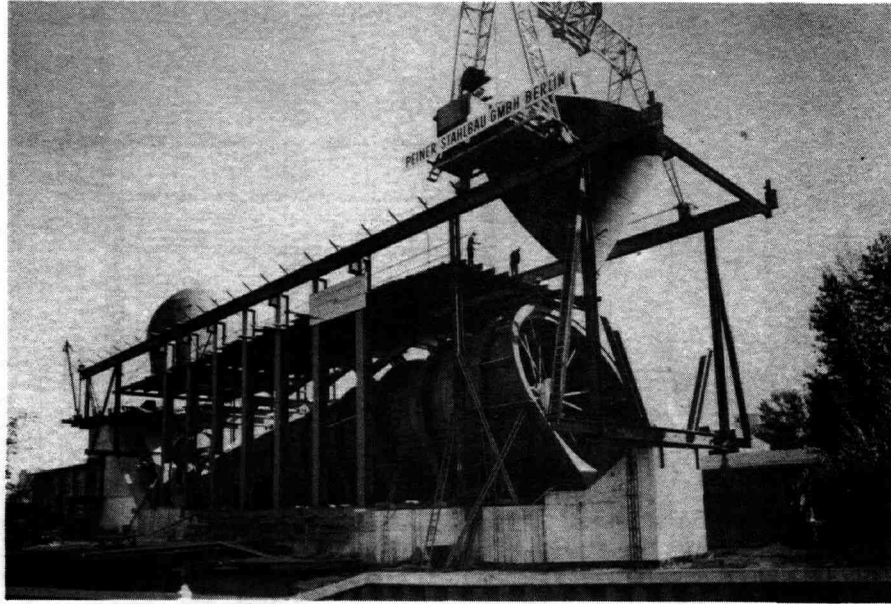


fig. 7 : Lines drawing of the nozzle

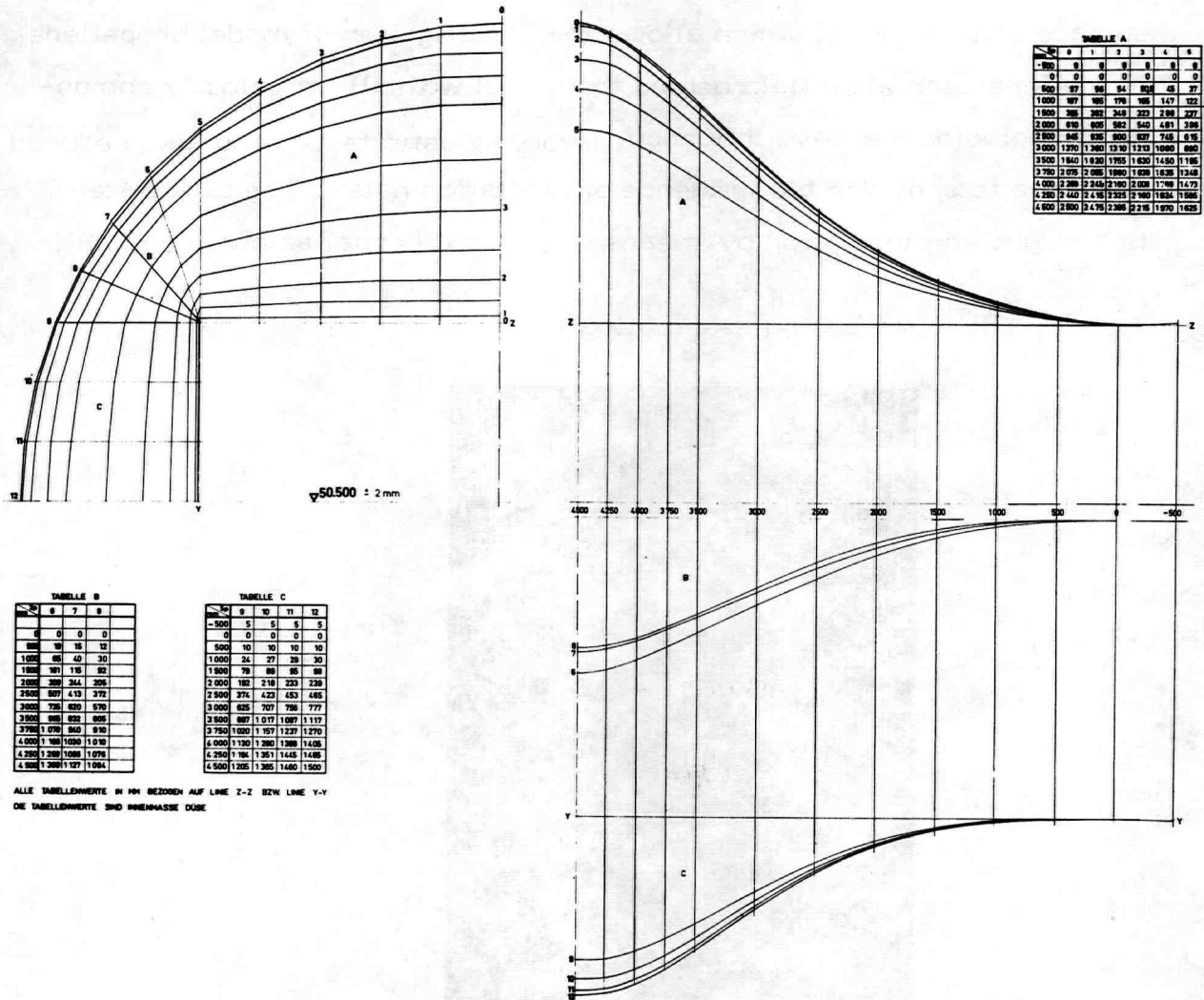
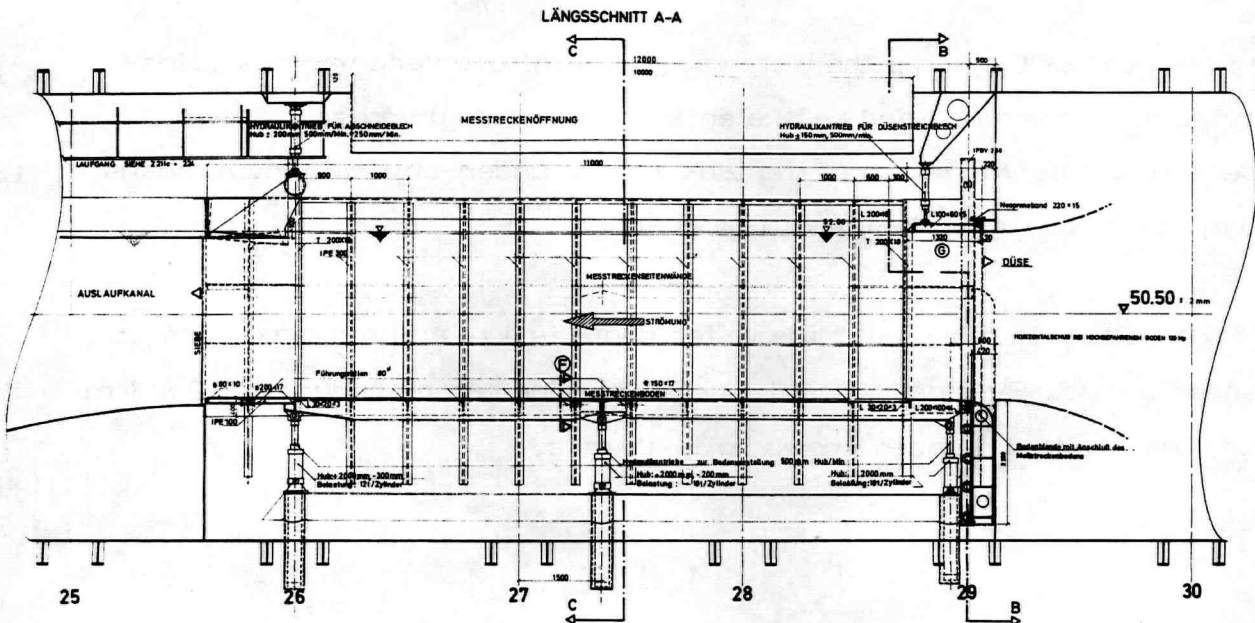
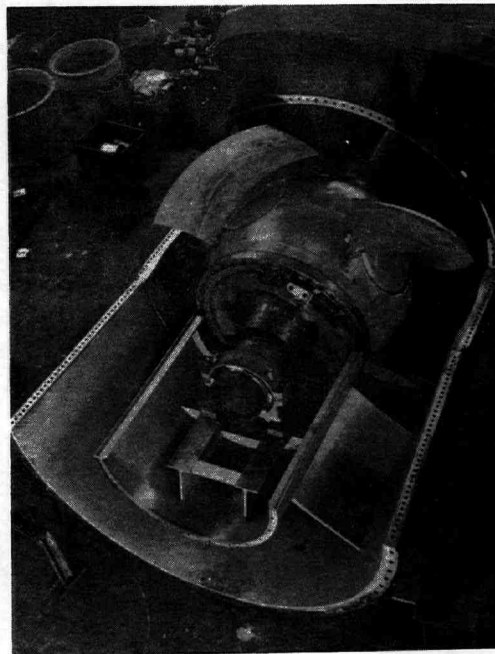


fig. 8 : working section



The circular tube as a whole can be completely isolated from the atmosphere in order to achieve the performance of cavitation tests at a reduced pressure. Here the considerable advantage of the free water surface is to be seen, which allows the investigation of model propellers in the irregular wake field behind the model with all its velocity components including the wave influence. Hydroacoustic tests need also reduced pressure to consider the influence of cavitation noise. The tank water is brought to circulation by means of an axial propeller pump (fig. 9).

fig. 9 : The pump during assembling



In the rear of the pump the water passes a diffuser and various guide-systems in the pipe bend before entering the measuring section. In general the performance of the tank will be under-critical which means that velocities up to 4 m/s will be reached.

If the bottom is moved up, the water depth is 1 m and the maximum speed 9 m/s. By side plates the cross section can be reduced to 2 x 1 m and the maximum speed grows up to 12 m/s.

The pump will be driven by means of two Diesel engines of approximately 6000 HP connected with a gear. In the rear of the measuring tract the water will be decelerated and via screens it will again run towards the pump. In this area the speed must be small enough to extract the air bubbles. To make this more efficient a cutting edge has been fitted which cuts off the surface layer with higher air content and directs it through special wire screens.

The tank, being approximately 56 m long and 35 m high is situated beside the shallow water tank of the VWS Berlin. The new test-station includes a 5-floor building with the necessary rooms for test-preparation, -performance and scientific evaluation.

A heating system in the tank provides a steady temperature of the tank water throughout all the year, and can also be used for heating, thus increasing the model Reynolds numbers or lowering the cavitation numbers. In any case, the Reynolds numbers are at the same speed higher than those in towing tanks due to the turbulence of the current water.

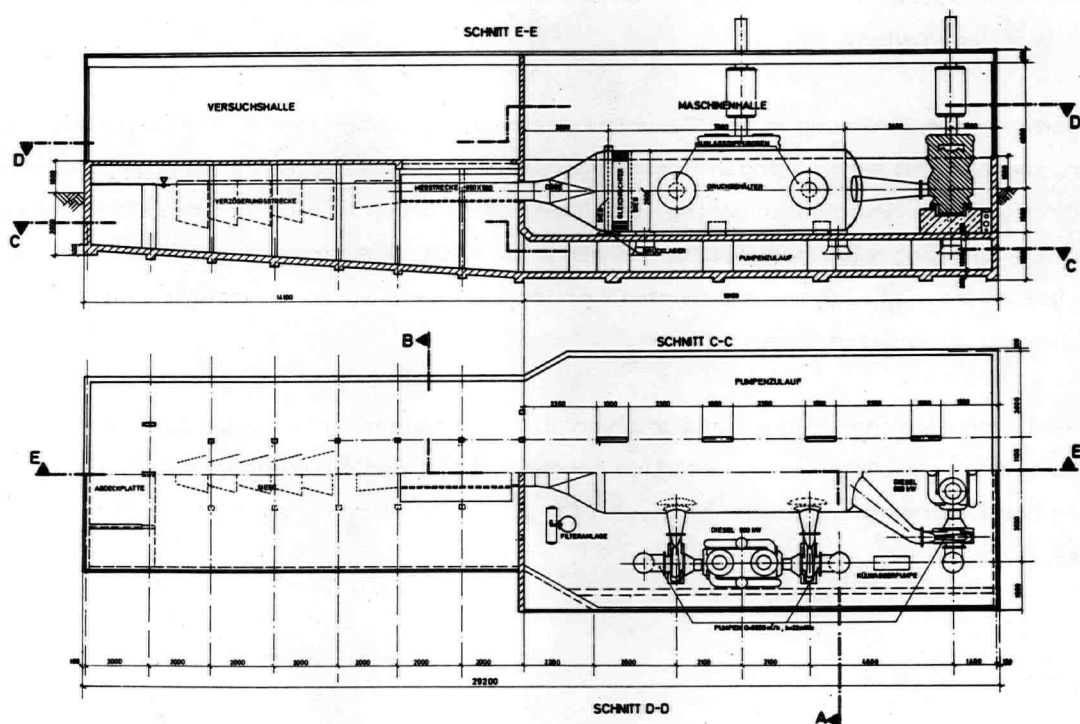
4. References

- 1 S. Schuster, Chr. Boës : "Ein neuer Umlauftank für die VWS Berlin ", Hansa-STG-Heft 1968
- 2 Chr. Boës : " Größter Umlauftank der Welt ", VDI-Z 112 1970 (Nr. 21)
- 3 Chr. Boës, P. Bade : "Großer Umlauftank für Hydrodynamik,- Akustik- und Kavitationsversuche", Schiff und Hafen, Heft 3/ 1970, Jg. 22
- 4 P. Bade : "Der große Umlauftank der VWS Berlin und seine strömungstechnischen Probleme", Schiff und Hafen, Heft 1/ 1972, 24. Jg.
- 5 Chr. Boës, G. Niemeyer, "Der große Umlauftank der VWS-Berlin, Rostschutz- und Isolationsfragen", Schiff und Hafen, (erscheint Ende 1972)



KLEINER HOCHGESCHWINDIGKEITS-UMLAUFTANK

Hochgeschwindigkeitsversuche für Luftkissenfahrzeuge, Strahlantriebe und Tragflügelboote sind in nur sehr langen Schleppkanälen (z.B. David-Taylor-Model-Basin), die mit Schnellschleppwegen ausgerüstet sind, zu realisieren. Diese Versuchseinrichtungen erfordern einen großen finanziellen Aufwand. Die bisher übliche Konzeption für Umlauftanks läßt sich hier nicht übernehmen. Deshalb wurde ein spezieller Umlauftank für Hochgeschwindigkeitsversuche entwickelt, der mit dem relativ geringen Kostenaufwand von rd. 1,5 Mill. DM zu erstellen ist.



maximale Wassergeschwindigkeit	20 m/s	Düsendurchmesser	2,60 m
Breite der Meßstrecke	0,85 m	Fördermenge	10 m ³ /s
Wassertiefe in der Meßstrecke	0,59 m	Anzahl der Serienpumpen	6
Meßstreckenquerschnitt	0,5 m ²	Druckdifferenz an den Pumpen	22 m WS
Kontraktionsverhältnis der Düse	10	Antriebsleistung	3.000 kW
		Anzahl der Dieselantriebe	3

Für die Wahl der Antriebsanlage sind neben den Baukosten vor allem die Betriebskosten entscheidend. Beim Dieselantrieb betragen zwar die Installationskosten rd. 150 DM/kW, während der Elektroantrieb mit Hochspannungsmotoren (6.000 V) mit nur rd. 120 DM/kW auskommt. Dafür sind aber beim Diesel die Betriebskosten wesentlich geringer. Bei einem Durchschnittspreis von 0,12 DM/kp Kraftstoff ergeben sich Kosten von 2 Pfg/kWh, während selbst der Tagesstromtarif bei rd. 10 Pfg/kWh liegt. Außerdem erheben die Kraftwerksgesellschaften relativ hohe Gebühren für die Bereitstellung derart hoher kurzzeitiger Leistungsentnahmen aus dem Netz. Geht man davon aus, daß der Tank während rd. 100 Std./Monat mit einer mittleren Leistung von etwa 1500 kW betrieben wird, so ergibt sich beim Diesel eine Betriebskosteneinsparung von 144.000,- DM/Jahr, wobei die hohen Bereitstellungsgebühren für den E-Anschluß noch nicht berücksichtigt sind.

Die Aufteilung der Antriebsleistung auf 3 Diesel mit je 2 Pumpenantrieben erfolgt aus wirtschaftlichen Gründen. Durch diese Anordnung können preiswerte Serienpumpen und -motore verwendet werden. Um kurze Rohrleitungen zu erhalten, wird ein Zulaufkanal mit sehr großem Querschnitt unter die Pumpen geführt. Aus dem gleichen Grund stehen die Diesel mit den angeflanschten Pumpen direkt neben dem Düsendruckbehälter.

Die notwendige hohe Antriebsleistung für Hochgeschwindigkeits-Umlauftanks macht es unumgänglich, den Meßquerschnitt so klein wie möglich zu halten. Selbst bei dem hier gewählten geringen Querschnitt von $0,5 \text{ m}^2$ erfordert die Meßstreckengeschwindigkeit von 20 m/s eine Antriebsleistung von 3.000 kW . Der Meßquerschnitt kann aber effektiv vergrößert werden, wenn die Seitenwände und der Boden der Meßstrecke völlig entfallen oder, wie hier vorgeschlagen, durch slotted walls ersetzt werden und dadurch der Druckausgleich mit dem umgebenden Wasser erfolgen kann. Die beim geschlossenen Kanal unvermeidliche Querschnittverengung durch das Modell führt zu einer starken Übergeschwindigkeit, die dann vermieden wird.

Die Umlenkung der Strömung in der Beruhigungsstrecke soll über sich frei einstellende Potentialwirbel erfolgen, da dann mit sehr geringen Strömungsverlusten gerechnet werden kann, insbesondere, da dort die Strömungsgeschwindigkeiten gering sind. Der Lufteinbruch in den Kern des Potentialwirbels wird durch eine Abdeckung mit einer Betondecke verhindert. Diese Anordnung hat ferner den Vorteil, daß das mit besonders viel Luft angereicherte Oberflächenwasser stärker verzögert wird und damit seine Luftausscheidung verbessert werden kann.

Das gewählte große Kontraktionsverhältnis von 10 gewährleistet ein homogenes Geschwindigkeitsfeld im Querschnitt der Meßstrecke. Zusätzlich sorgen 2 Siebe und ein Gleichrichter für eine Vergleichmäßigung der Strömungsgeschwindigkeit, Drallfreiheit und einen konstanten Turbulenzgrad schon vor der Düse.



DR.-ING. CHRISTIAN BOËS

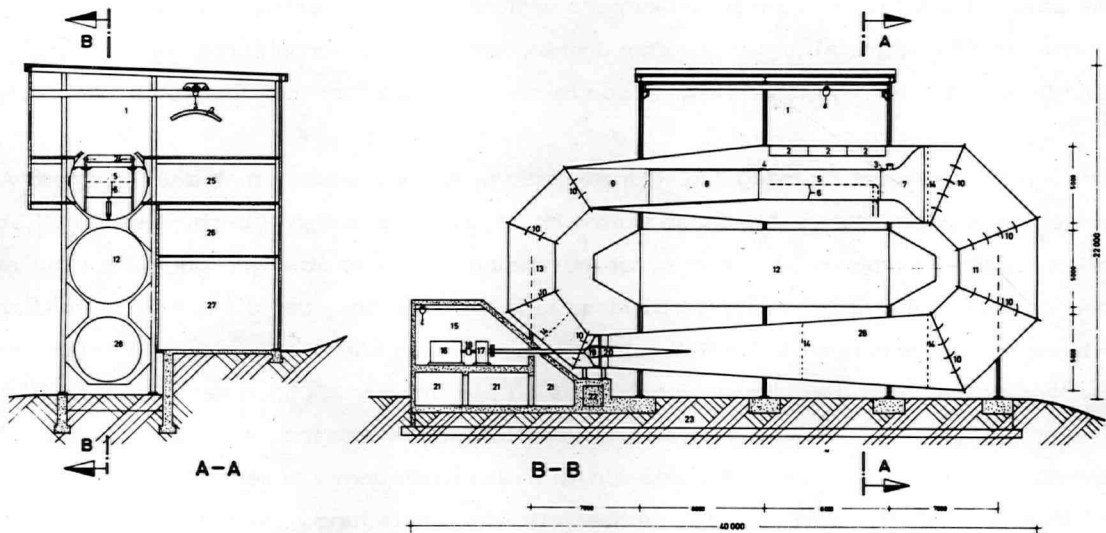
INGENIEURBÜRO

1 BERLIN 10 MARCHSTRASSE 4-6 TEL. (0311) 312 12 86

UMLAUFTANK FÜR HYDRODYNAMIK-, HYDROAKUSTIK- UND KAVITATIONSUNTERSUCHUNGEN

Bei Routineuntersuchungen, wie Widerstands-, Propulsions-, Freifahrt- und Manövriertests, ist der Umlauftank dem Schleppkanal schon dadurch wirtschaftlich überlegen, da es hier zwischen den einzelnen Versuchen kaum Wartezeiten gibt. Die beim Versuch entstandenen Wellen werden in dem der Meßstrecke nachgeschalteten "Beruhigungsbecken" sofort vernichtet, während man beim Schleppkanal jedesmal warten muß, bis die Wellen abgeklungen sind, wobei das Verhältnis von Meß- zu Wartezeit etwa 1 : 20 beträgt. Der Wegfall von Wartezeiten beim Umlaufkanal kommt ebenso wie die praktische unbegrenzte Meßzeit und die leichtere Ausführbarkeit aller Messungen am stationären Modell der Wirtschaftlichkeit jeglicher Art von Untersuchungen zugute. Besonders für statistische Messungen der Manövriereigenschaften und die Verminderung der Fehlergrenzen durch statistische Analysen bei der Meßwertverarbeitung ist das Meßprinzip des Umlauftanks vorzüglich geeignet.

Dieser universell auslastbare Umlauftank, der als Ersatz für eine wesentlich teure Schlepprinne entwickelt wurde, benötigt die nur relativ geringen Baukosten von rd. 4,5 Mio. DM.



maximale Wassergeschwindigkeit	3 m/s	Kontraktionsverhältnis	3,3
Breite der Meßstrecke	3 m	Düsenquerschnitt	20 m ²
Tiefe der Meßstrecke	2 m	Fördermenge max.	18 m ³ /s
Meßstreckenquerschnitt	6 m ²	Antriebsleistung	600 kW

Das Wasser im Kanal wird durch eine im unteren Teil angeordnete vierflügelige Festpropellerpumpe, die bei dieser Anlage ein Gleichspannungsmotor antreibt, umgewälzt. Die regelbare Gleichspannung erzeugen Thyristoren.

Der Kanal ruht auf einem Betonfundament, das auch die Antriebsanlage aufnimmt. Der Reservebehälter zur Aufnahme des Wassers der Meßstrecke ist ein zwischen die Ringrohrleitung gehängtes zylindrisches Rohr mit konischen Deckeln. Damit kann die Meßstrecke schnell entleert und wieder gefüllt werden, so daß sich die Umrüstarbeiten an den festeingebauten Modellen in kurzer Zeit durchführen lassen. Das Oberrohr hat einen Durchmesser von 5 m und damit einen Querschnitt von rd. 20 m^2 und eine Einlaufdüse einen Endquerschnitt von 3 m Breite und 2 m Tiefe. Dieser Düsenquerschnitt von 6 m^2 ist mit dem Querschnitt der 8 m langen Meßstrecke identisch und ergibt bei voller Antriebsleistung und entsprechenden Anstellwinkeln der Propellerflügel eine Wassergeschwindigkeit von 3 m/s, die für Routineversuche in der Regel ausreicht.

Für höhere Strömungsgeschwindigkeiten wird der Querschnitt der Meßstrecke durch Hochfahren ihres heb- und schwenkbar ausgebildeten Bodens verkleinert. Man erreicht auf diese Weise bei einem Querschnitt von 3 m x 1 m eine Strömungsgeschwindigkeit bis zu 6 m/s. In dem großen 180° -Krümmer mit 5 m Durchmesser sind Leitschaufeln vorgesehen, die ein Ablösen der Strömung verhindern. Außerdem sorgen ein Sieb vor der Düse und die Düse selbst mit ihrem Flächenverhältnis von 3,3 bei dem großen Meßquerschnitt für eine weitere Vergleichmäßigung der Strömung unter 1 %. Die in der Meßstrecke vom Wasser mitgerissene Luft in der Form kleiner Blasen wird in der Beruhigungsstrecke unter Mithilfe von Sieben, Leitvorrichtungen und einem diffusorartig ausgebildeten Auslaufkanal wieder ausgeschieden. Um die Strömungsvorgänge am Unterwasserschiff auch während der Kavitationsversuche beobachten zu können, sollen die Wände der Meßstrecke aus Plexiglas bestehen. In dem ruhenden Wasser zwischen der äußeren Stahlrohrwand und den Plexiglasscheiben läßt sich eine wasserdicht gekapselte Fernsehkamera verfahrbar installieren. Das Bild wird über Kabel zu einem in der Halle installierten Monitor übertragen. Auch photographische Stand- und Filmaufnahmen können nach dem gleichen Prinzip von ferngesteuerten Kameras aus aufgenommen werden.

Für Kavitationsuntersuchungen und Hydroakustikversuche evakuiert man den über dem Wasserspiegel der Meßstrecke verbliebenen Luftraum nach hermetischem Abschließen durch Stahldeckel im Rohroberteil, dessen Öffnungen sonst frei bleiben, mittels einer Vakuumpumpe auf einen absoluten Druck von 300 kp/m^2 . Die Kanalwände sind so bemessen, daß die bei solchem Unterdruck auftretenden Beulspannungen keine Einbeulungen hervorrufen können. Der kreisförmige Rohrquerschnitt ist schon statisch optimal. Der Gefahr, daß sich der Unterdruck über der Meßstrecke bis hinunter zur Umwälzpumpe auswirkt und an deren Propeller Kavitationserscheinungen auslöst, wird durch Einhalten einer Mindesthöhendifferenz von 10 m zwischen dem Wasserspiegel der Meßstrecke und dem Pumpenpropeller vorgebeugt. Die gesamte Ringrohrleitung wird mit Polyurethan eingeschäumt, um sie gegen Kälte und Wärme zu isolieren.

Konstruktionsprinzipien für einen großen Hochgeschwindigkeits-Hydroakustik-Umlauftank

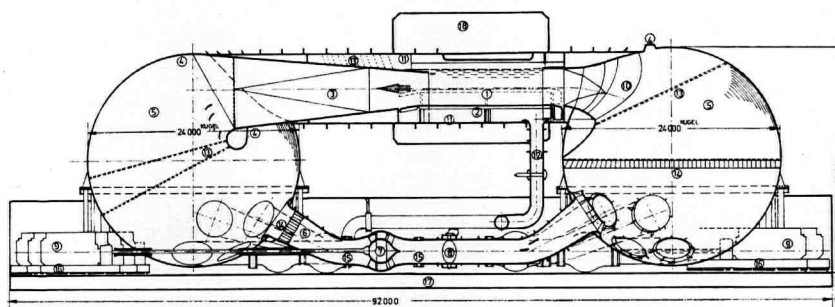
Von Dr.-Ing. Chr. Boës und Dipl.-Ing. P. Bade *)

Die Forderung nach immer höheren Geschwindigkeiten nicht nur für Oberflächenfahrzeuge, sondern auch für tiefgetauchte Wasserfahrzeuge in unbeschränktem und beschränktem Wasser wirft Probleme auf, die mit vorhandenen Versuchsanlagen wie z. B. Schlepprinnen nicht gelöst werden können. Neben der Notwendigkeit, für diese Fahrzeuge die Antriebsleistung für verschiedene Betriebszustände möglichst exakt vorherzubestimmen und durch Variationen zu optimieren, treten in starkem Maße Fragen der Manövrierfähigkeit und der Hydroakustik in den Vordergrund. Der Modellversuch als vorbereitendes und prüfendes Hilfsmittel wird nur dann sinnvoll sein, wenn seine Ergebnisse eine übertragbare Aussage über das Verhalten der Großausführung erlauben.

ster Konstruktionsmittel ausgeführt werden, eine Optimierung der Strömungsverhaltens ist innerhalb der tragenden Rohrkonstruktion mit Hilfe entsprechender Einbauten vorzunehmen.

- Die gesamte Antriebsanlage wie Pumpen, Antriebsmaschinen, Getriebe ist nur dann preislich optimal, wenn Serienaggregate verwendet werden.
- Um die Wirksamkeit von akustischen Dämpfungs- und Dämmungsgliedern voll auszunutzen, müssen sie im Bereich der Geräschquellen angeordnet werden. Die gilt besonders für die von den Pumpen eingeleiteten hohen Schallpegel. Wirtschaftliche Absorber und Dämmglieder sind nur für kleinere Rohr- und Pumpenabmessungen

Hochgeschwindigkeits-
Hydroakustik-Umlauftank



- | | |
|------------------------|------------------------------|
| 1. Meßstrecke | 11. Druckrohr |
| 2. Beweglicher Boden | 12. Oberlaufbypass |
| 3. Auslaßdiffusor | 13. Siebe |
| 4. Luftabscheider | 14. Gleichrichter |
| 5. Kugelbehälter | 15. Akust. Trennung |
| 6. Saugrohr | 16. Elast. Zwischenfundament |
| 7. 9 Serienpumpen | 17. Fundamentplatte |
| 8. Drehschieber | 18. Meßhalle |
| 9. 9 Antriebsmaschinen | 19. Plexiglaswände |
| 10. Einlaufdüse | 20. Schallabsorber |

Modellversuche an Hochgeschwindigkeitsfahrzeugen sowie Versuche zur Bestimmung hydrodynamischer Größen über das Bewegungsverhalten des Schiffes sind aber nur in Langzeitversuchen mit elektronischer Aufbereitung der Meßwerte möglich („planar motion“ Technik). Langzeitmessungen sind aber in Schlepprinnen nicht durchzuführen. Akustische Messungen an vorhandenen Schlepprinnen und Umlauftanks führten zu der zunächst überraschenden Feststellung, daß der Störpegel in Schlepprinnen höher als in Umlauftanks liegt, bei denen noch keine besonderen Einbauten zur Schallminderung installiert waren. Bei Schlepprinnen ist der Einbau akustischer Absorber wegen der großen Abmessungen sehr aufwendig, während beim Umlauftank die Absorber nur im Bereich der sehr viel kleineren Meßstrecke und dem der Pumpen notwendig sind. Außerdem setzen hydroakustische Messungen Kavitationsähnlichkeit voraus. Dies ist praktisch nur im Umlauftank in wirtschaftlich vertretbaren Grenzen zu realisieren. Vom Prinzip her ist der Umlauftank das geeignete Meßfeld, wenn seine Dimensionen genügend große Modelle und damit eine Absicherung der Übertragbarkeit der gemessenen Werte zuläßt. Außerdem müßte die Strömungsgeschwindigkeit hoch genug gewählt werden können. Diese Forderungen werfen neben konstruktiven Problemen die Frage der Finanzierungskosten auf. Für die wirtschaftliche Erstellung einer derartigen Versuchsanlage ergeben sich grundsätzliche Forderungen.

realisierbar. Damit ergänzen sich die Forderungen nach einer Aufspaltung der Antriebsanlage.

Der Hochgeschwindigkeitstank verlangt eine Meßstrecke mit variabler Tiefe. Um große Modelle untersuchen zu können, sollte der Querschnitt der Meßstrecke nicht unter 16 m² liegen (Wassertiefe 4 m, Breite der Meßstrecke 4 m). Die Mindestströmungsgeschwindigkeit wäre mit 20 m/s anzusetzen, womit sich ein Leistungsbedarf von 45 000 kW ergibt. Durch Hochfahren des Meßstreckenbodens auf 2 m Wassertiefe läßt sich die Strömungsgeschwindigkeit bei voller Leistungsaufnahme bis auf 24 m/s steigern.

Die Aufteilung der gesamten Antriebsanlage auf mehrere Serienpumpen, gewährleistet nicht nur niedrige Anlagekosten, sondern erlaubt auch den Ausbau in einzelnen Baustufen bzw. die Erweiterung auf höhere Strömungsgeschwindigkeiten mit entsprechend vergrößerter Maschinenanlage. Die Serienpumpen sind zwischen den beiden großen Druckbehältern angeordnet. Der eine Behälter dient der Luftausscheidung für das aus der Meßstrecke strömende Wasser. Der andere als Beruhigungstank vor der Düse zur Meßstrecke, um schon vor der Düse homogene Strömungsgeschwindigkeit und durch Siebe einen vorgegebenen Turbulenzfaktor zu erreichen. Die Meßstrecke verbindet den oberen Teil der beiden Druckbehälter. Die Abbildung gibt den Aufbau der gesamten Tankanlage wieder. Eine Abschätzung der Bau- und Entwicklungskosten führte zu einer Summe von 7 Mio. \$.

Dieser kurze Bericht zeigt, daß sich die zukünftigen Aufgaben des Schiffbauversuchswesens mit Hilfe von großen Hochgeschwindigkeits-Hydroakustik-Umlauftanks mit variabler Maschinenanlage bei relativ geringen Kosten optimal lösen lassen.

- Die Ausführung der druckbelasteten Rohrleitung des Umlauftanks sollte unter Verwendung einfachster und billig-

*) Mitteilung des Ing.-Büros Boës, Berlin.



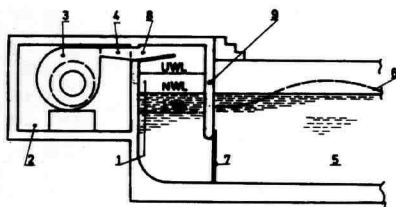
DR.-ING. CHRISTIAN BOËS

INGENIEURBÜRO

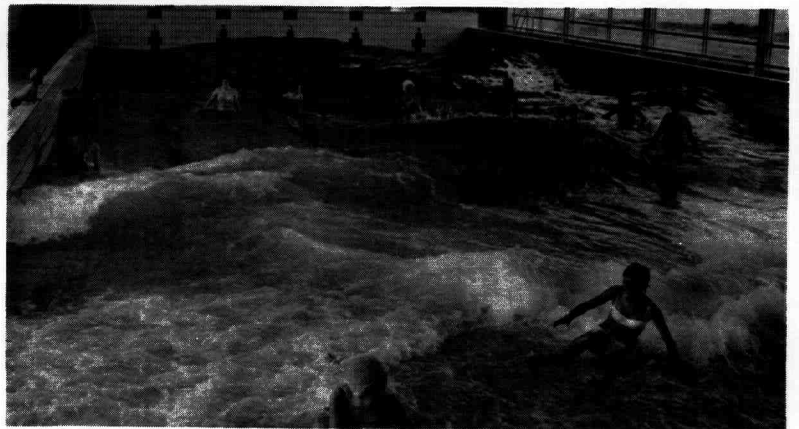
WAVE MAKING MACHINES

1 BERLIN 10 MARCHSTRASSE 4-6 TEL. (0311) 312 12 86

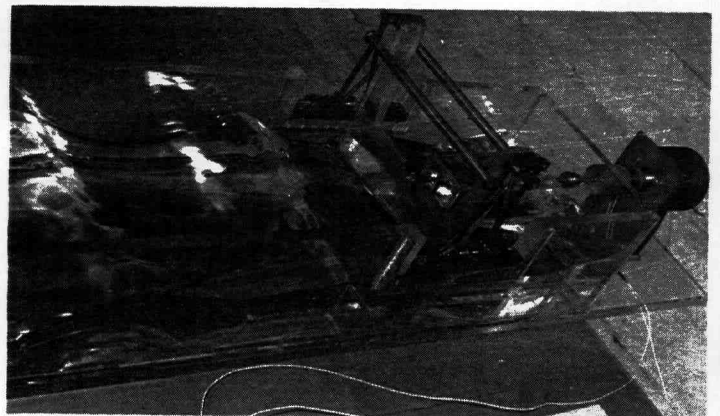
Two types of wave making machines are to be offered. First the pneumatic machine, which works optimal for seakeeping tests in irregular waves or in swell-waves. The simple equipment is described by fig. 1. All parts of the machine are out of the water, so that there is no corrosion possible. Machines of this type are installed in the towing tanks and seakeeping tanks at Washington DC and at Berlin, Beside this 34 machines of this type work or are ordered in swimming pools (fig. 2).



- 1 cushion, cushion
 - 2 machine room
 - 3 fan, ventilator
 - 4 valve
 - 5 water of the pool
 - 6 wave contour
 - 7 protection gate
 - 8 air channel
 - 9 front wall
- UWL upper water level
NWL normal water level
LWL lower water level



The other type of wave making equipment is the mechanical machine. For example fig. 3 and 4 shows the model and the machine of the swinging plate type with parallelogram guidance, which was designed and constructed by the Engeneer Office Boës for the "Institut für Wasserbau, Berlin". The hydraulic cylinder moves the plate harmonically or, as wanted, with a period, which is superposed by maximal four harmonics.



The price of this machines grows up from 20.000,-- DM corresponding to the breath of the machine. The necessary funds for a pneumatic equipment is only half of that of a mechanical machine with the same dimensions which are moved by a crank gear or only a quarter of the costs of a mechanical wave machine, which is pushed on by a hydraulic. It has to be studied which kind of wave making equipment may be suitable for the given requirements.

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

Airlift als Antrieb für Einrohr- und Doppelrohr- förderanlagen

Airlift Powers Single
and Dual-tubes
Handling Installations

L'air-lift pour la commande
d'installations de manutention
à un et deux tubes

Dr.-Ing. Chr. Boës, Dipl.-Math. R. Düring, Dr.-Ing. E. Waßerroth, Berlin



Das Airlift-Fördersystem, dessen Prinzip seit weit über 100 Jahren untersucht wird [1], hat durch seine Anwendung bei der ersten Förderung von Manganknollen aus dem Blake Plateau im Atlantischen Ozean [2] neue Aufmerksamkeit gefunden. Vor kurzem sind mehrere einführende Übersichten [3, 4] über die Grundprobleme der vertikalen hydraulisch-pneumatischen Förderung von Festkörperteilchen, speziell von Manganknollen aus dem Meer, gegeben worden. In diesen Untersuchungen wurden den Berechnungsverfahren noch wesentliche Vereinfachungen zugrunde gelegt. Für eine wirtschaftliche Nutzung des Airliftprinzips ist es jedoch notwendig,

ein möglichst genaues Berechnungsverfahren zu erstellen, das ein Abschätzen der optimalen Bedingungen in der Praxis erlaubt. Erst dann läßt sich ein technischer und wirtschaftlicher Vergleich mit anderen bekannten Verfahren, wie z. B. dem hydraulischen Doppelrohrförderer, für den bereits Berechnungsunterlagen vorliegen [5-8], durchführen.

Für ein solches Berechnungsverfahren erscheint es unerlässlich, die physikalischen und strömungsphänomenologischen Grundlagen zu diskutieren. Eine Dreiphasenströmung, wie sie hier oberhalb der Luftzuführungsstelle vorliegt, ist bekanntlich nicht ohne weiteres exakt zu berechnen [9]. Um so wichtiger ist es, klar zu unterscheiden, welche der zahlreichen Variablen

dieses Systems in Rechnung gestellt werden müssen und welche Größen in erster Näherung als konstant angenommen, gemittelt oder abgeschätzt werden können. Nach Diskussion der hydrodynamischen Grundlagen und Aufstellen eines in der Praxis anwendbaren Berechnungsverfahrens werden einige technische Anregungen zu einer wirksamen Verbesserung des ursprünglichen Airlift-Fördersystems angegeben. Hierbei wird auch die Benutzung des Airlifts als Antrieb für Doppelrohr-Förderanlagen diskutiert.

