

275 | 1972

SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

H. Meier-Peter

Gegenläufige Propeller für seegehende Handelsschiffe

TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg

INSTITUT FÜR SCHIFFBAU DER UNIVERSITÄT HAMBURG

Bericht Nr. 275

Gegenläufige Propeller für
seegehende Handelsschiffe

von

H. Meier-Peter

1972

I n h a l t :

1. E I N L E I T U N G	1
2. P R O P E L L E R	4
2.1 Entwurfsverfahren für gegenläufige Propeller	4
2.2 Gesichtspunkte des praktischen Propellerentwurfes	11
2.3 Möglichkeiten der Propellerbefestigung	14
2.4 Sicherung der Propeller	20
3. W E L L E N	22
3.1 Innenwelle	22
3.2 Außenwelle	28
4. W E L L E N K U P P L U N G E N	34
4.1 Innenwellenkupplungen	34
4.1.1 Lösbare Wellenkupplungen	34
4.1.2 Starre Wellenkupplungen	37
4.2 Außenwellenkupplungen	38
5. S T E V E N R O H R A B D I C H T U N G E N	44
5.1 Allgemeines	44
5.1.1 Lippendichtungen	48
5.1.2 Mechanische Abdichtungen	48
5.2 Stevenrohrabdichtungen in Anlagen	
mit gegenläufigen Propellern	50
5.2.1 Innenwellen-Außendichtung	51
5.2.2 Außenwellen-Außendichtung	57
5.2.3 Innenwellen-Innendichtung	59
5.2.4 Außenwellen-Außendichtung	65
6. L A G E R	67
6.1 Radiallager (Zapfenlager)	67
6.1.1 Wassergeschmierte Lager	68
6.1.2 Ölgeschmierte Lager	69
6.1.2.1 Wälzlager	69
6.1.2.2 Weißmetall-Gleitlager	70
6.1.3 Zusammenfassung	83

6.2 Axiallager (Drucklager)	85
6.2.1 Integrale Drucklager	85
6.2.2 Kombinierte Drucklager	87
6.2.3 Unabhängige Drucklager	88
7. G E T R I E B E	92
7.1 Mechanisch gekoppelte Untersetzungsgetriebe	92
7.2 Mechanisch unabhängige Untersetzungsgetriebe	92
7.3 Schlußfolgerungen	102
8. H A U P T A N T R I E B E	103
8.1 Mittelschnellaufende Dieselmotoren	104
8.1.1 Zusammenfassung	108
8.2 Dampfturbinen	108
8.2.1 Dampfturbinenanlagen mit mechanisch un- abhängigem Antrieb der beiden Propeller	108
8.2.2 Dampfturbinenanlagen mit gekoppeltem Antrieb der beiden Propeller	111
8.2.2.1 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch kämmende Stirnräder	111
8.2.2.2 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch Verwendung epizyklischer Getriebestufen	112
8.2.3 Anlagen mit eingehäusigen Turbinen	112
8.2.4 Zusammenfassung	114
8.3 Gasturbinen	114
8.4 Schlußfolgerungen	123
9. S C H M I E R Ö L S Y S T E M	124
10. S C H L U ß B E T R A C H T U N G	132
11. D A N K	133
12. A N H A N G M , Schrifttumverzeichnis	137

1. Einleitung

Fast alle Arbeiten auf dem Gebiet der Schiffsantriebstechnik beginnen seit einigen Jahren mit der Feststellung, daß die Antriebsleistungen der Seeschiffe infolge vergrößerter Tragfähigkeiten und höherer Geschwindigkeiten wachsen. Diese Feststellung traf bisher sowohl für Tank- und Massengutschiffe als auch für Containerschiffe zu. Wenngleich sich in letzter Zeit Gesichtspunkte ergeben haben, die zu einer unterschiedlichen Entwicklung der Antriebsleistung bei den genannten Schiffstypen führen könnten, hält für Containerschiffe gegenwärtig der Trend zu größeren und schnelleren Einheiten an. Das erste Containerschiff mit einer Antriebsanlage von 120 000 WPS wird demnächst in Dienst gestellt /159/, und Baupläne für noch leistungsstärkere Antriebsanlagen (200 000 ... 300 000 WPS in Mehrwellenanordnung) werden bereits bearbeitet.

In diesem Zusammenhang wird auch der Einsatz von abgewandelten Flugzeug- und Industriegasturbinen-Triebwerken erwogen.

Bei Antriebsleistungen dieser Größe nimmt der Einfluß des monetären Betriebsmittelaufwandes auf die Gesamtwirtschaftlichkeit zu. Wesentlichen Anteil am monetären Betriebsmittelaufwand haben die Brennstoffkosten, die, unter anderem, vom Antriebswirkungsgrad abhängen. Der Antriebswirkungsgrad von Containerschiffen kann durch Verwendung von überlappenden Propellern / 87 / oder durch den Einsatz von gegenläufigen Propellern verbessert werden. Letztere lassen mit 5 ... 20 % die höchsten Wirkungsgradgewinne erwarten, die gegenwärtig bei Schiffsantrieben erzielt werden können, vor allem, wenn es sich um die Anlagen für schnelle Schiffe mit geringem Tiefgang handelt /133/.

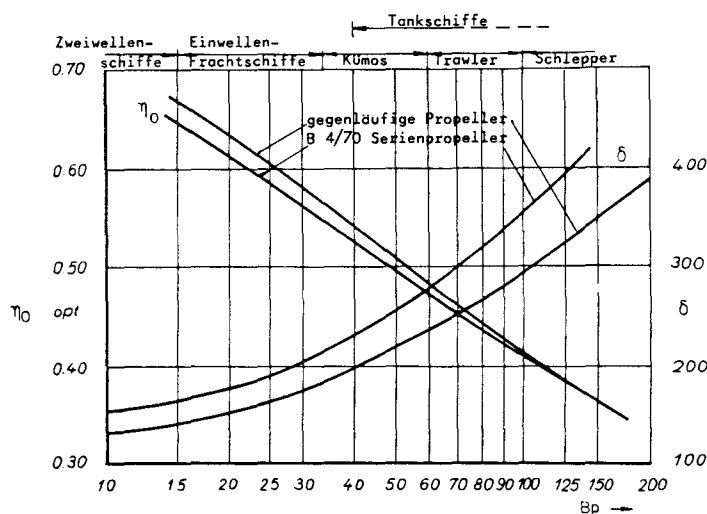


Bild 1 Vergleich von gegenläufigen Propellern und B 4/70 - Serienpropellern nach / 133 /

Zahlreiche unabhängige Versuche, die von den verschiedenen Schiffbauversuchsanstalten durchgeführt wurden, haben gezeigt, daß die hydrodynamischen Probleme gelöst werden können, auch wenn dabei gelegentlich Schwierigkeiten auftreten / 91 /. Im allgemeinen wird jedoch gute Übereinstimmung zwischen rechnerischer Voraussage und experimentell ermitteltem Ergebnis erreicht / 32 /, / 45 /, / 102/. Die Probefahrtmeßergebnisse von zwei mit gegenläufigen Propellern ausgerüsteten Kriegsschiffen der United States Navy haben ferner gezeigt, daß sich die Modellversuchsergebnisse auch bei dieser Propelleranordnung auf die Großausführung übertragen lassen und daß eine gute Genauigkeit der Voraussage erreicht werden kann /155/.

Dennoch wurden gegenläufige Propeller bisher nicht für den Antrieb von Handelsschiffen eingesetzt, da alle bisherigen Versuche aus einem oder mehreren der folgenden Gründe scheiterten:

- 1) Komplizierteres Übertragungssystem
(Wellenleitung, Abdichtungen, Getriebe)
als bei herkömmlichen Anlagen;
- 2) Fehlende Betriebserfahrung mit einigen Bauelementen
des Systems (gegenläufige Gleitlager und Abdichtungen)
und infolgedessen hohe Versicherungskosten;
- 3) Betriebliche Schwierigkeiten infolge der zu erwartenden
Schwingungsprobleme;
- 4) Geringe betriebliche Zuverlässigkeit infolge der zu
erwartenden Komplizierung der Antriebsanlage;
- 5) Hohe Baukosten (denen allerdings Einsparungen an Be-
triebsmittelkosten gegenüberstehen).

Es muß hierzu erwähnt werden, daß die konstruktiven Probleme bei weitem nicht im gleichen Umfang untersucht worden sind wie die hydrodynamischen, und trotz der verschiedenen umfangreichen Arbeiten auf diesem Gebiet / 34 /, / 43 /, / 81 /, / 102 /, / 189 / gibt es dennoch einige wesentliche Probleme, die noch genauer untersucht werden müssen.

Die vorliegende Arbeit befaßt sich daher hauptsächlich mit diesen konstruktiven Fragen und berührt die hydrodynamischen nur dort, wo die Wechselwirkung von Schiff und Antriebssystem es erforderlich werden läßt.

2. Propeller

Dieser Abschnitt wird in folgende Unterabschnitte gegliedert:

- 2.1 Entwurfsverfahren für gegenläufige Propeller
(Zusammenfassung und Anmerkungen)
- 2.2 Gesichtspunkte des praktischen Propellerentwurfs
(z.B. Propellerkonstruktion)
- 2.3 Möglichkeiten der Propellerbefestigung

2.1 Entwurfsverfahren für gegenläufige Propeller

Von den Forschungsinstituten, an denen über gegenläufige Propeller gearbeitet worden ist, wurden unterschiedliche Entwurfsverfahren entwickelt. Dabei handelt es sich im wesentlichen um zwei grundlegend verschiedene Verfahren, das erste auf der "Wirbeltheorie" des Propellers, das zweite auf systematisch entwickelten Propellerserien und den daraus abgeleiteten Auswahldiagrammen begründet.

Obwohl die verschiedenen Entwurfstechniken, die von der Wirbeltheorie ausgehen, sich voneinander unterscheiden, sind sie doch alle abgeleitet aus Lerbs' Arbeiten / 108 /. Die Änderungen, die in den einzelnen Forschungsinstituten vorgenommen wurden, betreffen kleinere Einzelheiten, was in erster Linie auf der Erfahrung dieser Institute im Entwurf herkömmlicher Propeller begründet ist und manchmal auch auf der verfügbaren Kapazität der jeweiligen Rechanlage. (Die wichtigsten Veröffentlichungen zu diesen Entwurfsverfahren sind im Literaturverzeichnis angegeben, / 108 /, / 119 /, / 141 /).

Zu den zahlreichen Parametern, die in den Entwurf herkömmlicher Propeller eingehen, kommt die Wechselwirkung zwischen den beiden Propellern; sie hängt u.a. ab vom Abstand der beiden Propeller voneinander *)

Verfahren, die auf der Wirbeltheorie aufbauen, ermöglichen es, auch diese Wechselwirkung beim Entwurf des Propellerpaares von vornherein zu berücksichtigen. Darüber hinaus läßt sich bei entsprechender Programmierung gleichzeitig eine Aussage über die zu erwartende Schubexzentrizität (d.h.: die momentane Lage des Schubkraftangriffspunktes) treffen, eine Aussage, die besonders im Zusammenhang mit gegenläufigen Propellern für den Entwurf und die Berechnung der Wellenleitung wichtig ist.