Physikalische und strömungstechnische Grundlagen

Bei der hydraulisch-pneumatischen Förderung aus dem Meer wird bekanntlich komprimierte Luft in das vertikale, zum Meeresboden reichende Rohr eingeblasen. Die dadurch bewirkte Dichteabnahme in dem mit Wasser gefüllten Rohr führt zu einer Aufwärtsbewegung der Wassersäule und kann damit als Antrieb für die Rohrförderung ausgenutzt werden. Hierbei kann es sich um verschiedene Arten von Rohrförderanlagen handeln, solange diese nur für größere Höhenunterschiede ausgelegt sind.

Bei diesem Fördersystem muß man mehrere Strömungsgebiete unterscheiden.

Bild 1 zeigt das Prinzip des Airliftbetriebes als Einrohrförderanlage. Die Erweiterung als Doppelrohrförderanlagen bereitet aber keine Schwierigkeiten, wie später gezeigt wird.

Der Abstand einer beliebigen Stelle des Rohres vom Meeresspiegel ($z = 0$) sei z , z_{III} ist die Koordinate des Meeresbodens und z_{II} die des Lufteinlasses (Bild 1). In dem Gebiet oberhalb der Luftzuführungsstelle, für das $z_{II} > z > z_0$ gilt, liegt eine Dreiphasenströmung (fest, flüssig, gasförmig) vor, während im Gebiet unterhalb des Lufteintritts $z_{III} > z > z_{II}$ eine Zweiphasenströmung (fest, flüssig) auftritt. Vielfach wurde bei Berechnungen des Airlifts die Luftinjektionsstelle am Meeresboden angeordnet (z. B. [3]).

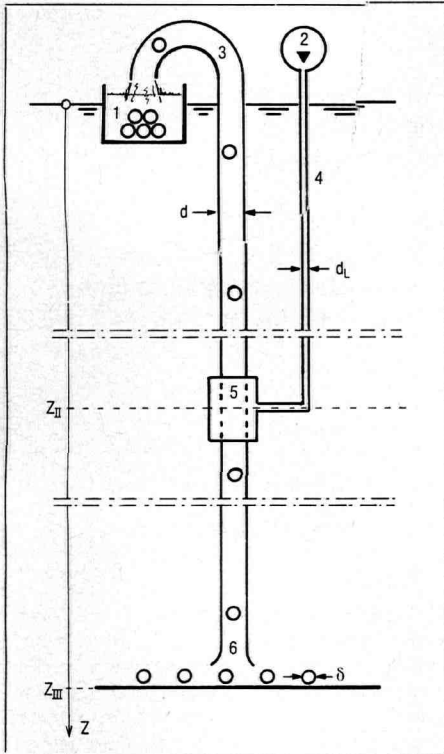
Bei größeren Meerestiefen ist es jedoch wegen des zum Einbringen der Luft notwendigen hohen Kompressionsdruckes fraglich, ob nicht bei geringeren Einblasetiefen $z_{II} < z_{III}$ günstigere Verhältnisse erreicht werden. Deshalb soll hier der allgemeinere Fall der zwei Strömungsgebiete über und unter der Luftinjektionsstelle diskutiert werden.

Entgegen der genauen Analyse einer Mehrphasenströmung durch Gleichungen für jede einzelne Phase ist die einfachste Näherung, die Mischung aus den verschiedenen Phasen als eine „Pseudoflüssigkeit“ zu behandeln, die den üblichen Strömungs- und Zustandsgleichungen einer einphasigen Flüssigkeit gehorcht („homogeneous flow“-Modell). Durch Einsetzen mittlerer Größen (Dichte, Geschwindigkeit, Reibungskoeffizient etc.) können dann alle Standardmethoden der Strömungsmechanik und Thermodynamik angewendet werden.

Bei einer genauen mathematischen Analyse einer Gemischströmung muß berücksichtigt werden, daß die Phasen nicht nur verschiedene physikalische Eigenschaften (Dichte, Zähigkeit usw.), sondern auch verschiedene Geschwindigkeiten haben. Im allgemeinen tendiert die Phase kleinerer Dichte dazu, eine höhere Geschwindigkeit als die größerer Dichte aufzuweisen (Schlupf). Darüber hinaus muß man die Wechselwirkungen der Phasen untereinander und mit der Rohrwand beschreiben. Es leuchtet ein, daß dieses „separate flow-Modell“ [10] in strenger Form im vorliegenden Fall noch nicht anwendbar ist, da nicht genügend Wechselwirkungsgrößen mehrerer Phasen bekannt sind. Bereits an verschiedenen Stellen [3, 4, 9, 10] wurde auf die Problematik des Dreiphasenflusses hingewiesen.

Das Strömungsgebiet oberhalb der Luftzuführungsstelle

Die Dreiphasenströmung oberhalb der Luftzuführungsstelle wird auf eine Zweiphasenströmung zurückgeführt, in der das Massenverhältnis der festen und der flüs-



Legende zu 1: 1 Sammelbehälter; 2 Kompressor; 3 Förderrohr; 4 Druckluftrohr; 5 Einblasung; 6 Füllstation

1: Mit Airlift betriebener Einrohrförderer — Single-tube conveyor powered with airlift — Transporteur à un tube par air-lift

sigen Phase als konstant angenommen und beiden eine einheitliche mittlere Geschwindigkeit zugeordnet wird. Diese Vereinfachung entspricht sicher nicht ganz den Tatsachen, da durch Zurückfallen von Festkörperteilchen, Einwirkung der Luft auf das Sinkverhalten und ähnliche Erscheinungen gewisse örtliche Unterschiede in der Massenkonzentration der festen Teile in der flüssigen Phase auftreten. Da diese Unterschiede aber gegenüber den Entmischungerscheinungen bei der gemeinsamen Strömung von Gas und Flüssigkeit, die in der Berechnung berücksichtigt werden, nicht gravierend sind, ist diese Vereinfachung durchaus vertretbar. Durch die Reduzierung des Dreiphasen- auf ein Zweiphasenproblem wird eine analytische Annäherung viel leichter.

Das Verhalten von Zweiphasenströmungen, speziell von Luft-Wasser, ist bereits näher untersucht worden (z. B. [1, 3, 4, 11 bis 19]). Die meisten experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurden an Strömungen in vertikalen Röhren mit Durchmessern von nur 2 bis 4 cm und geringer Länge von einigen Metern durchgeführt. Dabei ergaben sich längs des Rohres sehr vielseitige Strömungsbilder. Da die Reynoldszahlen jedoch im gleichen Größenbereich wie bei der technischen Förderung vom Meeresboden liegen, ergeben sich daraus gewisse Gesichtspunkte,

die auch bei Strömungen in weiten Röhren berücksichtigt werden müssen.

Das Strömungsbild eines Zweiphasenflusses ist dadurch charakterisiert, daß es je nach dem Konzentrationsverhältnis der beiden Phasen völlig unterschiedliche Formen aufweist. Wallis [10] weist unter anderem darauf hin, daß die Konzentration einer Phase keineswegs immer gleichmäßig oder symmetrisch sein muß. Während Gasblasen bevorzugt nahe der Mitte des vertikalen Rohres aufsteigen, bildet sich an der Wand ein Flüssigkeitsfilm, der im allgemeinen in Bodennähe dicker als am oberen Ende ist. Das Auftreten einer Serie großer Blasen (slug-Bereich) bewirkt starke periodische Konzentrationsschwankungen. Nach zahlreichen experimentellen Untersuchungen ergibt sich die Abhängigkeit des Strömungsbildes vom Luft-Wasser-Verhältnis, wie etwa Govier, Radford und Dunn [1] es beschreiben.

Bei geringen Gasmengen bildet sich zunächst ein „Blasengebiet“, das Gas steigt in einzelnen kleinen Blasen in der Flüssigkeit auf (Bild 2). Dieses Gebiet ist jedoch sehr begrenzt, da Gasblasen in einer Flüssigkeit die Tendenz haben, sich zu vereinigen und große zylindrische Blasen zu bilden (slugs), die beinahe den ganzen Rohrquerschnitt ausfüllen und nur von einem dünnen Flüssigkeitsfilm umgeben sind. Dabei strömt ein Teil der Flüssigkeit in das darunter befindliche Blasengebiet zurück. Bei zunehmendem Gasvolumenanteil geht das slug-Gebiet in ein Schaumgebiet über. Das ganze Strömungsbild ist hier durch hoch turbulente Bewegung der Flüssigkeit charakterisiert.

Es folgt dann mit weiter steigendem Gasanteil ein Gebiet, in dem die Flüssigkeit eine nach oben steigende, wellige Schicht an der Rohrwand bildet. Diese Strömungsform ist aber nur ein kurzer Übergang, der bei weiterer Erhöhung der Gasrate zu einer „Filmströmung“ führt. Hier steigt das Wasser als ringförmiger Film an der Rohrwand auf, während das Gas mit höherer Geschwindigkeit durch den inneren Kern strömt. Wenn der Gasanteil unter etwa 50% bleibt, treten die Gebiete der Schaumbildung und der Wellenbildung nicht auf, so daß praktisch nur die Gebiete Blasenregion, slug-Bereich und Ringströmungsgebiet übrig bleiben.

Die verschiedenen Strömungsformen in Abhängigkeit von dem Verhältnis Gas zu Flüssigkeit wurden meist durch Messung des Druckabfalles längs des Rohres bestimmt. Auch visuelle Beobachtungen und photographische Aufnahmen [18] führten zu dem gleichen Ergebnis (Bild 2).

Beim Airlift-Förderverfahren nimmt das Verhältnis von Luft zu Wasser durch die Expansion der Luft ständig zu. Deshalb ist bei einem hohen Luftanteil eine rationelle Förderung von Wasser und damit Feststoffteilchen nicht mehr möglich. Überträgt man aufgrund der ähnlichen Reynoldszahlen die beschriebenen Strömungsbilder in engen Röhren auf die Strömungsverhältnisse in weiten Röhren, so bedeutet

dies, daß oberhalb des slug-Gebietes die Förderleistung sehr ungünstig wird. Es bestehen jedoch technische Möglichkeiten, diese Gebiete hohen Luftanteils weitgehend durch Zwischenstationen auszuschalten [3 und 4]. Es handelt sich hierbei, wie die später beschriebenen Rechnungen ergeben, um die letzten 100 m bei der Förderung aus großen Meerestiefen. Dort kann der Druck im Rohr auch den hydrostatischen Druck der entsprechenden Tiefe übersteigen.

Das Strömungsgebiet unterhalb der Luftzuführungsstelle

Auch in diesem Gebiet müssen Feststoffe und Wasser in der Rechnung als eine „Pseudoflüssigkeit“ behandelt werden. Dazu sind für das Gemisch eine mittlere Dichte und eine mittlere Geschwindigkeit anzusetzen.

Analytisch wird eine Zweiphasenströmung mit festen und flüssigen Komponenten im Prinzip in der gleichen Weise behandelt wie eine Strömung aus flüssigen und gasförmigen Anteilen. Das Strömungsbild ist aber im allgemeinen einfacher, da die Teilchen als unverformbar angenommen werden können. In der Praxis können jedoch viele Schwierigkeiten auftreten, wie z. B. sehr unterschiedliche Teilchengrößen und -formen, Zusammenballungen und Wechselwirkungskräfte zwischen den Teilchen.

Über den hydraulischen, turbulenten Transport von Feststoffteilen unterschiedlicher Größe sind zahlreiche Untersuchungen experimenteller und theoretischer Art angestellt worden. (Einen neueren Überblick gibt z. B. [20].)

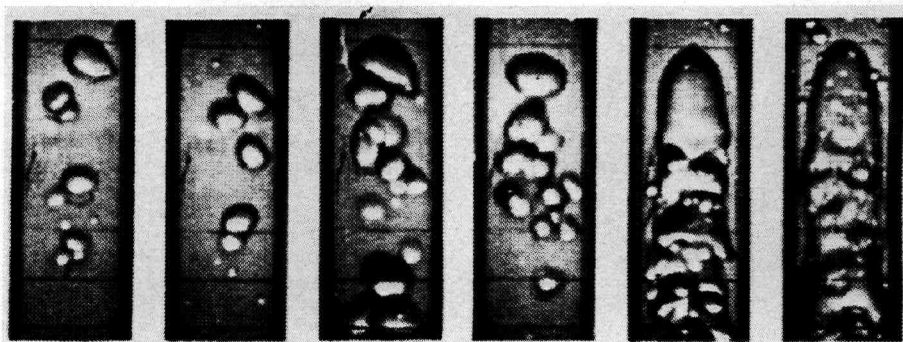
Speziell für den vertikalen Transport haben Newitt, Richardson und Gliddon [21] gezeigt, daß auf Partikel, die sich in der Nähe der Wand eines vertikalen Förderrohres befinden, Druckkräfte wirken, die sie zur Mitte des Rohres abdrängen, wobei ein Ring von fast klarem Wasser an der Rohrwand übrig bleibt. Dies läßt sich damit erklären, daß in der Nähe der Rohrwand der Geschwindigkeitsgradient sehr steil ist. Da die Festkörperteilchen mit einer geringeren mittleren Geschwindigkeit im Rohr sinken, als sie von unten angeströmt werden, ergibt sich auf der dem Rohrinneren zugewandten Seite eine höhere Anströmgeschwindigkeit (Bild 3). Dort sinkt der Druck entsprechend der Bernouillischen Gleichung ab, während er auf der der Rohrwandung zugewandten Seite des Festkörpers ansteigt, da dort geringere Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Aufgrund dieser Druckverteilung wandern die Teilchen zur Rohrmitte.

Obgleich in diesem Abschnitt eine zweiphasige Strömung aus festen und flüssigen Bestandteilen betrachtet wird, soll hier auch kurz auf die bei Luft-Wasser-Gemischen beobachtete analoge Tendenz der Luftblasen, zum Rohrinneren zu wandern, eingegangen werden. Diese Erscheinung läßt sich nicht mit der gleichen Modellvorstellung erklären. Eine Blase steigt mit höherer Geschwindigkeit als das Wasser im Rohr auf. Kommt sie in die Nähe der

2: **Ausbildung der Blasenform bei steigendem Luftanteil, nach Brown u. Govier [18]** — Shape of bubble formed with an increasing content on air according to Brown and Govier [18] — Configuration de la bulle au fur et à mesure que la proportion d'air augmente, selon Brown et Govier [18]

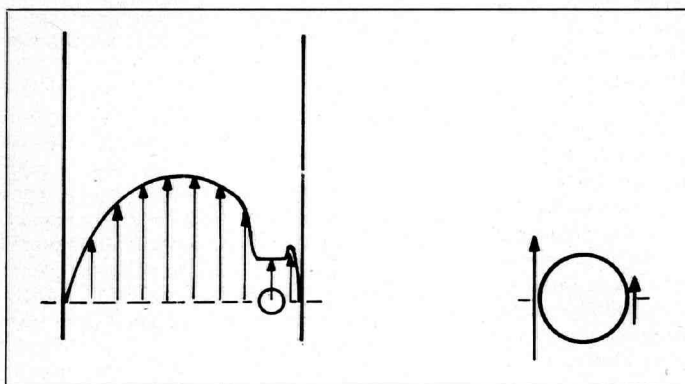
3: **Geschwindigkeitsprofil im Rohr mit einer Feststoffkugel und deren Anströmung** — Speed profile in the tube with a ball of solid matter and the pattern of oncoming flow — Profil de vitesse dans le tube avec une bille de matière solide injectée

4: **Geschwindigkeitsprofil im Rohr mit einer Luftblase und deren Anströmung** — Speed profile in the tube with air bubble and the pattern of oncoming flow — Profil de vitesse dans le tube avec une bulle d'air injectée

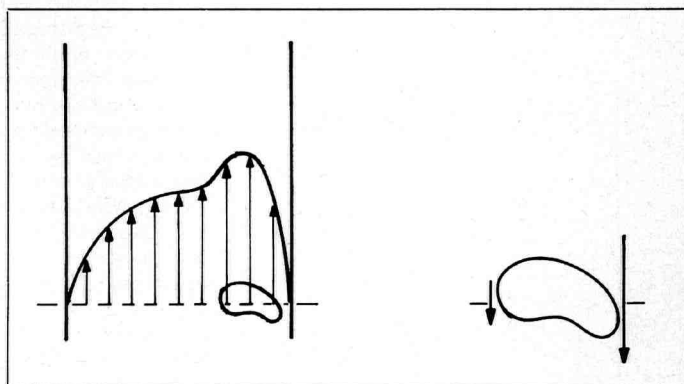


$V_S = 0,0577$ $V_S = 0,0739$ $V_S = 0,154$ $V_S = 0,217$ $V_S = 0,449$ $V_S = 0,865$

2



3



4

Rohrwandung, also in den Bereich des stark abfallenden Geschwindigkeitsgradienten, so wird sie aufgrund der unterschiedlichen Anströmung verformt (Bild 4). Sie nimmt die Form eines Tragflügelprofils an. Die Resultierende aus Auftrieb und Widerstand läßt sich in eine horizontale, die Blase zum Rohrinneen beschleunigende Komponente und einen dem statischen Auftrieb entgegenwirkenden dynamischen Untertrieb zerlegen. Die Blase wird also zum Rohrinneen gedrängt und vermindert ihre Geschwindigkeit. Ist sie aus dem Bereich des steilen Geschwindigkeitsgradienten herausgetreten, so nimmt sie ihre runde, oder bei größeren Blasen abgeplattete, aber nahezu symmetrische Form wieder an und steigt entsprechend der sich aus ihrem statischen Auftrieb ergebenden Geschwindigkeit auf.

Eine weitere sehr wichtige Frage ist die Abschätzung der Rückfallgeschwindigkeiten der Teilchen im Fördermedium. Es ist notwendig, eine Wasseraufstiegsgeschwindigkeit zu wählen, die größer als die Sinkgeschwindigkeit des zu fördernden Gutes ist. Deshalb ist auch die Frage der Sinkgeschwindigkeit mit großer Aufmerksamkeit betrachtet worden [3, 20, 22 und 23]. Die Sinkgeschwindigkeit hängt in erster Linie vom spezifischen Gewicht der Teilchen und von ihrer Form ab. Bei den meisten Berechnungen der Manganzföderung wurde eine kugelförmige Gestalt der Knollen angenommen. Entsprechend der Form der aus dem Blake Plateau geförderten Knollen ist diese Annäherung auch durchaus gerechtfertigt (Bild 5). Die Unter-

suchung der Sinkgeschwindigkeit von Kugeln in zylindrischen Rohren mit einem Durchmesser von 20 cm [22] führte zu dem interessanten Ergebnis, daß kleine Teilchen bis etwa 4 cm Durchmesser und große Partikeln ab etwa 15 cm Durchmesser geringe Sinkgeschwindigkeiten haben, also gut gefördert werden können, während für die dazwischenliegenden Größen hohe Sinkgeschwindigkeiten auftreten. Die gleiche Beobachtung wird in [3] mitgeteilt. Dort steigt die Sinkgeschwindigkeit von Manganknollen bei Knolldurchmessern von 10 bis 12 cm in dem im Rohr ruhenden Wasser plötzlich an. Bei einem Rohrdurchmesser von 40 cm ergeben sich für Knollen bis 10 cm Durchmesser Sinkgeschwindigkeiten bis etwa 2 m/s. Knollen mit Durchmessern über etwa 10 cm sinken mit einer maximalen Geschwindigkeit von 3,5 m/s. Mit weiter steigendem Knolldurchmesser nimmt die Sinkgeschwindigkeit wieder stetig ab.

Die in [3] und [22] beschriebenen Phänomene lassen sich durch eine strömungstechnisch sehr einfache Modellvorstellung erklären. Die Manganknollen haben den Untertrieb (v_k = Knollenvolumen, γ_2 = spez. Gew. des Wassers, γ_3 = spez. Gew. der Knollen)

$$U = v_k \gamma_2 (\gamma_3 / \gamma_2 - 1)$$

Für kugelförmige Teilchen gilt dann (δ = Knolldurchmesser)

$$U = \frac{\pi \delta^3 \gamma_2}{6} \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_2} - 1 \right)$$

Der Widerstand dieser Kugeln ist (c_w = Widerstandsbeiwert der Kugel)

$$W = \frac{\gamma_2 v^2 \pi \delta^2 c_w}{2 g 4}$$

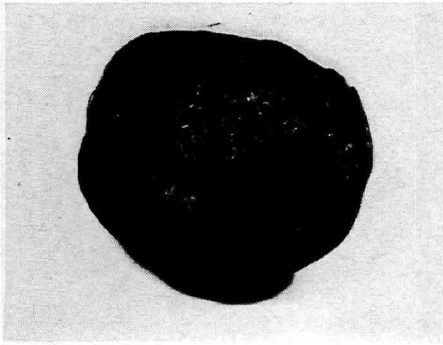
wobei c_w eine Funktion der Reynoldsschen Zahl ist. Untertrieb und Widerstand der Knolle sind stets im Gleichgewicht, so daß sich die Sinkgeschwindigkeit zu

$$v_{\infty} = \sqrt{\frac{4 g \delta (\gamma_3 / \gamma_2 - 1)}{3 c_w}}$$

ergibt. Im Rohr erhöht sich bei Festkörpern, die im Verhältnis zum Rohrdurchmesser relativ groß sind, die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Knollen, wodurch auch ihr Widerstand ansteigt. Dies läßt sich durch einen Zusatz entsprechend der Kontinuitätsgleichung berücksichtigen. Die Sinkgeschwindigkeit der Knollen im Rohr ist dann (d = Rohrdurchmesser; g = Erdbeschleunigung)

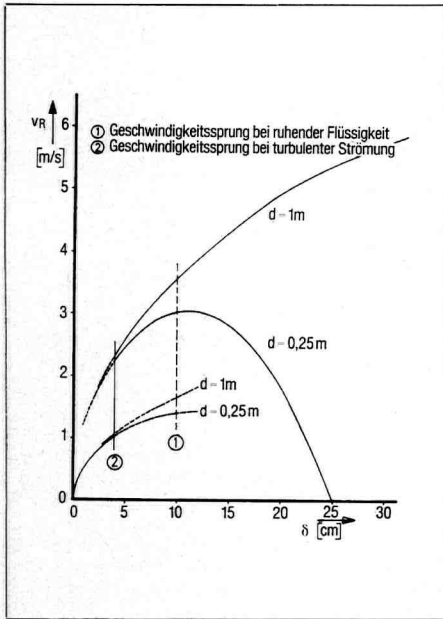
$$v_R = \left(1 - \frac{\delta^2}{d^2} \right) \sqrt{\frac{4 g \delta (\gamma_3 / \gamma_2 - 1)}{3 c_w}}$$

Bei laminarer Umströmung der Knolle ($Re < 2 \cdot 10^2$) ist der Widerstandsbeiwert recht hoch, $c_w \sim 0,47$, und fällt bei turbulenter Umströmung $Re > 2 \cdot 10^5$ auf $c_w \sim 0,1$ ab. Demzufolge ergeben sich für Knollen in einem Durchmesserbereich zwei sehr unterschiedliche Sinkgeschwindigkeiten. Für Sinkversuche, bei denen die Knollen in Rohren mit ruhendem Wasser beobachtet werden, kann die laminare Umströmung länger stabil bleiben (Kurvenzug 1 in Bild 6) als in einer schon turbulenten Rohrströmung (Kurvenzug 2 in Bild 6). Deshalb sind die Ergebnisse von Sinkversuchen nur unter Beachtung gleicher Strömungs-



5

- 5: **Manganknolle vom Blake Plateau mit 7 cm mittlerem Durchmesser** — Manganese lumps of 7 cm mean diameter from Blake Plateau — Concrétion de manganèse du Blake Plateau de 7 cm de diamètre moyen
- 6: **Sinkgeschwindigkeit v_R von Manganknollen mit Durchmesser S in ruhendem oder strömendem Wasser** — Sinking speed v_R of manganese lumps with a diameter S in stagnant or flowing water — Vitesse de sédimentation v_R de concrétions de manganèse de diamètre S dans de l'eau au repos ou turbulente
- 7: **Strömungsinstabilitäten bei hohem Feststoffanteil nach Wallis [10]** — Flow instabilities with a high content of solid matter according to Wallis [10] — Instabilités dans l'écoulement dans le cas de proportion élevée de matière solide selon Wallis [10]



6

stände auf die Verhältnisse beim Airlift-Förderer übertragbar.

Die damit ermittelten quantitativen Werte stimmen mit den Versuchsergebnissen in [3] sehr gut überein. In beiden Fällen steigt die Sinkgeschwindigkeit in ruhendem Wasser bei Knolldurchmessern in der Größenordnung von 10 cm von etwa 2 auf 3,2 m/s. Bei turbulent strömendem Wasser tritt dieser Geschwindigkeitssprung dagegen schon bei einem Knolldurchmesser von 4 cm auf, was ebenfalls mit Ergebnissen von Experimenten [22] übereinstimmt. Da jedoch am Meeresboden keineswegs Knollen einer bestimmten Größe liegen, kann der Vorteil der geringen Sinkgeschwindigkeit kleiner Knollen nicht ausgenutzt werden, zumal die Gefahr der Verstopfung des Rohres bei der Förderung von Knollen mit größeren Durchmessern wächst.

Es sollte, auf den Erfahrungen der Gefäßförderung im Bergbau aufbauend, für den Rohrdurchmesser mindestens der doppelte maximale Durchmesser der Knollen gewählt werden. Bei der Gefäßförderung im Doppelrohr-Förderer kann man dagegen den Bereich sehr kleiner Strömungsgeschwindigkeiten ausnutzen. Ist die Häufigkeitsverteilung der Durchmesser der Feststoffteilchen bekannt, so kann aus Bild 6 die Mindestsinkgeschwindigkeit abgelesen werden. Für große Rohrdurchmesser ist:

Sinkgeschwindigkeit	Durchmesser der Teilchen
0,5 m/s	1 cm
0,9 m/s	3 cm
2,5 m/s	5 cm

Wie Wallis [10] zeigte, können bei hohen Feststoffkonzentrationen Strömungsinstabilitäten auftreten, die sich durch Bildung zusammenhängender Gruppen von Partikeln (slugs — ähnlich den Blasen zusammenballungen im System flüssig/gasförmig) bemerkbar machen (Bild 7). Nach empirischen Untersuchungen kann dieser Zustand vermieden werden, wenn das Volumenverhältnis der festen zu der flüssigen Phase unter 5% liegt.

Der Reibungskoeffizient bei Mehrphasenströmungen

Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten einer Zweiphasenströmung sind zahlreiche Methoden vorgeschlagen worden. Wallis [10] weist jedoch mit Recht darauf

hin, daß für technische Anwendungen, bei denen die Rohrleitungen Korrosionen und Verbiegungen ausgesetzt sind, schon bei der Einphasenströmung die Druckdifferenz häufig nicht genauer als auf 25% berechnet werden kann. Man kann natürlich für die komplizierteren Zwei- oder Dreiphasenströmungen keine größere Genauigkeit erwarten. Die drei üblichen Möglichkeiten zur Abschätzung des Reibungskoeffizienten einer turbulenten Zweiphasenströmung sind:

1. Die Benutzung eines konstanten Reibungsbeiwertes für alle Bedingungen; Wallis schlägt aufgrund der Meßergebnisse von Versuchen mit verschiedenen Luftanteilen den Mittelwert $\lambda = 0,02$ vor.

2. Die Anwendung eines Reibungsfaktors, der aus einer äquivalenten Einphasenströmung berechnet wird.

3. Die Bestimmung einer Zähigkeit, die beiden Phasen gemäß einem der zahlreichen für derartige Fälle aufgestellten empirischen Gesetz äquivalent ist. Diese „mittlere“ Zähigkeit wird zur Ausrechnung einer äquivalenten Reynoldsschen Zahl benutzt. Der Reibungskoeffizient ist dann entsprechend dieser modifizierten Reynoldszahl aus Tabellen für einphasige Widerstandsbeiwerte — z. B. nach den Blasius'schen Gesetzen — abzulesen.

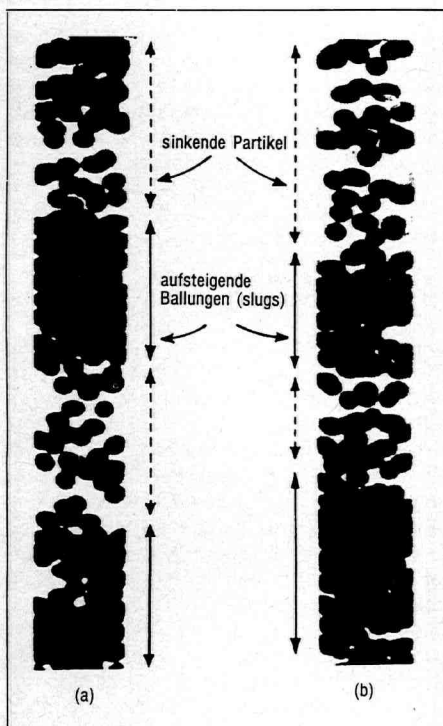
Im allgemeinen wird bei der hydraulischen Förderung von festem Material für den Reibungsbeiwert der Rohrreibungskoeffizient des reinen Wassers angesetzt. Experimentelle Untersuchungen an Wasser-Sand-Gemischen zeigen, daß bei kleinen Feststoffkonzentrationen bis zu 10% diese Annahme durchaus zutreffend ist [22]. Bei höheren Feststoffkonzentrationen tritt wegen der Wechselwirkung der Partikel mit der Wand eine Erhöhung des Reibungsbeiwertes ein.

Auch für Luft-Wasser-Gemischströmungen wird bei Gaskonzentrationen unterhalb 50% häufig der Reibungskoeffizient des Wassers eingesetzt. Das erscheint auch durch die Tendenz der Luftblasen, sich zur Rohrmitte zu bewegen und einen Flüssigkeitsring an der Rohrwand zurückzulassen, gerechtfertigt.

In den folgenden Rechnungen wird für das Gebiet oberhalb wie auch für das unterhalb der Luftenblasstelle der für turbulente Strömung in rauhen Rohren im betrachteten Reynoldsbereich $Re \sim 10^6$ gültige Reibungskoeffizient von $\lambda = 0,02$ [24] eingesetzt.

Luft unter hohem Druck

Bei hohem Druck verhält sich Luft nicht mehr wie ein ideales Gas. Das Produkt aus Druck und Volumen sinkt bei konstanter Temperatur mit zunehmendem Druck zunächst ab, um dann mit weiter steigendem Druck über 200 auf nahezu linear zuzunehmen [4 und 25]. Diese Abweichung vom Verhalten idealer Gase beruht sowohl auf den Anziehungskräften der Moleküle untereinander als auch ihrem Eigenvolumen und wird durch die van der Waals'sche Zustandsgleichung für reale Gase gut wiedergegeben. Für den Airlift braucht dies nicht in



Rechnung gesetzt zu werden, da sie erst bei Einblastiefen unterhalb 2000 m, die praktisch nicht erreicht werden, zur Wirkung kommt.

Bisher wurde nicht untersucht, ob der Einfluß der Löslichkeit von Luft in Wasser bei Berechnungen des Airlift-Systems berücksichtigt werden muß. Es kann nicht ausgeschlossen werden, daß eine nicht unbedeutende Luftmenge bei dem relativ hohen Druck durch die Lösung im Wasser streckenweise für die Förderung verlorengeht.

Die Sättigungskonzentration von Luft in Wasser beträgt bei 20°C 2,35 mg/l = $1,8 \times 10^{-3}$ m³ Luft/m³ Wasser bei 1 Mp/m² [30]. Nach dem Henry-Daltonischen Gesetz nimmt sie bei konstanter Temperatur proportional zum Druck zu. Nimmt man an, daß bei der in den Airlift feinverteilt eingeblasenen Luft stets der Sättigungszustand erreicht wird, so würde in großen Tiefen eine recht beachtliche Luftmenge für die Förderung verlorengehen. Bei 2000 m beträgt die Konzentration nämlich dann schon 3,6 m³ Luft/m³ Wasser. Da die Blasen aber nur relativ kurzfristig im Bereich des hohen Drucks verweilen, kann sich nur ein geringer Luftanteil lösen. Bisher sind nur sehr wenige experimentelle Untersuchungen durchgeführt worden, aus denen direkte Aussagen über die Lösungsgeschwindigkeit von Luftblasen entnommen werden können. Deshalb mußten aus [27] die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen, die dort für ungestörte Wasser-Luft-Trennflächen angegeben sind, auf die Verhältnisse bei Luftblasen umgerechnet werden.

Berechnungsverfahren für den Airlift

Bezeichnungen

In der Rechnung werden folgende Bezeichnungen, Dimensionen und Indizierungen benutzt:

Q: Volumenstrom	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$
v: Geschwindigkeit	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$
γ : spezifisches Gewicht	$\left[\frac{\text{Mp}}{\text{m}^3} \right]$
p: Druck	$\left[\frac{\text{Mp}}{\text{m}^2} \right]$
z: Tiefe	[m]
F: Fläche	[m ²]
ϵ : Volumenanteile	
d: Rohrdurchmesser	[m]
β : Luftanteil an der Wasseroberfläche	
a: Feststoffanteil im Wasser	

Indizes:

1	bezieht sich auf	Luftanteil
2	"	Wasseranteil
3	"	Feststoffanteil
0 und I	"	Tiefe z = 0 = Meeresspiegel
II	"	Einblastiefe
III	"	Meeresboden

Das Berechnungsverfahren beruht darauf, daß zunächst für das Dreiphasensystem Wasser-Feststoff-Luft oberhalb der Luft-

einblasstelle die Abhängigkeit des Drucks von der Tiefe, vom Rohrdurchmesser, von der Fördergeschwindigkeit und vom Feststoffanteil bestimmt wird. Sodann wird für die Zweiphasenströmung Feststoff-Wasser, unterhalb der Luftereinblasstelle ebenfalls die Druckabhängigkeit von der Tiefe, vom Rohrdurchmesser und von der Fördergeschwindigkeit berechnet. An der Einblasstelle der Luft müssen im stationären Zustand diese beiden Drücke gleich sein. Weiterhin wird der Druckverlauf im Luftzuführungsrohr ermittelt.

Die schnellere Aufstiegs geschwindigkeit der Luft in dem Luft-Wasser-Feststoffgemisch im oberen Rohrteil und das Herabsinken der Feststoffteilchen aufgrund ihres Schlupfes gegenüber dem Wasser werden zunächst nicht in Rechnung gesetzt, später bei den Zahlenbeispielen jedoch berücksichtigt.

Strömung oberhalb der Luftereinblasstelle

Es werden folgende Ausgangsgleichungen benutzt, die wohl kaum einer Erläuterung bedürfen:

$$v(z) = \frac{Q(z)}{F}; F = \frac{\pi d^2}{4} \quad (1)$$

$$Q(z) = Q_1(z) + Q_2 + Q_3 \quad (2)$$

$$\frac{p_0}{p(z)} = \frac{Q_1(z)}{Q_1(0)} = \frac{\gamma_1(0)}{\gamma_1(z)} \quad (3)$$

$$Q_1(z) = v(z) F \epsilon_1(z) \quad (4)$$

$$\gamma(z) = \epsilon_1(z) \gamma_1(z) + \epsilon_2(z) \gamma_2 + \epsilon_3(z) \gamma_3 \quad (5)$$

$$\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = 1 \quad (6)$$

$$\frac{\epsilon_3}{\epsilon_2} = a \quad (\text{Feststoffanteil}) \quad (7)$$

$$\beta = \frac{Q_{10}}{Q_2 + Q_3} \quad (\text{Luftanteil bei } z = 0) \quad (8)$$

$$b = \frac{\beta}{\beta + 1} = \frac{Q_{10}}{Q_{10} + Q_2 + Q_3} < 1 \quad (8a)$$

$$p(z) = \int_0^z \left\{ \gamma(\zeta) + \frac{\lambda \gamma(\zeta) v^2(\zeta)}{2gd} \right\} d\zeta + p_0 - \frac{1}{2g} \{ \gamma(z) v^2(z) - \gamma(0) v^2(0) \} \quad (9)$$

Im Gegensatz zu der in [4] eingeführten Vereinfachung, daß die mittlere Druckzunahme mit der Tiefe dem Anwachsen des hydrostatischen Druckes entspricht, wird hier die durch den Luftanteil reduzierte Zunahme des Druckes mit der Tiefe berücksichtigt, wodurch die Lösung der Differentialgleichung erheblich erschwert wird.

Aus den Gleichungen (1), (3), (4) und (7) folgt nach einfachen Umformungen für das spezifische Gewicht des Dreiphasengemisches $\gamma(z)$ und die Geschwindigkeit $v(z)$:

$$\gamma(z) = \frac{p(z) \left\{ \gamma_{10} Q_{10} + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a} (Q_2 + Q_3) \right\}}{p_0 Q_{10} + p(z) (Q_2 + Q_3)} \quad (10)$$

$$v(z) = \frac{p_0 Q_{10} + p(z) (Q_2 + Q_3)}{F p(z)} \quad (11)$$

Die Differentiation von Gleichung (9) und Einsetzen der Gleichungen (10) und (11) führt zu einem Ausdruck für den Druckgradienten (12).

Folgende Zusammenfassungen ergeben eine übersichtlichere Form:

$$A = Q_2 + Q_3$$

$$B = p_0 Q_{10}$$

$$C = \frac{\lambda}{2gdF^2}$$

$$D = \gamma_{10} Q_{10} + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a} (Q_2 + Q_3)$$

$$E = \frac{DB}{2gF^2}$$

$$\frac{dp}{dz} = \frac{D p^3 + CD [A p + B]^2 p}{[A p + B] [p^2 - E]} \quad (12)$$

Zur Integration dieser Differentialgleichung empfiehlt es sich, die Umkehrfunktion zu bilden und eine Partialbruchzerlegung durchzuführen.

Eine weitere Partialbruchzerlegung des zweiten Summanden, einige Umformungen und die Integration führen schließlich zu dem funktionalen Zusammenhang von der Tiefe z und dem Druck p(z):

$$z(p) = \frac{1}{D} \left\{ \frac{A p}{1 + A^2 C} - \frac{E}{B C} \ln p + \frac{1}{2} \left[\frac{B(1 - A^2 C)}{(1 + A^2 C)^2} + \frac{E}{B C} \right] \ln \left[\left(p + \frac{A B C}{1 + A^2 C} \right)^2 + \frac{B^2 C}{(1 + A^2 C)^2} - \frac{A B \sqrt{C}}{(1 + A^2 C)^2} \arctan \left[\frac{1 + A^2 C}{B \sqrt{C}} p + A \sqrt{C} \right] \right\} + \text{const} \quad (13)$$

Die Konstante wird aus der Bedingung $z(p_0) = 0$ bestimmt.

Strömung unterhalb der Luftzuführungsstelle

Die Strömungsverhältnisse unterhalb des Luftereinlasses können sehr viel einfacher berechnet werden.

Der Druck am Meeresboden beträgt:

$$p_{III} = z_{III} \gamma_2 + p_0 \quad (14)$$

und in der Höhe der Luftereinblasstelle:

$$p_{II} = p_0 + z_{III} \gamma_2 - (z_{III} - z_{II}) \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a} - \frac{(\gamma_2 + a \gamma_3) v^2}{(1+a) 2g} - \frac{(\gamma_2 + a \gamma_3) v^2 \lambda}{(1+a) 2g d} (z_{III} - z_{II}) \quad (15)$$

Strömung im Luftzuführungsrohr

Um die zur Förderung notwendige Leistung bestimmen zu können, müssen auch die Strömungsverhältnisse im Luftzuführungsrohr berücksichtigt werden. Bei der hochverdichteten Luft spielt das Gewicht der über der Luftereinblasstelle liegenden Luftsäule schon eine erhebliche Rolle. Die dadurch verursachte Druckzunahme über der Tiefe kann größer als der Druckverlust

durch Reibung im Luftzuführungsrohr sein und vermindert die von dem Kompressor zu leistende Arbeit.