Der Vorteil der auf Auswahldiagrammen begründeten Verfahren ist, daß dem Werftingenieur die Aufgabe des Propellerentwurfes erleichtert wird, was zweifellos erstrebenswert ist. Diese Verfahren haben sich im Zusammenhang mit dem Entwurf herkömmlicher Propeller bewährt und werden heute weitgehend verwendet. Es ist daher anzunehmen, daß sie sich auch im Zusammenhang mit gegenläufigen Propellern bewähren werden, vorausgesetzt, daß grundsätzliche Fragen wie: optimaler Abstand der Propeller voneinander und vom Schiff sowie optimale Lastverteilung zuvor gelöst werden können, gegebenenfalls im Zusammenhang mit ebenfalls standardisierten Schiffssformen. Einen ersten Beitrag in dieser Richtung stellt die Arbeit / 132 / dar.

Um mit der Entwurfsrechnung beginnen zu können, müssen i.a. einige Annahmen getroffen werden. Bei dem Verfahren nach Lerbs werden beide Propeller zunächst getrennt wie herkömmliche Propeller halber Gesamtleistung behandelt; die Wechselwirkung wird dann im weiteren Verlauf der Entwurfsrechnung aus diesem vorläufigen Entwurf bestimmt und über iterative Schritte in die Rechnung einbezogen.

Fußnote zu S. 5

* In einer der ersten Veröffentlichungen über den Entwurf gegenläufiger Propeller / 51 / wird erwähnt, daß der Abstand der beiden Propeller voneinander den Wirkungsgrad nicht meßbar beeinflußt. Neuere Versuche / 46 / haben jedoch gezeigt, daß dies offenbar nur bei freifahrenden Propellern zutrifft oder für Propellerpaare, die in einem über den Umfang gleichförmigen Nachstromfeld arbeiten, wie es z.B. bei Unterseebooten und Torpedos anzutreffen ist.

Der Abstand der beiden Propeller voneinander beeinflußt den Wirkungsgrad wesentlich, wenn die Propeller in dem ungleichförmigen Nachstromfeld eines Handelsschiffsrumpfes angeordnet werden, und beim gegenwärtigen Stand des Wissens wird angenommen, daß der optimale Abstand seinerseits von der Form des Hinterschiffes abhängt. Auch die Belastung der Propeller wird einen gewissen Einfluß haben.

Nähere Angaben finden sich in der Veröffentlichung /217 /, die allerdings nur eine kurze Zusammenfassung über eine sehr umfangreiche Versuchsreihe darstellt. Das Problem der Optimierung des Propellerabstandes ist jedoch mit diesen Untersuchungen keinesfalls endgültig gelöst worden.

Eine der Ausgangsannahmen ist die der Leistungs-Drehzahl-Verteilung (Lastverteilung) auf die beiden Propeller. Lerbs traf die Entscheidung, das Gesamtdrehmoment gleichmäßig auf beide Propeller zu verteilen. Diese Entscheidung lag darin begründet, daß er seine Theorie für den Entwurf gegenläufiger Propeller zum Antrieb von Torpedos entwickelte, für die ein reaktionsmomentfreier Antrieb eine gewisse Bedeutung hinsichtlich der Kursstabilität und der Stabilität der Schwimmlage hat.

In allen später folgenden Untersuchungen über gegenläufige Propeller für Handelsschiffsantriebe wurde die gleiche Entscheidung getroffen, oft nur, um die Ergebnisse der Lerbschen Arbeiten ganz oder teilweise übernehmen zu können. Gelegentlich wurden Versuche mit verschiedenen Drehmomentverhältnissen durchgeführt, aus denen sich ergab, daß die Drehmomentverteilung einen gewissen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems haben kann. Die Ergebnisse solcher Versuche, die von verschiedenen Forschungsstätten veröffentlicht worden sind, unterscheiden sich jedoch und lassen endgültige Schlußfolgerungen noch nicht zu.

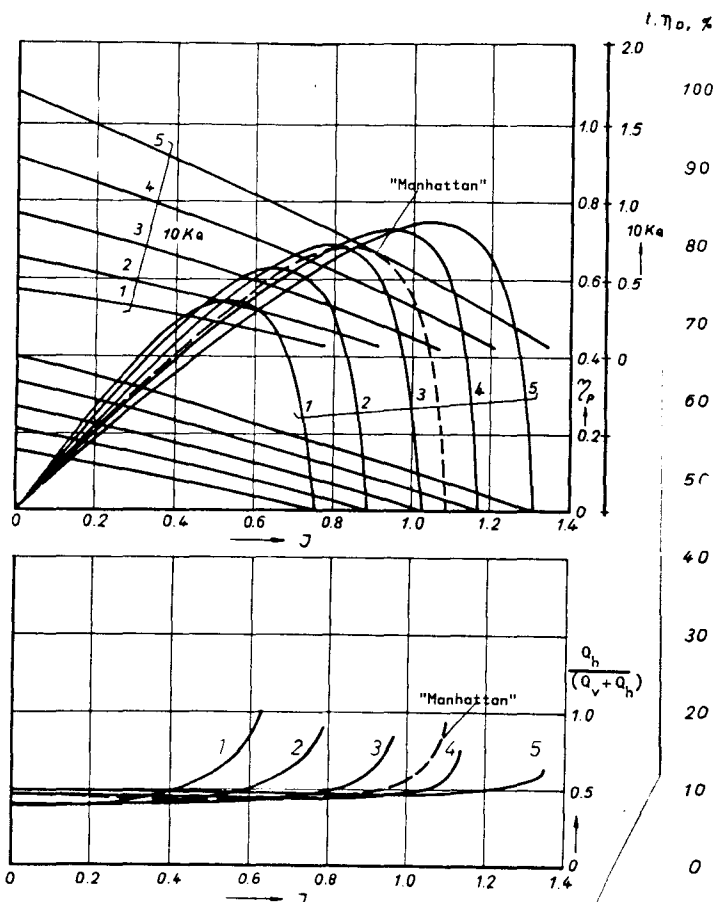


Bild 2 Freifahrversuchsergebnisse gegenläufiger Propeller nach / 133 / und / 45 /

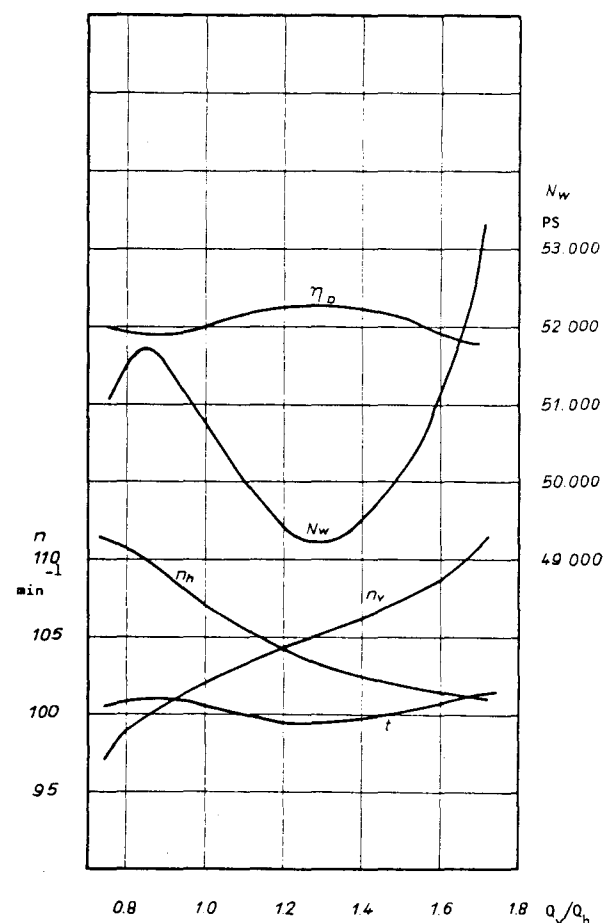


Bild 3 Propulsionsversuchsergebnisse eines Schiffmodells mit gegenläufigen Propellern bei unterschiedlicher Drehmomentaufteilung nach / 45 /

Bild 2 und 3 zeigen solche Versuchsergebnisse. Während die im Freifahrversuch gemessenen Werte gut mit den Rechnungswerten übereinstimmen - der Größtwert von η_0 wird bei gleichem bzw. nahezu gleichem Drehmoment am hinteren und vorderen Propeller erreicht -, zeigt sich bei den Propulsionsversuchsergebnissen deutliche eine Abhängigkeit des Propulsionsgütegrades η_D von der Lastverteilung. Diese Abhängigkeit kann aus den in / 133 / mitgeteilten Propulsionsversuchsergebnissen nicht abgelesen werden, und eine weitere Untersuchung / 44 / zeigt, daß der Einfluß der Lastverteilung nur gering ist.

Es sei hierzu bemerkt, daß keins der bisher untersuchten Propellerpaare für diese Versuchsbedingungen entworfen war. Die Versuchsdaten geben daher zwar Aufschluß über das individuelle Verhalten der jeweiligen Propellerpaare, lassen aber keine allgemeine Schlußfolgerung zu. Diese Tatsache mag gleichzeitig auch die unterschiedlichen Ergebnisse erklären.

Der Verfasser der Arbeit / 41 / regt an, als Entwurfskriterium die Forderung einzuführen, daß der rotatorische Austrittsverlust Null wird, um so zu einer Maximierung des Propellerwirkungsgrades zu gelangen. Diese Forderung ist im Hinblick auf den Wirkungsgrad des freifahrenden Propellerpaares (η_0) berechtigt. Andererseits ist jedoch verschiedentlich experimentell nachgewiesen worden, daß das Ruder den Antriebswirkungsgrad (η_D) bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern nachteilig beeinflusst, während es in herkömmlichen Anlagen das Gegenteil bewirkt, wobei i.a. angenommen wird, daß hier der Verbesserungseffekt darauf zurückzuführen ist, daß das Ruder einen Teil des rotatorischen Austrittsverlustes des Propellers zurückgewinnt. Wenn dies zutrifft, scheint es ratsamer, die Festsetzung eines gewissen rotatorischen Mindestverlustes als Entwurfskriterium zu verlangen, um so im Endeffekt den Antriebswirkungsgrad zu optimieren.

Die Schwierigkeiten hierbei sind nicht zu übersehen:
Die Aufgabe kann nur durch den Entwurf des integrierten
Systems: Schiffskörper - Propeller - Ruder gelöst werden.

Ein weiterer Gedanke zum Entwurf gegenläufiger Propeller
sei geäußert: In den meisten Veröffentlichungen / 44 /,
/ 113 /, / 132 / wird erwähnt, daß sich vom Standpunkt der
Kavitationsgefährdung der vordere Propeller ähnlich wie
ein herkömmlicher Propeller verhält, während der hintere
Propeller weniger gefährdet ist, da die infolge der Schiffskörperform ungleichmäßige Zuströmung bereits durch den
vorderen Propeller geglättet bzw. infolge der größeren
Entfernung von der Schiffsaußenhaut gleichmäßiger ist.
Man könnte erwägen, die Drehmoment- (bzw. Last-) verteilung¹⁾
so zu ändern, daß der vordere Propeller entlastet und der
hintere Propeller anteilmäßig höher belastet wird. Es
bliebe jedoch zu prüfen, inwieweit sich eine derartige
Maßnahme auf den Gesamtwirkungsgrad des Systems auswirkt,
wobei wieder Schiff - Propeller - Ruder betrachtet werden
müssen.

Durch eine höhere Belastung wird andererseits das Unter-
druckfeld vor dem hinteren Propeller verstärkt, was zu
einem Einfangen der Spitzenwirbel des vorderen Propellers
führen könnte.

Beim heutigen Stand des Wissens kann ein Satz gegenläufiger
Propeller so entworfen werden, daß der Spitzenwirbel des
vorderen Propellers auch im ungleichförmigen Nachstromfeld
hinter dem Schiff nicht auf den hinteren Propeller auf-
trifft. / 113 /, / 132 /, / 187 /. Nicht bekannt ist bisher
jedoch, welchen Einfluß der Seegang auf den Propellerstrahl
bei diesen Anlagen hat. Es ist vorstellbar, daß infolge
der Orbitalbewegung in der Welle der Strahl des vorderen
Propellers so abgelenkt wird, daß der hintere Propeller
von den Spitzenwirbeln getroffen wird und daß dann dort
Kavitation eintritt. Eine ähnliche Wirkung könnte durch
das Ruderlegen eintreten. Diese Fragen sind bisher nicht
untersucht worden; es könnte aber sein, daß sich aus einer

Fußnote zu S. 8

- *) Einige der bestehenden Rechenprogramme für gegenläufige Propeller können durch geringfügige Änderungen so erweitert werden, daß Propeller mit unterschiedlichen Drehmomentverteilungen berechnet werden können.

Erforschung dieser Einflüsse Folgerungen für die Anordnung der Propeller relativ zum Schiff, zum Ruder und zueinander ergeben.

In einigen Veröffentlichungen wird erwähnt, daß die Umsteuer- und Stoppeigenschaften eines mit gegenläufigen Propellern ausgerüsteten Schiffes bei Antrieb durch Dampfturbinen denen eines herkömmlichen Schiffes ähnlich sein werden / 59 /, / 61 /, bei Antrieb durch Dieselmotoren sogar gegenüber der herkömmlichen Festpropelleranordnung verbessert werden (s. Bild 4). Man muß hinzufügen, daß die zu dieser Schlußfolgerung führenden Ergebnisse auf Modellversuchen beruhen, bei denen die Umsteuercharakteristik der Antriebsmaschinen simuliert wurde.

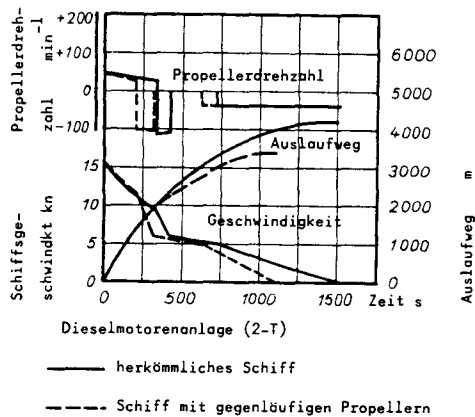
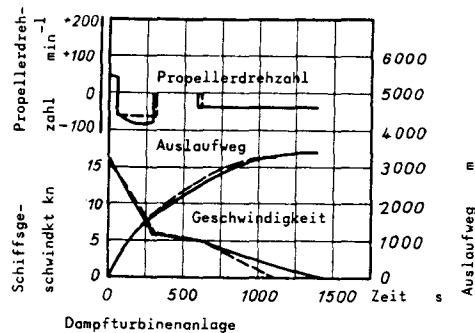


Bild 4 Vergleich der Stoppeigenschaften von Schiffen mit verschiedenen Antriebssystemen nach /60/, /61/ und /133/

Abgesehen davon, daß diese Voraussagen selbst für Schiffe mit herkömmlichen Propelleranordnungen sehr vorsichtig beurteilt werden müssen, ist es im Fall von gegenläufigen Propellern erforderlich, neben der Umsteuercharakteristik der Hauptmaschine das Verhalten des gesamten Übertragungssystems zu berücksichtigen.

Die Umsteuer- und Manövriereigenschaften sind ganz zweifellos eng mit der Auslegung des Übertragungssystems, besonders mit der vorgesehenen Getriebeanordnung, verbunden.

(Auf diesen Punkt wird später noch näher eingegangen werden.) Hier sei nur festgestellt, daß zum gegenwärtigen Zeitpunkt wenig über das Umsteuer- und Stoppverhalten von mit gegenläufigen Propellern ausgerüsteten Schiffen bekannt ist. Mehr Kenntnisse über das Verhalten von Anlagen mit gleichzeitig und einzeln umgesteuerten Propellern sind erforderlich, einschließlich solcher Fälle, bei denen nur einer der beiden Propeller umgesteuert wird und der zweite entweder festgehalten wird oder lose mitdreht.

Von Interesse ist das **d y n a m i s c h e** Verhalten dieser Systeme, z.B. die für die verschiedenen Stufen des Umsteuervorganges erforderlichen Zeitspannen, da es hiervon abhängen kann, ob einige der weiter unten beschriebenen Möglichkeiten der Getriebekonzeption technisch durchführbar sind. Abgesehen davon können die Ergebnisse erhebliche Bedeutung für den Entwurf der Regeleinrichtungen des Systems erlangen.

2.2 Gesichtspunkte des praktischen Propellerentwurfes

Die Propeller sollten aus einem im Betrieb bewährten Werkstoff niedrigen spezifischen Gewichts (z.B. Nicaluminium Bronze, Alcunic, rostfreier Stahl)*) gefertigt werden, um Gewicht zu sparen, da das Propellergewicht maßgeblichen Einfluß auf die Beanspruchung der Propellerwellen und demzufolge auf die gesamte Konstruktion der Wellenleitung hat (s. Abschnitt 3).

Ferner kann es vorteilhaft sein, die Propeller ohne Hang zu entwerfen, da auch durch diese Maßnahme Gewicht eingespart werden kann. Es ist jedoch zu prüfen, ob der Propellerhang aus anderen Gründen (Kavitation, Spitzenwirbel) erforderlich ist.

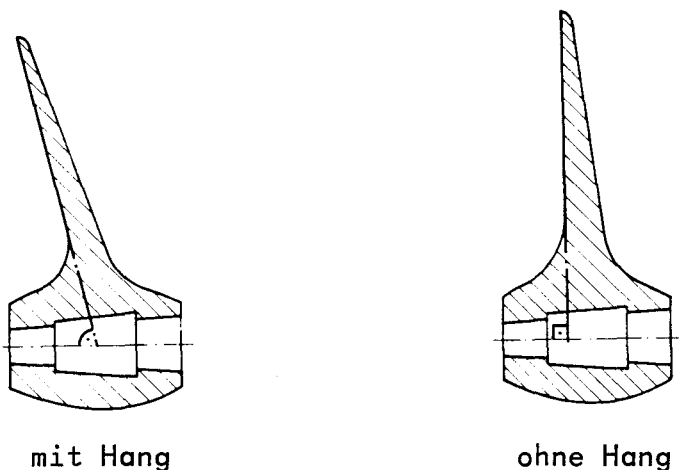


Bild 5 Ausführung von Propellern mit und ohne Hang

Die Festigkeit sollte mit einem der bewährten Verfahren (z.B. Taylor-Verfahren) / 169 / berechnet werden; ganz besonders empfiehlt sich jedoch die Anwendung neuerer verfeinerter Berechnungsverfahren, wie sie kürzlich von / 8 / und / 136 / beschrieben wurden, die über die reine

festigkeitstechnische Berechnung hinaus zusätzliche Informationen liefern. Besondere Bedeutung kommt der Kenntnis der Propellerblatteigenfrequenzen zu, da die Erregerfrequenzen infolge der Flügelblattbegegnung beträchtlich höher liegen werden als bei Anlagen mit herkömmlichen Propelleranordnungen / 212 /.

Abgesehen von den vorstehend angeführten Punkten ergeben sich für die konstruktive Durchbildung des hinteren Propellers keine neuen Gesichtspunkte im Vergleich zu herkömmlichen Propellern.

In den verschiedenen Konstruktionsvorschlägen, die bisher veröffentlicht worden sind, wurde sowohl für den hinteren als auch für den vorderen Propeller die Bauart des gegossenen Festpropellers vorgesehen. Da jedoch bei gegenläufigen Propellern verhältnismäßig wenig Erfahrung (s. auch 2.1) hinsichtlich der Übertragbarkeit von Modellversuchsergebnissen auf Großausführungen besteht, ist es durchaus naheliegend, für einen der Propeller die früher häufiger anzutreffende Bauart des aus einer Nabe mit angeflanschten Flügeln "gebauten" Propellers zu wählen, bei dem nachträglich kleinere Steigungsänderungen durchgeführt werden können.

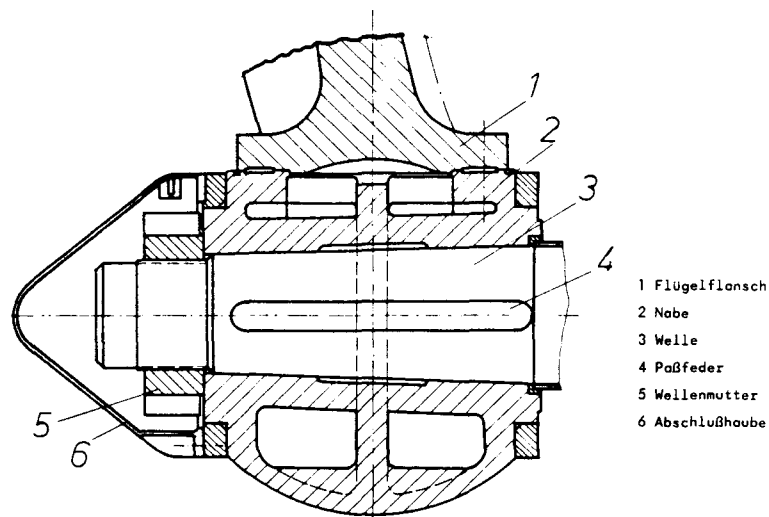


Bild 6 Gebauter Propeller; herkömmliche Konstruktion

Der vordere Propeller eignet sich für diese konstruktive Lösung eher als der hintere, da letzterer als Gebauter Propeller vergleichsweise schwer werden würde, was sich, im Zusammenhang mit dem größeren Propellerüberhang, ungünstig auf Abmessungen, Gewicht und Baukosten der Wellenleitung auswirken würde. Der vordere Propeller wird als Gebauter Propeller kaum schwerer, da seine Nabe als integraler Bestandteil der Antriebswelle ausgebildet werden kann (s. Bild 7).