Hier gilt, wenn d_L der Durchmesser des Luftrohres ist,

$$\frac{dp}{dz} = \gamma_1(z) - \frac{\lambda}{2g d_L} \gamma_1(z) v^2(z) \quad (16)$$

Nach Einsetzen von

$$\gamma_1(z) = \frac{\gamma_{10} p(z)}{p_0} \quad \text{und} \quad v(z) = \frac{p_0 Q_{10}}{p(z) F_L}$$

erhält man

$$\frac{dp}{dz} = \left[\frac{\gamma_{10}}{p_0} p^2 - \frac{\lambda p_0 Q_{10}^2 \gamma_{10}}{2g d_L F_L^2} \right] \frac{1}{p} \quad (17)$$

Falls der Zähler nicht Null ist, wird zur leichteren Integration die Umkehrfunktion von (17) gebildet, und es folgt dann in integrierter Form

$$z(p) = \frac{p_0}{2\gamma_{10}} \ln \left| \frac{\gamma_{10}}{p_0} p^2 - \frac{\lambda p_0 \gamma_{10} Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} \right| + \text{const.} \quad (18)$$

Aus der Randbedingung $z_{II} = z(p_{II})$ folgt für die Konstante

$$\text{const.} = z_{II} - \frac{p_0}{2\gamma_{10}} \ln \left| \frac{\gamma_{10}}{p_0} p_{II}^2 - \frac{\lambda p_0 \gamma_{10} Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} \right|$$

also für $z(p)$

$$z(p) = z_{II} + \frac{p_0}{2\gamma_{10}} \ln \left| \frac{\frac{\gamma_{10}}{p_0} p^2 - \frac{\lambda p_0 \gamma_{10} Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2}}{\frac{\gamma_{10}}{p_0} p_{II}^2 - \frac{\lambda p_0 \gamma_{10} Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2}} \right| \quad (19)$$

Im Gegensatz zum Berechnungsverfahren für das Förderrohr läßt sich hier im Luftrohr die Gleichung nach p auflösen.

$$p(z) = \left\{ \frac{\lambda p_0^2 Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} + \left[p_{II}^2 - \frac{\lambda p_0^2 Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} \right] e^{\frac{2\gamma_{10}}{p_0} (z - z_{II})} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

Falls der Zähler von Gleichung (17) Null ist, gilt $\frac{dp}{dz} = 0$ und $p(z) = p_{II}$. Dies ist der Fall, wenn

$$d_L = \sqrt{\frac{5 \lambda \beta^2 v_{III}^2 d^4 p_0^2}{2g p_{II}^2}} \quad (21)$$

Eine graphische Darstellung des Druckverlaufes sowohl im Förderrohr als auch im Luftrohr wird für bestimmte Förderhöhen und Einblastiefen später gegeben (Bild 11). Für den Fall, daß in Gleichung (21) $z = 0$ ist, ergibt sich

$$p_I = \left\{ \frac{\lambda p_0^2 Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} + \left[p_{II}^2 - \frac{\lambda p_0^2 Q_{10}^2}{2g d_L F_L^2} \right] e^{-\frac{2\gamma_{10}}{p_0} z_{II}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

Förderung, Leistung und Wirkungsgrad

Die Förderung des Feststoffs bei Vernach-

lässigung des Schlupfes ist $Q_3 = \frac{a}{1+a} F v_{III}$.

Die für diesen Transport nötige Leistung beträgt

$$P_1 = Q_3 z_{III} (\gamma_3 - \gamma_2) \quad (23)$$

Der an der Meeresoberfläche anzuordnende Kompressor muß an seinem Ausgang einen Druck p_I aufbringen. Der Kompressor saugt Luft mit einem Druck p_0 an. Die nötige Leistung zum isothermen Verdichten ist

$$P_2 = p_0 Q_{10} \ln \frac{p_I}{p_0} \quad (24)$$

Mit $Q_{10} = \beta F v_{III}$ nach (8) erhält man für den Wirkungsgrad des Airlifts

$$\eta^* = \frac{P_1}{P_2} = \frac{a(\gamma_3 - \gamma_2) z_{III}}{(1+a) p_0 \beta \ln \frac{p_I}{p_0}} \quad (25)$$

Die Fördermenge einer mit dem Airlift betriebenen Förderanlage ist, bei einer Sinkgeschwindigkeit v_s des Feststoffs im Was-

ser mit dem Faktor $\eta_s = \frac{v_{III} - v_s}{v_{III}}$ und bei

Verwendung von Gefäßen mit

$$\eta_G = \frac{\text{Gewicht der Ladung}}{\text{Gewicht von Ladung und Gefäß}}$$

zu multiplizieren. Bei Berechnung der benötigten Leistung und des Wirkungsgrades einer solchen Anlage sind außerdem der Kompressorwirkungsgrad η_K und

ein $\eta_L = \frac{\beta}{\beta + K}$ bedingt durch Lösung von

Luft im Wasser zu berücksichtigen.

Idealer Airlift

Sehr instruktiv ist die Berechnung eines Airliftsystems ohne Berücksichtigung von Verlusten, also für $\lim v \rightarrow 0$. Dieser Fall ist die idealisierte obere Grenze einer solchen Anlage. Diese Grenze kann in der Praxis bei der Förderung von sehr kleinstückigem Gut (Sedimente, Schlämme) mit sehr kleinen Sink- und Transportgeschwindigkeiten oder bei Verwendung von Gefäßen bei der Doppelrohr-Förderanlage angenähert werden.

Für $v = 0$ vereinfacht sich die Differentialgleichung (9) für $p = p(z)$.

$$\frac{dp}{dz} = \gamma(z) \quad (26)$$

Es wird weiterhin mit $v \neq 0$ gerechnet, anschließend $\lim v \rightarrow 0$ gebildet. Mit Gleichung (10) aus der Berechnung für den Rohrteil oberhalb der Luftzuführungsstelle folgt durch Einsetzen von $Q_{10} = \beta(Q_2 + Q_3)$ und $Q_2 + Q_3 = F v_{III}$.

$$\frac{dp}{dz} = \frac{p(z)}{p_0 \beta + p(z)} \left[\gamma_{10} \beta + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a} \right] \quad (27)$$

Durch Bildung der Umkehrfunktion und Integration wird

$$z(p) = \frac{p_0 \beta \ln p + p}{\gamma_{10} \beta + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a}} + \text{const.} \quad (28)$$

Die Konstante ergibt sich aus der Randbedingung $z(p_0) = 0$ zu

$$\text{const.} = - \frac{p_0 \beta \ln p_0 + p_0}{\gamma_{10} \beta + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a}}$$

und damit wird

$$z(p) = \frac{p - p_0 \left[1 - \beta \ln \frac{p}{p_0} \right]}{\gamma_{10} \beta + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a}} \quad (29)$$

Für die Einblasstelle z_{II} gilt damit aus der Rechnung für den oberen Rohrteil:

$$z_{II} = \frac{p_{II} - p_0 \left[1 - \beta \ln \frac{p_{II}}{p_0} \right]}{\gamma_{10} \beta + \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a}} \quad (30)$$

Für die gleiche Einblasstelle z_{II} folgt aus Gleichung (15)

$$p_{II} = p_0 + z_{II} \gamma_2 - (z_{III} - z_{II}) \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a} \quad (31)$$

Die Gleichungen (30) und (31) beschreiben beide die Abhängigkeit zwischen Einblastiefe z_{II} , Einblasdruck p_{II} , Fördertiefe z_{III} und Luftanteil β ohne Berücksichtigung von Verlusten. Hier kann man jedoch im Gegensatz zu der Berechnung der reibungsbehafteten Strömung nach β auflösen und kommt damit zu einer viel einfacheren Berechnung.

$$\beta = \frac{z_{III} \frac{a}{1+a} (\gamma_2 + \gamma_3)}{\gamma_{10} z_{II} - p_0 \ln \frac{p_{II}}{p_0}} \quad (32)$$

Der Druckverlauf im Luftzuführungsrohr ohne Reibungsverluste ist gegeben durch (20) für $\lambda = 0$

$$z(p) = z_{II} + \frac{p_0}{\gamma_{10}} \ln \frac{p}{p_{II}}$$

Mit $z(p_I) = 0$ erhält man

$$p_I = p_{II} e^{-\frac{z_{II} \gamma_{10}}{p_0}} \quad (33)$$

Nach (25) ist

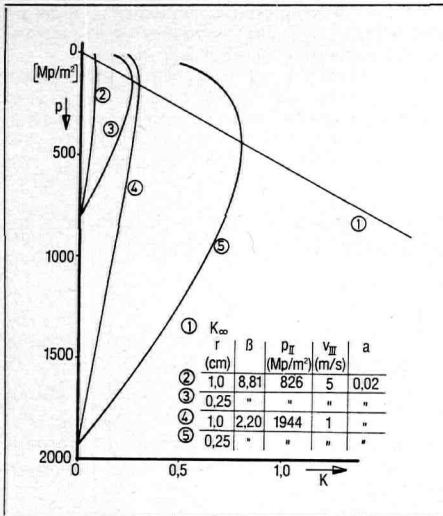
$$\eta^* = \frac{a(\gamma_3 - \gamma_2) z_{III}}{(1+a) p_0 \beta \ln \frac{p_I}{p_0}} \quad (34)$$

Mit (31) und (33) erhält man

$$\eta^* = \frac{p_{II} - p_0 - z_{II} \frac{\gamma_2 + a \gamma_3}{1+a}}{p_0 \beta \left[\frac{z_{II} \gamma_{10}}{p_0} - \ln \frac{p_{II}}{p_0} \right]} \quad (35)$$

Wird noch nach (30) z_{II} ersetzt, erhält man $\eta^* = 1$.

Hier zeigt sich, daß die früher vorgenommenen Vereinfachungen, die zu einer leichteren Integration der wesentlichen Differentialgleichung führten [4], einen erheblichen Einfluß auf das Ergebnis haben, da sich dort ein idealer Wirkungsgrad in Abhängig-



8: Anteil der gelösten Luft K beim Einblasen in verschiedenen Wassertiefen z_{II} mit variabler Geschwindigkeit v_{III} und Blasenradius r – Content on dissolved air K during blowing in at different depths of water depths z_{II} at variable speed v_{III} and bubble radius r – Proportion de l'air mis en émulsion K lors d'injection à diverses profondeurs d'eau z_{II} avec vitesse variable v_{III} et rayon d'injection r

keit von Luftmenge und Einblastiefe von maximal 80% ergab.

Die Luft kann hierbei als in einem einfachen Kreisprozeß aus zwei Isothermen geführt betrachtet werden. Von dieser Tatsache her ist $\eta^* = 1$ naheliegend. In der Praxis verläuft die Verdichtung der Luft im Kompressor nicht isotherm. Der dadurch verursachte Energieverlust tritt im Kompressorwirkungsgrad in Erscheinung und ist bei der Energieversorgung zu berücksichtigen.

Lösung von Luft in Wasser

Im Wasser sind bei 20°C unter einem Druck von 1 MPa/m² im Sättigungszustand 2,34 mg/l = 1,8075 · 10⁻³ m³ Luft/m³ Wasser gelöst [30]. Nach dem Henry-Dalton'schen Gesetz nimmt die Luftkonzentration bei konstanter Temperatur proportional mit dem Druck zu. Die Sättigung wird jedoch erst nach einer Zeit von mehreren Stunden erreicht. Im Förderrohr steigt die Luft dagegen schnell zur Oberfläche, so daß sie nur kurzfristig in den Zonen hohen Drucks verweilt. Diese Zeit reicht nicht aus, um für jede Tiefe den Sättigungszustand zu erreichen. Deshalb muß die Lösungsgeschwindigkeit berücksichtigt werden.

$K(t)$ sei das Verhältnis des im Wasser gelösten Luftvolumens zum Wasservolumen im Rohr. Zweckmäßig wird das Luftvolumen auch hier auf Normalbedingungen an der Wasseroberfläche ($p_0 = 10$ MPa/m²) bezogen.

Im Rohr nimmt bei aufsteigender Strömung für ein Flüssigkeitsteilchen der Druck mit zurückgelegtem Weg ab.

Wir betrachten ein Flüssigkeitsteilchen, das zur Zeit $t = 0$ bei z_{II} , der Einblastiefe, ist. Die folgende Rechnung soll eine Abschät-

zung der gelösten Luftmenge geben. Als Näherung wird der Druckverlauf $p(z)$ für $z < z_{II}$ als linear angesetzt

$$p(z) = p_{II} - \gamma_{II}(z_{II} - z) \quad (36)$$

und nach (10)

$$\gamma_{II} = \frac{\gamma_{10}\beta + \frac{\gamma_2 + a\gamma_3}{1+a}}{\frac{p_0}{p_{II}}\beta + 1} \quad (37)$$

Die Geschwindigkeit bei z_{II} ist nach (11)

$$v_{II} = \left(\frac{p_0}{p_{II}}\beta + 1\right)v_{III} \quad (38)$$

Dann ist linear angenähert

$$z_{II} - z = v_{II} \cdot t = \left(\frac{p_0}{p_{II}}\beta + 1\right)v_{III}t$$

$$p(z) = p_{II} - \left(\gamma_{10}\beta + \frac{\gamma_2 + a\gamma_3}{1+a}\right)v_{III}t \quad (39)$$

Somit ist die Sättigungskonzentration gegeben durch

$$K_{\infty}(t) = 1,8075 \cdot 10^{-3}$$

$$\left[p_{II} - \left(\gamma_{10}\beta + \frac{\gamma_2 + a\gamma_3}{1+a}\right)v_{III}t\right] \quad (40)$$

Die tatsächlich erreichte Konzentration ist, wie oben erläutert, geringer und wird aus der folgenden Differentialgleichung ermittelt.

$$\frac{dK}{dt} = \alpha(K_{\infty} - K) \quad (41)$$

Die Konstante α , die auch als Lösungsgeschwindigkeit aufgefaßt werden kann, läßt sich aus den Ergebnissen der in [26] mitgeteilten Versuche ermitteln. Leider ist das Gebiet der Lösungsgeschwindigkeit von Gasen in Wasser bisher kaum behandelt worden, so daß die Verfasser ihre Aussagen allein auf diese Versuche stützen müssen. Dort wurde eine Kugel mit einem Volumen von 60 Litern mit 36 Litern entlüftetem Seewasser gefüllt und dann Luft oder Sauerstoff oberhalb des Wasserspiegels in die Kugel eingeblasen, während durch laufendes Umrühren des Wassers für eine gleichmäßige Konzentration der gelösten Luft im Probewasser gesorgt wurde. Die Änderung der Konzentration mit der Zeit wurde gemessen und ergab

$$\alpha = 0,2978 \text{ [h}^{-1}\text{]} \quad (42)$$

Bezieht man diesen Wert auf die Fläche des Wasserspiegels und das Wasservolumen der Versuchsanordnung, so erhält man

$$\alpha_0 = \alpha \frac{36 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ h}}{0,18 \text{ m}^2 \cdot 3600 \text{ s}} = 1,657 \cdot 10^{-5} \text{ [m/s]} \quad (43)$$

Für das Förderrohr wird angenommen, daß die Luft in Form von Kugelblasen mit dem Radius r aufsteigt. Die Oberfläche der in einer Sekunde geförderten Luft ist

$$O = n 4 \pi r^2 \quad (44)$$

und ihr Volumen

$$V_1 = \frac{n 4 \pi r^3}{3} \quad (45)$$

Die Anzahl n der Blasen ergibt sich dann aus dem Luftvolumenstrom zu

$$n = \frac{3 Q_1 \cdot 1}{4 \pi r^3} \quad (46)$$

die Gesamtoberfläche zu

$$O = \frac{F v_{III} 3 \beta p_0}{r p} \quad (47)$$

und das Wasservolumen zu

$$V_2 = \frac{F v_{III}}{1+a} \quad (48)$$

Damit läßt sich die Konstante α_R für die Lösung der im Förderrohr aufsteigenden Luftblasen bestimmen

$$\alpha_R = \alpha_0 \frac{3 Q_1}{r Q_2} = 4,971 \cdot 10^{-5} \frac{\beta p_0 (1+a)}{r p} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (49)$$

Werden nun Gleichung (40) und (49) in (42) eingesetzt, so erhält man eine Differentialgleichung

$$\frac{dK}{dt} + \frac{T}{p_{II} - S t} = R \quad (50)$$

Mit den Vereinfachungen

$$R = \frac{1}{r} 8,98 \cdot 10^{-6} \beta p_0 (1+a)$$

$$S = \left[\gamma_{10}\beta + \frac{\gamma_2 + a\gamma_3}{1+a}\right]v_{III}$$

$$T = \frac{1}{r} 4,971 \cdot 10^{-3} \beta p_0 (1+a)$$

ergibt sich die Lösung dieser Differentialgleichung:

$$K(t) = \frac{R}{T-S} (p_{II} - S t) + \text{const.} (p_{II} - S t)^{\frac{T}{S}} \quad (51)$$

wobei die Konstante aus der Bedingung $K(t=0) = 0$ bestimmt wird. Die endgültige Lösung ist

$$K(t) = \frac{R p_{II}}{T-S} \left[1 - \left(1 - \frac{S}{p_{II}}\right)^{\frac{T}{S}} - \frac{S}{p_{II}} t\right] \quad (52)$$

Bei Sättigung hätte man mit den gleichen Abkürzungen nach (40) erhalten:

$$K_{\infty} = \frac{R}{T} (p_{II} - S t) \quad (53)$$

Die gelöste Luftmenge, dargestellt durch $K(t)$ [m³ Luft/m³ Wasser], kann als Verlust-Luftmenge β_{Verlust} aufgefaßt werden, oder der zur Förderung notwendige Luftanteil β muß um $K(t)$ vergrößert werden (Bild 8).

Berechnungsbeispiele für die Feststoffförderung

Die numerische Auswertung der im vorhergehenden Abschnitt aufgestellten Gleichungen wurde hier für eine Fördertiefe von 5000 m durchgeführt. Im Atlantischen und Pazifischen Ozean lagern größere Mengen Manganerzknoten und Sedimente in 3000 bis 5000 m Tiefe [2]. Die Werte können bei Bedarf natürlich für jede andere Tiefe, wie z. B. für die Sedimentschlammförderung im Roten Meer aus etwa 2000 m Tiefe berechnet werden.

Tabelle I: Feststoffanteil $\alpha=0,005$

z _{II}	v _{III} d	1			2,5			5		
		0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00
250	β	1,5	1,17	1,0	10,4	3,53	2,0	—	—	—
	p _{II}	217	227	231	114	175	206	-252	-8	113
	b	0,60	0,359	0,50	0,911	0,78	0,666	—	—	—
	η^*	53,6	68,1	79,2	23,9	24,7	41,1	—	—	—
500	β	1,22	0,97	0,8	5,5	2,6	1,6	—	40	6,1
	p _{II}	469	478	483	372	430	458	25	256	371
	b	0,55	0,491	0,444	0,845	0,723	0,615	—	0,976	0,859
	η^*	52,9	66,3	80,2	12,5	25,4	40,6	—	1,4	11,3
1000	β	1,02	0,84	0,65	4,1	2,13	1,33	—	12,3	4,5
	p _{II}	974	982	986	887	939	964	579	784	886
	b	0,506	0,456	0,394	0,804	0,68	0,571	—	0,925	0,816
	η^*	53,3	64,5	83,4	13,5	25,7	40,9	—	4,6	12,3
2000	β	0,98	0,78	0,60	3,5	1,86	1,17	40	8,8	3,9
	p _{II}	1983	1989	1992	1918	1956	1976	1687	1840	1917
	b	0,496	0,438	0,374	0,779	0,649	0,54	0,976	0,896	0,796
	η^*	48,0	60,2	78,3	13,5	25,3	40,2	1,2	5,4	12,1

η^* wurde nach (25) mit $p_I = p_{II}$ berechnet.
 $\eta_{ges} = \eta^* \cdot \eta_S \cdot \eta_G \cdot \eta_K \cdot \eta_L$

Tabelle II: Feststoffanteil $\alpha=0,02$

z _{II}	v _{III} d	1			2,5			5		
		0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00
250	β	4,7	4,08	3,75	—	9,5	5,66	—	—	—
	p _{II}	147	157	162	43	105	136	-328	-81	42
	b	0,824	0,803	0,79	—	0,904	0,85	—	—	—
	η^*	77,6	87,3	93,9	—	43,9	66,4	—	—	—
500	β	3,36	3,03	2,83	9,61	5,27	3,88	—	—	11,4
	p _{II}	403	412	417	305	363	392	-47	187	304
	b	0,77	0,752	0,739	0,906	0,84	0,796	—	—	0,92
	η^*	78,9	87,0	92,8	29,8	51,7	68,9	—	—	25,2
1000	β	2,75	2,50	2,37	7,46	4,06	3,13	—	18,3	7,35
	p _{II}	915	923	927	827	879	905	514	722	826
	b	0,732	0,714	0,704	0,881	0,803	0,751	—	0,949	0,88
	η^*	78,9	86,7	91,3	29,8	53,9	69,5	—	12,5	30,2
2000	β	2,42	2,21	2,06	5,23	3,41	2,71	45	11,2	5,97
	p _{II}	1938	1944	1948	1873	1912	1931	1638	1794	1872
	b	0,707	0,688	0,673	0,84	0,771	0,73	0,978	0,918	0,859
	η^*	76,9	84,2	90,3	35,8	54,7	68,7	4,5	16,9	31,3

η^* wurde nach (25) mit $p_I = p_{II}$ berechnet.
 $\eta_{ges} = \eta^* \cdot \eta_S \cdot \eta_G \cdot \eta_K \cdot \eta_L$

Tabelle III: Feststoffanteil $\alpha=0,1$

z _{II}	v _{III} d	1			2,5			5		
		0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00	0,25	0,50	1,00
250	β	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	p _{II}	-193	-182	-177	-304	-238	-205	-701	-437	-305
	b	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	η^*	—	—	—	—	—	—	—	—	—
500	β	—	33	24,7	—	—	—	—	—	—
	p _{II}	81	91	96	-25	38	69	-401	-151	-26
	b	—	0,97	0,961	—	—	—	—	—	—
	η^*	—	62,0	81,0	—	—	—	—	—	—
1000	β	13,2	12,3	11,8	34	19,3	14,89	—	—	—
	p _{II}	629	637	642	535	590	618	200	423	534
	b	0,93	0,924	0,92	0,971	0,951	0,936	—	—	—
	η^*	83,0	88,7	92,1	33,4	57,6	74,2	—	—	—
2000	β	10,3	9,83	9,55	16,4	13,5	11,44	—	38	20,74
	p _{II}	1724	1731	1734	1654	1695	1716	1402	1569	1652
	b	0,91	0,906	0,904	0,943	0,931	0,92	—	0,975	0,955
	η^*	85,5	89,5	91,9	54,1	65,4	77,1	—	23,6	42,7

η^* wurde nach (25) mit $p_I = p_{II}$ berechnet.
 $\eta_{ges} = \eta^* \cdot \eta_S \cdot \eta_G \cdot \eta_K \cdot \eta_L$

Luftanteil, Einblastiefe, Rohrdurchmesser und Wassergeschwindigkeit

In den Tabellen I bis III sind Werte für den Luftanteil β , oder $b = \frac{\beta}{\beta + 1}$ und den Druck

p_{II} an der Einblasstelle aufgetragen, und zwar für folgende Parameter:
 Einblastiefe z_{II} : 250; 500; 1000; 2000 [m]

Wassergeschwindigkeit im unteren Rohrteil v : 1; 2,5; 5 [m/s]
 Förderrohrdurchmesser d : 0,25; 0,5; 1 [m]
 Feststoffvolumenanteil a : 0,005; 0,02; 0,1

Aus diesen Tabellen läßt sich ersehen, unter welchen Bedingungen eine Förderung aus einer Tiefe von 5000 m möglich ist.

Tabellen: Abhängigkeiten zwischen Fördergeschwindigkeit v_{III} und verschiedenen Einblastiefen bei unterschiedlichen Feststoffanteilen — Relations between handling speed v_{III} and different blow-in depths with different contents on solid matter — Rapports entre la vitesse de manutention v_{III} et diverses profondeurs d'injection, avec diverses composantes du matériau test

Nimmt nämlich die an der Oberfläche ankommende relative Luftmenge

$$\beta = \frac{Q_{10}}{Q_2 + Q_3}$$

einen sehr großen Wert an, dann ist eine Förderung nicht mehr möglich. Diese Stellen sind in der Tabelle durch Striche bezeichnet. Ebenso zeigt ein bei der Berechnung oft an dieser Stelle auftretender „negativer Druck“ ein Versagen des Liftverfahrens an.

Im einzelnen ergibt sich also folgendes Bild bei einer Förderung aus 5000 m Tiefe: Bei kleinen Feststoffkonzentrationen von 0,5% und kleinen Geschwindigkeiten (v_{III} : 1 bis 2,5 m/s) ist eine Förderung bei Einblastiefen zwischen 250 und 2000 m und Rohrdurchmessern zwischen 0,25 und 1 m möglich. Diese geringen Fördergeschwindigkeiten bedingen aber, daß das Fördergut sehr kleinstückig sein muß oder daß Gefäße verwendet werden, da sonst die hohen Sinkgeschwindigkeiten der Feststoffteile wiederum eine Förderung unmöglich machen.

Bei der Förderung ohne Gefäße ist wegen der höheren Sinkgeschwindigkeit des Fördergutes (Knollen mit einem Durchmesser von rund 5 cm fallen etwa mit einer Sinkgeschwindigkeit von 2,5 m/s) eine Geschwindigkeit von mindestens 5 m/s notwendig. Hier kommen — je nach Rohrdurchmesser und Feststoffkonzentration — Einblastiefen von 500 m bei einer Feststoffkonzentration von $\alpha = 0,005$ und einem Rohrdurchmesser 0,5 und 1 m oder 2000 m bei einer Feststoffkonzentration von $\alpha = 0,1$ und einem Rohrdurchmesser 0,5 und 1 m in Betracht. Manganknollenkonzentrationen in der Größenordnung von 2% erfordern bei der notwendigen Mindest-Wassergeschwindigkeit von 5 m/s Einblastiefen von 1000 bis 2000 m bei Rohrdurchmessern zwischen 0,5 und 1 m.

In Bild 9 ist die an der Meeresoberfläche ankommende Luftmenge als Funktion der Einblastiefe für $v = 1$ m/s, $d = 0,25$ m bei verschiedenen Feststoffanteilen aufgetragen. Dies wäre ein Fall, wie er bei sehr feinkörnigem Gut wie z. B. Sedimenten und Schlämmen auftreten kann. Die gestrichelten Kurven zeigen die Verhältnisse bei idealem Airlift $v = 0$. Man kann deutlich ersehen, wie nahe die idealen Werte bei den hier vorliegenden Parametern speziell bei einer Feststoffkonzentration von 0,1 angenähert werden.

Bild 10 zeigt die an der Meeresoberfläche vorhandenen relativen Luftmengen als Funktion der Feststoffkonzentration bei Geschwindigkeiten von 1 und 2,5 m/s für einen Rohrdurchmesser von 0,25 m und Einblastiefen von 1000 und 2000 m. Hier wird wieder deutlich, daß bei kleineren

9: Luftanteil E_{10} in Abhängigkeit der Einblastiefe z_{II} – Air content E_{10} as a function of blow-in depth z_{II} – Proportion d'air E_{10} en fonction de la profondeur d'injection z_{II}

10: Luftanteil E_{10} in Abhängigkeit vom Feststoffanteil a bei Einblastiefe $z_{II} = 2000$ m und Förderrohrdurchmesser $d = 1$ m – Air content E_{10} as a function of content on solid matter with blow-in depth $z_{II} = 2000$ m and handling tube diameter $d = 1$ m – Proportion d'air E_{10} fonction de la proportion de matière solide a pour une profondeur d'injection $z_{II} = 2000$ m et un diamètre du tube transporteur $d = 1$ m

11: Druck p in Abhängigkeit von der Tiefe z bei $d = 1$ m, $v_{II} = 2000$ m, $v_{III} = 5000$ m, $v_{III} = 5$ m/s, $a = 0,1$ und $d_L = 0,3$ m – Pressure p as a function of depth z at $d = 1$ m, $v_{II} = 2000$ m, $v_{III} = 5000$ m, $v_{III} = 5$ m/s, $a = 0,1$ and $d_L = 0,3$ m – Pression p en fonction de la profondeur z avec $d = 1$ m, $v_{II} = 2000$ m, $v_{III} = 5000$ m, $v_{III} = 5$ m/s, $a = 0,1$ et $d_L = 0,3$ m

Rohrdurchmessern ($d = 0,25$ m) Feststoffkonzentrationen unter 5% angestrebt werden sollten, um nicht in das ungünstige Gebiet $b \sim 1$ zu kommen. Einen guten Überblick über die Druckabhängigkeit von der Tiefe sowohl im Förderrohr als auch im Luftzuführungsrohr gibt **Bild 11**.

Fördermenge, Leistung und Wirkungsgrad

Um Zahlen für Fördermenge, installierte Leistung und Wirkungsgrad einer mit dem Airlift betriebenen Förderanlage anzugeben, müssen neben z_{III} , z_{II} , v_{III} , a und d weitere Parameter eingesetzt werden, so daß eine allgemeine und überschaubare Darstellung unmöglich wird.

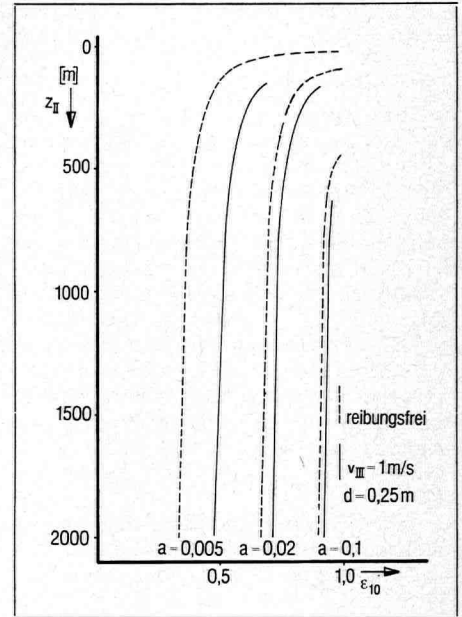
Wir beschränken uns daher auf die Angabe von η^* in den Tabellen I, II und III und die Darstellung von $\eta^* = f(z_{II})$ in **Bild 12** sowie $\eta^* = f(b)$ in **Bild 13**. Im nächsten Abschnitt werden einige Beispiele mit genaueren Angaben aufgeführt. In allen Fällen wurde η^* mit $p_I = p_{II}$ berechnet, was bedeutet, daß der Durchmesser d_L des Luftzuführungsrohres nach (21) bemessen ist. Dann wird der Druckanstieg in diesem Rohr durch γ_1 der Luft vom Druckverlust durch Reibung ausgeglichen. Man vergleiche dazu Bild 11.

In Bild 12 wird η^* als Funktion der Luft-einblastiefe z_{II} für verschiedene Werte des Feststoffanteils a und der Geschwindigkeit im unteren Förderrohr v_{III} gezeigt. Man entnimmt dieser Darstellung, daß η^* von einer Mindesteinblastiefe an steil ansteigt und für größere z_{II} annähernd konstant ist. Mit wachsender Geschwindigkeit fällt wegen der größeren Reibung der Wirkungsgrad, während er mit wachsendem Feststoffanteil a größer wird.

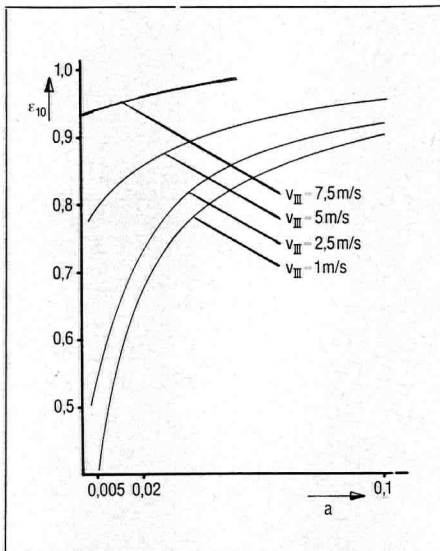
Bild 13 zeigt η^* als Funktion des Förderrohrdurchmessers d für verschiedene Geschwindigkeiten v_{III} und Einblastiefen z_{II} sowie verschiedene Feststoffanteile a . Neben den aus Bild 12 ablesbaren Abhängigkeiten wird hier ersichtlich, daß η^* mit dem

12: Airliftwirkungsgrad η^* in Abhängigkeit von der Einblastiefe z_{II} und Feststoffanteil a bei Förderrohrdurchmesser $d = 0,5$ m – Airlift efficiency η^* as a function of blow-in depth z_{II} and content on solid matter a with handling tube diameter $d = 0,5$ m – Degré d'action de l'air-lift η^* en fonction de la profondeur d'injection z_{II} et de la proportion de matière solide a pour un diamètre du tube transporteur $d = 0,5$ m

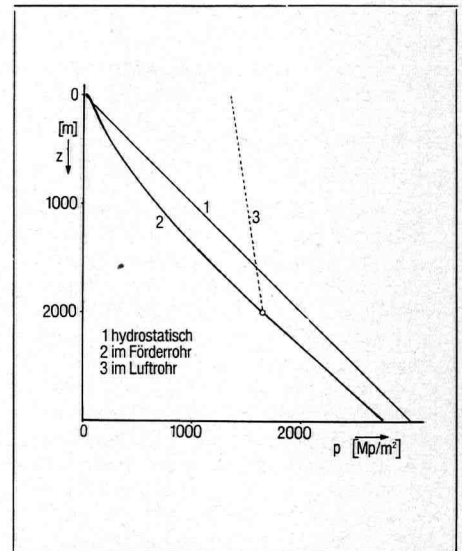
13: Airliftwirkungsgrad η^* in Abhängigkeit vom Förderrohrdurchmesser d und Feststoffanteil a bei Einblastiefe $z_{II} = 2000$ m – Airlift efficiency η^* as a function of handling tube diameter d and content on solid matter a with blow-in depth $z_{II} = 2000$ m – Degré d'action de l'air-lift η^* en fonction du diamètre du tube transporteur d et de la proportion de matière solide a pour une profondeur d'injection $z_{II} = 2000$ m



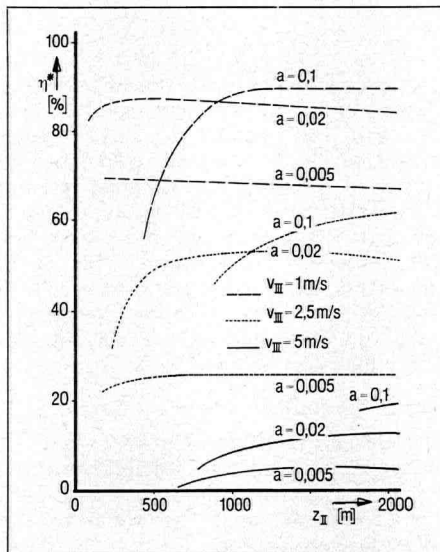
9



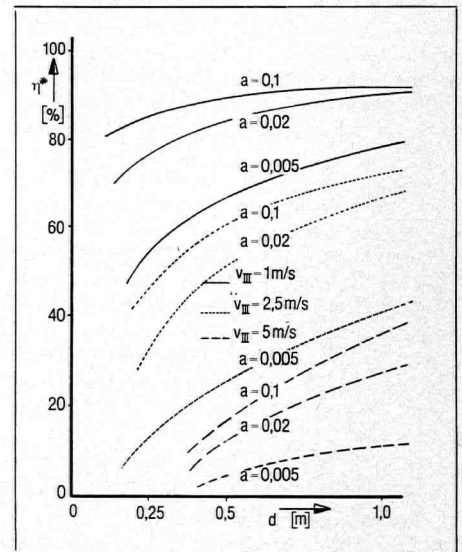
10



11



12



13

Förderrohrdurchmesser, wenn auch verschieden stark, anwächst.

Anteil der gelösten Luft

Die bereitgestellten Gleichungen gestatten, den Einfluß der gelösten Luft auf die Förderung abzuschätzen.

Um die Abhängigkeit von den einzelnen Parametern zu erfassen, wurden einige Beispiele gerechnet. In Bild 8 sind K_{∞} und $K(t)$ über dem Druck im Förderrohr aufgetragen. Man sieht hier, daß die durch Lösung verlorene Luftmenge hauptsächlich durch die Blasengröße bestimmt wird. Außerdem wirken sich größere Einblastiefe z_{II} mit größerer Lauflänge und größerem Druck auf den Lösungsvorgang verstärkend aus, während eine größere Geschwindigkeit v_{III} einen gegenteiligen Effekt hat.

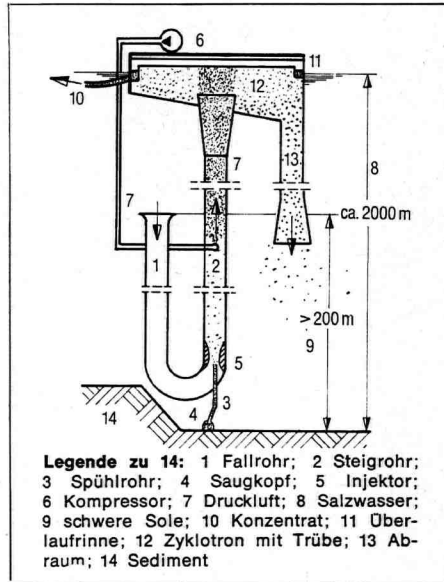
Es läßt sich hier feststellen, daß bei Förderanlagen, die mit geringer Geschwindigkeit und großer Einblastiefe arbeiten, die durch Lösung verlorene Luftmenge erheblich anwächst, wenn die Blasengröße klein bleibt. (Siehe $K(t) = 0,8$ bei $p = 500 \text{ Mp/m}^2$ in Bild 8.)

Bei geringeren Einblastiefen als 1000 m und höheren Geschwindigkeiten ist der Verlust dagegen zu vernachlässigen.

Der Airlift als Antrieb

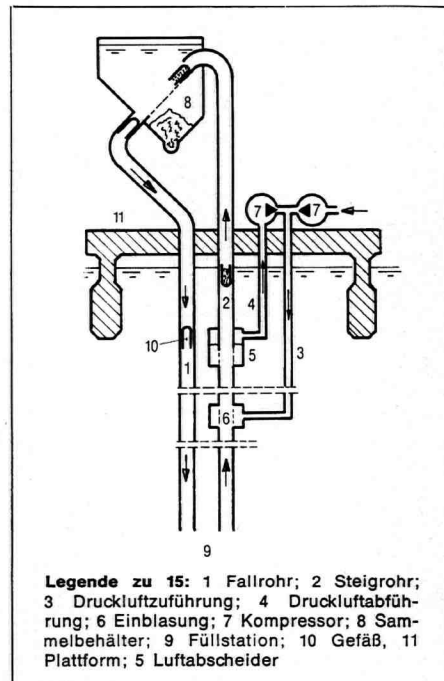
Einrohrförderanlage

Die Einrohrförderanlage, die wie ein Mammutstaubsauger arbeitet, zeichnet sich durch ihre einfache Bauweise aus. Sie sollte deshalb vor allem dort eingesetzt werden, wo eine kurzfristige Förderung, wie z. B. für Forschungs- und Entwicklungszwecke, vorgesehen ist. Aus diesem Grunde wurde auch die erste Probeförderung am Blake-Plateau mit einem Einrohrförderer und Airliftantrieb von der Deepsea Ventures durchgeführt. Die Wassertiefe betrug dort nur 1000 m, der Förderrohrdurchmesser etwa 0,25 m. Sollen mit der gleichen Anlage Manganknollen mit Durchmesser von 5 bis 7 cm aus 5000 m Tiefe gefördert werden, so wird eine Wassergeschwindigkeit von $v_{III} = 5 \text{ m/s}$ zu wählen sein, da die Sinkgeschwindigkeit dieser Manganknollen werden dann praktisch in einem Luftstrom aus dem Rohr mit hoher Geschwindigkeit katapultiert. Unter Berücksichtigung des Schlupfes der Knollen gegenüber dem Wasserstrom und des Wirkungsgrades eines Kompressors von 60% ist mit einem Wirkungsgrad dieser Anlage von 1,35% zu rechnen. Selbst für Forschungszwecke wird eine derartige Anlage kaum einzusetzen sein, denn die Fördermenge beträgt nur 17,32 t/h Feststoff bei 5630 kW Kompressorleistung und 9380 kW installierter Leistung. Erheblich günstiger wird die Förderleistung, wenn man größere Rohrdurchmes-



Legende zu 14: 1 Fallrohr; 2 Steigrohr; 3 Spülrrohr; 4 Saugkopf; 5 Injektor; 6 Kompressor; 7 Druckluft; 8 Salzwasser; 9 schwere Sole; 10 Konzentrat; 11 Oberlauftrinne; 12 Zyklotron mit Trübe; 13 Abraum; 14 Sediment

14



Legende zu 15: 1 Fallrohr; 2 Steigrohr; 3 Druckluftzuführung; 4 Druckluftabführung; 6 Einblasung; 7 Kompressor; 8 Sammelbehälter; 9 Füllstation; 10 Gefäß; 11 Plattform; 5 Luftabscheider

15

ser verwendet. Bei einem Durchmesser des Förderrohres von 1 m und einer Einblastiefe von 1000 m ergibt sich bei 2% Feststoffanteil im Wasser ein Wirkungsgrad von etwa 9% und ein Luftanteil an der Meeresoberfläche von 88%. Diese Anlage wäre als Pilotanlage durchaus akzeptabel. Die Förderleistung beträgt 277 t/h, 15880 kW wären als Kompressorleistung einzusetzen. Bei einem Kompressorwirkungsgrad von 60% sind dazu 26500 kW Maschinenleistung nötig.