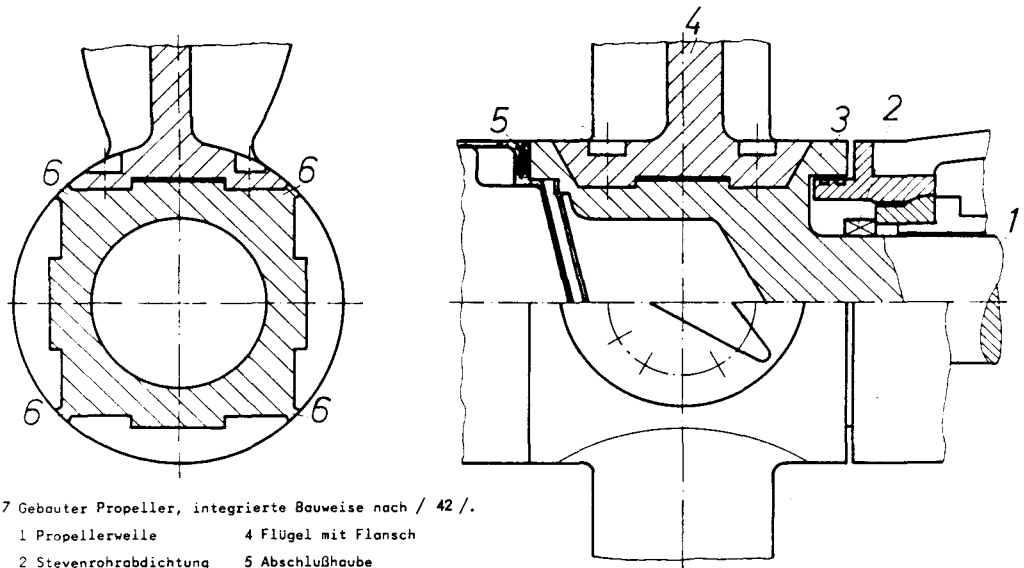


Bild 7 Gebauter Propeller, integrierte Bauweise nach / 42 /.

- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1 Propellerwelle | 4 Flügel mit Flansch |
| 2 Stevenrohrdichtung | 5 Abschlußhaube |
| 3 Propellernabe | 6 Auftragschweißung |

Es ist auch zu erwägen, als hinteren Propeller einen Verstellpropeller zu verwenden, wodurch einige der hydrodynamischen Probleme sicherlich leichter gelöst werden können. Da in letzter Zeit eine verbesserte Nabenkonstruktion eingeführt wurde, durch die vor allem das Gewicht der Verstellpropeller verringert werden konnte /148 /, ist eine solche Lösung eher möglich geworden.

Eine derartige Propelleranordnung könnte u.a. auch zur Lösung des Umsteuerproblems beitragen. Die Verwendung eines Verstellpropellers bedeutet andererseits eine zusätzliche Komplizierung der Anlage, und man sollte daher mit der Einführung dieser Lösung warten, bis die technischen Möglichkeiten von gegenläufigen Propellern in der Großausführung allgemein nachgewiesen worden sind und alle übrigen neuen Elemente, die man bisher noch nicht im Betrieb erproben konnte, zu einem normalen Zuverlässigkeitsgrad entwickelt worden sind.

Welche Entscheidung auch immer hinsichtlich der Gesamtanordnung getroffen wird - die Nabe des vorderen Propellers muß in jedem Falle so lang ausgeführt werden, daß sie einerseits die Flügelwurzeln und andererseits das erste Lager ("Stevenrohrlager") der Innenwelle aufnehmen kann. Die weiteren Einzelheiten der Nabengestaltung richten sich nach den

2.3 Möglichkeiten der Propellerbefestigung

Der hintere Propeller wird nicht mehr Schwierigkeiten bereiten als jeder herkömmliche Propeller, so daß jede bewährte und seitens der Klassifikationsgesellschaften genehmigte Art der Propellerbefestigung vorgesehen werden kann. Die befriedigenden Ergebnisse, die in den vergangenen Jahren mit paßfederlosen Schrumpfverbindungen erzielt wurden, lassen die Schlußfolgerung zu, daß sich diese Verbindungen, vor allem wegen des erleichterten Ein- und Ausbaus, für die Befestigung des hinteren Propellers besonders eignen.

Der Befestigung des vorderen Propellers muß jedoch besondere Beachtung geschenkt werden. Verschiedene Vorschläge sind in den bereits erwähnten Veröffentlichungen vorgestellt worden:

- 1) Herkömmliche Befestigung mit Konussitz und Paßfeder (eine oder mehrere Paßfedern)
- 2) SKF-Öldruck-Preßsitz (paßfederlos)
- 3) Mark III- oder Mark IV-Preßsitz (paßfederlos)
- 4) Flanschbefestigung des Propellers
- 5) Verwendung eines Gebauten Propellers mit einzeln an die Nabe geflanschten Flügeln (s. 2.2)

Betrachtet man die herkömmliche Art der Propellerbefestigung mittels Konussitz und Paßfeder, die sehr wahrscheinlich technisch ausführbar ist, sollte man bedenken, daß ganz allgemein die Paßfedernut eine geometrische Kerbe darstellt und daß in diesem besonderen Fall die Beanspruchung der Welle nicht nur, wie bei herkömmlichen Anlagen, überwiegend aus einer (konstanten) Verdrehbeanspruchung mit fluktuierender Oberlast besteht, sondern aus einer zusammengesetzten, dreidimensionalen Beanspruchung (Verdrehung, Druck, Biegung), in der mindestens die Biegebeanspruchung zweimal pro Umdrehung der Welle zwischen Extremwerten umgekehrten Vorzeichens schwankt.

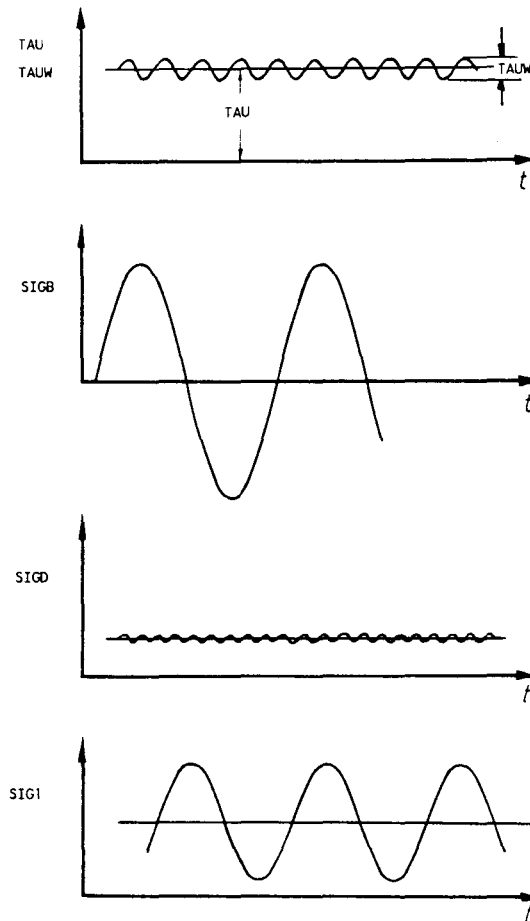


Bild 8 Beanspruchungsarten der Einzelspannungen und der Vergleichs-
spannungen bei gegenläufigen Wellenleitungen

Eine Vielkeilwelle oder eine mit Paßfedernuten versehene Welle wird daher sehr wahrscheinlich früher oder später Ermüdungsrisse zeigen, eventuell sogar dann, wenn von vornherein entsprechend der Spannungskonzentration Zuschläge gemacht wurden. *

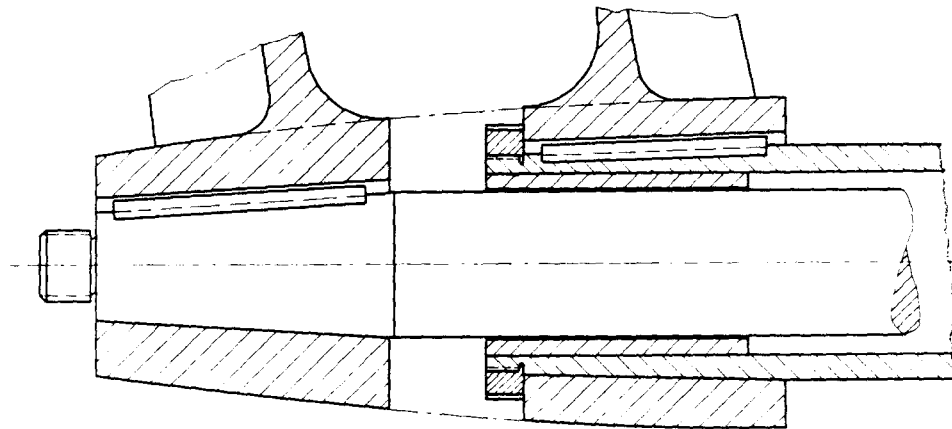


Bild 9 Befestigung von gegenläufigen Propellern; beide Propeller mittels Konussitz und Paßfeder befestigt

Da die paßfederlosen Preßverbindungen (2) oder 3)) schnelles und leichtes Ein- und Ausbauen der Propeller ermöglichen, ist ihre Anwendung in diesem Fall sehr naheliegend, da vor allem in den ersten Anlagen häufiger als gewöhnlich Besichtigungen der neuen Bauelemente - wozu auch die Hohlwelle zu rechnen ist - vorgenommen werden müssen.

Der Einfluß der bereits erwähnten Beanspruchungskombination sollte auch beachtet werden, wenn eine dieser Preßverbindungen für die Befestigung des vorderen Propellers vorgesehen wird. Bisher durchgeführte Berechnungen /143/ haben den Einfluß der wechselnden Biegespannung auf den Preßsitz nicht berücksichtigt, was bei Berechnung des Sitzes herkömmlicher Propeller auch nicht erforderlich ist. Im Fall des vorderen Propellers gegenläufiger Systeme muß jedoch berücksichtigt werden,

daß die Reibungskraft zwischen Nabe und Welle sowohl dem Torsions- als auch dem Biegungsanteil der Beanspruchung Rechnung tragen muß.

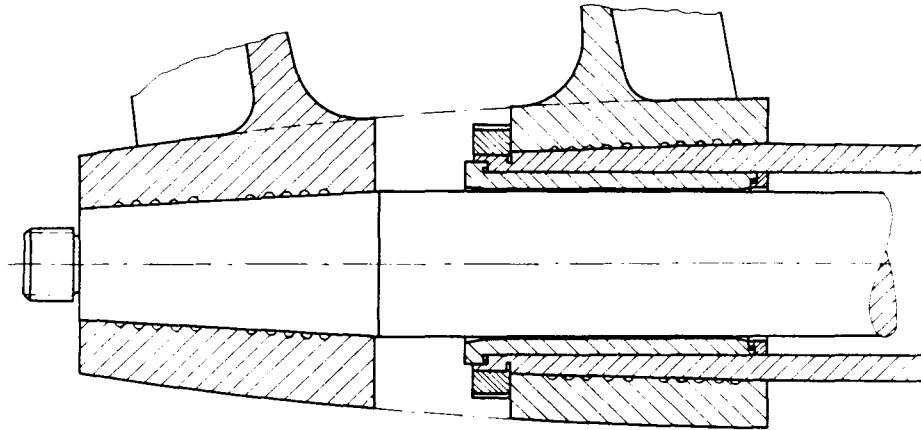


Bild 10 Befestigung von gegenläufigen Propellern; beide Propeller mittels paßfederlosem SKF-Öldruck-Schrumpfsitz befestigt; Lagerbuchse des ersten Innenwellenlagers durch die Zusammendrückung der Außenwelle gehalten. Vorschlag nach / 102 / und anderen.