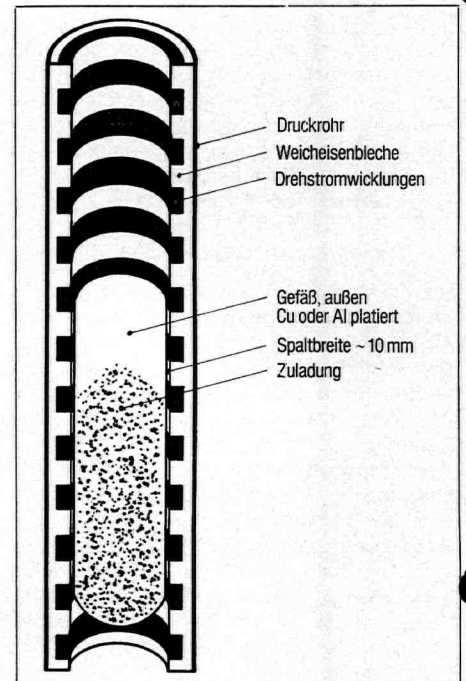
Doppelrohrförderanlage ohne Gefäße

Bei Geschwindigkeiten bis zu 2,5 m/s ergeben sich bei dem Airlift-Förderverfahren selbst bei kleinen Rohrdurchmessern recht hohe Wirkungsgrade. Das Verfahren läßt sich deshalb bei der Sedimentförderung

14: Doppelrohr-Förderer für Sedimente mit Abraumrückführung — Dual-tube conveyor for sediments with return of overburden — Transporteur à tube double pour les sédiments avec refoulement des déblais

15: Mit Airlift betriebener Doppelrohrförderer mit Gefäßen — Dual-tube conveyor powered by airlift with vessels — Transporteur à tube double, avec récipients, actionné par airlift

16: Prinzip des Linearmotors für Ein- und Doppelrohrförderanlagen — Principle of the linear motor for single and dual-tube handling installations — Principe du moteur linéaire pour les installations de transport à un et deux tubes



16

wirtschaftlich einsetzen. Besonders günstig ist das Airliftsystem als Antrieb für Doppelrohrförderanlagen ohne Gefäße mit Druckflotation zu benutzen. Wie in [6] schon näher erläutert, benötigt man für die Aufbereitung der feinen Sedimentschlämme des Roten Meeres sehr fein verteilte Luftbläschen, an die sich die erhaltenden Schlämme ablagern können. Derartig kleine Luftblasen entstehen, wenn gelöste Luft infolge eines Druckabfalls wieder ausperlt. Setzt man dem Förderwasser in größeren Tiefen Luft zu, so wird sie zunächst zum Teil gelöst und perlt, wenn das Transportwasser in die Nähe der Wasseroberfläche aufsteigt, wieder aus. Will man zusätzlich zur Druckflotation die Doppelrohrförderanlage auch mit Luft antreiben, Bild 14, so hat man nur für einen entsprechenden Luft-

überschuß zu sorgen. Die nicht gelöste Luft sorgt für den Antrieb der Anlage, während die gelöste Luft erst in der Nähe der Wasseroberfläche wieder ausscheidet und der Aufbereitung des Sedimentschlammes dient. Jedoch ist der Wirkungsgrad eines Kompressors gegenüber einer Pumpe, wie sie in [6] für den Antrieb vorgesehen ist, beträchtlich niedriger. Außerdem ist die Pumpe preiswerter und praktisch wartungsfrei. Es bedarf deshalb im Einzelfall einer genaueren Wirtschaftlichkeitsrechnung, um die Vor- und Nachteile der beiden Antriebsarten gegeneinander abzugrenzen.

Doppelrohrförderanlage mit Gefäßen

Bei der Manganknollenförderung ohne Gefäße ergibt sich aufgrund der notwendigen hohen Fördergeschwindigkeit ein geringer Wirkungsgrad. Hier könnte nur eine Zerkleinerung der Knollen am Meeresgrund zur Reduktion der Strömungsgeschwindigkeiten im Airlift führen. Dies bedingt aber eine sehr aufwendige und störanfällige maschinenbauliche Anlage am Meeresgrund. Der Einsatz einer Doppelrohrförderanlage, hier allerdings mit Gefäßen, würde das Problem auf eine sehr einfache Weise lösen. Durch die Verwendung von Gefäßen in der Rohrleitung ist die Mindest-Strömungsgeschwindigkeit nicht mehr an die Knollengröße gebunden, sondern kann der Größe der Gefäße entsprechend dimensioniert werden. Damit können sowohl der Wirkungsgrad verbessert als auch kleinere Rohrdurchmesser gewählt werden. Der Airlift treibt das Wasser des Steigrohres an und hebt damit die mit Manganknollen beladenen Gefäße zur Wasseroberfläche (**Bild 15**). Im Sinkrohr fallen die leeren Gefäße aufgrund ihres Untertriebes zum Meeresboden. Weder im Steigrohr noch im Fallrohr ist eine Druckschleuse notwendig. Damit vereinfacht sich der maschinenbauliche Aufwand bei der Doppelrohrförderanlage, und ihre Störanfälligkeit sinkt sehr stark. Ein anderer Vorschlag zum Antrieb eines Doppelrohrförderers wurde schon in [8] unterbreitet. Dort sollte statt des Airlift-Antriebes ein Linearmotor installiert werden (**Bild 16**). Auch hier werden im Steig- und Fallrohr keine Druckschleusen benötigt.

Eine Doppelrohrförderanlage kann mit geringerer Geschwindigkeit und höherer Beladung als eine Einrohrförderanlage betrieben werden. Bei gleicher Förderleistung kommt man mit geringerer Maschinenleistung aus. Als Beispiel sei eine Anlage gewählt mit $d = 1$ m Rohrdurchmesser, $z_{II} = 1000$ m Einblastiefe, $a = 0,1$ Feststoffanteil, $v_{IV} = 1$ m/s Geschwindigkeit im Steigrohr ohne Luft. Man hat hier eine Förderleistung von 514 t/h, worin das Gewicht der Gefäße enthalten ist.

Bei Gefäßen mit 2,5 m³ Ladung mit spezifischem Gewicht $\gamma_3 = 2$ Mp m⁻³ und 1 Mp Leergewicht, $\gamma_{\text{stahl}} = 7,85$ Mp m⁻³ beträgt der Untertrieb pro Gefäß 3,372 Mp. In 76,3 Gefäßen pro Stunde würden dann 381 t Erz gefördert werden. Die Reibungsverluste im Sinkrohr werden durch den Untertrieb pro

Gefäß von 0,872 Mp kompensiert. Dort hat man Reibungsverluste von $\Delta p = \frac{\frac{1}{2} v_{IV}^2 \lambda L}{2 g d}$.

Mit n Gefäßen im Sinkrohr ist andererseits

$$\Delta p = n \cdot 0,872 \cdot \frac{1}{F}. \text{ Ein Gefäß legt in einer}$$

Stunde $v_{IV} \cdot 3600$ m zurück, auf dieser Strecke befinden sich 76,3 Gefäße. Auf der 5000 m langen Strecke des Sinkrohres befinden sich dann $n = \frac{5000 \cdot 76,3}{v_{IV} \cdot 3600}$ Gefäße.

Es folgt hier $v_{IV} = 2,84$ m/s und $n = 37,2$.

Im Steigrohr ist die mittlere Geschwindigkeit etwas größer als 1 m/s. Dort befinden sich weniger als 106 Gefäße. Insgesamt benötigt diese Anlage etwa 145 Gefäße. Sie kann mit einer Kompressorleistung von 3780 kW, das entspricht einer Maschinenleistung von 6300 kW, betrieben werden und hat einen Wirkungsgrad $\eta = 41,2\%$. Hier lohnt sich ein Vergleich mit den beschriebenen Einrohranlagen. Die erste dort genannte hat eine erheblich geringere Förderleistung (17,32 t gegen 381 t bei etwa um ein Drittel größerer Leistungsaufnahme).

Der an zweiter Stelle genannte Einrohrförderer hebt mit 277 t eine vergleichbare Masse, benötigt dazu aber mit 26500 kW (gegen 6300 kW) viel mehr installierte Leistung.

Die Anlagekosten für das zweite Rohr und die Gefäße treten im Vergleich zu den höheren Erstellungskosten für die Antriebsmaschine und den Kompressor weit zurück.

Läßt man zunächst außer acht, daß eine Kompressor- und Antriebsanlage für 26500 kW unrealistisch erscheint, so würde die Antriebsmaschine mit Kompressor bei Anlagekosten von 500 DM/kW rund 10 Mio. DM mehr kosten, während für den 5000 m langen zusätzlichen Rohrstrang nur rund 5 Mio. DM und für 145 Gefäße etwa 1 Mio. DM aufzuwenden sind. Der Unterschied der Betriebskosten ist ebenfalls gravierend. Bei der Einrohranlage fallen 3,83 DM/t und bei der Doppelrohrförderanlage nur 0,662 DM/t an, wenn ein Einheitspreis von 0,04 DM/kWh zugrunde gelegt wird.

Für die Sedimentförderung im Roten Meer ist die Einrohrförderanlage ungeeignet. Wie in [6] näher ausgeführt, ist es notwendig, leichtes Oberflächenwasser anzusaugen und so wenig wie möglich von der über dem Meeresgrund lagernden schweren Sole ($\gamma = 1,2$ Mp/m³) im Förderstrom mitzutransportieren. Dies gelingt bei der Einrohrförderanlage nicht, da das gesamte zum Fördern benötigte Wasser am Meeresboden angesaugt wird, während bei der Doppelrohranlage fast alles Förderwasser oberhalb der schweren Soleschicht eingesaugt wird. Dadurch ist der Wirkungsgrad der Doppelrohrförderanlage rund zehnmal so hoch wie der der Einrohrförderanlage.

Die Verwendung von Gefäßen hat aber noch einen weiteren Vorteil. Die Förderung der Manganknollen ist, wie sich jetzt schon abzeichnet, relativ einfach zu lösen. Demgegenüber ist das Aufnehmen und Sammeln der Manganknollen am Meeresboden

noch problematisch. Bei einer Fördermenge von 10000 t/Tag kann ein normaler Erzfrachter in einer Liegezeit von etwa 4 Tagen beladen werden. Eine derart lange Ladezeit dürfte noch wirtschaftlich vertretbar sein. Diese Mindestfördermenge bedingt aber, daß bei einer mittleren Lagerdichte der Manganknollen am Meeresboden von 10 kp/m² täglich eine Fläche von 1 km² abgebaut werden muß. Dies setzt bei einer Räumbreite von 50 m eine Vorschubgeschwindigkeit der gesamten Förderanlage von 0,28 m/s voraus. Bei der 5000 m langen Rohrleitung mit einem Durchmesser von 1 m ist dann ein Schub von 48 Mp aufzubringen. **Bild 17** gibt den notwendigen Schub bei verschiedenen Abräumweiten wieder. Danach müßte die Räumbreite zwischen 50 und 100 m liegen, um mit einer wirtschaftlich vertretbaren Leistung auskommen zu können.

Arbeitet man mit einer Abräumeinrichtung, die am unteren Rohrende installiert ist, so benötigt man einen Quertransport. Dieser ist maschinenbaulich relativ aufwendig und damit störanfällig. Bei einem Ausfall müssen Quertransport- und Abräumeinrichtung entweder unter großen Schwierigkeiten am Meeresboden repariert oder dazu zur Wasseroberfläche gehievt werden. Außerdem fällt während der Reparaturzeit die gesamte Förderanlage aus.

Sinnvoller erscheint es daher, relativ kleine unbemannte Fahrzeuge einzusetzen, die den Meeresboden in einer Breite von etwa 500 m abräumen. Sie nehmen aus dem Sinkrohr einige Gefäße aus, sammeln, während sie den Meeresboden abfahren, die Manganknollen in diese Gefäße und bringen sie zum Steigrohr zurück. Ist eines dieser kleinen Sammelfahrzeuge defekt, so läßt es sich ohne große Schwierigkeiten zur Wasseroberfläche hieven und reparieren, ohne daß die Gesamtanlage ausfällt, da die anderen Fahrzeuge weiterarbeiten. Es ergibt sich also, daß das Airliftprinzip als Antrieb von Doppelrohrförderanlagen äußerst vorteilhaft sein kann. Das gilt besonders für den Doppelrohrförderer mit Gefäßen. Die Benutzung von Behältern könnte darüberhinaus ein neues Breitabräumverfahren am Meeresboden mit kleinen Fahrzeugen möglich machen. Dadurch würde eine sehr geringe Vortriebsgeschwindigkeit der gesamten Förderanlage erreicht werden. Für dieses neue Sammelsystem sind natürlich noch zahlreiche technische Einzelheiten auszuarbeiten.

Literatur:

- [1] Josse, E.: Druckluft-Wasserheber, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure (1898), S. 981
- [2] Rothenstein, A. J.: Deep Ocean Nodule Mining, Underwater Journ. 2 (1970) No. 3, S. 133-137
- [3] Haddenhorst, H.-G.: Physikalische Grundlagen und Probleme des Mehrphasenflusses in vertikalen Rohren unter besonderer Berücksichtigung der hydrodynamisch-pneumatischen Förderung von Manganknollen aus der Tiefsee, 3. Seminar Clausthal/Kiel 1971, Universität Kiel
- [4] Claus, G.: Untersuchungen der Kenngrößen des Airlifts beim Einsatz im Ozeanbergbau, Erdöl - Erdgas Z. 87 (1971), S. 57-66
- [5] Boës, Chr. - Bade, P.: Doppelrohr-Transportsystem zur Erzförderung aus großen Meerestiefen und für Horizontaltransporte, fördern und heben

20 (1970) Nr. 8, S. 429–35, s. a. Underwater Journal (Feb. 1971) S. 22–31
 [6] Boës, Chr. — Bade, P.: Hydraulischer Doppelrohr-Förderer für die Sedimentgewinnung im Roten Meer mit Druckflotation, fördern und heben, 20 (1970) Nr. 15, S. 849–55, s. a. Underwater Journal (Okt. 1971) S. 220–28
 [7] Boës, Chr.: Doppelrohr-Förderverfahren zur Erzeugung aus großen Meerestiefen und für Landtransporte, 3. Seminar Clausthal/Kiel 1971, s. a. Schiff und Hafen 23. Jg. (1971) Nr. 8, S. 605–08, meerestechnik 2. Jg. (1971) Nr. 3, S. 103–107
 [8] Boës, Chr. — Düring, R. — Waßerroth, E.: Der pneumatisch-hydraulische Antrieb bei Einrohr- und Doppelrohrförderanlagen, Schiff und Hafen 24. Jg. (1972) Nr. 3
 [9] Düring, R.: Grundlagen der hydraulisch-pneumatischen Förderung, Dissertationsschrift beim Fachbereich Mechanik 9 der TU Berlin
 [10] Wundt, H.: The Structure of Consistent Equation Sets to describe Multiphase Flow, Euratom, Symp. on Two-Phase-Flow Dynamics, Eindhoven 1967
 [11] Wallis, G. B.: One-dimensional Two-Phase Flow, New York: Mc Graw Hill Book Co. 1969
 [12] Grouse, S.: An Index to the Two-Phase, Gas-Liquid Flow, MIT Report No. 9, Cambridge, Mass. 1966
 [13] Lockhard, R. W. — Martinelli, R. C.: Proposed Correlation for isothermal two-phase, Two-component flow in Pipes, Chem. Eng. Progr. No 45 (1949) 39–48

[14] Brown, R. A. S. — Sullivan, G. A. — Govier, G. W.: The upward vertical Flow of Air-Water Mixtures, Part II, Canad. Journ. Chem. Eng. 38 (1960) 62–66
 [15] Davies, R. M. — Taylor, Sir G.: The Mechanics of large Bubbles rising through extended Liquids and through Liquids in Tube, Proc. Roy. Soc. London A 200 (1949/50) 375–390
 [16] Anderson, G. H. — Mantzouranis, B. G.: Two-Phase (Gas-Liquid) Flow Phenomena Part I, Part II, Chem. Eng. Soc. 12 (1960) 233–242
 [17] Carter, C. D. — Huntington, R. L.: Concurrent Two-Phase upward Flow of Air and Water through an open vertical Tube and through an Annulus, Canad. Journ. Chem. Eng. 39 (1961) 248–251
 [18] Brown, R. A. S. — Govier, G. W.: High Speed Photography in the Study of Two-Phase Flow, Canad. Journ. Chem. Eng. 39 (1961) 159–164
 [19] Bennet, J. A. R. — Thornton, J. D.: Data on the vertical Flow of Air-Water Mixtures in the Annular and Dispersed Flow Regions, Part I: Preliminary Study, Trans. Inst. Chem. Eng. 39 (1961) 101–112
 [20] Davidson, J. F. — Pearson, J. R. A. — Vanoni, V. A.: Report on the I. U. T. A. M. Symposium on the Flow of Fluid-Solid Mixtures, Journ. Fluid Mech. 39 (1969) 375–405
 [21] Newitt, D. M. — Richardson, J. F. — Gliddon, B. J.: Hydraulic Conveying of Solids in vertical Pipes, Trans. Inst. Chem. Eng. 39 (1961) 93–100
 [22] Führböter, A.: Zur Frage der hydraulischen Förderung von Meerereszen, Mitt. Franzius-Institut

f. Grund- und Wasserbau, TU Hannover Heft 35 (1970)
 [23] Clauss, G.: Probleme bei der Optimierung von Fördersystemen, 2. Aufbau-seminar Meerestechnik, TU Berlin, März 1970
 [24] Schlichting, H.: Grenzschichttheorie, Karlsruhe: G. Braun Verlag 1951, S. 380
 [25] Eucken, A.: Grundriß der physikalischen Chemie, Leipzig: Akadem. Verlagsgesellschaft Geest u. Portig, 1948, S. 30 ff
 [26] Montgomery, H. A. C. — Thom, N. S. — Cockburn, A.: Determination of dissolved oxygen by the Winkler method and the solubility of oxygen in pure water and seawater, Journ. appl. Chem. 14 (1964) 280–296
 [27] Miyamoto, S.: A theory of the rate of solution of gas into liquid, Journ. Scienc. Hiroshima Univ. A 2 (1932), 73–84
 [28] Albertson: Hydraulic transport of minerals in pipelines, Mining and Minerals Engrng. Oct. 1969
 [29] Herbich, J.: How the deep ocean floor can be mined, Ocean Industry, Jan. 1969
 [30] Landolt. Börstein: Physikalisch-Chemische Tabellen 1–23, 22612 A
 [31] Brauer: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen, Verlag Sauerländer, Aarau und Frankfurt/Main

Bildnachweis: Verfasser

Förderbänder: Statt Tragrollen ein Luftfilm

Die Berechnung des Luftbandförderers (Teil II)

Conveyor Belts: Air Films Instead of Idlers — The Calculation of the Air Belt Conveyor

Bandes transporteuses: un film d'air au lieu de rouleaux porteurs — La calcul du convoyor à air

Prof. ir. Cornelius Otto Jonkers, Enschede

Antriebsleistung

Die erforderliche Leistung einer Förderbandanlage setzt sich im allgemeinen aus der Summe folgender Bestandteile zusammen:

- 1) der Hubleistung zur Aufwärtsförderung des Gutes,
- 2) der Beschleunigungsleistung zur Beschleunigung des Fördergutes auf Gurtgeschwindigkeit,
- 3) der Reibleistung zur Überwindung der Reibungsverluste.

Die beiden ersten Leistungsbestandteile sind unabhängig von der Qualität der Anlage, während die Größe des dritten Teiles die Wirtschaftlichkeit des Förderers bestimmt. In der Literatur werden oft die Reibungsverluste in zwei Hauptgruppen eingeteilt, und zwar in die Hauptverluste,

entstehend aus den Hauptwiderständen, und in die Nebenverluste, die von den Nebenwiderständen verursacht werden.

Mit den Hauptwiderständen werden die auf der ganzen Förderstrecke auftretenden Reibungswiderstände bezeichnet; diese Widerstände sind also proportional der Länge des Förderers. Obwohl, besonders in Deutschland, viele Forschungsarbeiten zur Bestimmung der Größe der unterschiedlichen Hauptwiderstände erschienen sind [1], [2], [3], [4], ist es nicht gut möglich, alle Widerstände mit hinreichender Genauigkeit zu berechnen. In der Praxis werden dann auch meistens die sogenannten Pauschalformeln zur Berechnung von Gurtförderern angewendet, mit empirisch gefundenen Werten für die unterschiedlichen Konstanten [5].

Unter den Nebenwiderständen werden alle Reibungswiderstände verstanden, die nur örtlich auftreten, wie z. B. die Umlenk-widerstände.

In dieser Beziehung unterscheidet sich der Gurtförderer mit von einem Luftfilm unterstützten Gurt, hier Luftbandförderer genannt, nur wenig vom konventionellen Gurtförderer mit Rollen. Der hauptsächlichste Unterschied hinsichtlich der Verluste, liegt in den Hauptwiderständen. Hier sollen deshalb auch nur diese näher betrachtet werden.

Verluste

Hauptverluste

Die grundlegenden Formeln zur Bestimmung der Hauptwiderstände beruhen auf dem Coulombschen Reibungsgesetz

Dual - pipe transport system for deep ocean ore mining

Ch.H. Boes and P.G.A. Bade

Rope conveying systems may be used for bringing up ore from great ocean depths, but if the daily output is more than 10,000 Mp/day, this system is only applicable in depths of less than 3000 m. The tube-conveying system has a higher efficiency and is usable in greater depths. The dual-pipe transport system with containers, proposed in this text, seems better for conveying uncrushed manganese nodules and sedimentary sludge than a single-pipe system, because of its higher efficiency and higher safety in operation.

It may also be used for horizontal transport of material, with the advantage of good efficiency, simple construction and independence of the ground structure. It may be possible to use this system for power production or a superimposed transport of fluids.

The first project of a dual-pipe transport system will be installed in conjunction with SIEMAG, Germany, in 1972.

It is known that in the Pacific Ocean and Atlantic Ocean high valued ores are to be found, mostly the so-called manganese nodule ores. They lie 3000 to 5000 m below sealevel loosely on the ground with a medium storage density of 10 kp/m². It is estimated that several milliard tons of ore are to be found all over the deep-sea ground. There are also several metres of sedimentary sludge, which could be used for extracting metal or for processing Portland cement.

Vertical transport

The most effective transport of ore from the bottom of the sea seems to be direct to the consumer, without any intermediate storage or transport, by submarine or pipeline. In the case of crude-oil transportation this system may be used because of the smaller specific weight of the oil compared with that of water. The transport of ore, on the other hand, is not possible by submarine or pipeline due to the medium specific weight of the ore, which is around 2.5 Mp/cm³. The necessary buoyancy is not available at great depths. Under a waterpressure of more than 3000 m, gas filled bodies with pressure compensation have only 1/1000 of their buoyancy related to sealevel. Equivalent bodies without pressure compensation need such a strong hull that the effective buoyancy is also reduced to a very low value. Due to these facts, vertical ore transport as well as horizontal transport on the bottom of the sea has to be done with specialized equipment which is constructed to suit deep ocean conditions.

Christian Boës, Dr.-Ing., is owner and Peter G.A. Bade, Dipl.-Ing., is research director of the Ingenieur Büro Boës, 1 Berlin 10, Marchstr. 4-6 Germany

For conveying ore from the deep sea bed, bucket chain and suction dredgers are not applicable^{1,2}. Even the air-lift⁷ seems to be economically unsuitable in depths of more than 3000 m, due to the high compressibility of the air.

Compared with this, the traditional rope-conveying-system used for mining, may be of interest for ore transport from the deep sea if it could be modified to suit the special conditions.

Pipe conveying installations, which are used in some fields of mining on land^{3,4}, seem to be the best equipment for raising ore from the seabed. Here one must distinguish between single-pipe and dual-pipe handling systems. With both types, it is possible to transport the ore as a solid - water system or, as suggested by the authors, in pipe containers. The new method, the dual-pipe transport system, and especially its use for the transport of manganese nodules, will be presented in detail. A comparison will be made with the rope-conveying system and the one-pipe transport system because only in these cases are exact values for power needs available^{8,9,10,11}. In the present paper we will deal only with the transport of the ore, while the problems of collecting the ore on the seabottom^{12,13} and of the floating working platforms^{14,15} will only be briefly mentioned.

The abundance of mineral deposits on the sea bottom allows a high transfer capacity which should be utilized fully to minimize the lay days of the transport vessels. It is assumed therefore that the daily output of the conveying system is more than 10 000 Mp, in order to load a medium ore freighter within one or two days using a distribution system. If the conveying capacity is sufficient, the nodules may be stored on the sea bottom while one ship is leaving

and the next one arriving at the loading place. In this way the costs are reduced to those of the conveying system itself and its floating bodies, while there are no investment costs for floating platforms and intermediate transport facilities.

Rope conveying systems

In mining, two systems are in use, the bucket-conveying system and frame winding. In ocean technology the former system is more appropriate because of its higher efficiency^{5,6,7}. Moreover, using containers minimizes the flow resistance of the material.

Fig. 1 shows a possible type of this conveying system, altered to suit conditions in seawater. The conveying machinery is situated on a buoyancy body to protect the conveying ropes from the movements of the sea. This floating body is connected to the filling station on the seabed by anchor chains. These chains are also used to compensate for different sea levels due to tides. The conveying rope must also have compensation equipment. For this purpose, two "Koepe"-rope pulleys are used which allow change in the length of the rope. Fig. 2 shows the arrangement of the rope in the handling installation. It seems most economical for the "Koepe" rope pulleys to be

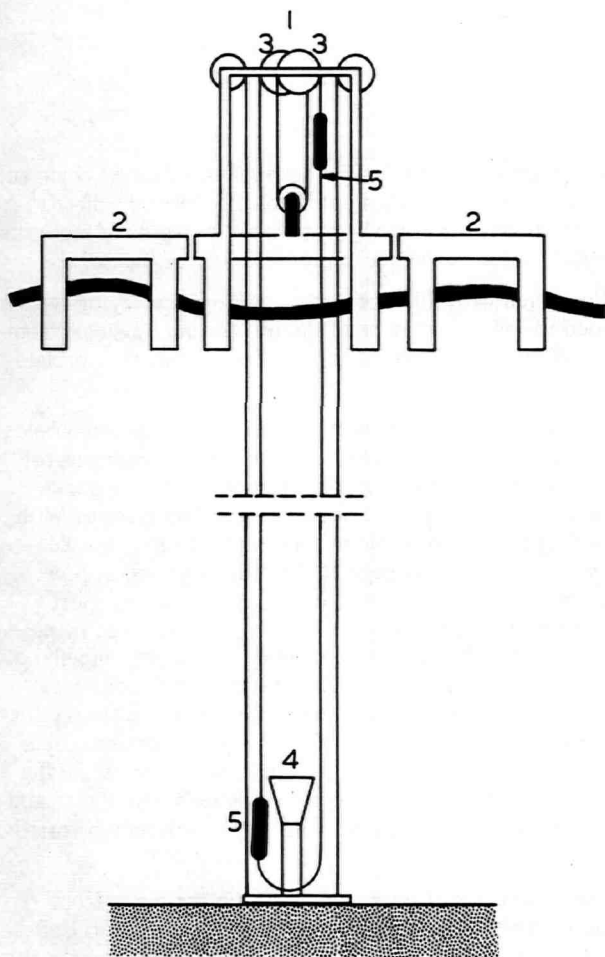


Fig. 1 Floating rope handling installation
 1. Conveying tower; 2. Operating platform;
 3. Pulleys; 4. Filling station; 5. Buckets

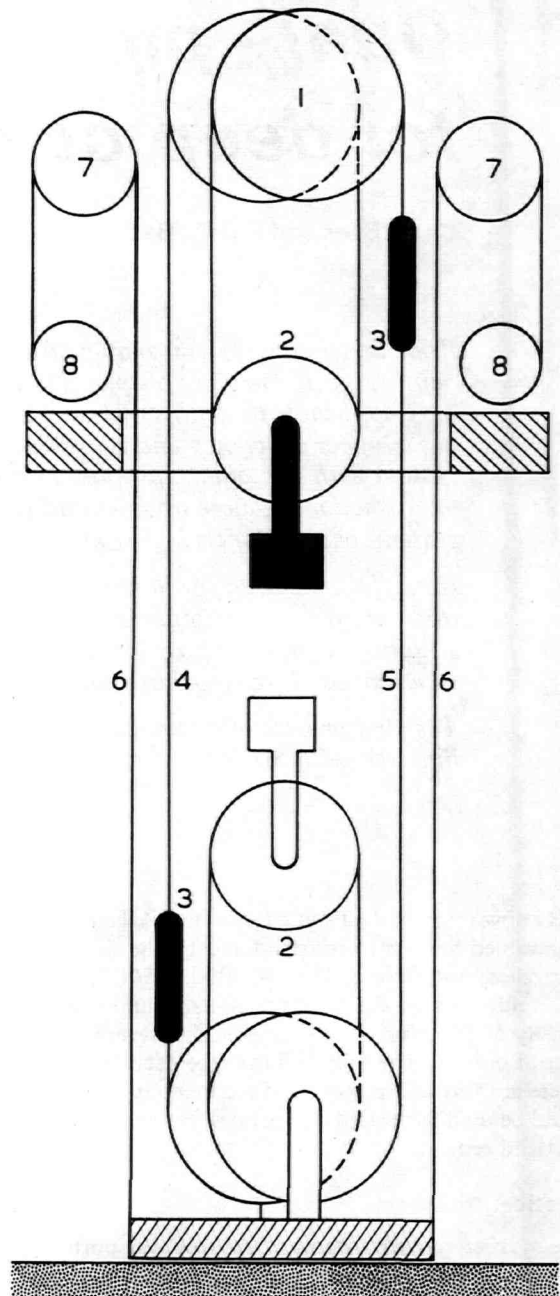


Fig. 2 Arrangement of rope in rope handling installation
 1. 'Koepe' pulleys; 2. Rope storage; 3. Containers;
 4. Conveying rope; 5. Compensation rope; 6. Anchor rope; 7. Return pulley; 8. Anchor-rope winches

driven via a hydrostatic system, because of the big transmission ratio between the fast rotating engine and the slowly rotating rope pulleys. The prime mover could be installed on the working platform which is situated opposite the floating conveying platform. The power must be transmitted by a pipe connection. The efficiency of the system is mostly affected by the time of unloading and loading the containers. If, for instance this time is 10% of the total conveying time, the partial efficiency is 90%. For equal ore discharge, small containers at higher velocity or

bigger buckets with smaller velocity could be used. Very high conveying velocities – which mean smaller conveying loads and smaller rope stresses – are not to be recommended due to the increasing flow resistance. In this case the total efficiency of the rope conveying system would produce a much smaller output which would not be compensated by the higher acceleration. Fig. 3 shows the conditions for a rope handling installation, which is designed for a daily handling rate of 10^4 Mp and a water depth of 3000 m. Here the total efficiency and the conveyed ore weight per charge are plotted as a function of the lifting velocity.

Constructing the rope conveying system presents considerable technical problems. The buckets are attached to six ropes. In order to get reasonable diameters of the rope pulleys, the safety factor, which in mining is usually 10, must be reduced to two. The present state of the technology limits application of the rope handling installation to 2000-3000 m.

Single-pipe handling installation

It seems most suitable to use water as transport fluid for bringing up ore from great ocean depths and it would be natural to use the method which is common in dredging systems. Here sand and mud are transported suspended in a water stream. This method has already been described by Mero^{16,17}, and we will only deal with its advantages and disadvantages. In order to get a small transport velocity and therefore small friction losses in the pipe, the manganese

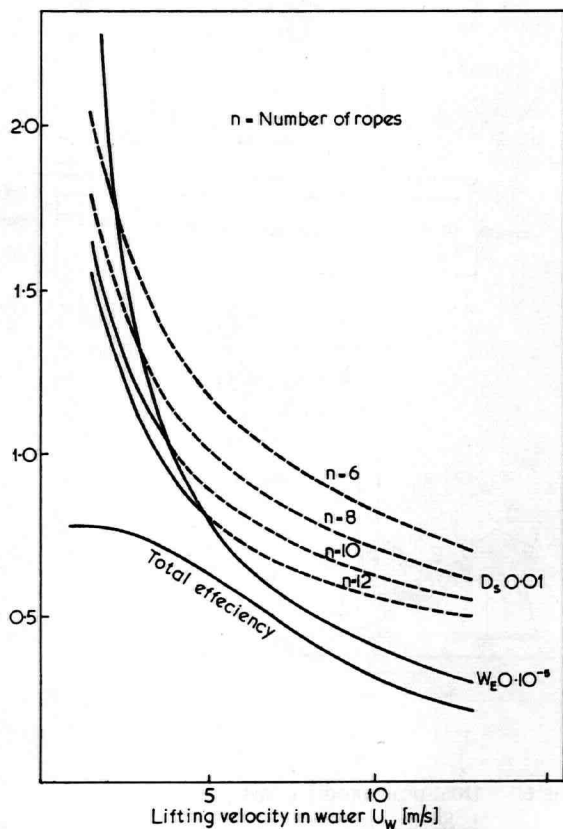


Fig.3 Rope handling installation for a daily handling rate of 10^4 Mp and a water depth of 3000 m

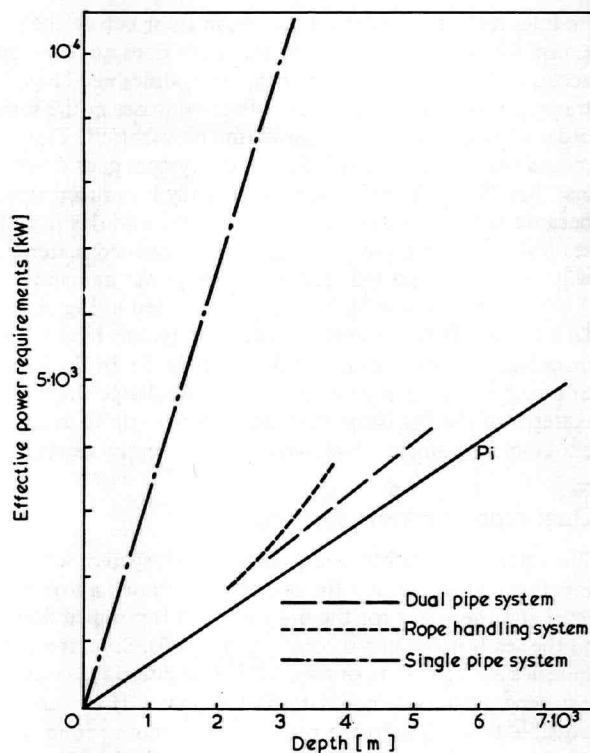


Fig.4 Comparison of performance data

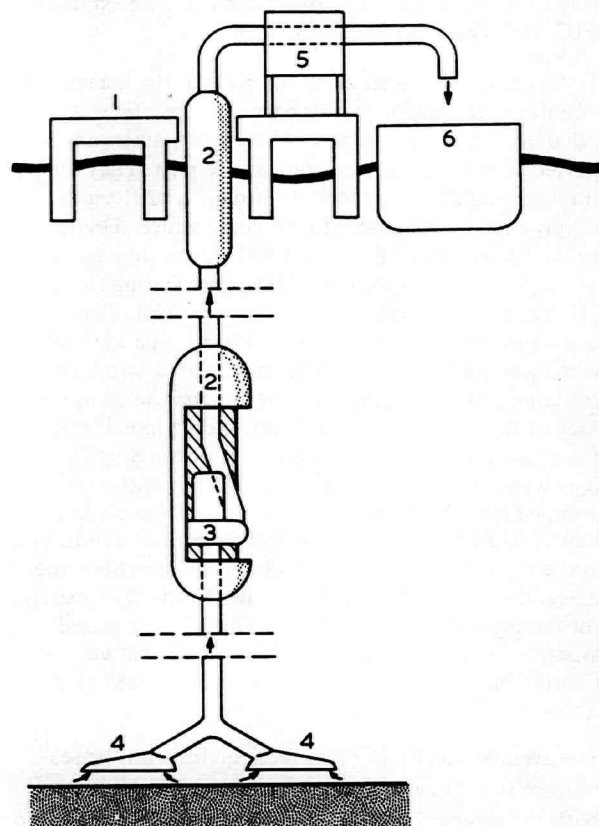


Fig.5 Hydraulic single-pipe handling installation (Mero 1960)
 1. Operating platform; 2. Sealed pump rooms; 3. Pumps; 4. Suction inlets; 5. Water separator; 6. Transport vessel

nodules must be broken on the ocean floor before their transportation in the waterstream. Mero does not take into account this effect. Large manganese nodules need high transport velocities which cause friction losses in the same order of magnitude as the conveying power itself. This means that the total efficiency of the system goes down to less than 50%. Beyond this the efficiency is reduced again because with the extraction of manganese nodules from the sea bottom by suction, unwanted finely grained material will also be transported. The very high power demands, which were calculated by Mero, are presented in Fig. 4. Due to the necessary high pressure, the pumps have to be installed in series at different depths (Fig. 5). In the event of pump failure it must be possible to discharge the solid material in the discharge pipe from each pump to avoid choking the pumps, which would cause lengthy repairs.

Dual-pipe transport systems

The operational safety of a pipe-transport system will increase considerably if the pumps are situated above sea-level and the water for the ore transport is pumped down to the sea bottom in a second pipe (Fig. 6). Several pumps in series are operating in parallel. If one pump fails, the equipment can continue with partial power. It is even possible to work with the total power by connecting additional spare pumps. To drive the pumps, high speed Diesel engines are suitable, each equipped with two pulleys. This arrangement allows operation of two pumps with only one engine. The operating costs are estimated at 0.02 DM/kWh.

To increase the efficiency of the system, the manganese nodules or the sludge, which have high specific weights, are filled in cylindrical containers. These containers are transported similar to those in a pneumatic post. They are passed through a compression lock or through a sufficiently long supply pipe to the descending pipe, in which they fall down to the filling station on the sea bed. There they are taken by a cylinder conveyor out of the tube. During this time a filled container is inserted into the pipe. The filled containers are going up in the ascending pipe to sealevel, where the transported material is unloaded into a store container. The containers then return via the compression lock or the supply pipe to the descending line. Parallel to the compression lock, the pumps are drawing up the transport water out of the store container; this water is then pumped into the descending pipe behind the compression lock. The filled container emerges from the ascending pipe at the same moment as the empty container enters the descending tube, thus there is no dead-time. The material for the pipes may be either glass, fibreglass or glazed asbestos cement. To avoid bending stresses between the floating platform and the pipeline, bellows are fitted at sealevel.

The average density of manganese nodules on the seabottom is, as previously mentioned, 10 000 Mp/km². With the assumed output, it is possible to get the ore from 1 km² in one day by continuous motion of the whole installation. Telescopic sections in the lower regions of the pipes allow easy movement over the ground contours. The associated volume change in the whole tube system may be compensated by additional pumping or overflow of sea water. Any failure of the power system will not

lead to difficulties since one gate of the compression lock is always closed, and the containers will sink slowly to the ground station because of high slit losses between pipe and container. When the system comes back to operation the containers are again forced up in the ascending line.

If sediment sludge of low specific weight must be transported instead of the manganese nodules, it will be possible to operate the system without containers. The sludge will be forced directly into the tube through the cylinder conveyor. With the parallel pumps in this installation it is also safe in the case of failure of one pump, which is an advantage compared to Mero's proposal. Whether it is more efficient to convey with or without containers depends mainly on the physical properties of the material to be conveyed and its storage density. The construction of the system need not be changed for either case and it is easily adapted to many different conditions. If a daily conveyance capacity of 10 000 Mp of ore is assumed, the installation may be run with a total efficiency of 82% (Fig. 7), for which a power of 2450 kW is adequate by using single-stage pumps in series connection. The equations which are necessary to estimate the system are given in the next section "Basis of calculation". The diameter of the pipe is around 1.7 m, the ascending velocity 1.5 m/s (Fig. 8), and the amount of

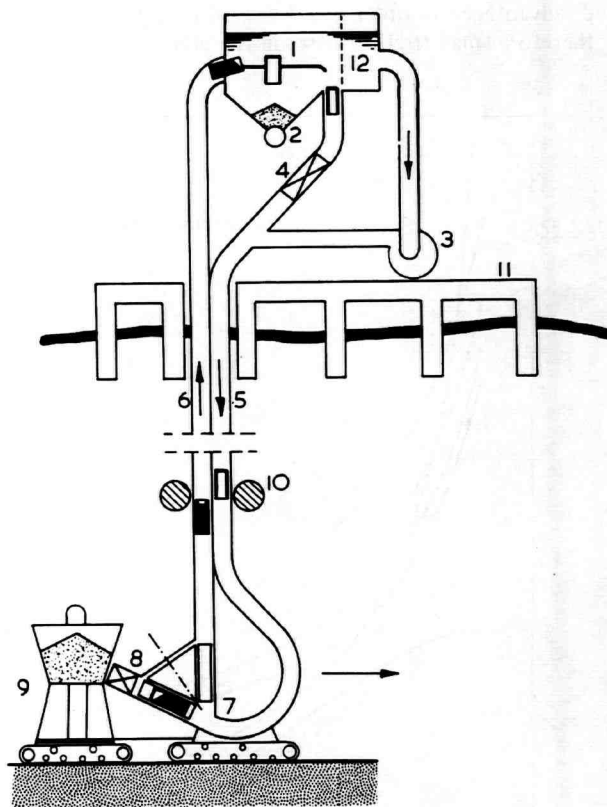


Fig. 6 Dual-pipe handling installation
 1. Separation tank; 2. Discharge bunker; 3. Pumps; 4. Pressure locks; 5. Descending pipe; 6. Ascending pipe; 7. Filling station; 8. Pressure lock; 9. Horizontal transport system; 10. Buoyancy vessels; 11. Operating platform; 12. Filter-chamber

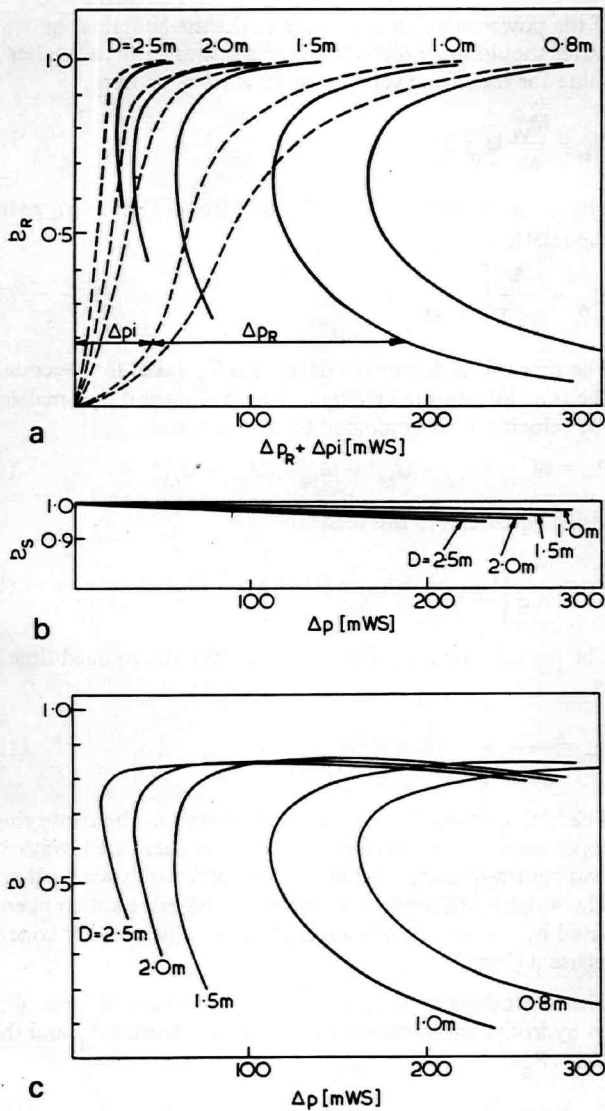


Fig.7 Individual and partial efficiencies
 a. Partial efficiency due to pipe friction; b. Partial efficiency due to leakage loss; c. Total efficiency

water to be transported is $3.4 \text{ m}^3/\text{s}$. This quantity of water can be handled by several pumps. If the ore lies in a depth of about 5000 m it is sufficient to increase the pressure to 140 m wg/. For a given conveying power, pressure difference and transport length, the diameter must not be less than a certain value, in order to maintain a good efficiency (Fig. 7, 8 and 9). If the tube diameter and the efficiency are nearly constant and pipeline pumps with a maximum pressure difference of 150 to 1000 m wg are used, the conveying capacity will increase by between 2- and 10- fold which means 20 000 to 100 000 Mp/day. A comparison of the efficiency of a dual-pipe transport system with containers shows better values for the latter system (compare Figs. 7 and 3).

To collect 10,000 Mp/day at a speed of about 0.2 m/s, a range of 50 m width has to be combed off. The problem of digging and collecting the manganese nodules¹⁶ resembles the process of gathering root vegetables and agricultural

collecting and transport systems may be used. This type of equipment is very robust, and could be strengthened still more to make it work several years without servicing. The slowly revolving power machines should be operated hydrostatically, using the compressed water out of the vertical transport tube.

The sediment sludge may be withdrawn by jet pumps which are operated by water from the vertical transport system. A jet pump has a high safety factor in operation, is simply constructed and any obstruction may be removed easily by reversing the direction of water flow.

Basis of calculation

With the specific weight of the ore γ_E and of water γ_W the specific weight of the ore in water $|\gamma_{EW}| = \gamma_E - \gamma_W$. The transport weight of the ore (ore flow) M is decreased in water to

$$M_W = \gamma_{EW} \times M / \gamma_E$$

The ideal conveying power P_i does not consider the additional conveying power in the air over sealevel, in order to make possible a comparison with other conveying systems

$$P_i = M_W \times L \tag{1}$$

with L being the total lifting height under and above sealevel. Fig. 4 gives a general view of the ideal conveying

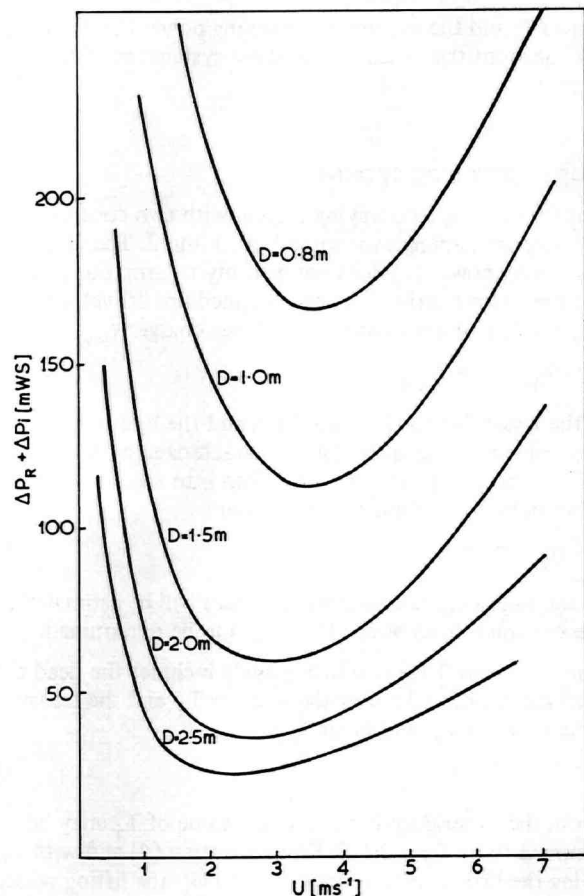


Fig.8 Flow velocity in the pipe

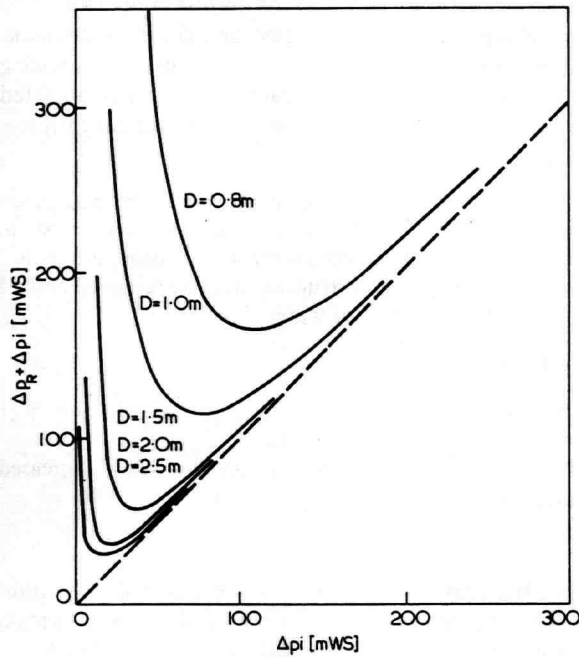


Fig. 9 Relationship between ideal pressure differential and pressure differential resulting from pipe friction

power P_i and the necessary conveying power P , which takes into account the losses for the three systems considered here.

Rope conveying system

The floating rope conveying system with two contra-rotating containers is shown in Figs. 1 and 2. The ideal conveying power (1) does not give any information about the optimum relation between the medium lift velocity $U_M = L/T$ and the quantity of ore per charge W_{EW}

$$P_i = M_W \times L = W_{EW} \times U_M \quad (2)$$

If the losses due to the dead times and the hydrodynamic and mechanical losses characterized by their efficiencies η_T , η_H and η_M , are taken into account, the relation between these values is given

$$\eta = \eta_T \times \eta_H \times \eta_M \quad (3)$$

In the following calculations the losses will be estimated and the optimum total power $P = P_i/\eta$ is to be determined.

The total time T for one lifting cycle includes the dead time for loading and unloading the buckets T_T and the transport time in water T_W and in air T_L

$$T = T_T + T_W + T_L \quad (4)$$

From the experience in mining, the value of T_T may be assumed to be $T_T = 0.1 T$. From equation (4) and with U_W being the lifting velocity in water and U_L the lifting velocity in air, it follows that

$$T \times 0.9 = T_L + T_W = \frac{L_L}{U_L} + \frac{L_W}{U_W} \quad (5)$$

If the power which is necessary to lift the container in water should not exceed the lifting power in air, a smaller value for the lifting velocity in air is to be chosen

$$U_L = \frac{M_W}{M} U_W \quad (6)$$

The lifting velocity in water follows from (5) and (6), giving the relation

$$U_W = \frac{1}{0.9T} \left[L_L \frac{M}{M_W} + L_W \right] \quad (7)$$

The power loss due to the dead time P_T takes into account the time loss during loading and unloading and the smaller lift velocity in air compared to that in water.

$$P_T = W_{EW} (U_W - U_M) = M_W T (U_W - U_M) \quad (8)$$

Using equation (7) this leads to

$$P_T = \frac{M_W}{0.9} \left(L_L \frac{M}{M_W} + L_W - 0.9 L \right) \quad (9)$$

The partial efficiency for the power loss due to dead time is

$$\eta_T = \frac{P_i}{P_i + P_T} \quad (10)$$

The lifting power for the two containers and the conveying ropes need not be taken into account as there are always two contra-rotating buckets which compensate each other. The weight differences for the conveying rope are compensated by a second rope hanging between the two containers as usual (Fig. 2).

The hydrodynamical power losses are the sum of losses due to hydrodynamic friction of the two containers P_G and the ropes P_S

$$P_G = \rho A_G c_W U_w^3 \quad (11)$$

Where ρ means the density of water, A_G the cross-section area of a container and c_W the friction coefficient of the total flow.

c_W has a value of 0.65 for a cylindrical body with pointed ends and gives a favourable relation between length L_G and diameter D_G :

$$L_G/D_G = 8.$$

With the coefficient of circular cross-section $C_V = 0.85$ the volume of the container is

$$V_G = 2\pi C_V D_G^3 \quad (12)$$

and the diameter

$$D_G = \sqrt[3]{\frac{V_G}{2\pi C_V}} \quad (13)$$

The necessary volume of the transport container can be calculated from the transport quantity per time using the ore storage factor φ_{EW} in water.

$$V_G = \frac{M_W \times T}{\varphi_{EW}} \approx \frac{M_W \times T_W}{\varphi_{EW} \times 0.9} = \frac{M_W \times L_W}{\varphi_{EW} \times 0.9 U_{EW}} \quad (14)$$

Using equations (13) and (14) the cross-section of the transport-container is

$$A_G = \frac{\pi}{4} \left[\frac{M_W \times L_W}{\varphi_{EW} \times 0.9 \times U_W \times 2\pi C_f} \right]^{2/3} \quad (15)$$

The power loss of the two containers is then derived from equation (11).

The power loss of the conveying rope, including the lower rope, due to the flow resistance in water is

$$P_S = \rho/2 U_W^3 O c_f \quad (16)$$

where

$$O = 2\pi L d_s n \quad (17)$$

is the total surface of the rope, n the number of the ropes and d_s the diameter of a single rope.

An estimate for the friction coefficient C_f is possible under the acceptance that the boundary layer is stable only for a certain rope length L_S . It is assumed that the boundary layer is detached from the surface of the rope every 100 to 300 m due to the rope oscillations and cross flow. In this case the Reynolds number is in the range of

$$R_n = \frac{U_W \times L_S}{\nu} = 10^8 \text{ to } 10^9$$

If this range of Reynolds number is used and a coefficient of roughness of about 10^{-5} is assumed, the result is a constant value for the friction coefficient $c_f = 3 \times 10^{-3}$. The dynamic viscosity of the water $\nu = 1.6 \times 10^{-6}$ [m²/s] is valid for a temperature of +4°C.

The rope diameter d_s is calculated using the maximum permissible total stress σ_{safe} which must be smaller than or equal to the sum of stresses due to the weight of the rope σ_S , of the container σ_G and of the weight of the ore per charge σ_E

$$\sigma_{safe} \leq \sigma_S + \sigma_G + \sigma_E \quad (18)$$

The maximum stresses occur at the moment of lifting the ore-filled container from the ground station. The stress due to the weight of the rope is defined by the specific weight of the steel rope in sea-water $\gamma_{SW} = 6975$ [kp/m³]

$$\sigma_S = \gamma_{SW} \times L \quad (19)$$

The total weight of the container is the sum of the weights of ore in water W_{EW} and the weight of the unfilled container in water W_{GW} . Based on empirical data in mining, the relation is in the case of container conveying

$$W_{EW} + W_{GW} \sim 1.7 W_{EW}$$

The rope stresses due to the weight of the container and the weight of the ore may be summarized to

$$\sigma_G + \sigma_E = 1.7 \frac{4M_W L_W}{\pi n d_s^2 0.9 U_W} \quad (20)$$

Using equations (18) to (20) the rope diameter can be derived

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{6.8 M_W L_W}{\pi n U_W (\sigma_{safe} - \gamma_{SW} L_W)}} \quad (21)$$

The total rope surface may be computed then from equation (17).

The power loss due to the flow resistance of the conveying rope and the lower rope may now be derived using equation (16). Also the partial efficiency for the hydrodynamical losses may be calculated

$$\eta_H = \frac{P_i}{P_i + P_G + P_S} \quad (22)$$

The most economical way of driving the rope pulleys appears to be by the application of diesel engines with speeds of 100 to 200 rpm and hydrostatic transmissions. The hydrostatic transmission permits reversal of direction under each load condition and the control of the reduction ratio. This could not be achieved with gear drives, which have a somewhat higher efficiency. With hydrostatic transmissions, the reduction ratio has only a small effect on efficiency. A medium reduction ratio of 1:50 was used in the examples.

If the diameter of the rope pulley has a sufficiently high value, the losses due to stretching and friction slip of the rope and the rope bending may be neglected. In this case the surface pressure σ_p between a rope pulley and a rope must be smaller than 16 kp/cm².

$$\sigma_p = \frac{S_1 + S_2}{n d_s \sigma_p}$$

The diameter of the driving pulley D_S is then at least

$$D_S = \frac{S_1 + S_2}{n d_s \sigma_p} \quad (23)$$

Where $S_1 + S_2 = W_{SW} + 2.4 W_{EW}$ is the total conveying load.

With the rope weight of

$$W_{SW} = 2 L n \gamma_{SW} \frac{\pi d_s^2}{4} \quad (24)$$

and the weight of the two containers loaded with one charge of ore $2.4 W_{EW} = 2.4 M_W \times T$, the diameter of the driving pulley (Fig. 3) is

$$D_S = \frac{2}{\sigma_p} \left[L \gamma_{SW} \frac{\pi d_s}{4} + \frac{1.2 M_W T}{n d_s} \right] \quad (25)$$

The additional load due to the flow resistance of the ropes and the containers is small and may be neglected.

Now the basis for the numerical calculation of the total efficiency (using equation (1), Fig. 3), and the total power (Fig. 4)

$$P = \frac{P_i}{\eta} = \frac{M_W \times L}{\eta} \quad (26)$$

is given. Also the partial efficiencies may be determined with these basic equations.

Dual-pipe conveying systems

The ideal conveying power follows from the equation (1)

$$P_i = M_w L = W_{EW} \times z_H \times U \quad (27)$$

Where W_{EW} represents the conveyed ore in water and z_H the number of containers which are conveyed in the lifting pipe at the same time.

The ideal pressure difference excluding the friction, and slit losses in the entrance of the descending pipe is

$$\Delta P_i = \frac{P_i}{Q} \quad (28)$$

where Q represents the streaming volume of the transport water, Δ the cross section area of the tube and D the diameter of the tube.

For the calculation of the volume flow of transport water, the volume fraction of ore is neglected as well as the slip of the containers, as these influence the result by less than 1%.

The pressure loss due to pipe friction is

$$\Delta P_R = \rho/2 U^2 \lambda \frac{L_R}{D} \quad (29)$$

if the total length of the tube $L_R = 2L + 300$ m and the flow velocity is U . For the additional losses due to bends, an elongation of the pipe length of 300 m is assumed. The friction coefficient for smooth tubes in the Reynolds region in question

$$R_n = \frac{U \times D}{\nu} \sim 1 \text{ to } 5 \times 10^6 \quad (30)$$

can be assumed in a first estimation to be $\lambda = 1 \times 10^{-2}$. Then the power loss due to friction is

$$P_R = \rho/8 \pi U^3 D \lambda L_R \quad (31)$$

and the efficiency (Fig. 7) is

$$\eta_R = \frac{P_i}{P_i + P_R} \quad (32)$$

The losses caused by the gap between the container and tube are added for both legs of the tube. It is assumed that the weight of the containers amounts to a value of 15% of the weight of the ore.

$$W_{GW} = 0.15 W_{EW} \quad (33)$$

The power loss due to

$$P_S = \zeta_s U D \left[z_S \frac{W_{GW}}{A_G} \sqrt{\frac{2 W_{GW}}{\rho A_G}} + z_H \frac{W_{GW} + W_{EW}}{A_G} \sqrt{\frac{2(W_{GW} + W_{EW})}{\rho A_G}} \right] \quad (34)$$

may be simplified by using equation (33) and the relations

$$z_S = z_H = \frac{P_i}{W_{EW} \times U}; A = A_G \quad (35)$$

It follows

$$P_S = 8.25 \zeta_s \frac{P_i}{U D^2} \sqrt{\frac{W_{EW}}{\rho}} \quad (36)$$

If we assume for the containers a relation of length to diameter $L_G/D_G = \delta$, set $D_G = 0.8 D$ and the stowage factor

$$\varphi_{EW} = \varphi_E \frac{\gamma_{EW}}{\gamma_E} \quad (37)$$

there will be the result

$$W_{EW} = \varphi_{EW} V_G = \frac{\pi D_G^2 L_G}{4} = 0.4 \varphi_{EW} D^3 \delta \quad (38)$$

(See Fig. 8) and

$$P_S = 5.2 \frac{\zeta_s P_i}{U} \sqrt{\frac{\varphi_{EW} \times \delta}{\rho_w D}} \quad (39)$$

ζ is the contraction coefficient of the labyrinth packing of the gap and may be assumed in the case considered here to be $\zeta = 0.1$.

The efficiency due to the gap

$$\eta_S = \frac{P_i}{P_i + P_S} \quad (40)$$

is also shown in Fig. 7.

The efficiency of the pump

$$\eta_p = \frac{P_i}{P_i + P_p} \quad (41)$$

is determined by the manufacturer of the pump following tests. In the examples computed here $\eta_p = 0.87$ has been assumed.

The total efficiency is then:

$$\eta = \eta_p \times \eta_R \times \eta_S \quad (42)$$

(Fig. 7) and the total power (shown in Fig. 5)

$$P = \frac{Q \Delta P_i}{\eta} \quad (43)$$

The losses are compensated by a pressure difference Δp which is raised over the ideal pressure

$$\Delta P = \frac{\Delta P_i}{\eta_R \times \eta_S} \quad (44)$$

From this it follows that total power

$$P = \frac{Q \Delta p}{\eta_p} \quad (45)$$

Horizontal transport

The dual-pipe transport system may be also used for horizontal transport.

Until now, different systems for horizontal transport were used: railway lines, conveyor belts, transportation by

vessels or in containers. Westphal has suggested transportation of loaded containers in an open narrow channel downwards¹⁹. In his proposal, the return of the empty containers to the loading station is to be by tractor or trolley. But here the potential energy of the conveyed load is not to be used for the transport. The alignment of the channel needs a continuous slope of at least 1:20 000 and a constant inflow of water into the channel at the loading station. These conditions are seldom satisfied without difficulty. Moreover there is always the danger that the channel may be obstructed by waste. If the dual-pipe transport system is used these conditions do not apply. It does not even matter whether the loading station lies on a higher or lower level than the unloading station. The construction of the installation is made simpler if the material is to be transported from a higher loading station to a deeper unloading station, for instance from an ore deposit in the mountains to a harbour. The dual-pipe transport line, in which water circulates as transport medium, may be staked out arbitrarily between the two stations. Also if no part of the dual-pipe line lies higher than 10 m above the loading station, the material may be inserted into the system without a compression lock. Therefore the line need not have a constant descent. It is easy to surmount small hills (Fig. 10).

In the descending line, the loaded containers slide or roll down. In the unloading station the containers are turned around and emptied into a storage bunker which is under compression and may be unloaded whenever it is desired.

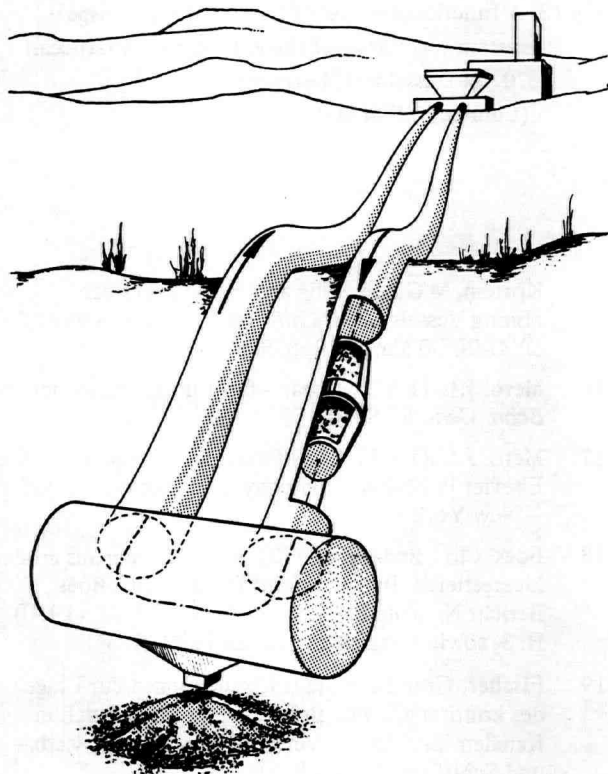


Fig.10 Dual-pipe transport system

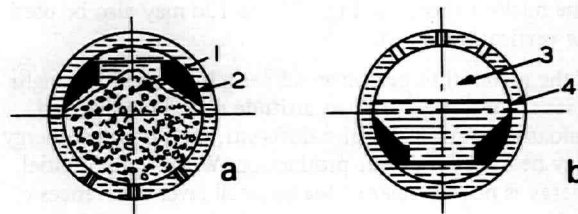


Fig.11 Containers for dual-pipe transport system
1. Load; 2. Container; 3. Air; 4. Container in return position

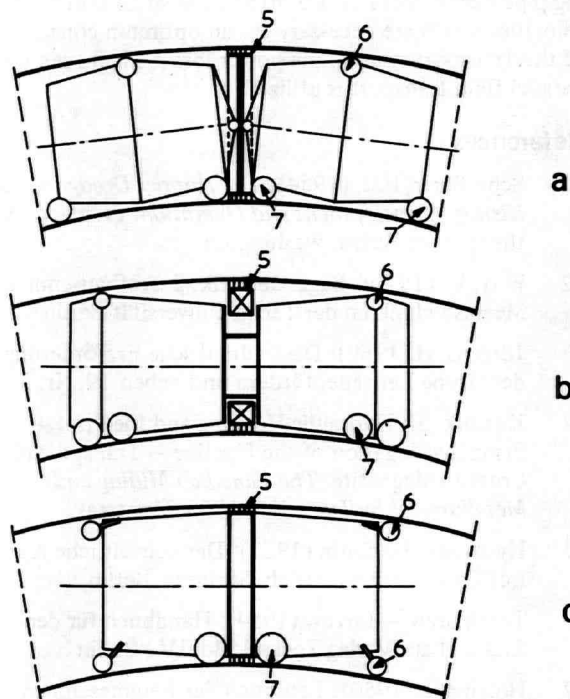


Fig.12 Containers for dual-pipe transport system
5. Seal; 6. Guide wheels; 7. Load bearing wheels

The empty containers slide up to the loading station in the inverted position and are there filled with air to increase their buoyancy. In this case the centre of gravity of the empty and inverted container must lie below the centre of form, which may be easily attained by appropriate design (Fig. 11a). Due to the high specific weight of the material to be transported, the centre of mass lies below the centre of form even in the case of a loaded container (Fig. 11b). For this reason the containers must have wheels or skids on one side only. In the descending tube, the container is supported by the bottom of the tube and in the ascending tube by the upper part of the pipe. If the inclination of the pipeline over the whole distance is sufficiently high and the material to be transported has a great specific weight, the pressure difference ahead and behind the container is large enough to detach the body of the wall of the tube. In this case no wheels or skids are necessary.

The buckets shown in Figs. 12a to 12c may also be used for vertical transport.

If the material to be conveyed has a high specific weight (ores for instance) and the altitude of the loading and unloading stations is quite different, the potential energy may be used for power production. When the potential energy is not sufficient (due to small level differences of the two stations) to compensate the losses, additional propulsion by pumps may be needed. Besides the conveying of compact material in containers, the dual-pipe transport system may be used for fluid transportation. If the fluid is water, it is possible to add or draw off water at any place in the system for irrigation or to provide drinking water to regions near the installation. Due to the big pipe diameters (1 to 1.5 m) and the small transport velocities which are necessary for an optimum construction of this transport system, the power loss is small even if a parallel fluid transport is utilized.

References

- 1 Scheffauer, F.C. (1954): *The Hopper Dredge - its History, Development and Operation*. Prepared by the Hopper Board, Washington
- 2 Witt, W. (1970): *Baggertechnik. 2. Aufbauseminar Meerestechnik an der Techn Universität Berlin*
- 3 Jürgens, H. (1969): *Die hydraulische Erzförderung der Grube Lengede, fördern und heben 19, Nr. 5*
- 4 Kostuik, S.: *Hydraulic Hoisting and the Pilot - Plant Investigation of the Pipeline - Transport of Crushed Magnetite. The Canadian Mining and Metallurgical Bulletin*, Jan. 1966, Montreal
- 5 Hymans v. Hellborn (1927): *Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb*. Springer, Berlin
- 6 Terpigorew - Jarzew (1954): *Handbuch für den Erzbergbau. Verlag Technik Bd. IV., Berlin*
- 7 Hoffmann (1956): *Lehrbuch der Bergmaschinen*. Springer, 5. Auflage, Berlin
- 8 Cruickshank, M., Romanowitz, C., Overall, M. (1968): *Offshore mining - present and future, E. & MJ - January*
- 9 Lockwood, G.: *Engineering aspects of mineral recovery from the ocean floor. Mining Engineering*. 45. Aug. 1964
- 10 Hering, N. (1970): *Rohstoffgewinnung aus dem Meer. Meerestechnik*, mt, Bd. 1 März
- 11 Claus, G.: *Probleme bei der Optimierung von Fördersystemen. 2. Aufbauseminar Meerestechnik an der Techn. Universität Berlin 1970*
- 12 Witt (1964): *Entwicklung neuer Schleppsaugköpfe für selbstfahrende Lade - raumsaugbagger, Konstruktion*, Bd. 16, Heft 11, S. 461 - 470
- 13 Flanagan, W.G. and Shaffer, L.E.: *An application of nuclear explosives to block caving in mining. Univ. Calif. (Berkeley) Radiation Lab. Rept. 5949, T 10- 4500 (see also bibliographical data [17] Page 86)*
- 14 McClure, A.C. (1965): *Development of Project Mohole Drilling Platform. Trans. SNAME, Vol. 73*
- 15 Krutein, M.G.: *Existing and Proposed Ocean Mining Vessels. Joint California Spring Meeting of SNAME, 30 March 1968, San Diego, Cal.*
- 16 Mero, J.L. (1962): *Ocean - floor manganese nodules. Econ. Geol. 57 S. 747-767*
- 17 Mero, J.L. (1965): *The Mineral Resources of the Sea*. Elsevier Publishing Company, Amsterdam - London - New York
- 18 Boës, Chr., Bade, P. (1970): *Erzförderung aus großen Meerestiefen, Ingenieurbüro Dr.-Ing. Chr. Boës, Bericht Nr. 7 und Schiff und Hafen, 22. Jg. (1970), H. 3, sowie Kurzfassung Hansa 1970, H. 3*
- 19 Fischer: *Grundlegende Untersuchungen zur Frage des kontinuierlichen Behälterverkehrs, speziell in Kanälen. Bericht der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, 367/67*
- 20 Boës, Chr., Bade, P. (1970): *Doppelrohrtransport-system. Ingenieurbüro Dr.-Ing. Chr. Boës, Bericht Nr. 8 und Schiff und Hafen, 22. Jg. (1970), H. 5*

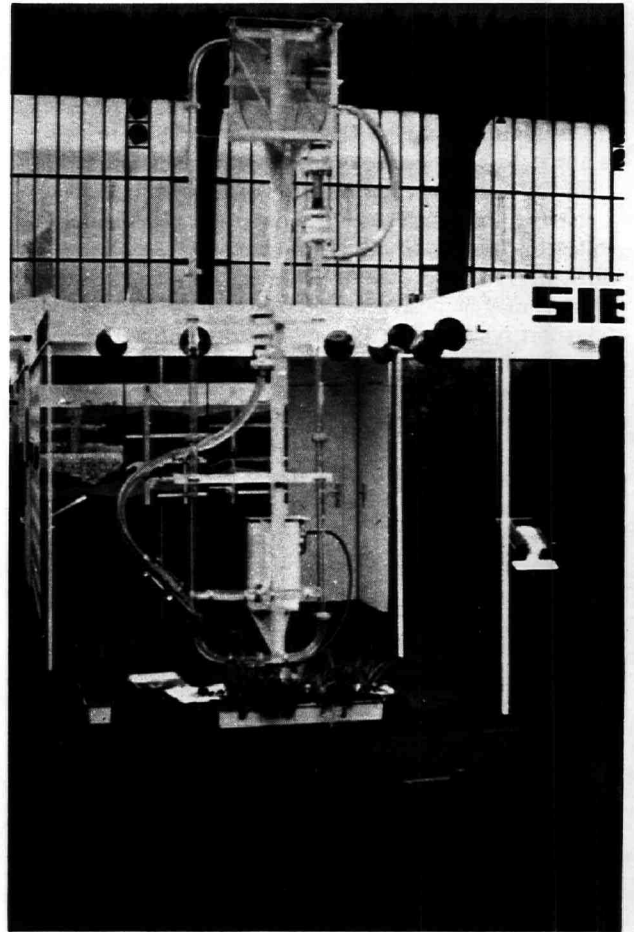


Fig.13 A functional model of the dual-pipe transport system was shown at the exhibition "Interocean '70" at Dusseldorf, Germany (Courtsey SIEMAG)

Учитывая многосторонние возможности двухствольных транспортных станций (с двумя стволами или трубами) необходимо при численных расчетах различать между вертикальным и горизонтальным транспортом с одной стороны и транспортом кускового материала в баках и мелкозернистого материала (без баков) с другой. При горизонтальном транспорте, осуществляемом преимущественно на земной поверхности, нужно опять-таки делать различие соответственно между быстрходным транспортом в вакуумных трубопроводах (вакуумтранспорт) и медленным гидравлическим транспортом (фиг. 1).

Транспортный метод по двум трубопроводам

Принцип транспортирования по двум трубопроводам весьма прост. Фиг. 1 изображает функциональную модель, разработанную инженерным бюро Бозс в Берлине и фирмой Симаг транслифт О-во с огр. отв., Нетен, с субсидией зап. берлинского сената. Система транспортирования с двойным трубопроводом (двухствольная система) отличается тем, что рядом с транспортной или подъемной трубой (стволом) устанавливается вторую, через которую накачивают необходимый для подъема материала с морского дна воду. В этом случае насосы можно устанавливать над водой или непосредственно под поверхностью моря. По этой двухствольной системе возможно транспортирование в баке и без бака в одной и той же установке.

Вертикальный транспорт в баках

Важной областью применения вертикального транспорта в баках или цистернах является транспорт пеллагита (глубоководных марганцевых конкреций), добываемого с глубины 3 — 5 000 м прямо с дна Атлантического и Тихого океана. На основании фиг. 2 и 3 можно видеть, что в противоположность одноствольной транспортной системе, по двухствольному методу

Двухствольный транспортный метод для рудодобывания на большой морской глубине и для наземного транспорта

Д-р инж. Хр. Бозс, Берлин

INGENIEURBÜRO **IB** DR.-ING. CHR. BOËS

1 BERLIN 10. MARCHSTRASSE 4-6 · TELEFON (03 11) 312 12 86

возможен транспорт крупнозернистого материала в баках (сосудах). В результате при транспорте по двухствольному методу потери от трения будут ниже, а эффективность выше. Пустые транспортные сосуды через шлюз для выравнивания давления попадают в спускной ствол и падают на дно моря, на погрузочную станцию.

Поскольку от такого выравнивающего давления шлюза на дне моря необходимо отказаться, можно выбрать конструкцию бака, обеспечивающую его плавучесть при полной нагрузке. При этой конструкции груженные баки благодаря остаточной плавучести поднимаются по подъемному стволу на поверхность, в то время как порожние баки, в результате создаваемого насосами давления устремляются по спускному стволу на дно.

Дальнейшим шагом на пути к упрощению установки является применение линейных электродвигателей, эксплуатируемых в последнее время в установках для непрерывного транспорта. Первичная часть двигателя прочно монтирована в подъемной трубе или вообще представляет собой часть

трубы. Вторичной частью двигателя являются транспортные сосуды или баки, которые в данном случае должны быть достаточно длинными. Первичная часть индуцирует во вторичной части вихревое поле, в результате которого получаются два отталкивающих друг друга магнитных поля, осуществляющие с помощью эдс подъем баков. Ввиду того, что между баками и первичной частью двигателя необходимо предусматривать паз, баки проплывают мимо статора, благодаря чему избегается механический износ. Вследствие этого установка не требует никакого ухода; двигатель можно опускать на большую глубину; в большинстве случаев, однако, можно ограничиваться глубиной 100 м ниже уровня воды.

С целью достижения возможно высокого к. п. д. линейного двигателя баки снаружи необходимо плакировать алюминием или медью, для того чтобы уменьшить потери от вихревых токов во вторичной части.

Длина оборудования линейным двигателем участка подъемного ствола зависит от потребностей транспортного режима. Минимальная длина двигателя соответ-

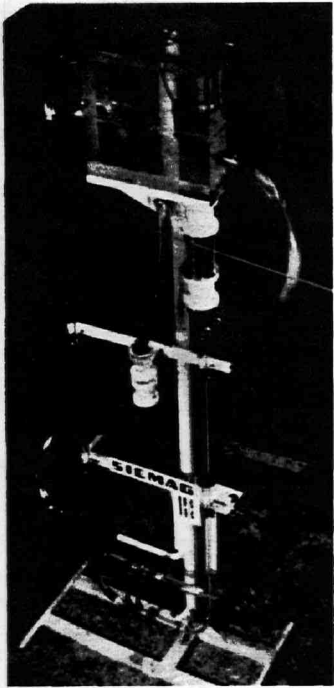
ствует расстоянию между двумя следующими друг за другом сосудами. Так как это расстояние при данной пропускной способности можно варьировать в зависимости от выбранного диаметра трубы, транспортной скорости и числа сосудов (баков) в широких пределах, положение линейного двигателя также можно изменять и приспособлять к данным экономическим требованиям.

При подъеме не обязательно требуется использовать всю имеющуюся мощность линейного двигателя. Баки могут сохранять плавучесть, а в спускной трубе баки могут опускаться на дно благодаря давлению воды. В этом случае от нижнего выравнивающего давления шлюза можно отказаться: линейному двигателю остается только поднимать нагрузку, соответствующую разности между погруженным материалом и остаточной плавучестью бака.

С точки зрения эксплуатационной надежности необходимо считать оптимальной установку, в которой насос, установленный на поверхности моря засасывает воду из подъемного ствола ($\Delta P_{\text{макс}} \approx 0,8 \text{ ат}$), при чем пустые баки обладают небольшой отрицательной плавучестью. Благодаря этому свойству баки сами опускаются на дно. В этом случае можно отказаться и от верхнего и от нижнего шлюзов.