Ferner kommt bei diesen paßfederlosen Preßsitzen der Zusammendrückung der Welle besondere Bedeutung zu. Es wurde vorgeschlagen / 102 /, durch diese Zusammendrückung einen zweiten Preßsitz zwischen der Außenwelle und der Lagerbuchse des ersten Innenwellenlagers herzustellen.

Diese Maßnahme erfordert jedoch außerordentlich hohe Paßgenauigkeit und sehr genaues und sorgfältiges Arbeiten bei der Montage. Es bleibt zu prüfen, ob die Fertigungstoleranzen in Verbindung mit den zu erwartenden großen Durchmessern diese Konstruktion zulassen. Ein weiterer Nachteil ist, daß das Lager stets gleichzeitig mit dem Propeller ein- und ausgebaut werden muß. Änderungen, die gegebenenfalls während des Einbaus erforderlich werden (z.B. infolge von Paßungenauigkeiten), können erst bei der Endmontage festgestellt werden und können zu Schwierigkeiten im zeitlichen Ablauf der Montage führen.

Jede nachträgliche Änderung wird dabei Rückwirkungen auf die Ausgangswerte der Berechnung haben, was sich unvorteilhaft auswirken kann (z.B. Änderung der Konzentrität). Auch ist zu bedenken, daß infolge der stärkeren äußeren Einspannung der Lagerbuchse das Lagerspiel bei Erwärmung stärker abnehmen wird als das sonst in Stevenrohrlagern der Fall ist.

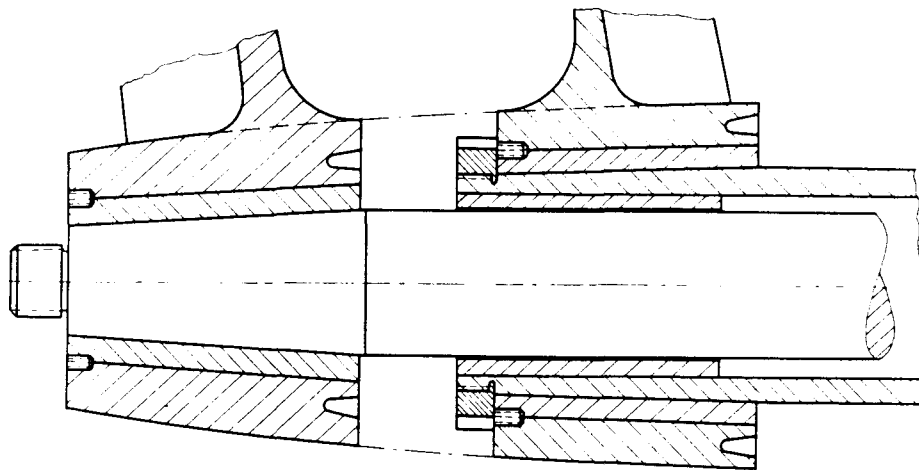


Bild 11 Befestigung von gegenläufigen Propellern; beide Propeller mittels paßfederlosem Mark III Verfahren befestigt. Vorschlag nach / 22 /.

Die Paßfederlose Mark III- und Mark IV-Methode haben demgegenüber den Vorteil, daß Wellen, Lager und Nabenhülse (s. Bild 11) in der Werkstatt vormontiert und dann als Gesamtbaugruppe an Bord eingebaut werden können.

Das Gleiche gilt für einen mittels Flansch befestigten Propeller. Hierbei ist darauf zu achten, daß keine Biegebeanspruchungen auf die Paßbolzen und Dübel wirken, was z.B. durch einen entsprechenden Wellenrezeß erreicht werden kann.

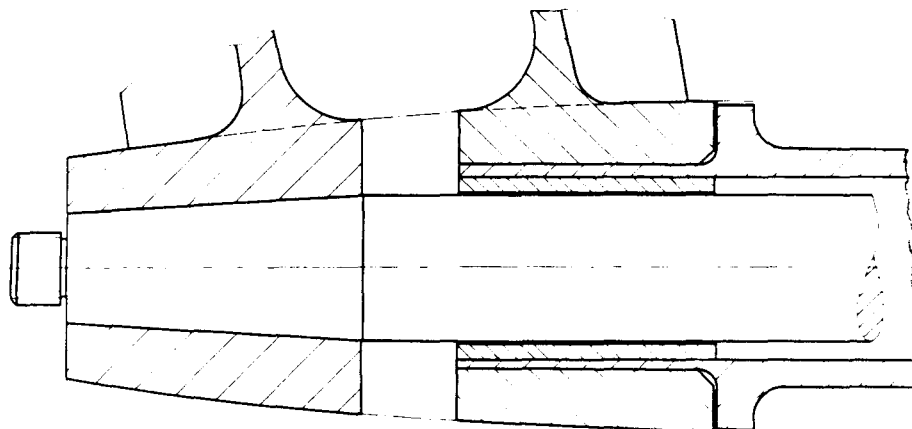


Bild 12 Befestigung von gegenläufigen Propellern; hinterer Propeller nach dem paßfederlosen SKF-Öldruck-Schrumpfsitz-Verfahren, vorderer Propeller mittels Wellenflansch befestigt.

Aus der mit Verstellpropellern (die stets mittels Wellenflansch befestigt werden) gewonnenen Erfahrung läßt sich übernehmen, daß axiale Dübel vorteilhafter als radiale Dübel sind und vorgespannte Befestigungsbolzen Ein- und Ausbau sehr erleichtern und die Betriebssicherheit verbessern. Wird ein Gebauter vorderer Propeller verwendet, ist es ratsam, die Nabe als integralen Bestandteil der Welle auszubilden. Die dem Seewasser ausgesetzten Teile müssen dabei durch aufgeschweißte Lagen aus rostfreiem Stahl geschützt werden, deren Bindung mit dem Grundwerkstoff im Rahmen der periodischen Besichtigungen zu prüfen wäre.

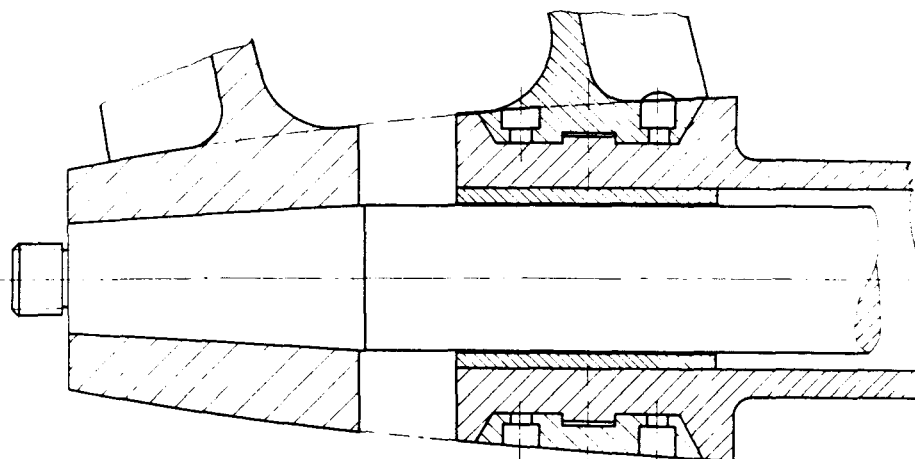


Bild 13 Befestigung von gegenläufigen Propellern; hinterer Propeller mittels paßfederlosem Öldruck-Schrumpfsitz befestigt, vorderer Propeller als gebauter Propeller mit einzeln an die Wellennabe geflanschten Flügeln ausgeführt.

Die Spannungskonzentration an den Bohrungen für die Flügel-
flanschbolzen muß sorgsam geprüft werden; die örtliche
Spannungsverteilung kann infolge der verfügbaren größeren
Materialquerschnitte günstiger sein. Zur Befestigung eignen
sich, wie auch bei Verstellpropellern, vorgespannte Bolzen.

Es sei darauf hingewiesen, daß herkömmliche Gebaute Propeller
vergleichsweise häufig im Betrieb schadhaft geworden sind;
als häufigste Ursachen hierfür wurden festgestellt: Ungenü-
gender Sitz der Nabe auf der Welle infolge der Nabenform und
ungenügende Befestigung der Flügel-
flansche infolge ungleich-
mäßigen Anziehens der Flügel-
flanschbolzen. Beide Nachteile
lassen sich bei genügend sorgfältiger Ausbildung der hier
vorgeschlagenen Konstruktion vermeiden.

2.4 Sicherung der Propeller

Die Propeller sollten, wie allgemein üblich, mit Wellenmuttern
und Sicherheitsschrauben gesichert werden. Es wurde auch vor-
geschlagen / 43 /, Befestigungsplatten mit Stehbolzen zu
verwenden.

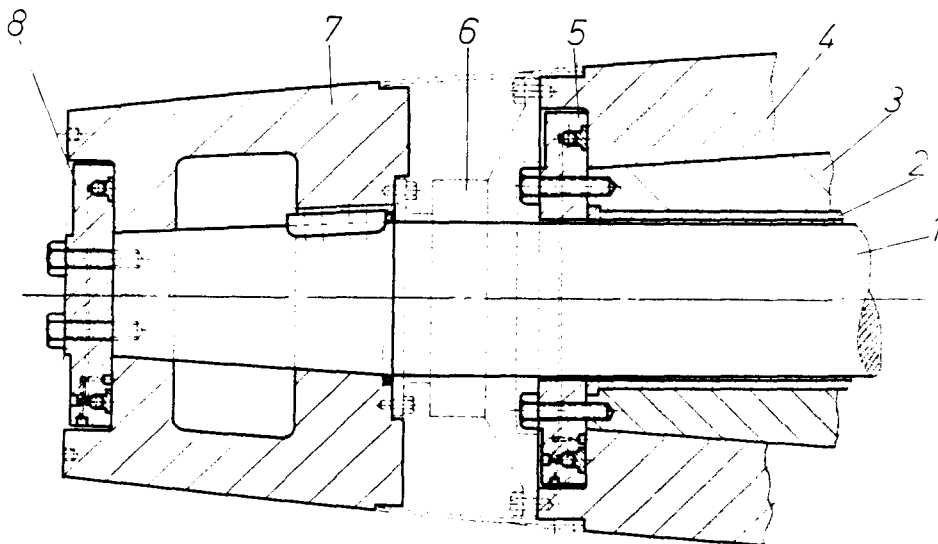


Bild 14 Vorschlag für die Befestigung und Sicherung von gegenläufigen Propellern nach / 43 /
1 Innenwelle, 2 Innenlager, 3 Außenwelle, 4 vorderer Propeller, 5 vordere Hydraulikplatte zur Halterung
des Propellers, 6 Innenwellen-Außendichtung, 7 hinterer Propeller, 8 hintere Hydraulikplatte

Diese Sicherungsart ist vielleicht anwendbar, sollte jedoch mit Rücksicht auf die noch ausstehende betriebliche Bewährung nicht für die ersten Anlagen mit gegenläufigen Propellern verwendet werden. Auch sind die Vorteile dieser Sicherung im Zusammenhang mit gegenläufigen Propellern nicht klar erkennbar.