Такой транспорт нельзя рассматривать как отдельную проблему. Глубоководный сбор рассеянного на большой площади дна пеллагита связан с большими трудностями. До настоящего времени не были разработаны принципы методов, обеспечивающих экономическую разработку в крупном масштабе. Одна из причин кроется в недостаточных средствах, отпускаемых официальными органами на научно-исследовательскую работу.

Для того чтобы нагрузить рудное судно с погрузочной способностью в 30 — 40 тыс. тонн в продолжение экономически допустимого времени, необходимо поднимать с морского дна по меньшей мере 10 тыс. т руды в сутки. Учитывая среднюю плотность залежей пе-



Фиг. 1
Функциональная модель двухствольной транспортной установки

лагита в 10 000 т/км² необходимо добывать руду с 1 км²/сутки. Ввиду того, что скорость проходки вследствие большого сопротивления трубопровода длиной в 3 000 м весьма небольшая, необходимо охватить разработкой весьма широкий участок морского дна. Учитывая скорость проходки в 20 см/с, требуемая ширина обеспечивающая суточную добычу в 10 тыс. т, достигает 50 м. А это осуществимо только при помощи специальных собирающих устройств и транспорта в поперечном направлении на самом дне.

Баки двухствольной транспортной установки с линейным двигателем можно применять в качестве контейнеров на морском дне, так как их в любой момент можно поднимать и снова вводить в трубопровод. В этом случае для сбора можно рекомендовать небольшие собирающие тележки, разыскивающие дно в пределах транспортной установки. Эти устройства нагружают один или несколько баков и возвращаются к погружной станции, подкачивая баки к подъемному стволу, в который эти засасываются. Такой метод обладает рядом преимуществ. Собирающие тележки могут обьезжать крупные препят-

ствия, но могут и ехать по неровному дну. Авария с собирающей тележкой лишь немного уменьшает транспортную мощность установки. Если необходим ремонт, то небольшую тележку можно легко поднять на поверхность, в то время как ремонт крупной добывающей и транспортной установки не только требует весьма больших затрат, но и ведет к простоя всей установки.

Возможности вариации методов разработки и сбора транспортной установки, оборудованной баками и линейным двигателем настолько многочисленны, что описание всех вариантов в данной статье не представляется возможным.

Вертикальный транспорт без баков

Важное преимущество двухствольной транспортной системы заключается в том, что ее можно применять для транспорта различных материалов без судов или баков.

Над ровным дном Красного моря расположен слой соляного раствора в 200 м толщины, нагретый до 56° С. Образующий дно долин в море осадочный ил содержит до 80% железа, а кроме этого значительное количество меди и цинка. Ил состоит из весьма малых частиц (размер < 10 мкм). Он пропитан кислото-реагирующим концентрированным соляным раствором, отделение которого вследствие небольшого размера частиц весьма затруднительно.

Разработку этих осадочных пород целесообразно осуществлять всасывающими головками. По спускному трубопроводу двухствольной транспортной установки к месту разведки на дне подается вода с поверхности моря с низкой температурой и небольшим содержанием. Эту воду наполняют добываемым материалом и подают на поверхность по подъемному стволу. В противоположность одноствольной установки часть тяжелого раствора в общем потоке составляет всего несколько процентов. В связи с этим требуемое давление насосов значительно меньше, т. к. подъем тяжелого концентрата, требующего

значительной затраты энергии, отпадает. Нагнетающие и всасывающие насосы можно устанавливать в легко доступном месте на уровне моря. В результате разбавления раствора соли и ила подъемный трубопровод подвержен давлению и температуре в значительно меньшей степени. Кроме этого, в таких условиях возможна предварительная подготовка осадочной породы при помощи вспомогательной флотации прямо в подъемном стволу.

Ввиду того что двойной трубопровод в долинах Красного моря глубиной до 2 000 м в большинстве случаев погружается на 200 м вглубь соляного слоя, в то время как удельный вес воды в трубе, в точке разведки господствует разрежение, относительно окружающего раствора солей. Если всасывающая труба устроена так, что давление у входа в трубопровод не превышает статическую разность давлений между полостью трубы и окружающим рассолом, то смесь осадочной породы и солей, вследствие относительно высокого наружного давления в несколько атмосфер нагнетается через всасывающую трубу в ствол. В результате от установки насосов и выравнивающих давление шлюзов на разведочной площадке можно отказаться. Сдвоенный ствол выполняется в форме пары труб или двух концентрически расположенных трубопроводов. Ввод всасывающего трубопровода в смесь солей и осадочной породы осуществляется с помощью инжекторной форсунки, обеспечивающей хорошее смешение осадка с транспортной водой. Так как концентрация твердых частиц в транспортном трубопроводе составляет всего около 4% объема, возможен точный теоретический учет потоковых процессов, ввиду того что состояние Ньютоновской жидкости сохраняется, а тиксотропический режим отсутствует. Кроме этого можно откачивать пустую породу через спускной ствол обратно на дно и этим самым избежать интенсивного загрязнения района разработки.

В этом случае двухствольная транспортная установка

обеспечивает сочетание транспорта с предварительной подготовкой материала. По методу флотации под давлением можно уже в подъемном стволу начать сепарацию мелкозернистой руды. Метод флотации под давлением сам по себе уже подходит к двухствольной транспортной системе, т. к. в потоке жидкости осадочная порода транспортируется из зоны с высоким давлением в зону с атмосферным давлением.

Горизонтальный транспорт на большое расстояние

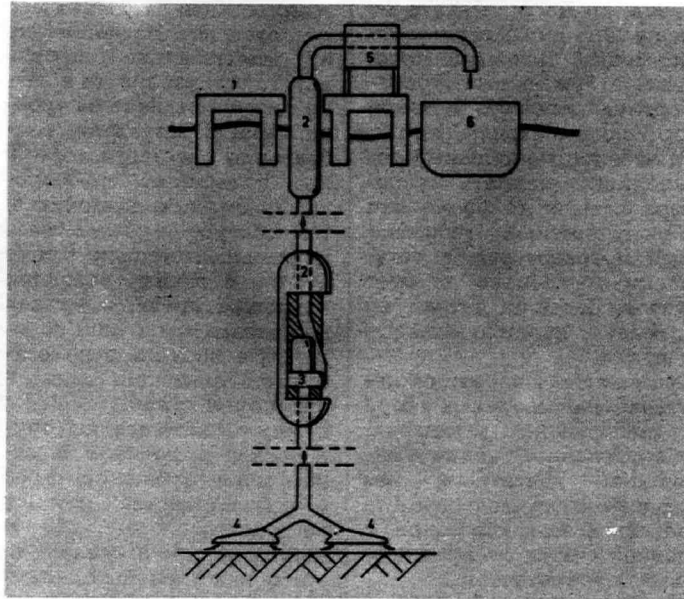
Для перевозки пассажиров и грузов в контейнерах на расстоянии свыше 100 км уже несколько лет проектируются быстроходные транспортные технические установки, скорость которых не только превосходит скорость пассажирских самолетов, но и исключают загрязнение окружающей среды. Условием сверхбыстрого железнодорожного движения, при котором индивидуальные «моторные вагоны» движутся со скоростью 400 — 3 000 км/ч, является полная защита пути от атмосферных влияний и погоды. Такая герметизация неизбежна, т. к. создаваемый поездом звуковой уровень весьма высок. Поэтому сама собой напрашивается мысль применения сверхбыстрого межгородного сообщения по принципу двухствольного транспорта. С целью снижения сопротивления воздуха при движении вагона в трубопроводе английский ученый Лейтуэйт уже в начале 60-х годов предложил вакуумную транспортную систему. Дальнейшее снижение этого сопротивления возможно, поскольку остаточный воздух заменить гелием. Если, напр. снизить давление в трубопроводе до 0,02 ат (= 15,2 торр), (это осуществимо при помощи обычных вакуумнасосов) то это соответствует давлению при летной высоте в 30 тыс. м. А если к тому же заменить остаточный воздух гелием, то в трубе получается плотность, соответствующая летной высоте в 44 тыс. м. Средняя летная высота пассажирских самолетов в настоящее время составляет 10 тыс. м. Приводная мощ-

ность вагонов, движущихся в вакуумной или наполненной гелием двухствольной транспортной системе весьма небольшая, т. к. воздушное сопротивление вагона уменьшается пропорционально плотности окружающего газа.

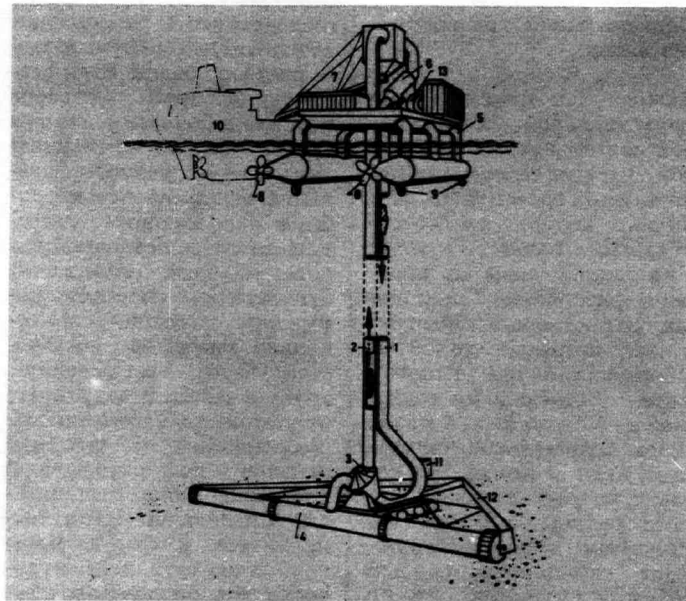
Сверхзвуковой транспорт по герметичным вакуумным или наполненным гелием трубам связан с значительными преимуществами по сравнению с воздушным сообщением, т. к. полеты с сверхзвуковой скоростью над населенными районами во многих странах не допускаются. Кроме этого «железная дорога» может быть проложена до самого центра крупных городов, в результате чего отнимающие много времени подъездные дороги отпадают. Заглушение шума достигается не только благодаря толстым стенкам трубопровода, но по желанию и дополнительной акустической изоляцией. Кроме этого для трассы можно предусматривать прокладку в шельфах или в речных руслах. Такая «железная дорога» могла бы обеспечить сообщение между Лондоном и Брюсселем под Ламаншем (фиг. 4). При прокладывании пути под водой стальную трубу необходимо покрыть бетонной оболочкой с целью компенсации плавучести трубопровода, а также предусмотреть дополнительную защиту против аварий, вызываемых движением судов.

Выводы

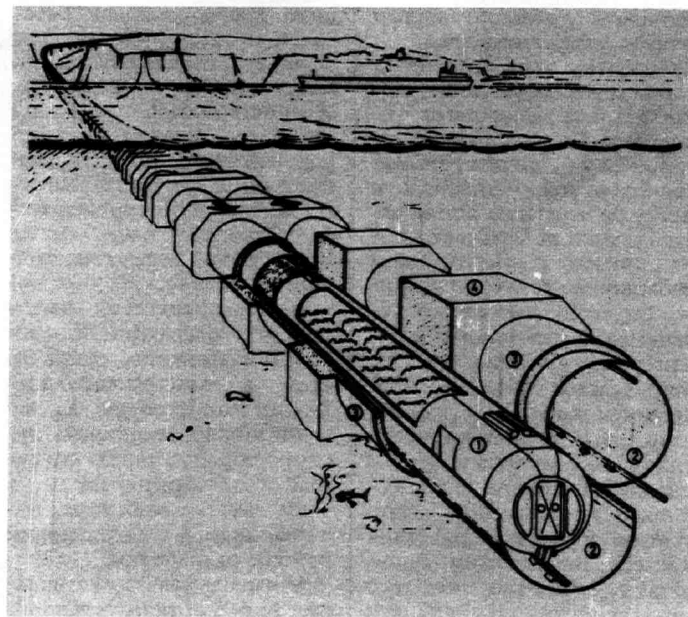
В настоящей статье рассматриваются различные возможности эксплуатации двухствольной транспортной системы, служащей для подъема пелагита и осадочного ила с морского дна, а также для горизонтального транспорта руды, угля, химических продуктов в открытых и закрытых баках и контейнерах. Выявляются выгоды упрощенного вертикального транспорта в баках при помощи линейных электродвигателей. Кроме этого подчеркиваются возможности осуществления транспорта пассажиров и грузов при помощи линейных двигателей в вакуумном или наполненном гелием трубопроводе со скоростью от 400 до 3 000 км/ч.



Фиг. 2
Гидравлическая одноствольная транспортная система по Метро (1960 г.);
1 — рабочая площадка;
2 — подъемный ствол;
3 — нагнетательные насосы для смеси;
4 — всасывающие отверстия;
5 — водоотделитель;
6 — рудный транспорт.



Фиг. 3
Двухствольная транспортная система с баками.
1 — спускной ствол;
2 — подъемный ствол;
3 — шлюзный барабан для компенсации давления;
4 — собирающая и поперечная транспортная установка;
5 — плавучая платформа;
6 — верхний компенсирующий давление шлюз;
7 — передаточная установка;
8 — гребные винты;
9 — приводы для маневрирования;
10 — рудный транспорт;
11 — телевизионная камера;
12 — отклонитель;
13 — насосы.



Фиг. 4
Сверхскоростная железная дорога в вакуумных трубах.
1 — герметическая кабина;
2 — вакуумные трубопроводы для обоих направлений;
3 — бетонная защитная оболочка;
4 — бетонные шпангоуты и якоря.

Doppelrohr-Fördersystem für die Meerestechnik und den Landtransport

Two-pipe installation for marine technology and land transport

Chr. Boës, P. Bade und E. Waßerroth *)

Jede Doppelrohr-Anlage läßt sich sowohl zum Transport von feinkörnigem Material als auch zur Förderung von Grobgut in Gefäßen verwenden. Es wird eine Übersicht über das Konzept, die Möglichkeiten und die Probleme von Doppelrohr-Transportsystemen für die vertikale Förderung und für horizontale Transportaufgaben gegeben. Darüber hinaus kann durch die Kombination der vertikalen und horizontalen Förderung das Förderverfahren rationalisiert werden.

Any 2-pipe installation can be used for the transportation of fine granular material as well as to convey oversized material in containers. The overall concept, possibilities and problems of 2-pipe feeder systems for vertical and horizontal transport are reviewed. The method of transportation can be rationalised by combining vertical and horizontal feeders.

Nachdem bereits mehrfach über spezielle Doppelrohr-Förderanlagen berichtet wurde [1 bis 4], erscheint es angebracht, eine zusammenfassende Übersicht über das Konzept, die Möglichkeiten und die Probleme dieser Förderanlagen zu geben. Bei den vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten des Doppelrohr-Prinzips ist es für die numerische Behandlung zweckmäßig, zunächst zwischen einem vertikalen und horizontalen Transport und zwischen der Förderung von stückigem Gut in Gefäßen und feinkörnigem Material ohne Gefäße zu unterscheiden. In der Praxis überlagern oder ergänzen sich diese Möglichkeiten in manchen Fällen. Alternativ ist beim horizontalen Transport zwischen einer sehr schnellen Förderung über große Entfernungen (> 100 km) und einem langsamen Transport über meist kleinere Entfernungen zu unterscheiden. Schematisch ergeben sich die in Bild 1 aufgezeigten Kombinationen.

Bisher wurden vorwiegend Anwendungsmöglichkeiten des Doppelrohr-Transportsystems in der Meerestechnik beschrieben und zusammen mit der Siemag-Translift, Netphen, auf der Interoccean '70 an einem Funktionsmodell demonstriert. Durch seine Vielseitigkeit bietet dieses System auch für zahlreiche andere Transportprobleme Vorteile. Als Beispiele seien hier Doppelrohr-Anlagen für Landtransporte in bergigem Gelände, die pneumatische und hydraulische Förderung und der Schnelltransport in evakuierten Röhren über große Entfernungen genannt.

Das Doppelrohr-Prinzip

Auf die Wirkungsweise der Doppelrohr-Transportanlagen soll hier nur kurz hingewiesen werden, da ausführliche Darstellungen bereits in [1, 2] gegeben wurden.

*) Dr.-Ing. Christian Boës ist Inhaber des Ingenieurbüros Boës, Berlin 10, Marchstr. 4/6, Dipl.-Ing. Peter Bade und Dr.-Ing. Eva Waßerroth sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Ingenieurbüro Boës, Berlin 10, Marchstr. 4/6.

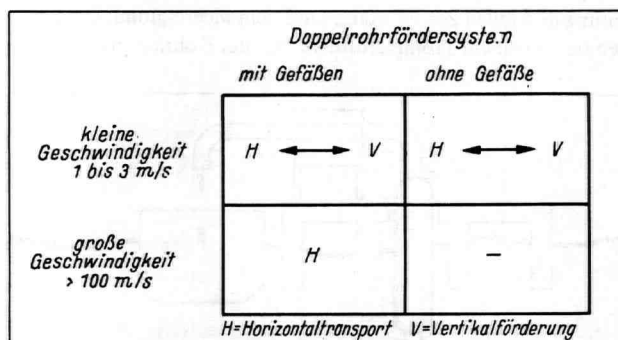


Bild 1: Einsatz- und Kombinationsmöglichkeiten beim Doppelrohr-Transportsystem

Fig. 1: Facilities for application and combination in the use of the 2-pipe feeder system

Neben Seil- und Bandförderanlagen für Transporte von Materialien verschiedener Art sind auch Rohrförderanlagen für den horizontalen und vertikalen Transport lange bekannt und in Anwendung. Hier werden die Transportgüter je nach Beschaffenheit durch ein Rohr gepumpt oder gesaugt [5, 6]. Bei der Einrohrförderung von Erz aus dem Meer wird das feinkörnige Transportgut mit Pumpen vom Meeresboden an die Oberfläche gebracht. Hierbei dient Wasser als Trägermedium. Wie in [1] ausführlich dargestellt, hat dieses System mehrere gravierende Nachteile.

Beim Doppelrohr-Fördersystem wird parallel zu dem Förder- oder Steigrohr ein zweites Rohr installiert, in dem das zum Heben des Fördergutes notwendige Druckwasser zum Meeresboden gepumpt wird. Dadurch lassen sich die Pumpen oberhalb oder im Bereich des Wasserspiegels anordnen. Den Pumpen strömt stets gereinigtes Wasser zu. Damit ist der Verschleiß gering, und der Pumpenwirkungsgrad kann optimal gewählt werden. Die Gefahr der Verstopfung der Pumpen ist selbst bei Ausfall der gesamten Anlage ausgeschlossen.

sen. Zur Erhöhung der Betriebssicherheit wird man mehrere Serienpumpen parallel arbeiten lassen. Bei Ausfall einer Pumpe kann ein Teillastbetrieb oder durch Zuschalten von Reservepumpen der volle Betrieb aufrechterhalten werden. Das Doppelrohr-System hat weiterhin den Vorteil, daß jeweils ein und dieselbe Anlage sowohl zur Förderung mit wie ohne Gefäße verwendet werden kann. Wie später näher ausgeführt wird, ergeben sich außerdem hohe Wirkungsgrade. Die Bilder 2, 3 und 4 zeigen eine Einrohr- bzw. Doppelrohr-Förderanlage.

Vertikaltransport mit und ohne Gefäße

Das hydraulisch arbeitende Doppelrohr-Transportsystem eignet sich in erster Linie für die Erzförderung aus großen Meerestiefen. Die Entscheidung, ob mit oder ohne Gefäße zu arbeiten ist, richtet sich vor allem nach der Körnung des zu transportierenden Materials.

Ein wichtiges Anwendungsgebiet des Vertikaltransportes mit Gefäßen ist die Förderung von Manganknollen, die in 3000 bis 5000 m Wassertiefe lose auf dem Meeresgrund des Atlantischen und Pazifischen Ozeans liegen. Das Gesamtvorkommen dieser Manganerze läßt sich auf mehrere Milliarden Tonnen schätzen. Zur Förderung der wirtschaftlich bedeutenden Erzmengen empfiehlt sich die Anwendung von Gefäßen, da es sich bei den Manganknollen um stückiges Material mit Durchmessern von 1 bis mehr als 10 cm handelt. Durch den geringen Spaltverlust der Gefäße wird ein wesentlich höherer Förderwirkungsgrad als bei der Einrohr-Förderanlage ohne Gefäße, bei der das Fördergut mit hohem Schlupf im Wasserstrom schwimmt, erreicht.

Wie aus Bild 3 zu ersehen ist, gelangen die leeren zylindrischen Transportgefäße über eine Druckschleuse (Bild 5) oder eine dem Pumpendruck entsprechende hohe Zuführungsleitung in die Sinkleitung und fallen zur Füllstation auf dem Meeresgrund. Dort werden sie von einem Trommelförderer aus der Rohrleitung geholt,

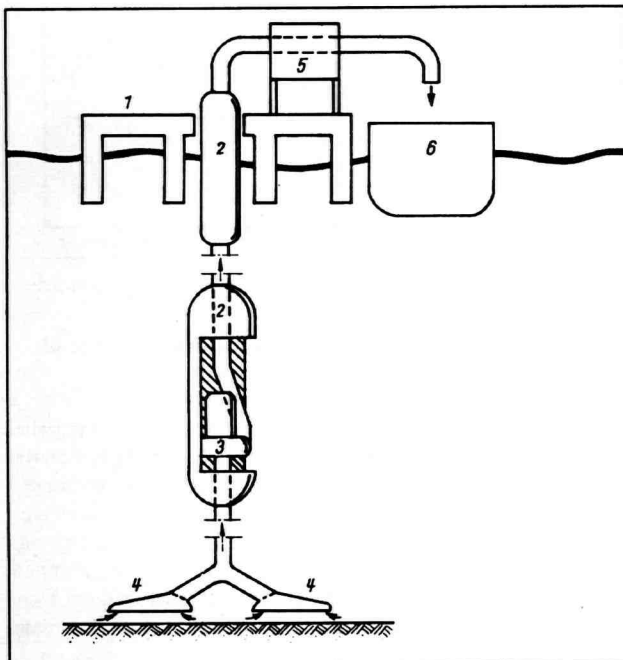


Bild 2: Hydraulische Einrohr-Förderanlage nach Mero (1960)

- | | |
|--------------------------|--------------------|
| 1 Arbeitsplattform | 4 Ansaugöffnungen |
| 2 druckfester Pumpenraum | 5 Wasserabscheider |
| 3 Gemischförderpumpen | 6 Erzfrachter |

Fig. 2: Hydraulic single-pipe feeder system (after Mero, 1960)

- | | |
|-----------------------------------|---------------------|
| 1 Operational platform | 4 suction apertures |
| 2 Compression-resistant pump room | 5 Water separator |
| 3 Material-conveyor pumps | 6 Ore freighter |

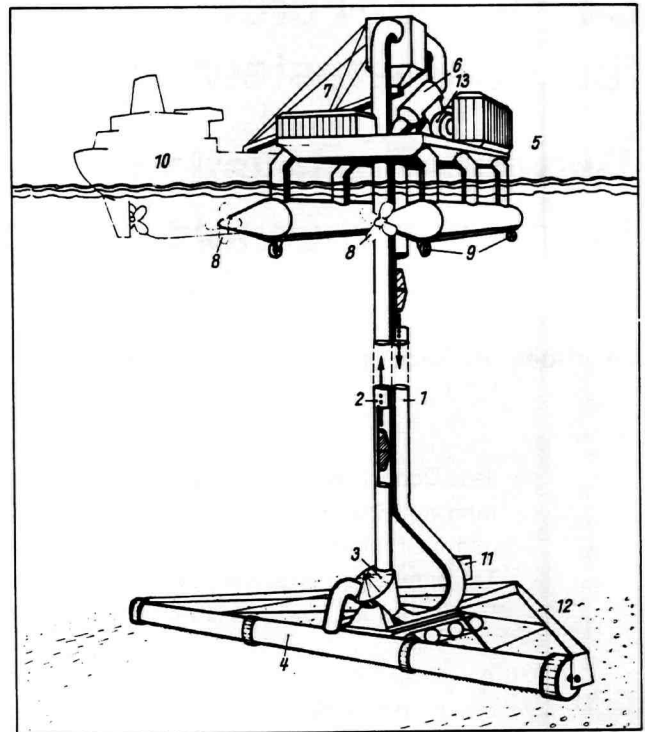


Bild 3: Doppelrohr-Förderanlage

Fig. 3: 2-pipe feeder system

- | | |
|--|---|
| 1 Fallrohr | 1 Down pipe |
| 2 Steigrohr | 2 Feed pipe |
| 3 Trommel-Druckschleuse | 3 Cylinder pressure lock |
| 4 Sammel- und Quertransporteinrichtung | 4 Collecting and horizontal feeder device |
| 5 schwimmende Plattform | 5 Floating platform |
| 6 obere Druckschleuse | 6 Upper pressure lock |
| 7 Übergabeeinrichtung | 7 Feeder device |
| 8 Schubpropeller | 8 Thrust propeller |
| 9 Manövrierantriebe | 9 Manoeuvring control |
| 10 Erzfrachter | 10 Ore freighter |
| 11 Fernsehkamera | 11 Television camera |
| 12 Abweiser | 12 Deflector |
| 13 Pumpen | 13 Pumps |

während gleichzeitig ein gefüllter Behälter eingebracht wird. In der Hubleitung steigen die Gefäße über die Meeresoberfläche, kippen das Fördergut in einen Vorratsbehälter und werden wieder über die Druckschleuse oder die Zuführungsleitung in die Sinkleitung gebracht. Die Pumpen saugen das gereinigte Transportwasser parallel dazu aus dem Vorratsbehälter und drücken es in die Sinkleitung hinter der Druckschleuse. Es treten keine Totzeiten auf, wenn gleichzeitig mit dem Austritt eines vollen Behälters aus der Hubleitung ein Reservegefäß in die Sinkleitung gedrückt wird. Als Werkstoff für die Rohrleitungen sind Stahl, Glas, glasfaserverstärktes Epoxydharz und Asbestzement geeignet.

Um einen mittleren Erzfrachter mit 30000 bis 40000 t Zuladung in einer wirtschaftlich vertretbaren Liegezeit beladen zu können, sind wenigstens 10000 t Erz pro Tag zu fördern. Bei einer mittleren Lagerdichte der Manganknollen von 10000 t/km² muß demnach 1 km²/Tag abgebaut werden. Da die Vortriebsgeschwindigkeit der Anlage wegen des hohen Widerstandes der 3000 m langen Rohrleitung sehr klein gehalten werden muß (Bild 6), ist man gezwungen, einen sehr breiten Streifen des Meeresgrundes abzubauen. Bei einer Vortriebsgeschwindigkeit von 20 cm/s ist schon eine Räumbreite von 50 m notwendig (Bild 6), um die gewünschte Fördermenge von 10000 t/Tag zu erreichen. Dies ist nur mit speziellen Sammeleinrichtungen und einem Quertransport am Meeresgrund möglich. Hinweise auf Verfahren zum Auflesen und Ausgraben der Manganknollen werden in [1] gegeben.

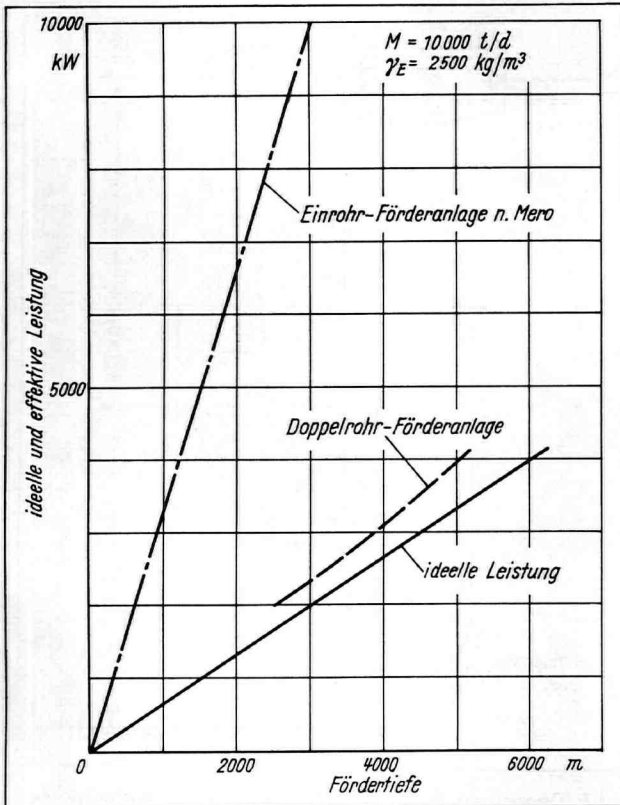


Bild 4: Leistungsvergleich

Fig. 4: Performance comparison

Um am Meeresgrund die Druckschleuse, die in Bild 3 mit dem Trommelförderer zusammengefaßt ist, zu vermeiden, kann man die Gefäße so ausbilden, daß sie bei voller Zuladung noch einen geringen Auftrieb haben. Sie gelangen dann im Steigrohr auf Grund ihres Restauftriebes zur Oberfläche und werden in der Sinkleitung durch den Pumpendruck zum Meeresboden gedrückt. An der Füllstation ist der Druck im Rohr gleich dem Außendruck, so daß die Druckschleuse entfallen kann und die Betriebssicherheit der Anlage dadurch gesteigert wird.

Ein weiterer Schritt zur Vereinfachung der Anlage wäre die Verwendung von linearen Asynchronmotoren, wie sie neuerdings für die Stetigförderung eingesetzt werden. Im Steigrohr werden die Gefäße, die gleichzeitig den Sekundärteil des Linearmotors bilden,

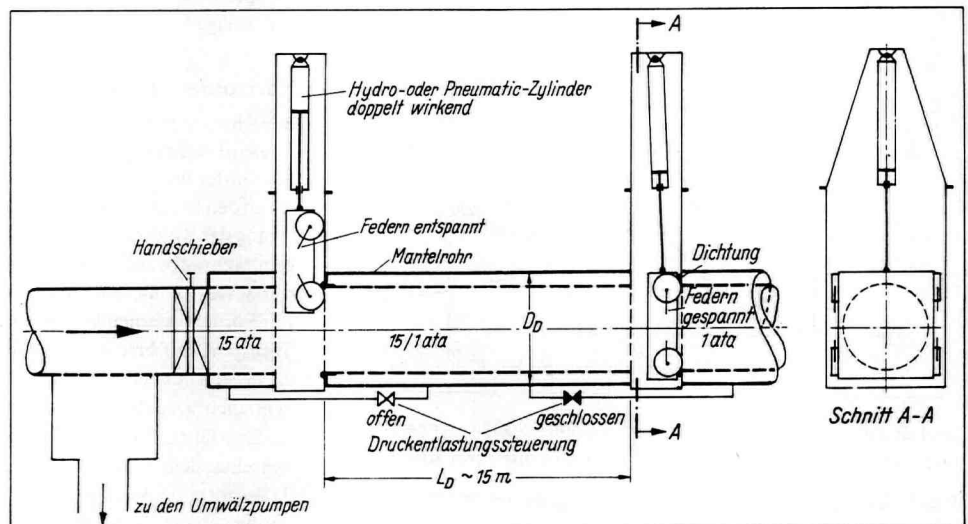
elektromotorisch gehoben. In der Sinkleitung fallen sie auf Grund ihres Untertriebes im freien Fall zum Meeresboden. Bei dieser Anlage kann man auf die beiden Druckschleusen am Meeresboden und an der Wasseroberfläche sowie auf die Pumpen verzichten.

Der große Vorteil des Doppelrohr-Fördersystems besteht darin, daß dieselbe Anlage zum Transport unterschiedlichen Materials sowohl mit als auch ohne Gefäße benutzt werden kann. Ein Beispiel hierfür ist die von den Verfassern beschriebene Sedimentgewinnung im Roten Meer mit hydraulischen Doppelrohr-Förderern [2].

Über den Tiefenbenen des Roten Meeres lagert eine 200 m dicke bis auf 56 °C aufgeheizte Soleschicht. Der den Boden der Tiefseetäler bildende Sedimentschlamm hat einen Eisenanteil von z.T. mehr als 80% und beachtliche Kupfer- und Zinkanteile. Der Schlamm besteht aus sehr kleinen Partikeln von der Größe < 10 µm. Er ist mit einer sauer reagierenden, hochprozentigen Sole versetzt und auf Grund der Partikelfinheit schwer zu scheiden. Die Sedimentablagerungen werden zweckmäßigerweise mit Saugköpfen abgebaut. Die Doppelrohr-Förderanlage führt der Schürfstelle am Meeresboden durch das Fallrohr leichtes Oberflächenwasser geringen Salzgehaltes und geringer Temperatur zu. Dieses Wasser wird mit dem Fördergut beladen und gelangt durch das Steigrohr zur Wasseroberfläche. Im Gegensatz zur Einrohranlage beträgt der Anteil der schweren Sole an dem Gesamtförderstrom nur wenige Prozent, und der Wirkungsgrad liegt damit wesentlich höher. Die Druckpumpen können leicht zugänglich über dem Meeresspiegel angeordnet werden. Durch die Verdünnung des Sole-Schlammgemisches wird die Druck- und Temperaturbelastung des Steigrohres wesentlich verringert. Außerdem läßt sich unter diesen Bedingungen eine Voraufbereitung des Sedimentes bereits im Steigrohr mit Hilfe der Druckflotation durchführen (Bild 7 und 8). Da der Doppelrohr-Strang in den bis zu 2000 m tiefen Tälern des Roten Meeres meist etwa 200 m tief in die Soleschicht mit hineintaucht, das Oberflächenwasser im Rohr jedoch ein geringeres spezifisches Gewicht hat, herrscht im Rohr an der Schürfstelle ein relativer Unterdruck gegenüber der umgebenden Sole. Wird die Förderanlage so ausgelegt, daß der Förderdruck an der Einführung der Saugleitung in das Rohr die statische Druckdifferenz zwischen dem Rohrinnen und der umgebenden Sole nicht überschreitet, so wird das Sediment-Solegemisch infolge des relativ hohen Außendruckes über das Saugrohr in den Rohrstrang gedrückt. Dadurch kann auf Pumpen und Druckschleusen am Schürfort verzichtet werden. Der Doppelrohr-Strang wird entweder als Rohrpaar (Bild 7) oder als konzentrisches Doppelrohr (Bild 8) ausgeführt. Die Einführung der Saugleitung für das Sediment-Solegemisch geschieht über eine

Bild 5: Prinzipskizze der Druckschleuse mit zwei Servoschiebern

Fig. 5: Schematic of the pressure lock with two servovalves



Injektordüse, wodurch eine gute Vermischung des Sedimentes mit dem Transportwasser gewährleistet ist. Die geringe Raumkonzentration von etwa 4% Feststoffanteilen im Förderrohr erlaubt eine genaue theoretische Erfassung der Strömungsvorgänge, da der Zustand der Newtonschen Flüssigkeit erhalten bleibt und sich noch kein thixotropes Verhalten einstellt. Die Berechnungsgrundlagen lassen sich der bereits zitierten Arbeit [2] entnehmen, in der auch weitere Möglichkeiten der Anordnung des Doppelrohres angegeben sind. Insbesondere läßt sich durch das Fallrohr der Abraum zum Meeresboden pumpen und dadurch die sonst sehr starke Verschmutzung des Abbaubereiches vermeiden (Bild 7).

Vertikaltransport mit überlagerten Prozessen

Die Verlegung eines Doppelrohr-Systems erlaubt in einigen Fällen, den Transport des Fördergutes mit einer Voraufbereitung oder einem Flüssigkeitstransport zu überlagern. Im Fall der soeben beschriebenen Sedimentförderung aus dem Roten Meer kann bereits im Steigrohr eine Druckflotation zur Scheidung des feinkörnigen Erzes eingeleitet werden. Der Doppelrohr-Förderanlage ist das Verfahren der Druckflotation systemimmanent, da im Flüssigkeitsstrom des Steigrohres das Sediment aus Zonen sehr hohen Druckes in Zonen atmosphärischen Druckes gefördert wird. Die Einzelheiten der hier vorliegenden Bedingungen zur Druckflotation sind aus [2] zu entnehmen.

Beim Feststofftransport mit Gefäßen läßt sich die Doppelrohranlage in gewissen Fällen zusätzlich zum Flüssigkeitstransport ausnutzen. Ist ein Landtransport von Erzen von einem Gebiet geringer Höhe zu einem höher gelegenen Ort notwendig, so könnte man in diesem Fall das Erz in Behältern in der kombiniert vertikal und horizontal verlegten Doppelrohr-Leitung fördern. Benutzt man

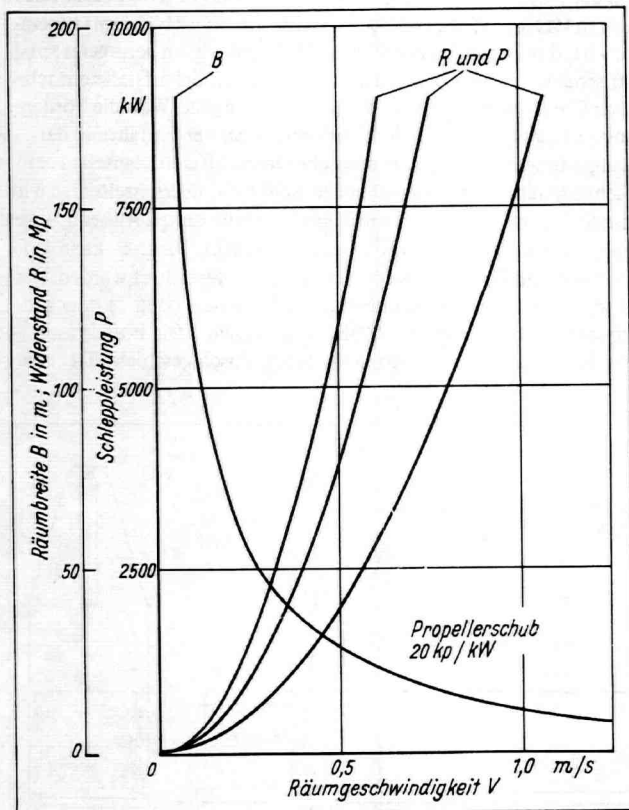


Bild 6: Schleppwiderstand und -leistung eines 5000 m langen Rohrstranges sowie Räumbreite bei einer Förderleistung von 10000 t/Tag

Fig. 6: Drag and drag power of a 5000 m pipeline, together with cross-sectional dimensions for a feed capacity of 10000 t/day

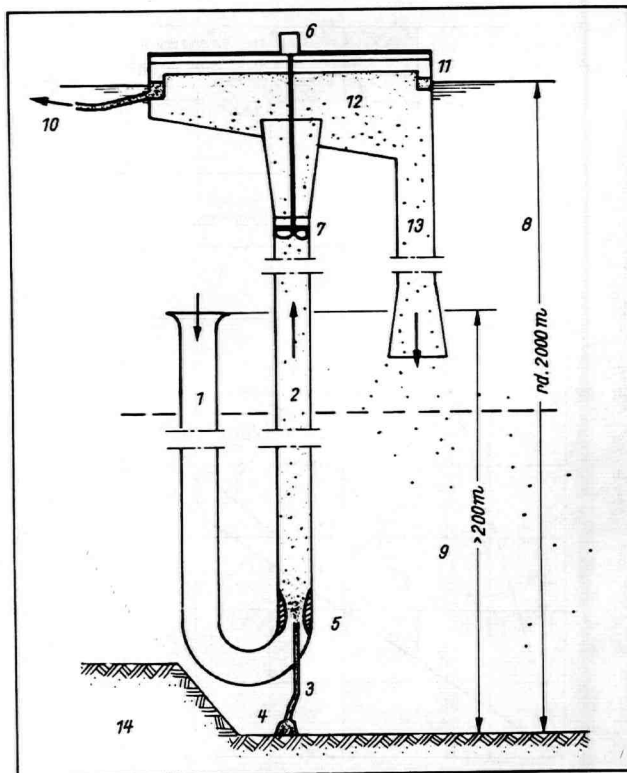


Bild 7: Doppelrohr-Förderer für Sedimente mit Abraumrückführung

- | | |
|---------------|---|
| 1 Fallrohr | 8 Salzwasser 1,025 t/m ³ |
| 2 Steigrohr | 9 schwere Sole 1,205 t/m ³ |
| 3 Spülrohr | 10 Flotations-Konzentrat |
| 4 Saugkopf | 11 Überlaufrinne |
| 5 Injektor | 12 Zyklotron mit Trübe (Druckflotation) |
| 6 Pumpenmotor | 13 Abraum und Transportwasser |
| 7 Axialpumpe | |

Fig. 7: 2-pipe conveyor for sediment with waste-return feed

- | | |
|------------------|---|
| 1 Down pipe | 8 Salt water 1.025 t/m ³ |
| 2 Feed pipe | 9 Heavy brine 1.205 t/m ³ |
| 3 Water-jet pipe | 10 Flotation concentrate |
| 4 Suction head | 11 Overflow |
| 5 Injector | 12 Cyclotron with sludge (pressure flotation) |
| 6 Pump motor | 13 Waste and feed water |
| 7 Axial pump | |

Wasser als Transportflüssigkeit, so läßt sich an beliebiger Stelle des Rohrstranges Wasser zupumpen und an einer anderen Stelle wieder abzapfen. Damit können zusätzlich weite Landstriche im Bereich der Anlage bewässert werden.

Horizontaltransport

Beim horizontalen Transport mit dem Doppelrohr-Fördersystem spielen Trassierungsfragen keine Rolle. Die Beladestation kann über oder unter der Entladestation liegen. Auch Höhendifferenzen zwischen den beiden Endpunkten sind ohne Bedeutung. Selbst die Verlegung der Rohrleitung in Sümpfen und Flüssen ist mit relativ geringem Mehraufwand zu erreichen. Damit ist das Doppelrohr-Transportsystem in diesem entscheidenden Punkt allen anderen bekannten Fördersystemen überlegen. Die Unterschiede zwischen einem Transport mit bzw. ohne Gefäße sind im Prinzip die gleichen wie sie bereits bei der Vertikalförderung beschrieben wurden. Im allgemeinen wird der vertikale Doppelrohr-Transport mit Gefäßen durchgeführt. Prinzipiell kann man bei der horizontalen Förderung zwischen dem Transport über relativ kurze Strecken, bei dem die Transportgeschwindigkeit zur Reduzierung der Strömungsverluste gering gehalten wird, und dem Transport über weite Entfernungen,

die meist eine schnelle Beförderung des Gutes notwendig machen, unterscheiden.

Die Konzeption der Doppelrohr-Anlage erlaubt prinzipiell auch eine Kombination von Vertikal- und Horizontaltransport. Der dann entfallende Umschlag des Fördergutes ist ein wesentlicher Vorteil. Damit ergibt sich eine Vielzahl neuer Anwendungsgebiete, die rationellere Fördermöglichkeiten erlauben. In der Meerestechnik kann z.B. in Küstennähe liegendes Gut vom Meeresboden vertikal gefördert werden und dann horizontal zu einer Entladestation an Land transportiert werden. Die Hauptanwendungsgebiete dieses kombinierten Transportes liegen jedoch vor allem im Landbergbau.

Als Beispiel wird die Konstruktion einer Anlage zur Förderung von großstückigem Gut in Gefäßen von einer höher gelegenen Beladestation zu einer tiefer liegenden Entladestation beschrieben [4]. Die Doppelrohr-Leitung, in der meist Wasser als Transportflüssigkeit zirkuliert, läßt sich zwischen den beiden Stationen beliebig trassieren. Wenn kein Punkt der Doppelrohr-Leitung höher als 10 m über der Beladestation liegt, kann das Fördergut ohne Druckschleuse in das Rohrsystem eingebracht werden. Die Trasse der Doppelrohr-Leitung braucht kein stetiges Gefälle zu haben. Kleinere Höhenzüge lassen sich ohne weiteres überwinden (Bild 9).

In der Sinkleitung gleiten oder rollen die gefüllten Gefäße, deren Einfüllöffnungen nicht geschlossen werden müssen, zu Tal. Sie werden in der Entladestation um ihre Längsachse gedreht und entleeren sich in einen unter Druck stehenden Vorratsbehälter, aus dem das Fördergut je nach Bedarf abgelassen wird. Die leeren Behälter steigen – zur Vergrößerung ihres Auftriebs mit Luft gefüllt – in der umgekippten Lage wieder zur Beladestation auf. In diesem Fall ist der Gewichtsschwerpunkt des leeren umgekippten Gefäßes unter dem Formschwerpunkt anzuordnen, was konstruktiv leicht zu realisieren ist. Auf Grund des hohen spezifischen Gewichtes des Fördergutes liegt auch bei dem gefüllten Gefäß der Gewichts- unter dem Formschwerpunkt. Deshalb müssen nur auf einer Seite der Gefäße Räder oder Kufen angeordnet werden, da sie sich in der Sinkleitung gegen den Boden und in der Steigleitung gegen das Oberteil des Rohres abstützen. Bei großer Neigung der Rohrleitung auf der gesamten Strecke und hohem spezifischem Gewicht des Fördergutes ist die Druckdifferenz vor und hinter den Gefäßen groß genug, um sie durch ein Flüssigkeitspolster ähnlich dem Prinzip der Luftkissenfahrzeuge von der Wand der Rohrleitung abzuheben [7] und Räder und Kufen entfallen zu lassen.

Literaturverzeichnis

- [1] Boës, Chr., u. P. Bade: Doppelrohrtransportsystem zur Erzförderung aus großen Meerestiefen und für Horizontaltransporte. fördern u. heben Bd. 20 (1970) Nr. 8.
- [2] Boës, Chr., u. P. Bade: Hydraulischer Doppelrohrförderer für die Sedimentgewinnung im Roten Meer mit Druckflotation. fördern u. heben Bd. 20 (1970) Nr. 15.
- [3] Boës, Chr., u. P. Bade: Erzförderung aus großen Meerestiefen. Schiff u. Hafen Bd. 22 (1970) H. 3, S. 221/23.
- [4] Boës, Chr., u. P. Bade: Doppelrohrtransportsystem. Schiff u. Hafen Bd. 22 (1970) H. 5, S. 489/70.
- [5] Mero, J.L.: The Mineral Resources of the Sea. Amsterdam, London, New York: Elsevier Publishing Comp. 1965.
- [6] Elipse J.E.: An Engineering Approach to Ocean Mining. Off-shore Technol. Conf., Pap. No. OTC 1035, 1969.
- [7] Ellis, H.S., and J. Kruyer: Empirical Pressure and Velocity Correlations for Cylindrical Capsules Conveyed in Pipelines up to 4 inches in Diameter. First Internat. Conf. on the Hydraulic Transport of Solids in Pipes, Cronfield, England, Pap. No. C 2, 1970.

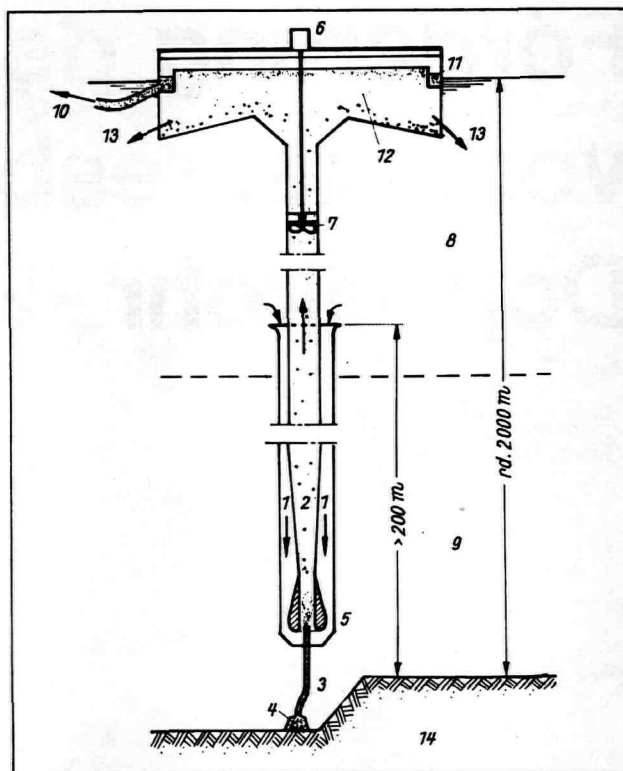


Bild 8: Doppelrohr-Förderer für Sedimente mit konzentrischem Rohr (Legende wie bei Bild 7)

Fig. 8: 2-pipe conveyor for sediment with concentric pipe (key als in Fig. 7)

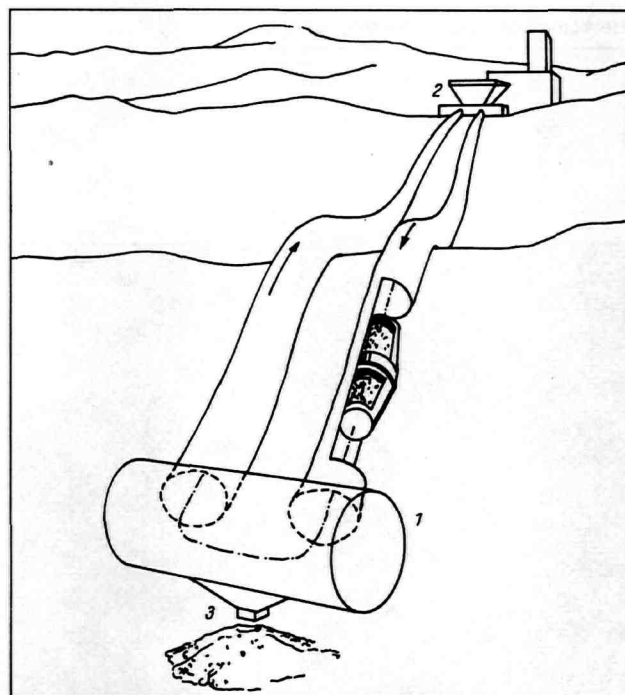


Bild 9: Horizontal-Doppelrohr-Transportanlage

- 1 Entladestation
- 2 Beladestation
- 3 Vorratsbehälter mit Druck-Entladeeinrichtung

Fig. 9: Horizontal 2-pipe transport system

- 1 Unloading station
- 2 Loading station
- 3 Storage bunker with pressure unloading device

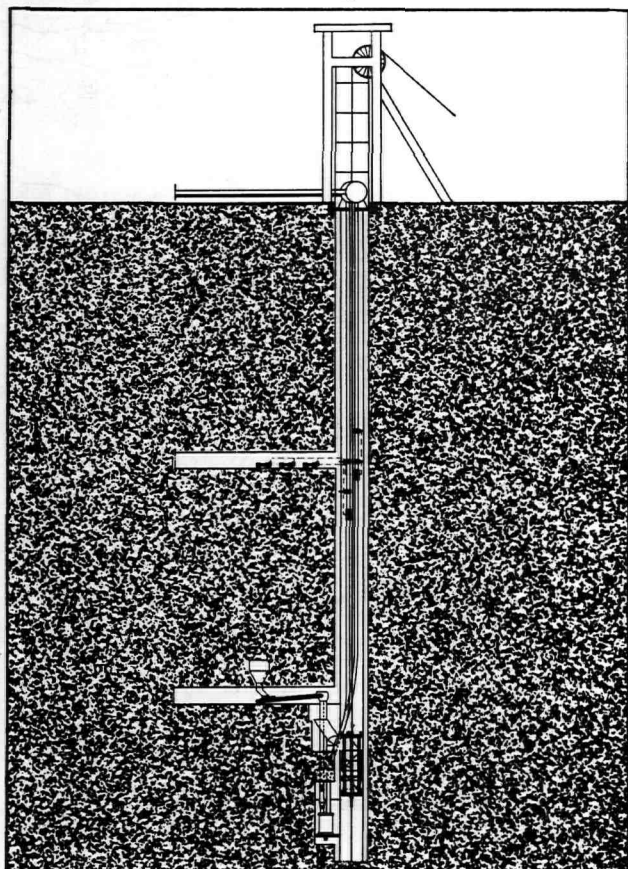
Förderung der Schätze vom Meeresboden mit Doppelrohr - Förderanlagen!

Seit 50 Jahren bauen wir Anlagen für die Förderung von Kohle, Erz und anderen Mineralien. Was wir dabei an Erfahrungen sammelten, nutzten wir zur Entwicklung eines neuen Fördersystems.

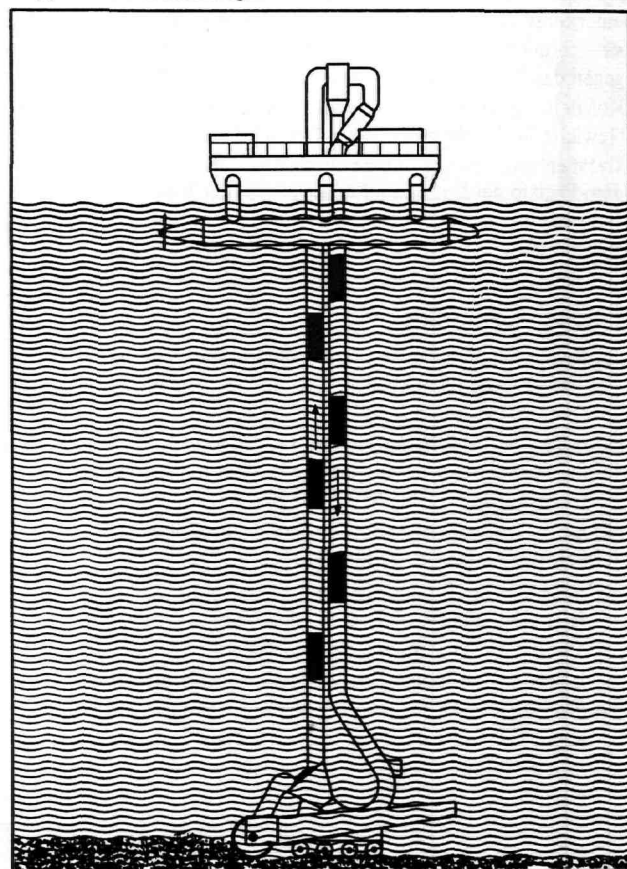
Mit diesem neuen "Doppelrohr-Fördersystem" werden die Mineralien in Behältern mit Hilfe eines Flüssigkeitsstromes übertage gebracht.

Die Anlage kann jedem erforderlichen Förderweg angepaßt werden und in gemischter Folge horizontal, schräg, vertikal und in Radien fördern.

Herkömmliche Schacht-Förderanlage



Doppelrohr-Förderanlage



SIEMAG

Siemag translift GmbH · D 5931 Netphen/Siegerland
Tel. 02738/331 · Telex 0872740

Optimierung von Kameraverschlüssen

Von Dr.-Ing. D. Hirtz, Berlin

Programmierte Berechnung der Bewegungsvorgänge in einem Kameraverschluß mit höherem Laufgrad

1. Einleitung

Die Optimierung der dynamischen Eigenschaften ungleichförmig übersetzender Getriebe mit Hilfe elektronischer Rechenanlagen setzt voraus, daß zunächst ein Rechenprogramm entwickelt wird, welches mit genügender Genauigkeit den tatsächlichen Bewegungsablauf erfaßt.

Der Aufbau des Rechenprogramms kann sich aus verschiedenen Ursachen kompliziert gestalten. So sind in vielen Fällen nicht nur Einzelgetriebe zu untersuchen, sondern ganze Getriebesysteme, die aus einer Reihe u.U. nur zeitweise aneinandergeschlossener ungleichförmig übersetzender Teilgetriebe bestehen.

Legt man starre Glieder und spielfreie Gelenke zugrunde, so ist es ausreichend, die Bewegungen des Systems mit einer dem Laufgrad entsprechenden Anzahl unabhängiger Koordinaten zu beschreiben. Die Schwierigkeiten, die mit der rechnerischen Nachbildung der Bewegungsvorgänge verbunden sind, steigern sich daher mit zunehmendem Laufgrad.

Weitere Probleme entstehen durch Unstetigkeiten im Bewegungsablauf des Systems, die sowohl aus kinematischen Gründen (Änderungen im Aufbau des Systems während der Bewegung) als auch aus kinetischen Gründen (Stoßvorgänge, Lösen kraftschlüssiger Verbindungen) auftreten können. Eine spezifische Gruppe ungleichförmig übersetzender Getriebesysteme ist durch einen Bewegungsablauf gekennzeichnet, der mit einem bestimmten definierten Zustand seinen Anfang nimmt und im übrigen unter der Wirkung eines konservativen

Kraftfeldes einen aperiodischen Verlauf nimmt. Die Auflösung der Bewegungsgleichungen stellt also ein Anfangswertproblem dar.

Zu dieser Getriebegruppe zählten fast alle mechanischen Kameraverschlüsse. Am Beispiel eines von der Fa. AGFA-GEVAERT entwickelten Zentralverschlusses mit einem Laufgrad $F = + 2$ soll im Folgenden der Weg aufgezeigt werden, der zur Simulation der Bewegungsvorgänge führt. Wegen des Umfangs der Rechenprozesse und der zahlreichen logischen Entscheidungen, die zu treffen sind, kam in erster Linie der Einsatz eines Digitalrechners in Betracht.

2. Belichtungszeit von Zentralverschlüssen

Kameraverschlüsse haben die Aufgabe, den Strahlengang der durch ein Objektiv hindurchtretenden Lichtstrahlen zu unterbrechen und nur kurzzeitig freizugeben, damit durch Belichtung des eingelegten Films ein latentes Bild entstehen kann.

Bei den Zentralverschlüssen wird der Strahlengang von Sektoren (meistens fünf) abgedeckt, die für die Dauer der Belichtung symmetrisch zur optischen Achse ausschwenken.

Trägt man die von den Sektoren freigegebene Fläche (sie ist bei der Anordnung des Verschlusses in der Nähe der Aperturblende proportional dem Lichtstrom Φ) über der Zeit auf, so erhält man das in Bild 1 wiedergegebene Verschlußdiagramm. Hieraus ergibt sich nach DIN 19015 die Belichtungszeit, indem das tatsächliche Diagramm in ein flächengleiches rechteckiges Idealdiagramm umgewandelt wird. Die Belichtungszeit oder Effektivzeit entspricht damit der Ablaufzeit des Idealdiagrammes.

Um eine Anpassung an unterschiedliche Lichtverhältnisse zu ermöglichen, aber auch um Unschärfen durch Bewegungen des zu fotografierenden Objektes zu vermeiden, muß die Belichtungszeit verändert werden können, wobei Stufung und zulässige Abweichungen ebenfalls in DIN 19015 festgelegt sind.

Diese Aufgabe hat das Hemmwerk zu erfüllen. Bei den elektronischen Verschlüssen wird hierzu ein elektronisch gesteuertes Magnetssystem eingesetzt, bei den mechanischen Verschlüssen werden die Wirkungsdauer und die Trägheiten eines angekoppelten Getriebesystems verändert.

Die Kurbel trifft nach der Verschlussöffnung auf ein Hemmsystem, das aus hintereinandergeschalteten Zahnrädern aufgebaut ist. Der Verschluss bleibt so lange geöffnet, bis die Kurbel den hakenförmigen Eingriffsteil des Hemmwerkes zur Seite gedrängt hat. Bei diesem Verschlusssystem mit einem Laufgrad $F = +1$ ist nur ein Antrieb erforderlich, um eindeutige Bewegungen zu erzeugen.

Der in Bild 3 dargestellte Zentralverschluss der Fa. AGFA-GEVAERT vermeidet die dynamisch ungünstige Bewegungsumkehr und soll hier näher untersucht werden. In diesem Fall werden die Sektoren von z w e i

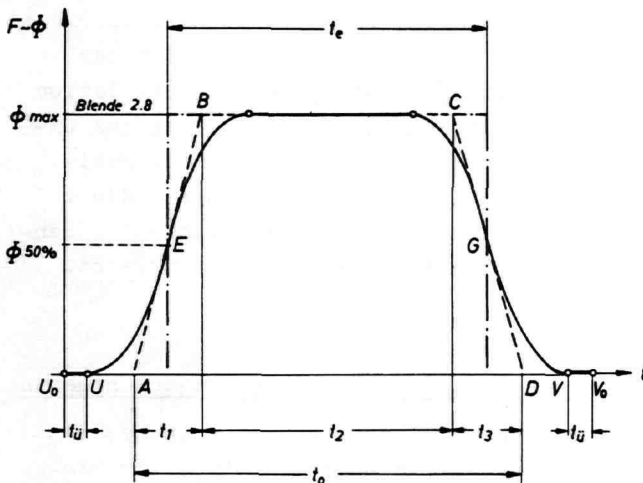


Bild 1 Verschlussdiagramm eines Zentralverschlusses
 AB = t_1 Öffnungszeit BC = t_2 Vollöffnungszeit
 CD = t_3 Schließzeit AD = t_0 Totalzeit
 EG = t_e Effektivzeit (Belichtungszeit)
 VV₀ = $t_{ü}$ Bewegungszeit während der Überdeckung
 $\eta = \frac{t_e}{t_0}$ Zeitwirkungsgrad

Tatsächliches Diagramm —
 Schematisiertes Diagramm - - -
 Ideal-Diagramm - - -

3. Aufbau und Funktion des untersuchten Zentralverschlusses

Bild 2 zeigt einen Zentralverschluss in der üblichen Anordnung mit einem Steuerring, der eine dynamisch ungünstige, reversierende Bewegung ausführen muß, um die Öffnungs- und Schließbewegung der Sektoren zu erzeugen. Der Antrieb erfolgt durch eine Kurbelschwinge, die nach der Verschlussauslösung die Totlage durchläuft, wobei der Steuerring als Schwinge ausgebildet ist.

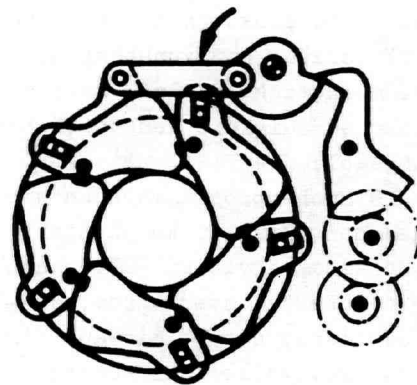


Bild 2 Zentralverschluss mit einem Steuerring

gleichsinnig ablaufenden Steuerringen (1 und 3) angetrieben. Bild 3a zeigt den Verschluss mit vorgespannten Federn in der Auslösestellung, wobei der Vorspannhebel (c) außer Eingriff gerät. Angetrieben durch die Federn (a und b) setzen sich die Antriebsringe entgegen dem Uhrzeigersinn in Bewegung. Während Ring (3) unter dem Einfluß des Hemmwerkes zunächst aufgehalten wird, kann der auch als Öffnungsring bezeichnete Ring (1) ungehindert bis zum Anschlag (g) vorlaufen und die Öffnungsbewegung der Sektoren bewirken (Bild 3b).

Der Verschluss bleibt so lange geöffnet, bis der hakenförmige Eingriffsteil des Antriebsringes (3) die ruhende Masse des Hemmgliedes (5) sowie die angekoppelte Zusatzmasse (6) beschleunigt hat und Hemmstift (f) außer Eingriff gerät. Jetzt kann Antriebsring (3), auch Schließring genannt,

dem Öffnungsring nachfolgen und die Schließbewegung der Sektoren erzeugen. Der Schließring legt sich in seiner Endstellung (Bild 3c) gegen den am Öffnungsring angebrachten Stift (d).

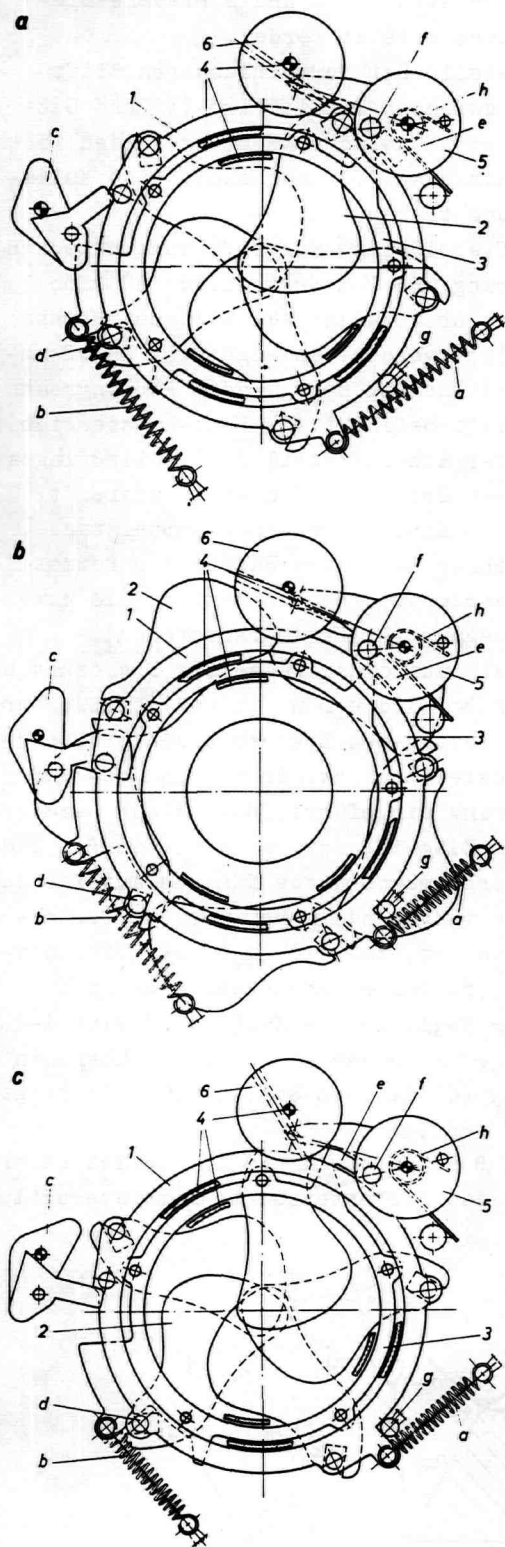


Bild 3 Zentralverschluss mit zwei gleichsinnig ablaufenden Steuerringen

a Auslösestellung, b voll geöffnet,
c Endlage, geschlossen

Die Öffnungsdauer des Verschlusses und damit auch die Belichtungszeit wird am Hemmwerk eingestellt. Kommt der hakenförmige Eingriffsteil (e) des Schließringes sofort nach der Verschlusauslösung zum Eingriff, ist die Hemmwirkung am größten und der Verschluss bleibt am längsten geöffnet. Wird dagegen Hemmwerksglied (5) im Uhrzeigersinn ausgeschwenkt, so ist der Einfluß der Hemmwirkung zunehmend geringer und der Verschluss eine kürzere Zeit geöffnet. In diesem Fall kann nach der Verschlusauslösung der Schließring dem Öffnungsring unmittelbar folgen oder ihn sogar über den Anschlag (d) mitnehmen und trifft, nachdem ein gewisser durch das Ausschwenken des Hemmwerksgliedes (5) eingestellter Freiwinkel Ω_0 durchlaufen wurde, mit zunehmender Geschwindigkeit mit seinem Eingriffsteil (e) auf den Hemmstift (f). Da die Getriebeglieder (5 und 6) des Hemmwerks sich in Ruhe befinden, ruft die Ankopplung des auftretenden Schließringes Stoßvorgänge hervor. Noch ein weiterer Stoßvorgang hat einen starken Einfluß auf den Bewegungsablauf des Verschlusssystems. Der Öffnungsring stößt am Ende seines Bewegungsbereiches mit maximaler Geschwindigkeit auf den Anschlag (g) der Grundplatte (4). Dieser Stoßvorgang hat ein Zurückprallen beider Antriebsringe zur Folge und trennt dabei kurzfristig den Schließring vom Hemmwerk.

Aus der kurzen Schilderung der Arbeitsweise des Verschlusssystems ist bereits zu erkennen, daß der Bewegungsablauf von einer Reihe von Parametern, wie Trägheitsmomente, Getriebeabmessungen, Federkonstanten abhängig ist. Da ihr Einfluß auf experimentellem Weg nur mit einem hohen Aufwand ermittelt werden kann, bietet sich für eine Optimierung des Systems der Computer als geeignetes Gerät an.

Bevor eine Parameterdiskussion mit verschiedenen Optimierungszielen durchgeführt werden kann, ist eine Analyse des Systems und schließlich eine Simulation der Bewegungsvorgänge vorzunehmen.

4. Systemanalyse

Die kinematischen Zusammenhänge sind leichter zu erfassen, wenn die in Bild 3 dargestellte konstruktive Ausführung

des Verschlusses zu einer Getriebeskizze vereinfacht wird. G. K i p e r [1] hat bereits nachgewiesen, daß der Verschluß auf ein 4-gliedriges Kurvendifferentialgetriebe zurückgeführt werden kann. Wird das Hemmwerkssystem in die Betrachtung mit einbezogen, so ergibt sich das in B i l d 4 wiedergegebene 6-gliedrige Getriebesystem. Die dazugehörige kinematische Kette zeigt B i l d 5. Mit $n = 6$ Gliedern, $h = 3$ höheren Elementenpaaren und $g = 3$ niederen Elementenpaaren errechnet sich nach der Grüblerschen Zwanglaufgleichung:

$$F = 3(n - 1) - h - 2g$$

ein Laufgrad $F = +2$ für das Gesamtsystem. Damit lassen sich definierte Bewegungen nur dann erzielen, wenn z w e i voneinander unabhängige Antriebe verwendet werden.

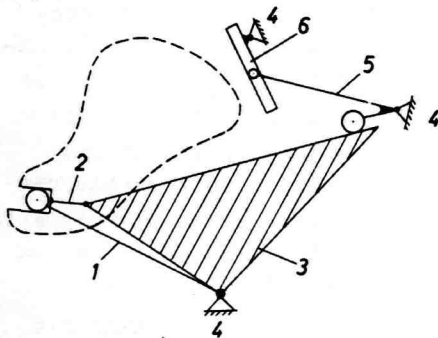


Bild 4 Getriebeskizze

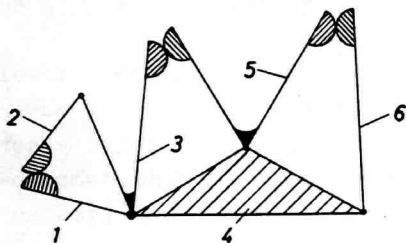


Bild 5 Kinematische Kette

Die analytische Untersuchung läßt sich vereinfachen, indem ein kinematisch gleichwertiges Ersatzsystem eingeführt wird. Höhere Elementenpaare können durch ein binäres Glied mit mindestens momentan konstanter Gliedlänge und 2 niedere Elementenpaare ersetzt werden.

An die Stelle der formschlüssigen Stiftführung zwischen Schließring (3) und Sektor (2) sowie zwischen Hemmwerksglied (5) und Zusatzmasse (6) kann damit eine Kulissenführung treten.

Die kraftschlüssige Kurvenführung zwischen Schließring und Hemmwerksglied (5) kann ebenfalls ersatzweise als Kulissenführung ausgebildet werden, solange sich der Hemmstift (f) entlang der geraden Führungsbahn im Eingriff befindet (1. Hemmwerksbereich). Sobald der Eingriffsteil des Schließringes mit seiner Spitze am Hemmstift angreift, bringt die Einführung einer Koppelstange, die in ihrer Länge dem Radius des Hemmstiftes entspricht, eine kinematisch gleichwertige Bewegung (2. Hemmwerksbereich).

Man erhält auf diese Weise die Ersatzketten nach den B i l d e r n 6a und 6b. Zur Verallgemeinerung des Systems wurde eine endliche Gestelllänge zwischen Öffnungs- und Schließring eingeführt. Sobald das Hemmwerk nicht im Eingriff ist, wird die in B i l d 6c wiedergegebene Kette für den Antrieb der Sektoren maßgebend, wobei noch zu berücksichtigen ist, daß sich ggf. der Öffnungsring (1) ruhend am Endanschlag befindet (aus der 5-gliedrigen Kette wird eine 4-gliedrige) oder der Öffnungsring über den Anschlag (d) mit dem Schließring direkt gekoppelt wird.

Aus den B i l d e r n 6a bis 6c ist zu erkennen, daß der untersuchte Kameraverschluß

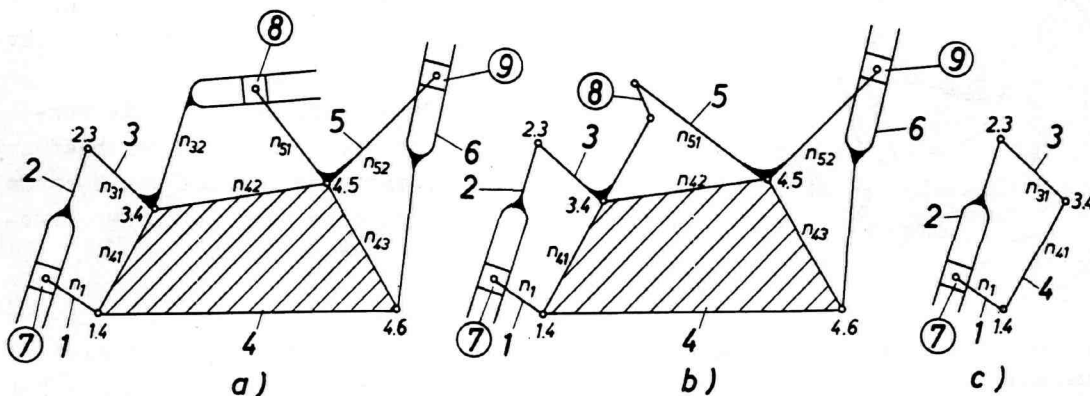


Bild 6 Ersatzkette

a 1. Hemmwerksbereich, b 2. Hemmwerksbereich c Hemmwerk nicht im Eingriff

aus den nachfolgend aufgeführten Teilgetrieben aufgebaut ist, die hintereinandergeschaltet ein Getriebesystem bilden:

- (1) 5-gliedriges Zweikurbelgetriebe mit einem Schubgelenk zwischen beiden Koppelgliedern, bestehend aus den Gliedern 1, 7, 2, 3, 4 mit einem Laufgrad $F = +2$.
- (2a) Im 1. Hemmwerksbereich Kurbelschleife (von der Schleife angetrieben) mit den Gliedern 3, 4, 5, 8 und einem Laufgrad $F = +1$
- (2b) Im 2. Hemmwerksbereich Doppelschwinge mit den Gliedern 4, 5, 6, 9 und einem Laufgrad $F = +1$
- (3) Kurbelschleife (von der Kurbel angetrieben) mit den Gliedern 4, 5, 6, 9 und einem Laufgrad $F = +1$

Für die analytische Untersuchung der Kinematik des Gesamtsystems ist es zweckmäßig, die einzelnen Teilgetriebe gesondert zu betrachten und die Aneinanderkopplung erst durch die Möglichkeiten, die die Programmierungstechnik bietet, zu verwirklichen.

5. Kinematik

Die programmierte Berechnung von Kurbelgetrieben läßt sich mit dem Digitalrechner in vorteilhafter Weise durchführen, wenn eine von W. R e h w a l d [2] zunächst nur für den Laufgrad $F = +1$ aufgezeigte Methode benutzt wird, die kinematischen Zusammenhänge mit Hilfe von Übertragungsfunktionen zu erfassen.

Bei einem zwangsläufigen Getriebe ($F = +1$) tritt nur eine unabhängige Variable auf. Die übrigen Koordinaten, die die Lage eines beliebigen Getriebegliedes beschreiben, werden als abhängige Variable bestimmt.

Der zeitliche Verlauf der unabhängigen Variablen, die sowohl eine Winkelkoordinate als auch eine Längenkoordinate sein kann, wird in jedem Fall erst durch die Lösung der Bewegungsgleichung des Getriebesystems ermittelt.

Die mit $\varphi_i(t)$ bezeichnete unabhängige Variable ist durch eine Übertragungsfunktion, in die nur die Abmessungen des Getriebes eingehen, mit einer beliebigen abhängigen Veränderlichen G verknüpft. Da im allgemeinen von der Übertragungsfunktion beliebig viele Ableitungen nach der unabhängigen

Veränderlichen existieren, kann für die Ableitung nullter Ordnung geschrieben werden:

$$G = G_i^{(0)}(\varphi_i(t)) \tag{1}$$

sowie für die Ableitungen 1. und 2. Ordnung:

$$\dot{G}_i^{(1)} = \frac{d G_i^{(0)}(\varphi_i(t))}{d \varphi_i(t)} \tag{2}$$

$$G_i^{(2)} = \frac{d^2 G_i^{(0)}(\varphi_i(t))}{d \varphi_i^2(t)} \tag{3}$$

Die 1. und 2. zeitlichen Differentialquotienten der abhängigen Veränderlichen $G(\varphi_i(t))$ lauten unter Verwendung der Übertragungsfunktion 1. und 2. Ordnung:

$$\dot{G} = G_i^{(1)} \dot{\varphi}_i \tag{4}$$

$$\ddot{G} = G_i^{(1)} \ddot{\varphi}_i + G_i^{(2)} \dot{\varphi}_i^2 \tag{5}$$

In ähnlicher Weise kann vorgegangen werden, sofern ein Getriebe mit höherem Laufgrad untersucht werden soll.

Die Beschreibung der momentanen Stellung derartiger Getriebe erfordert eine dem Laufgrad entsprechende Anzahl unabhängiger Variablen. Ihr zeitlicher Verlauf kann wiederum erst durch Auflösung der Bewegungsgleichungen, die ein System gekoppelter Differentialgleichungen 2. Ordnung bilden, gewonnen werden.

Bei einer Beschränkung auf den Laufgrad $F = +2$ sollen die unabhängigen Variablen mit $\varphi_i(t)$ und $\varphi_k(t)$ bezeichnet werden. Dann wird der Zusammenhang zwischen einer beliebigen abhängigen Variablen G und den unabhängigen Variablen wiederum durch eine Übertragungsfunktion hergestellt, die für die Ordnung Null lautet:

$$G = G_{i,k}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_k(t)) \tag{6}$$

Unter den Übertragungsfunktionen von der Ordnung 1 und höher sind nun aber die partiellen Ableitungen nach den unabhängigen Variablen zu verstehen, die daher auch als "partielle Übertragungsfunktionen" bezeichnet werden sollen.

Für die partiellen Übertragungsfunktionen 1. Ordnung der abhängigen Variablen G bezüglich $\varphi_i(t)$ bzw. $\varphi_k(t)$ erhält man damit:

$$G_i^{(1)} = \frac{\partial G_{i,k}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_k(t))}{\partial \varphi_i(t)} \tag{7}$$

$$G_k^{(1)} = \frac{\partial G_{i,k}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_k(t))}{\partial \varphi_k(t)} \tag{8}$$

Bei den partiellen Übertragungsfunktionen 2. Ordnung tritt erstmalig auch eine gemischte partielle Ableitung auf:

$$G_i^{(2)} = \frac{\partial^2 G_{iK}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_K(t))}{\partial \varphi_i^2(t)} \quad (9)$$

$$G_K^{(2)} = \frac{\partial^2 G_{iK}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_K(t))}{\partial \varphi_K^2(t)} \quad (10)$$

$$G_{iK}^{(2)} = \frac{\partial^2 G_{iK}^{(0)}(\varphi_i(t), \varphi_K(t))}{\partial \varphi_i(t) \partial \varphi_K(t)} \quad (11)$$

Schließlich berechnen sich der 1. und 2. zeitliche Differentialquotient der abhängigen Veränderlichen $G(\varphi_i(t), \varphi_K(t))$ unter Verwendung von Übertragungsfunktionen zu:

$$\dot{G} = G_i^{(1)} \dot{\varphi}_i + G_K^{(1)} \dot{\varphi}_K \quad (12)$$

$$\ddot{G} = G_i^{(2)} \dot{\varphi}_i^2 + G_K^{(2)} \dot{\varphi}_K^2 + 2 G_{iK}^{(2)} \dot{\varphi}_i \dot{\varphi}_K + G_i^{(1)} \ddot{\varphi}_i + G_K^{(1)} \ddot{\varphi}_K \quad (13)$$

Aus der vorstehenden Betrachtung ist zu entnehmen, daß bei der analytischen Untersuchung der Kinematik eines ungleichförmig übersetzenden Getriebes in erster Linie Übertragungsfunktionen für alle interessierenden Größen zu ermitteln sind.