Es wurde verschiedentlich vorgeschlagen, die Wellenmutter zur Sicherung des vorderen Propellers in der Propellernabe versenkt anzuordnen. Dieser Vorschlag ist verständlich, da so der Raum zwischen den beiden Propellern besser genutzt werden kann. Es sprechen aber betriebliche Nachteile gegen diese Maßnahme, z.B. wird bei der Montage und bei den periodischen Besichtigungen stets durch Abspionieren der Propellermutter geprüft, ob der Propeller auf der Welle "gewandert" ist, d.h. die Schrumpfverbindung nur unvollständig getragen hat.

Je nach Auslegung des Schmierölkreislaufes kann es erforderlich werden, daß zwischen Propellernabe und Wellenmutter zusätzlich Ölumlenkplatten vorgesehen werden müssen. Vorausgesetzt, daß diese Platten einwandfrei eingepaßt und ebenfalls gesichert werden, sind keine Schwierigkeiten aus dieser Maßnahme zu erwarten.

3. Wellen

Die Wellenleitung von Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern besteht aus einer inneren und einer äußeren Welle zur Übertragung der Drehmomente auf den hinteren bzw. vorderen Propeller *).

3.1 Innenwelle

In den bisher veröffentlichten Entwurfsstudien wird erwähnt, daß die Innenwelle entsprechend den bestehenden Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften entworfen und berechnet werden kann, da kein Unterschied zu herkömmlichen Wellen bestehe.

Das trifft weitgehend zu; es muß aber darüber hinaus beachtet werden, daß die Innenwelle elastisch gelagert ist und daß im Gegensatz zu herkömmlichen Wellenleitungen auch das erste Lager ("Stevenrohrlager") absenkbar ist, da es in der Nabe des vorderen Propellers angeordnet wird.

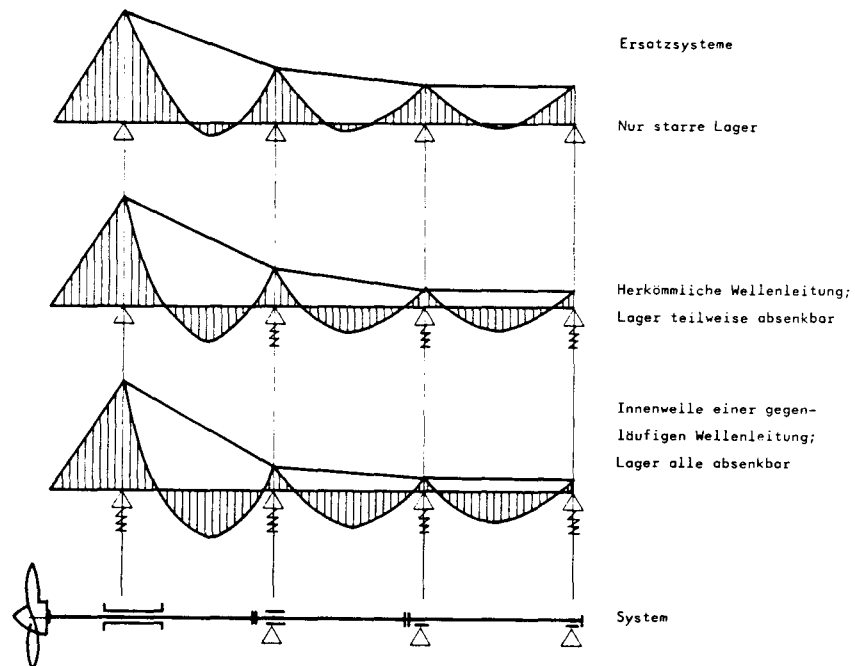


Bild 15 Lagerungsverhältnisse von verschiedenen Wellenleitungen

Fußnote zu S. 22

- *) Im Folgenden wird davon ausgegangen, daß die Wellen in ölgeschmierten Lagern gelagert werden, da dies z.Z. für Handelsschiffswellen allgemein üblich ist. Weitere Angaben s. auch Abschnitt 4.

Infolge der elastischen Lagerung nimmt das Biegemoment zwischen den Lagern zu, während die Eckmomente an den Lagerstellen i.a. kleiner werden, wenn man von dem Eckmoment am ersten Lager ("Stevenrohrlager") absieht. Die Größe der Änderung hängt von der Biegesteifigkeit der Welle ab und wird umso kleiner, je größer der Lagerabstand wird. Bei Vergrößerung des Lagerabstandes nimmt jedoch das Biegemoment zwischen den Lagerstellen zu und auch die Durchbiegung der Welle, und damit nimmt die Biegeeigenfrequenz des Wellenstückes ab.

Bei herkömmlichen Wellenanlagen wird die Lage des vorderen Stevenrohrlagers i.a. durch die Anordnung des hinteren Plektankschottes bestimmt, die entsprechend der Bauvorschrift festgelegt wird. Infolgedessen ist der Lagerabstand hier kurz, das Wellenbiegemoment zwischen den Lagern kleiner als das Eckmoment und die Biegeeigenfrequenz des Wellenabschnittes höher als die Haupterregfrequenz (unterkritischer Betrieb). In Anlagen mit gegenläufigen Propellern wird die Lage des zweiten Lagers der Innenwelle ("vorderes Stevenrohrlager") jedoch nach anderen Gesichtspunkten entschieden werden müssen, und i.a. wird der Lagerabstand größer als bei herkömmlichen Anlagen werden.

Aus diesem Grund sollte, was sonst nicht üblich ist, die Spannungsverteilung entlang der Welle nachgerechnet werden, sobald die (vorläufigen) Abmessungen festliegen.

Einige der oben erwähnten Veröffentlichungen schlagen vor, die Innenwelle als dünnwandige Hohlwelle mit vergrößertem Durchmesser (Torque tube) auszuführen / 32 /, / 34 /. Als wichtigsten Vorteil gestattet es diese Konstruktion, den Lagerabstand zu vergrößern. Die übliche geschmiedete Vollwelle wird durch eine Verbundwelle aus geschmiedeten und geschweißten Elementen ersetzt, deren Außendurchmesser wesentlich größer und deren Wandstärke bei gleicher Schubspannung in der Randfaser entsprechend gering ist.

Dadurch, daß das Verhältnis $q/E \cdot I$ (q = Metergewicht der Welle, E = Elastizitätsmodul, I = Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes) verringert wird, kann die Durchbiegung und die Biegeeigenfrequenz des Wellenabschnittes beeinflußt oder, falls gewünscht, der Lagerabstand vergrößert werden. Da die Lager der Innenwelle bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern besondere Anforderungen stellen (s. Abschnitt 6), könnte eine dünnwandige Hohlwelle mit vergrößertem Lagerabstand hier insofern interessant werden, als daß sich durch sie einige Lager einsparen ließen.

Vorausgesetzt, daß die geschmiedeten Wellenenden so gestaltet werden, daß Spannungskonzentrationen vermieden werden und vorausgesetzt, daß die Teile der Welle einwandfrei miteinander verschweißt und anschließend fachgerecht normalgeglüht werden, stellt diese Konstruktion sicherlich eine beachtenswerte Alternative zu der herkömmlichen Vollwelle dar.

$$L^2 = l^2 \sqrt{\frac{OD_{II}^2 + ID_{II}^2}{OD_{SS}^2}}$$

- OD = Außendurchmesser
- ID = Innendurchmesser
- II = Hohlwelle
- SS = Vollwelle

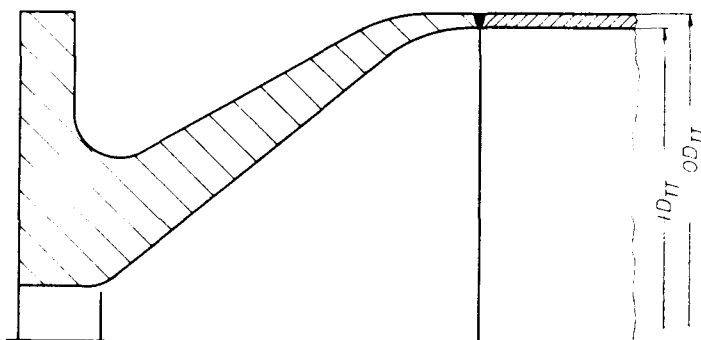
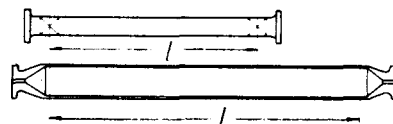


Bild 16 Vergleich des Lagermittenabstandes von Vollwellen und dünnwandigen geschweißten Hohlwellen gleicher Biegeeigenfrequenz

Genauere Kenntnis des Dauerfestigkeitsverhaltens von dünnwandigen Stahlwellen großen Durchmessers ist jedoch erforderlich, bevor diese Konstruktion empfohlen werden kann (s. auch Abschnitt 3.2).

Betriebsergebnisse liegen vor von einigen in den USA gebauten Schiffen, wo dünnwandige Hohlwellen großen Durchmessers als Zwischenwellen angeordnet worden sind, um einen zusätzlichen Wellenbock bzw. lange Wellenhosen bei Zweiwellschiffen einzusparen (s. Bild 17). Auch das durch Gasturbinen angetriebene Containerschiff "Admiral Wm. M. Callaghan" ($N = 2 \times 20\,000$ WPS bei $n = 135 \text{ min}^{-1}$) wurde mit "torque tube" Propellerwellen ausgerüstet / 33 /.

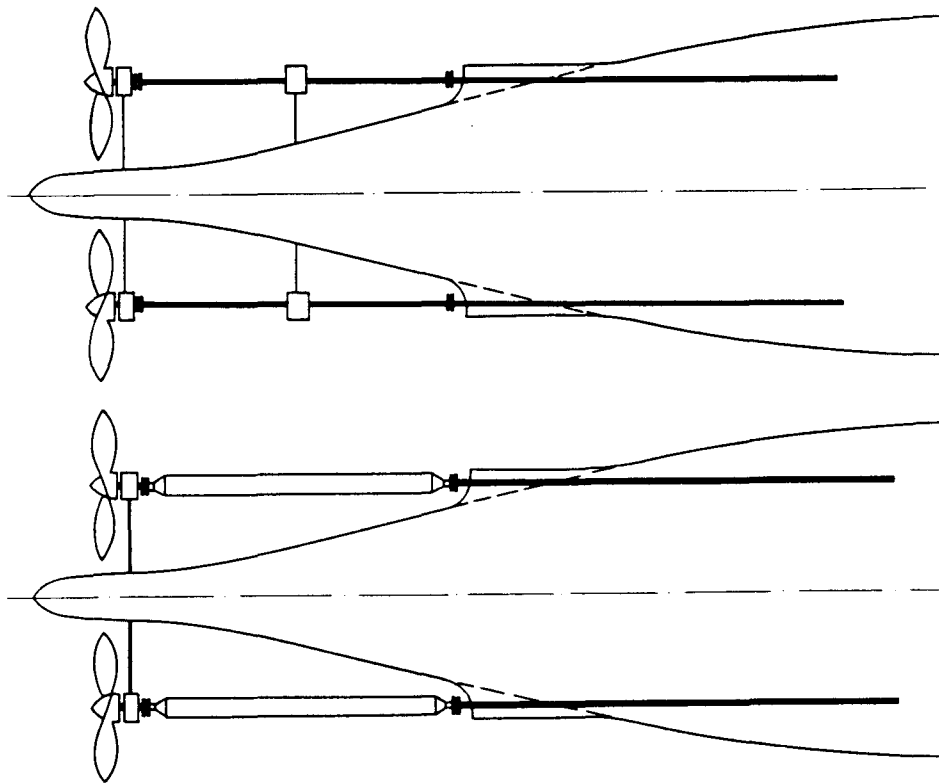


Bild 17 Vergleich von Zweiwellschiffs-Anordnungen mit herkömmlichen Wellen und mit dünnwandigen Hohlwellen großen Durchmessers (torque tube)

Es sollten dennoch erst mehr Erfahrungen mit Wellen dieser Art in herkömmlichen Anlagen gesammelt werden, bevor das Konstruktionsprinzip für die Wellen gegenläufiger Anlagen übernommen werden kann.

Ein weiterer wesentlicher Gesichtspunkt für die Wellengestaltung ist, daß die Neigung der Mittellinien beider Wellen identisch sein muß an den Stellen, wo die Lager der Innenwelle angeordnet sind. Diese gilt ganz besonders für das erste Lager (Stevenrohrlager) der Innenwelle. An diesem Lagerpunkt sollten die Mittellinien der beiden Wellen in allen häufiger zu erwartenden Betriebszuständen, mindestens jedoch im Hauptbetriebszustand, gleiche Neigung aufweisen; im letzteren Fall muß die Neigungsdifferenz für andere Betriebszustände berechnet und mit den zulässigen Höchstabweichungen verglichen werden. Diese Forderungen sind in den Arbeiten / 22 /, / 32 /, / 58 /, / 102 / teilweise berücksichtigt worden.

Ferner sollten alle Lager in allen Betriebszuständen positiv belastet sein (Richtung der Lagerkraft nach unten); der Absolutwert der Belastung sollte sich für die einzelnen Betriebszustände nicht wesentlich ändern.

Als weitere Forderung kommt hinzu, daß die biege-, dreh- und längsschwingungskritischen Drehzahlen sowohl für das Gesamtsystem als auch für die einzelnen Systemabschnitte der Wellenanlage weit genug außerhalb des normalen Betriebsdrehzahlbereiches liegen müssen.

Es wird sehr schwierig, wenn nicht sogar unmöglich sein, alle diese Forderungen zu erfüllen, wenn die Lager der Innen- und der Außenwelle an den gleichen Stellen angeordnet werden, so daß sich für beide Wellen der gleiche Lagerabstand ergibt. Die Biegelinie der Welle kann dann nur noch durch Verstärken des Wellendurchmessers beeinflußt werden. Ferner führt diese Anordnung dazu, daß die Außenwelle zu oft gelagert wird, da ihre Abmessungen einen größeren Lagerabstand zulassen als er für die Innenwelle mit Rücksicht auf das Schwingungsverhalten ratsam ist. Zu viele Lager lassen die Wellenleitung jedoch zu

steif und zu anfällig gegen den Einfluß von Schiffskörperverformungen werden.

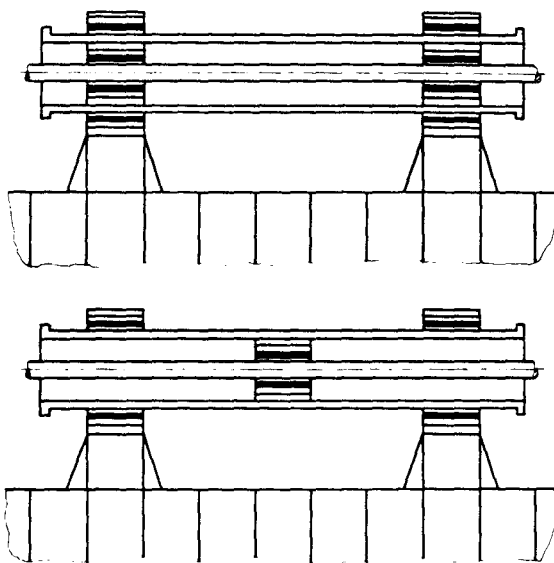


Bild 18.1 Möglichkeiten der Lageranordnung bei gegenläufigen Wellenleitungen

Schließlich ist noch zu bedenken, daß sich bei dieser Anordnung ein Wärmestau ergeben könnte, der sowohl für die Außen- als auch für die Innenlager von Einfluß sein könnte. Dabei ist weniger an ein Heißlaufen der Lager gedacht als vielmehr daran, daß sich aus der Erwärmung Formänderungen des Wellenzapfens ergeben könnten, die zum einen den Rundlauf und das Lagerspiel und zum anderen den Sitz der inneren Lagerbuchsen in der Außenwelle beeinträchtigen könnten.

Da eine Änderung des Lagerabstandes die Durchbiegung einer Welle stärker beeinflusst als eine Änderung des Wellendurchmessers

$$f = \frac{q \cdot l^4}{E \cdot I \cdot \text{const}}$$

wird es vorteilhafter sein, die Lager der Innen- und Außenwelle an verschiedenen Stellen anzuordnen, so daß der Lagerabstand und die Anzahl der notwendigen Lager für jede Welle getrennt optimiert werden kann. Die Berechnungen werden dadurch allerdings etwas schwieriger. Es kann vorkommen, daß die biege-, dreh- und längsschwingungskritischen Drehzahlen des Systems näher an die Erregerfrequenzen rücken, wenn die Lageranordnung so vorgenommen wird, daß das Kriterium gleicher Neigung der Mittellinien erfüllt wird; in diesem Fall bleibt dann als erfolgversprechende Maßnahme der Übergang zu dünnwandigen Hohlwellen größeren Durchmessers (siehe oben).

3.2 Außenwelle

Wie bereits erwähnt, muß die Außenwelle als Hohlwelle ausgeführt werden.

Die meisten der bereits öfter zitierten Entwurfsstudien lassen keine Rückschlüsse auf das für die Außenwelle gewählte Berechnungsverfahren zu. Einige Verfasser äußern die Ansicht, daß die Außenwelle infolge der sich aus der Konstruktion ergebenden Abmessungen fraglos die auftretenden Biegebeanspruchungen aufnehmen kann und infolgedessen keiner weiteren Berechnung bedarf. Das trifft jedoch nicht zu. Die Bestimmung der Außenwellenabmessungen mit Hilfe der in den Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften gegebenen Formeln (auf der Basis gleicher Schubspannung in der Randfaser) genügt nicht, da infolge des größeren Überhangs der beiden Propeller erhebliche zusätzliche Biegemomente aufgenommen werden müssen. In diesem Zusammenhang sei auf die Arbeit / 22 / hingewiesen, in der einige interessante Vorschläge hinsichtlich der beim Entwurf hohler Propellerwellen mit erhöhter Biegebeanspruchung

einzusetzenden Festigkeitskennwerte angeführt werden. Abgesehen von dem Biegemoment, das sich aus dem Propellerüberhang ergibt, muß die Zusatzbiegebeanspruchung infolge der Schubexzentrizität berücksichtigt werden, die durch das Arbeiten des Propellers im ungleichförmigen Nachstrom des Schiffes entsteht. Die Bezeichnung "Schubexzentrizität" wird der Einfachheit halber gewählt; die genauere Bezeichnung ist "Lage des momentanen Schubangriffspunktes").

Die genaue Bestimmung des momentanen Schubangriffspunktes ist schwierig; er bewegt sich auf einer Schleifenkurve in Abhängigkeit von der Stellung der Propellerflügel relativ zum Schiff. Die Form der Schleifenkurve richtet sich nach den Zuströmverhältnissen in der Propellerebene, die ihrerseits von der Schiffsform abhängig sind. Sie ändern sich ferner bei Fahrt im Seegang, bei Änderung des Tiefgangs und des Zustandes der Außenhaut (Bewuchs).

Analytisch berechnet werden kann die momentane Lage des Schubangriffspunktes bei den auf der Wirbeltheorie aufgebauten Berechnungsverfahren. Da bei diesen Berechnungsverfahren jedoch vom Nachstromfeld des geschleppten Schiffes ausgegangen wird, ist die Voraussage nicht genau genug; hinzu kommt, daß die Übertragung auf die Großausführung infolge der geltenden Modellgesetze Schwierigkeiten bereitet. Bevor neue Untersuchungen auf diesem Gebiet genauere Verfahren zur Voraussage der Schubexzentrizität gestatten, mag mit der groben Annäherung gerechnet werden, daß der Schub auf die Welle mit einem Hebelarm von $0,1 D$ ($D =$ Propellerdurchmesser) wirkt.

Aus den bei / 132 / veröffentlichten Versuchsergebnissen, die leider nur ein Einzelergebnis darstellen, kann gefolgert werden, daß der Schub sowohl am vorderen als auch am hinteren Propeller ausmittig angreift. Da das hierdurch hervorgerufene Biegemoment vergleichsweise groß ist, sollte es bei der Auslegung der Wellen unbedingt berücksichtigt werden.

Aus weiteren Versuchsergebnissen mit herkömmlichen Anlagen / 62 / kann in erster Näherung gefolgert werden, daß der momentane Schubangriffspunkt bei normalen Schiffsformen und

bei Fahrt auf Ladetiefgang in glattem Wasser oberhalb der Propellermittellinie liegt. Weitere Untersuchungen / 33 / haben gezeigt, daß bei Fahrt auf Ballasttiefgang und in schwerem Seegang der Schub unterhalb der Propellermittellinie angreift.

Vor allem diese letztere Beobachtung ist wichtig im Zusammenhang mit der Abschätzung der Biegebeanspruchung, da dabei das Moment aus dem Propellerüberhang und das Moment infolge ausmittig angreifenden Schubes in die gleiche Richtung wirken.

Was die Lagerbelastung und das Schwingungsverhalten betrifft, so müssen beide Fälle (Schub oberhalb bzw. unterhalb Mitte Welle) in Betracht gezogen werden, um Überlastung bzw. Entlastung der Lager - und damit Änderung der Lagerkrafttrichtung - zu vermeiden, da letzteres zu Schwingungen der Welle und Hämmern der Lager führen würde.

Da das an der äußeren Propellerwelle angreifende Biegemoment größer als bei herkömmlichen Propellerwellen ist, wird es auch an den übrigen Abschnitten der Wellenanlage größer als üblich sein, so daß eine Nachrechnung der Spannung für das ganze System ratsam ist.

Das Vorzeichen der durch die Biegemomente entstehenden Spannung wechselt infolge der Wellendrehung zweimal pro Umlauf. Sie muß also mit den übrigen dynamischen Spannungsanteilen zusammengefaßt und bei der Festlegung der Wellenabmessungen entsprechend berücksichtigt werden.

Wie unbestätigte Versuche mit dünnwandigen Hohlwellen gezeigt haben sollen, sinkt die Dauerverdrehfestigkeit bei normalem Wellenwerkstoff (etwa St 42) auf $SIGDW = 5 \text{ kg/mm}^2$; als Grund hierfür wird angenommen, daß infolge der stärkeren Verdrehung die Gleitbahnen im Kristallgitter des Werkstoffes eher blockieren, was zur Versprödung des Werkstoffes führt.