Es erweist sich als besonders günstig, von Vektorgleichungen unter Verwendung der komplexen Schreibweise auszugehen.

Die zu untersuchenden Teilgetriebe werden dabei in die Gaußsche Zahlenebene gebettet, so daß das Gestellager des Antriebs mit dem Ursprung und das Gestell mit der positiven reellen Achse zusammenfallen.

Alle als Lagekoordinaten eingeführten Drehwinkel werden ausgehend von der positiven reellen Achse entgegen dem Uhrzeigersinn positiv gewertet, alle Gliedlängen auf eine Bezugsgröße r normiert.

Die Getriebeglieder werden durch eine Indizierung gekennzeichnet, die aus systematischen Gründen für jedes Teilgetriebe am Antriebsglied mit dem Index 1 beginnt und fortlaufend von Getriebeglied zu Getriebeglied zählt. Alle Kennwerte erhalten den Index des zugehörigen Getriebegliedes, so daß auf diese Weise die für den generell gültigen Formelaufbau maßgebenden formalen Parameter festgelegt werden.

Die Bestimmungsgleichungen für die kinematischen Größen eines Teilgetriebes werden in einem Unterprogramm zusammengefaßt.

Um innerhalb eines Rechenprogramms das Zusammenwirken der einzelnen Teilgetriebe zu einem Getriebesystem zu erzielen, werden die einzelnen Unterprogramme aufgerufen und die formalen Parameter durch die aktuellen Parameter des Systems ersetzt.

Ohne in diesem Zusammenhang auf diese Bestimmungsgleichungen im einzelnen einzugehen, werden das 5-gliedrige Zweikurbelgetriebe (Teilgetriebe 1, Bild 7) und das Gelenkviereck (Teilgetriebe 2b, Bild 8) angeführt. Am Zweikurbelgetriebe treten die beiden unabhängigen Variablen $\varphi_1(t)$ und $\varphi_4(t)$ (aktuell: $\varphi_1(t)$ und $\varphi_3(t)$) als Lagekoordinaten auf. Anfangswinkel φ_A bzw. Endlagenwinkel φ_E und der Vorspannwinkel Ω_V stellen den Zusammenhang mit den Laufkoordinaten $\Omega_1(t)$ und $\Omega_4(t)$ (aktuell: $\Omega_1(t)$ und $\Omega_3(t)$) her, die

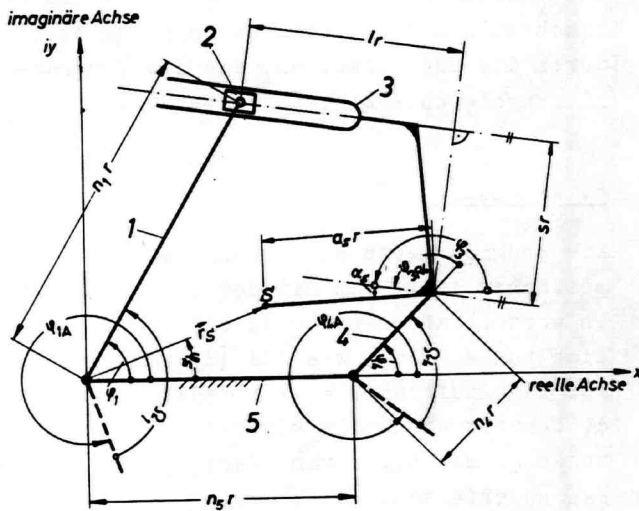


Bild 7 Teilgetriebe 1, Fünfgliedriges Zweikurbelgetriebe mit Schubgelenk zwischen beiden Koppelgliedern

Stellung der Kurbeln 1 und 4 zur Zeit $t=0$ ----

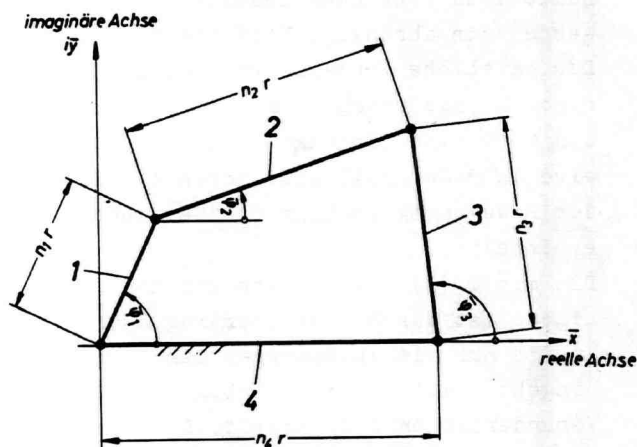


Bild 8 Teilgetriebe 2b, Viergliedriges Kurbelgetriebe mit 4 Drehgelenken

ausgehend von der Stellung der Kurbeln zur Zeit $t = 0$ zu zählen beginnen. Bei Verwendung der aktuellen Bezeichnungen ergibt sich:

$$\varphi_1(t) = \varphi_{1A} + \Omega_1(t) = \varphi_{1E} - \Omega_v + \Omega_1(t) \quad (14)$$

$$\varphi_3(t) = \varphi_{3A} + \Omega_3(t) = \varphi_{3E} - \Omega_v + \Omega_3(t) \quad (15)$$

Das Teilgetriebe 2b ist in Bild 9 mit der Kurbel "v" eines anderen Kurbelgetriebes (aktuell mit dem Gelenkfünfeck, $v = 3$) gekoppelt, wobei die Zuordnung der beiden Getriebe durch den Winkel für den Kurbelversatz α und den Gestellwinkel β festgelegt wird. Der Gültigkeitsbereich als Ersatzgetriebe beginnt an der 1. Hemmwerksgrenze, wie aus Bild 10 zu entnehmen ist, und endet spätestens an der 2. Hemmwerksgrenze, an der das Hemmwerk aus geometrischen Gründen außer Eingriff gerät.

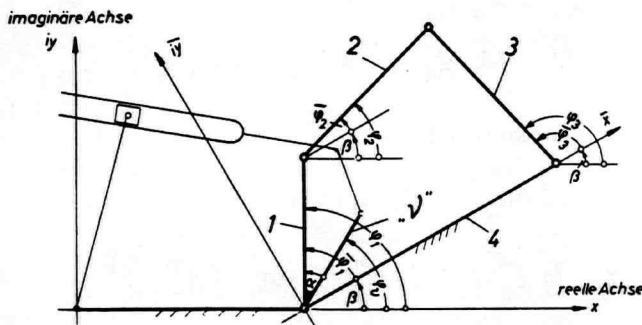
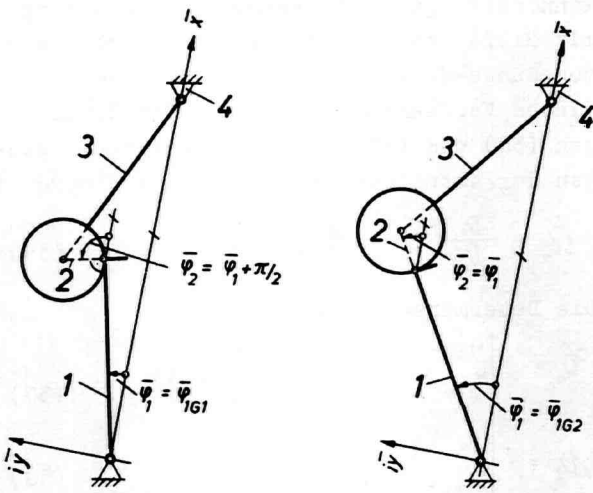


Bild 9 Viergliedriges Kurbelgetriebe angetrieben durch die Kurbel "v" eines weiteren Kurbelgetriebes



1. Hemmwerksgrenze

2. Hemmwerksgrenze

Bild 10 Gültigkeitsbereich des Getriebevierecks mit 4 Drehgelenken als Ersatzgetriebe

6. Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen können, da es sich um ein Anfangswertproblem handelt, in übersichtlicher Weise in der Fassung von Lagrange aufgestellt werden.

In einem Getriebesystem mit dem Laufgrad n sollen die voneinander unabhängigen Koordinaten mit $q_k = q_k(t)$ ($k = 1, 2, \dots, n$), die gesamte kinetische Energie mit $E = E(q_k(t), \dot{q}_k(t))$, die gesamte potentielle Energie mit $V = V(q_k(t))$ und die Verlustarbeit aller nichtkonservativen Kräfte mit U bezeichnet werden. Nach Lagrange gilt sodann (vgl. [3] S. 86 ff.):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = - \frac{\partial U}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} \quad (16)$$

$$\text{Mit } Q_{kP} = - \frac{\partial U}{\partial q_k} \quad \text{und} \quad Q_{kV} = \frac{\partial V}{\partial q_k} \quad (17)$$

erhält man die "generalisierten Kräfte" des Getriebesystems, die am Glied k wirken. Hierunter sind Kräfte zu verstehen, sofern q_k eine Längenkoordinate darstellt, und Momente, sofern q_k eine Winkelkoordinate bedeutet.

Für das Verschlußsystem kann mit den Gleichungen (16) und (17) geschrieben werden:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\Omega}_n} \right) - \frac{\partial E}{\partial \Omega_n} = Q_{1P} + Q_{1V} \quad (18)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\Omega}_3} \right) - \frac{\partial E}{\partial \Omega_3} = Q_{3P} + Q_{3V} \quad (19)$$

Bei der Simulation des Bewegungsablaufes des Verschlußsystems sind vier verschiedene Betriebsfälle maßgebend.

Betriebsfall:

Antriebsringe indirekt gekoppelt, Laufgrad $F = + 2$, mit Hemmwerkseinwirkung.

Dieser Betriebsfall hat eine zentrale Bedeutung, da sich zwei weitere Betriebsfälle hieraus direkt herleiten.

In den Bewegungsgleichungen (18) und (19) werden zunächst die auf der rechten Seite stehenden "generalisierten Kräfte" bestimmt. An den Antriebsringen wirken unmittelbar die Federantriebsmomente M_{F1} und M_{F3} . Auf den Schließring übt außerdem das Moment M_{FH} der Hemmwerksrückführfeder einen Einfluß aus, so daß sich ergibt:

$$Q_{1P} = M_{F1} \quad (20)$$

$$Q_{3P} = M_{F3} + M_{FH} \cdot \varphi_{S3}^{(1)} \quad (21)$$

Als nichtkonservative Kraft soll lediglich die Reibungskraft \vec{R}_{56} an der Führungsbahn zwischen den Gliedern (5) und (6) berücksichtigt werden. Mit der Übertragungsfunktion $l_{65}^{(i)}$ der Relativkoordinate des Gleitsteins bzgl. φ_5 erhält man:

$$Q_{1V} = 0 \quad (22)$$

$$Q_{3V} = -r |R_{56}| |l_{65}^{(i)}| |\varphi_{53}^{(i)}| \operatorname{sgn}(\dot{\Omega}_3) \quad (23)$$

Die Reibungskraft ist bei konstantem Reibungskoeffizienten μ von der Normalkraft abhängig, so daß abkürzend der Zusammenhang vorliegt:

$$Q_{3V} = A_{R1} \ddot{\Omega}_3 + A_{R2} \dot{\Omega}_3^2 \quad (24)$$

Auf der linken Seite der Bewegungsgleichungen treten die Ableitungen der kinetischen Energie des Systems auf. Dabei ergeben sich besonders einfache Beziehungen, wenn die kinetische Energie in Abhängigkeit vom Quadrat und Produkt der Winkelgeschwindigkeiten der Antriebsglieder dargestellt wird. Diese Gesetzmäßigkeit wurde bereits von R. Beyer [4] an einem einfachen 5-gliedrigen Zweikurbelgetriebe nachgewiesen, hat aber auch für ein aus Teilgetrieben zusammengesetztes Getriebesystem mit einem Laufgrad $F = +2$ Gültigkeit.

Für die kinetische Energie des Verschlußsystems folgt damit:

$$2 E = A_1 \dot{\Omega}_1^2 + 2 A_{13} \dot{\Omega}_1 \dot{\Omega}_3 + A_3 \dot{\Omega}_3^2 \quad (25)$$

Die Ausdrücke A_1, A_{13}, A_3 sind Funktionen der Drehwinkel der Antriebsglieder und können als "reduzierte Trägheitsmomente" aufgefaßt werden. Mit den Trägheitsmomenten $\Theta_{i,i.k}$ der Glieder i bzgl. der Gelenke $i.k$ sowie einer Anzahl Z_s Sektoren mit der Masse m_2 lauten die reduzierten Trägheitsmomente des Verschlußsystems:

$$A_1 = A_1(\Omega_1, \Omega_3) = \Theta_{1,1,4} + Z_2 \Theta_{2,2,3} \varphi_{21}^{(i)2} \quad (26)$$

$$A_{13} = A_{13}(\Omega_1, \Omega_3) = Z_3 \varphi_{21}^{(i)} (\Theta_{2,2,3} \varphi_{23}^{(i)} + m_2 a_3 n_{31} r^2 \omega) (\varphi_2 - \varphi_3 + \varphi_4) \quad (27)$$

$$A_3 = A_3(\Omega_1, \Omega_3) = \Theta_{3,2,4} + Z_3 \Theta_{2,2,3} \varphi_{23}^{(i)2} + Z_3 m_2 n_{31} r^2 (n_{31} + 2 a_3 \varphi_{23}^{(i)} \cos(\varphi_2 - \varphi_3 + \varphi_4)) + \varphi_{53}^{(i)2} (\Theta_{5,4,5} + \Theta_{6,4,6} \varphi_{65}^{(i)2}) \quad (28)$$

Bei der Berechnung der in den Gleichungen (18) und (19) aufgeführten Ableitungen

der kinetischen Energie tritt der 1. zeitliche Differentialquotient der "reduzierten Trägheitsmomente" auf und wird unter Verwendung der partiellen Übertragungsfunktion für die trägen Massen nach Gleichung (12) bestimmt:

$$\dot{A}_1 = A_{11}^{(i)} \dot{\Omega}_1 + A_{13}^{(i)} \dot{\Omega}_3 \quad (29)$$

$$\dot{A}_{13} = A_{131}^{(i)} \dot{\Omega}_1 + A_{133}^{(i)} \dot{\Omega}_3 \quad (30)$$

$$\dot{A}_3 = A_{31}^{(i)} \dot{\Omega}_1 + A_{33}^{(i)} \dot{\Omega}_3 \quad (31)$$

Auf die sehr einfache Ermittlung der partiellen Übertragungsfunktionen der trägen Massen und der Ableitungen der kinetischen Energie sei in diesem Rahmen nicht näher eingegangen.

Die Gleichungen (18) und (19) können schließlich in das folgende System gekoppelter Differentialgleichungen 2. Ordnung überführt werden:

$$A_1 \ddot{\Omega}_1 + A_{13} \ddot{\Omega}_3 = M_{F1} + Z_1 \quad (32)$$

$$A_{13} \ddot{\Omega}_1 + (A_3 - A_{R1}) \ddot{\Omega}_3 = M_{F3} - Z_2 + M_{FH} \varphi_{53}^{(i)} \quad (33)$$

wenn abkürzend

$$Z_1 = \frac{1}{2} A_{11}^{(i)} \dot{\Omega}_1^2 + A_{13}^{(i)} \dot{\Omega}_1 \dot{\Omega}_3 + (A_{33}^{(i)} - \frac{1}{2} A_{31}^{(i)}) \dot{\Omega}_3^2 \quad (34)$$

$$Z_2 = (\frac{1}{2} A_{33}^{(i)} - A_{R2}) \dot{\Omega}_3^2 + A_{31}^{(i)} \dot{\Omega}_1 \dot{\Omega}_3 + (A_{11}^{(i)} - \frac{1}{2} A_{13}^{(i)}) \dot{\Omega}_1^2 \quad (35)$$

gesetzt wird.

Da das Differentialgleichungssystem in geschlossener Form nicht aufgelöst werden kann, erfolgt eine näherungsweise Lösung mit Hilfe des iterativen Rechenverfahrens von Runge-Kutta-Nyström. Zur Anwendung dieses Verfahrens müssen aus den Gleichungen (32) und (33) die Winkelbeschleunigungen der Antriebsglieder eliminiert werden:

$$\ddot{\Omega}_1 = \frac{D_1}{D} \quad ; \quad \ddot{\Omega}_3 = \frac{D_2}{D} \quad (36)$$

Die Determinanten lauten:

$$D_1 = \begin{vmatrix} M_{F1} - Z_1 & A_1 \\ M_{F3} - Z_2 + M_{FH} \varphi_{53}^{(i)} & A_3 - A_{R1} \end{vmatrix} \quad (37)$$

$$D_2 = - \begin{vmatrix} M_{F1} - Z_1 & A_1 \\ M_{F3} - Z_2 + M_{FH} \varphi_{53}^{(i)} & A_{13} \end{vmatrix} \quad (38)$$

$$D = \begin{vmatrix} A_1 & A_{13} \\ A_{13} & A_3 - A_{R1} \end{vmatrix} \quad (39)$$

Betriebsfall:

Antriebsringe indirekt gekoppelt, Laufgrad $F = +1$, mit Hemmwerkseinwirkung.

Der Öffnungsring hat seinen gesamten Bewegungsbereich durchlaufen und die Ruhelage am Gehäuseanschlag eingenommen.

In die Rechnung wird eingeführt:

$$\Omega_1 = \Omega_v; \quad \dot{\Omega}_1 = \ddot{\Omega}_1 = 0$$

Die Bewegung des Verschlusssystems wird jetzt durch die Bewegungsgleichung des Schließringes festgelegt, die aus der Gleichung (32) bestimmt werden kann.

Betriebsfall:

Antriebsringe indirekt gekoppelt, Laufgrad $F = +2$ bzw. 1, ohne Hemmwerkseinwirkung.

Befindet sich das Hemmwerk nicht im Eingriff, so kann ebenfalls von den Bewegungsgleichungen (32) und (33) ausgegangen werden. Bei der Auswertung ist lediglich die Übertragungsfunktion:

$$\varphi_{53}^{(4)} = 0 \quad \text{zu ersetzen.}$$

Betriebsfall:

Antriebsringe direkt gekoppelt, Laufgrad $F = +1$.

Dieser Betriebszustand kann sich nur im Freiwinkelbereich einstellen, wenn der Schließring den Öffnungsring über den in Bild 3 dargestellten Anschlag (d) mitnimmt, so daß gilt:

$$\Omega_1 = \Omega_3; \quad \dot{\Omega}_1 = \dot{\Omega}_3; \quad \ddot{\Omega}_1 = \ddot{\Omega}_3$$

Die Antriebsringe und Sektoren führen eine Drehbewegung um die optische Achse aus, und die Bewegungsgleichung ergibt sich unmittelbar mit dem Drallsatz.

7. Vereinfachendes Simulationsmodell

Die Bewegungsgleichungen für die beiden Antriebsringe können jeweils nur in Bewegungsabschnitten, in denen ein stetiger Funktionsverlauf vorliegt, nach dem Verfahren von Runge-Kutta-Nyström iterativ gelöst werden. An den Unstetigkeitsstellen muß die Integration mit neuen Anfangsbedingungen einsetzen.

Unstetigkeiten werden durch unterschiedliche Einflüsse hervorgerufen.

Veränderungen im Aufbau des Getriebesystems bringen einen unstetigen Verlauf der Übertragungsfunktionen mit sich. Stoßein-

wirkungen verursachen eine sprunghafte Änderung im Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten der Antriebsglieder. In beiden Fällen kann die Steuerung des Rechenprogramms über die Drehwinkel der Antriebsglieder vorgenommen werden.

Ein unstetiger Funktionsverlauf ergibt sich aber auch, wenn die kraftschlüssige Kopplung zwischen Schließring und Hemmwerksglied (5) vor Erreichen der geometrisch festgelegten Bereichsgrenze aufgehoben wird. Aus diesem Grund muß während der iterativen Lösung des Differentialgleichungssystems die im Berührungspunkt wirkende Hemmkraft \bar{K}_{35} durch eine Abfrage in ihrem Vorzeichen überwacht werden. Besondere Schwierigkeiten sind mit der Simulation der durch verschiedene Stoßvorgänge gekennzeichneten Kopplung zwischen Schließring und Hemmwerk verbunden. Während der Schließring nach einer Stoßeinwirkung zurückprellt, bewegt sich das Hemmwerkssystem weiter und muß dabei Reibung in den Gelenken und die Rückstellfeder überwinden. Die Bedingungen für die Wiederankopplung des Schließringes können exakt nur bestimmt werden, indem parallel zu den Bewegungsgleichungen der Antriebsglieder mit einer dritten Gleichung die unabhängige Bewegung des Hemmwerkssystems verfolgt wird, bis ein erneuter Stoß stattfindet.

Um diesen hohen Aufwand zu vermeiden, wurde von einer vereinfachenden Modellvorstellung ausgegangen. Der Stoßvorgang "Öffnungsring-Gehäuse" kann im Simulationsprogramm nur einmal eintreten. Ebenso kann der Schließring nach der Stoßeinwirkung "Schließring-Hemmwerk" nur einmal zurückprellen. Die Bewegung, die das Hemmwerk inzwischen ausführt, wird vernachlässigt und die erneute Ankopplung erfolgt an einem ruhenden Hemmwerkssystem.

Diese Vereinfachungen bleiben jedoch, wie aus einem Vergleich des gemessenen mit dem errechneten Bewegungsverlauf hervorgehen wird, nicht ohne nachteilige Folgen für das Simulationsergebnis. Dagegen verläuft die iterative Lösung des Differentialgleichungssystems - vor allem wenn eine automatische Schrittsteuerung verwendet wird - mit hoher Genauigkeit.

8. Aufbau des Rechenprogramms

Das Simulationsprogramm hat die Aufgabe, von Bewegungsbereich zu Bewegungsbereich fortschreitend durch Aufruf des Unterprogramms "Runge-Kutta-Nyström" (kurz: RKN) die iterative Lösung der Bewegungsgleichungen zu veranlassen.

Ereignet sich ein Stoßvorgang, so liefert das Unterprogramm "STOSS" die Übergangsbedingungen für die Fortsetzung des RKN-Verfahrens. Ein weiteres Unterprogramm übernimmt die Auswertung der Bewegungsgleichungen für die einzelnen Betriebsfälle, wobei Drehwinkel und Winkelgeschwindigkeiten der Antriebsglieder als Eingangsgrößen und Winkelbeschleunigungen als Ausgangsgrößen auftreten.

Die Kinematik des Verschlußsystems wird in vier einzelnen Unterprogrammen erfaßt, während für die Berechnung der Federantriebsmomente ein Unterprogramm ausreicht.

Für jede diskrete Näherungslösung des Differentialgleichungssystems werden schließlich durch Aufruf des Unterprogramms "ERGEBNISSE" alle interessierenden Größen des Verschlußsystems berechnet.

Zur Auswertung des Programms stand die Rechenanlage ICT 1909 mit einer Speicherzykluszeit von 2 μ s zur Verfügung. Bei einem Kernspeicherbedarf von 15 K Worten allein für das Objektprogramm wurde eine Rechenzeit von etwa 3 min für eine bestimmte Belichtungszeit benötigt.

9. Ergebnisse

Um die Rechenergebnisse überprüfen zu können, wurden vom Bewegungsablauf Filmaufnahmen mit einer Filmgeschwindigkeit von 8 000 Bildern/s durchgeführt. Die auf diese Weise ermittelten Werte für den zeitlichen Verlauf der Drehwinkel des Öffnungsringes $\Omega_o(t)$, des Schließringes $\Omega_s(t)$ und des relativen Drehwinkels zwischen dem Schließring und den Sektoren $\Omega_{s3}(t)$ sind in den Bildern 11 bis 13 den errechneten Werten gegenübergestellt.

Eine gute Übereinstimmung ergibt sich bei der längsten Belichtungszeit $t_{e, \text{nenn}} = 1/30$ s, d.h. für einen Betriebsfall, bei dem der Freiwinkel $\Omega_o = 0$ ist.

Für kürzere Belichtungszeiten, und zwar sowohl für $t_{e, \text{nenn}} = 1/60$ s als auch für

$t_{e, \text{nenn}} = 1/250$ s, liefert die Rechnung einen zu kurzen zeitlichen Ablauf der Bewegungsvorgänge. Die Ursachen sind, wie insbesondere aus Bild 13 zu entnehmen ist, in der Vernachlässigung der wiederholten Stoßeinwirkungen zwischen Hemmwerk und Schließring, aber auch zwischen Öffnungsring und Gehäuseanschlag zu suchen.

Nur geringe Abweichungen weisen die Tangentenrichtungen für den zeitlichen Drehwinkelverlauf während der Öffnungs- und Schließphase des Verschlusses auf - ein Zeichen dafür, daß Reibungskräfte an den Sektoren bei einem intakten System nur eine untergeordnete Bedeutung haben.

Das Hemmwerk ist in keinem Fall bis zur geometrisch möglichen Grenze im Eingriff. Stets wird der Kraftschluß vorher aufgehoben.

In den Bildern 14 und 15 ist der zeitliche Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten und -beschleunigungen dargestellt. Die zahlreichen Unstetigkeiten geben einen Einblick in die Problematik, die mit der rechnerischen Nachbildung der Bewegungsvorgänge im Verschlußsystem verbunden ist.

Aufschlußreich ist die in Bild 16 wiedergegebene Verteilung der kinetischen Energie innerhalb des Verschlußsystems. Danach nehmen die Antriebsringe in der Öffnungs- und Schließphase des Verschlusses fast ebenso viel kinetische Energie auf wie die Sektoren. Die kinetische Energie, die das Hemmwerk verzehrt, ist vergleichsweise gering.

10. Abschließende Betrachtung

Mit der vorliegenden dynamischen Bewegungsanalyse eines Kameraverschlusses ist es gelungen, komplizierte Bewegungsvorgänge in einem 6-gliedriges Getriebesystem zu untersuchen, dessen Laufgrad $F = + 2$ beträgt.

Durch den Einsatz eines Digitalrechners konnte der Bewegungsverlauf auch unter den extremen Bedingungen kleiner geometrischer Abmessungen hoher Beschleunigungen und Geschwindigkeiten, kurzer regelbarer Bewegungszeiten sowie zahlreicher Unstetigkeiten erfolgreich rechnerisch nachgebildet werden.

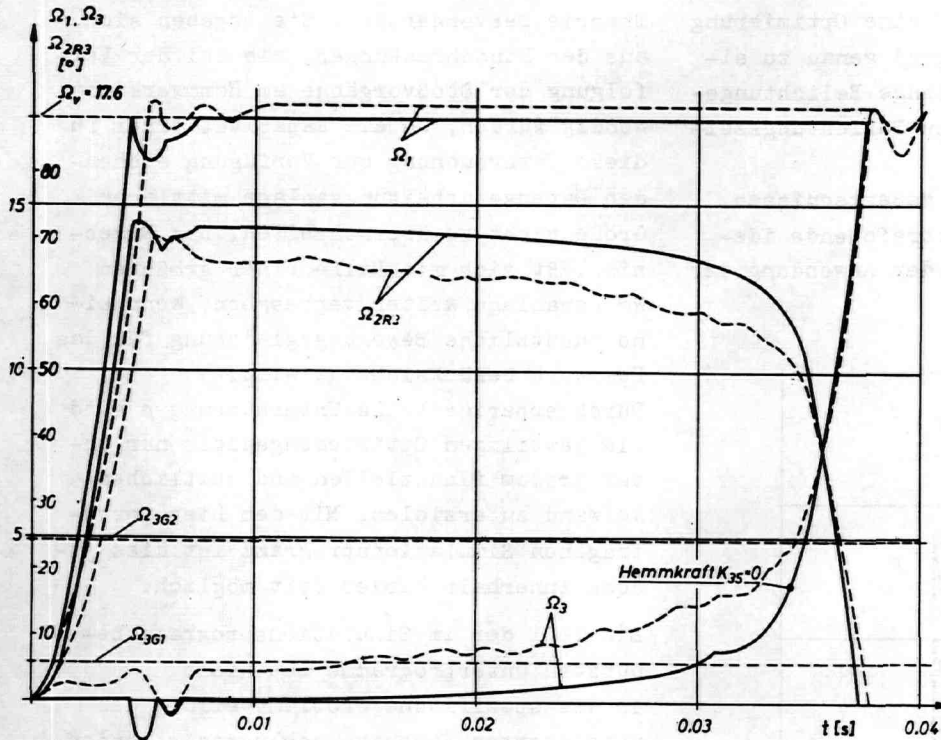


Bild 11 Drehwinkel für $t_{e,nenn} = 1/30 \text{ s}$

Errechneter Kurvenverlauf ———
 Gemessener Kurvenverlauf durch Kurvenauswertung - - - -
 $\Omega_0 = 0^\circ$
 $\mu = 0,3$
 $\chi = 0,4 \text{ bzw. } 0,6$

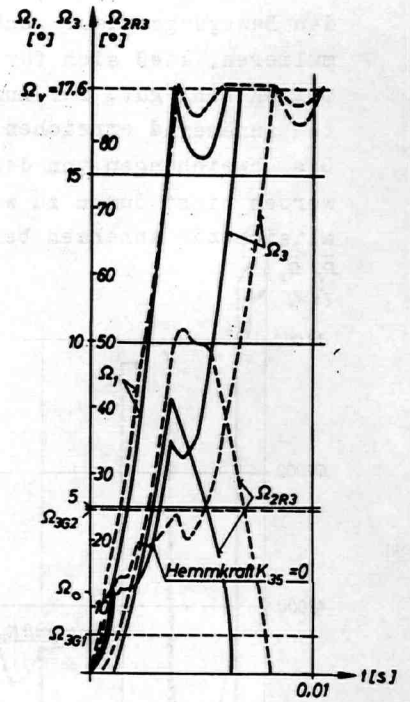


Bild 13

Drehwinkel für $t_{e,nenn} = 1/250 \text{ s}$
 Errechneter Kurvenverlauf ———
 Gemessener Kurvenverlauf durch Filmauswertung - - - -
 $\Omega_0 = 2,4^\circ$
 $\mu = 0,3$
 $\chi = 0,4 \text{ bzw. } 0,6$

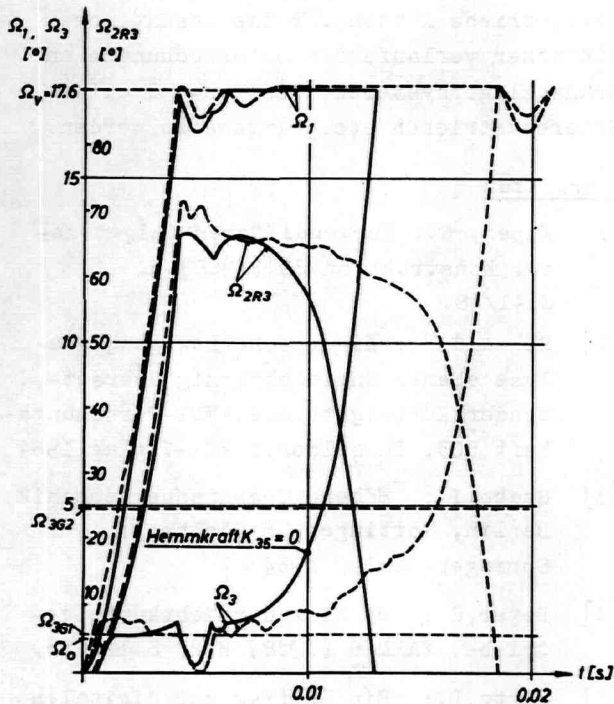


Bild 12 Drehwinkel für $t_{e,nenn} = 1/60 \text{ s}$

Errechneter Kurvenverlauf ———
 Gemessener Kurvenverlauf durch Filmauswertung - - - -
 $\Omega_0 = 1,1^\circ$
 $\mu = 0,3$
 $\chi = 0,4 \text{ bzw. } 0,6$

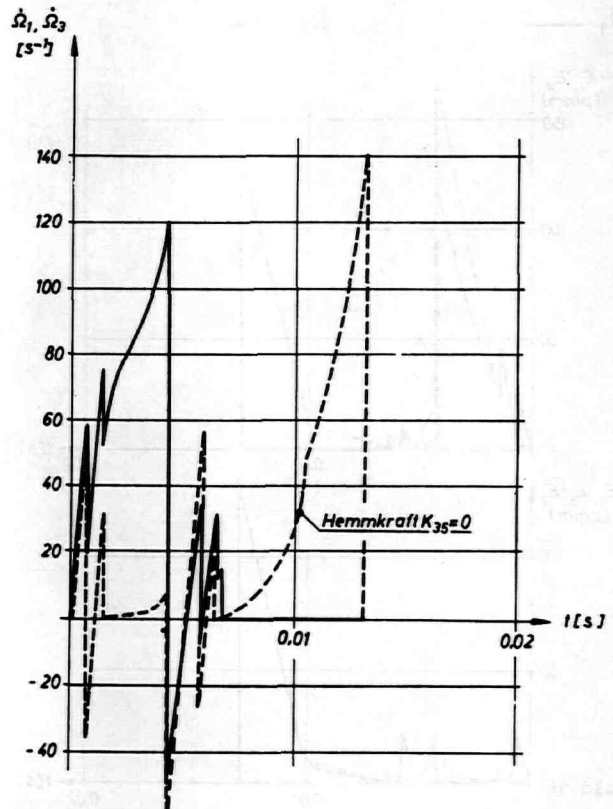


Bild 14 Winkelgeschwindigkeiten für $t_{e,nenn} = 1/60 \text{ s}$
 $\dot{\Omega}_1$ ———
 $\dot{\Omega}_3$ - - - -

Das Ziel, im Hinblick auf eine Optimierung den Bewegungsablauf genügend genau zu simulieren, ließ sich für lange Belichtungszeiten sehr gut, für kurze Belichtungszeiten annähernd erreichen.

Die Abweichungen von den Meßergebnissen werden nicht durch zu weitreichende idealisierende Annahmen bei der Anwendung der

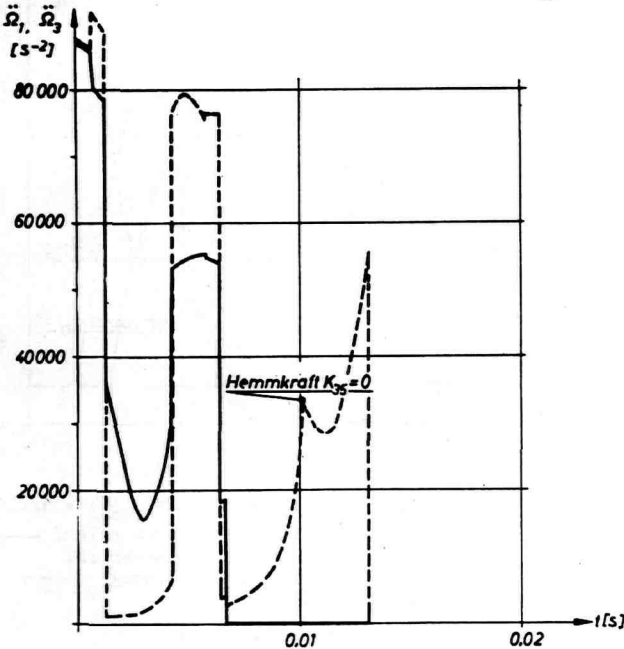


Bild 15 Winkelbeschleunigungen für $t_{e,nenn} = 1/60$ s
 Ω_1 — Ω_3 - - -

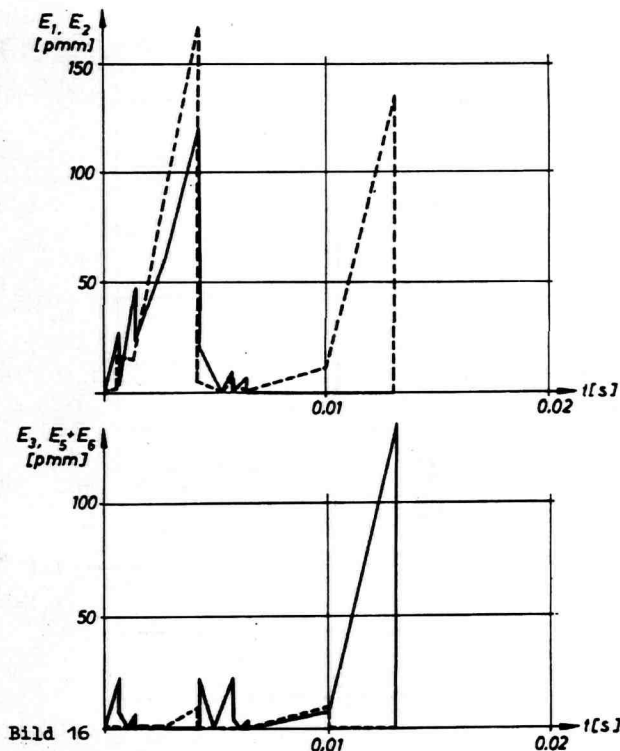


Bild 16 Verteilung der kinetischen Energie für $t_{e,nenn} = 1/60$ s

E_1 (Öffnungsring) — E_3 (Schließring) —
 E_2 (Sektoren) - - - $E_5 + E_6$ (Hemmwerk) - - -

Theorie hervorgerufen. Sie ergeben sich aus den Einschränkungen, die bei der Verfolgung der Stoßvorgänge am Hemmwerk notwendig wurden, um die Kapazität einer für diese Untersuchung zur Verfügung stehenden Datenverarbeitungsanlage mittlerer Größe nicht zu überschreiten. Das Ergebnis läßt sich mit Hilfe einer größeren Rechenanlage weiter verbessern, wenn eine zusätzliche Bewegungsgleichung für das Hemmwerk berücksichtigt wird.

Durch experimentelle Untersuchungen sind die jeweiligen Optimierungsziele nur unter großem finanziellen und zeitlichen Aufwand zu erzielen. Mit dem hier vorgelegten Simulationsprogramm ist dies jedoch innerhalb kurzer Zeit möglich.

Ein Teil der im Simulationsprogramm benutzten Unterprogramme ist nicht an die spezifische Problemstellung des untersuchten Kameraverschlusses gebunden und kann in verschiedenen Bereichen des Maschinenbaues für Simulationsaufgaben eingesetzt werden. Ähnliche Anfangswertprobleme treten z.B. in Hochspannungsschaltern und Typenhebelgetrieben von Schreibmaschinen auf.

Die Unterprogramme für die Kinematik der Teilgetriebe können für die wesentlich einfacher verlaufenden Untersuchungen an Kranauslegersystemen, Pressen-, Greifer-, Scherenantrieben etc. eingesetzt werden.

Schrifttum

- [1] Kiper, G.: Kurvendifferentialgetriebe. Konstruktion 20 (1968) H.2, S.41/48.
- [2] Rehwald, W.: Kinetische Bewegungsanalyse ebener ungleichförmig übersetzender Kurbelgetriebe. VDI-Forschungsheft 503, Düsseldorf: VDI-Verlag 1964
- [3] Szabo, I.: Höhere Technische Mechanik. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verlag 1964
- [4] Beyer, R.: Dynamik der Mehrkurbelgetriebe. ZAMM 8 (1928) H.2, S.122/33.
- [5] Hirtz, D.: Ein Beitrag zur digitalen Simulation des Bewegungsablaufs in einem fotografischen Zentralverschluß mit einem Laufgrad $F = + 2$. Diss. TU Berlin 1970