Um bisher Gesagtes zusammenzufassen und um ein Beispiel dafür zu geben, wie das Entwurfsproblem zweckmäßigerweise bearbeitet werden kann, wird der folgende Überblick zum Rechengang gegeben:

- (1) Vorgeben einer höchstzulässigen Biegespannung, SIGBI
- (2) Ermittlung der zur Einhaltung dieser Biegespannung erforderlichen Wellenabmessungen D1S und D2 aus dem am hinteren Propeller auftretenden Gesamtbiegemoment.
- (3) Vorgeben einer höchstzulässigen Schubspannung, TAUZU1.
- (4) Ermittlung der vorhandenen Schubspannung TAU1; gegebenenfalls Vergrößerung des Durchmessers zur Einhaltung der höchstzulässigen Schubspannung und Neuberechnung der vorhandenen Biegespannung.
- (5) Abschätzen der Drehmomentschwankungen und Ermitteln der Schwellschubspannung, TAUWI.
- (6) Ermitteln der Druckspannung aus dem Propellerschub und dem vorhandenen Wellenquerschnitt, SIGDI.
- (7) Bilden der resultierenden Vergleichsspannung der statischen Spannungsanteile (Schubspannung und Druckspannung), SIGRI.
- (8) Bilden der resultierenden Vergleichsspannung der dynamischen Spannungsanteile (Biegespannung und Schwellschubspannung), SIGRWI.
- (9) Ermittlung des vorhandenen Sicherheitsbeiwertes SI durch Vergleich der resultierenden Vergleichsspannungen mit der Streckgrenze SIGS bzw. der Dauerfestigkeitsgrenze, SIGDWI.
- (10) Vergleich mit einem vorzugebenden Sicherheitsbeiwert; gegebenenfalls Vergrößerung des Wellendurchmessers und Wiederholung der Rechnung von (2) ... (10).
- (11) Ermittlung des nach den Bauvorschriften der jeweiligen Klassifikationsgesellschaft erforderlichen Mindestdurchmessers, D1, D1SS.

Damit ist der Durchmesser D1S der inneren Propellerwelle festgelegt; es wird mit dem größten der sich aus der Rechnung (1) ... (11) ergebenden Durchmesser weitergerechnet.

(12) Festlegen des Innendurchmessers der Außenwelle, z.B. durch

$$D_3 = 1.15 *) \cdot D_{1S}$$

(13) Berechnung des Außendurchmessers der Außenwelle, sinngemäß wie unter (1) ... (10).

(14) Vergleich der Sicherheitsbeiwerte von Innen- und Außenwelle und gegebenenfalls Vergrößerung der Außenwellenabmessungen, bis $SA = SI$ erreicht wird.

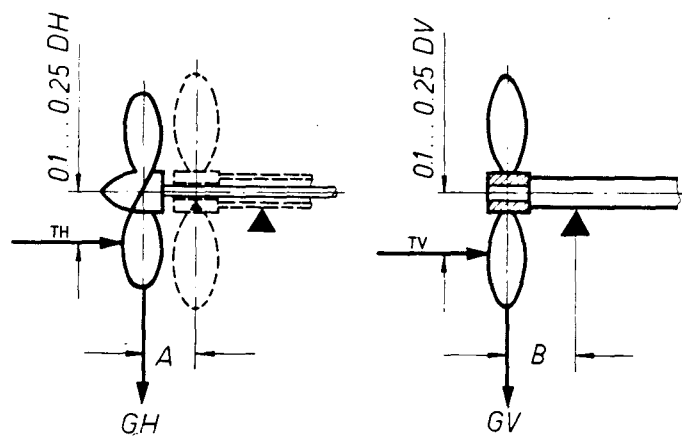


Bild 18.2 Kräfte und Hebelarme am vorderen und hinteren Propeller

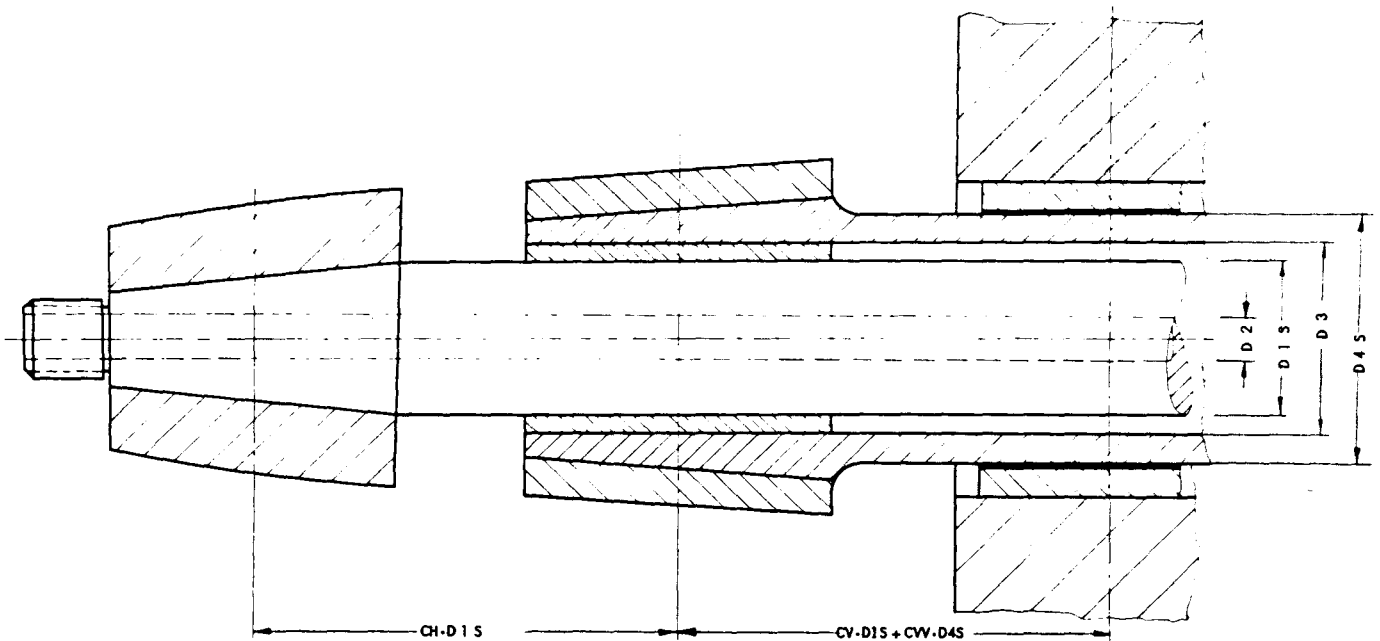


Bild 18.3 Bestimmung der Hebelarme, Kraftangriffspunkte und Abmessungen bei gegenläufigen Wellenleitungen

Fußnote zu S. 32

- *) Entsprechend der derzeitigen Herstellungstechnik von ölgeschmierten Weißmetall-Steuerrohrslagern ist dieser Zuschlag ausreichend, um die Buchse des ersten Lagers der Innenwelle in der Außenwelle aufzunehmen.

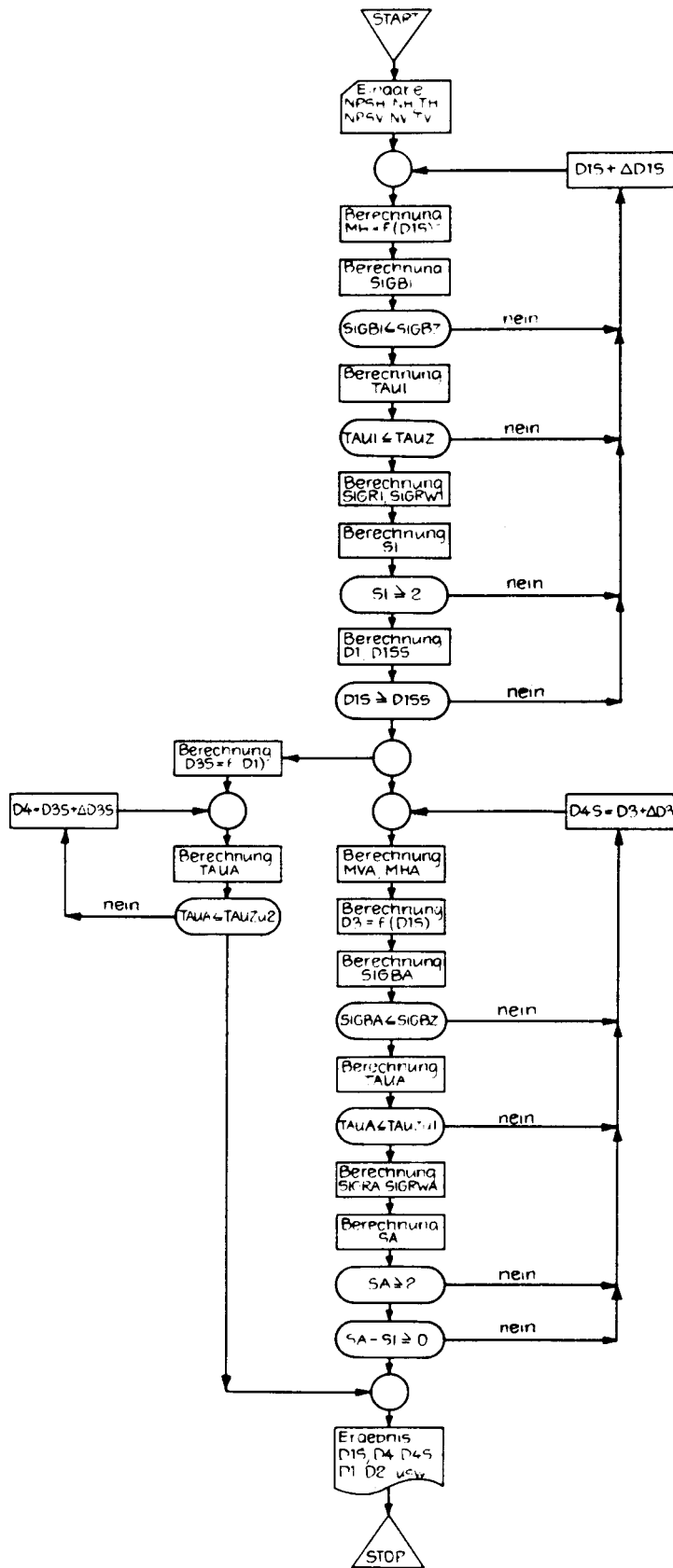


Bild 19 Flußdiagramm des Rechenprogramms zur Berechnung der Wellenabmessungen gegenüberlicher Wellenleitungen

4. Wellenkupplungen

An die Wellenkupplungen von gegenläufigen Wellenleitungen müssen im Vergleich zu den Kupplungen in herkömmlichen Anlagen zusätzliche Anforderungen gestellt werden, auf die nachfolgend eingegangen werden soll.

4.1 Innenwellenkupplungen

Ihre Abmessungen beeinflussen in gewissem Umfang den Gesamtentwurf der Wellenleitung. Die Innenwellenkupplungen müssen an Ort und Stelle leicht zusammengebaut und getrennt werden können und eine Überprüfung der Ausrichtung der Wellenleitung mit einfachen Mitteln zulassen. Verschiedene konstruktive Lösungen kommen in Betracht.

4.1.1 Lösbare Wellenkupplungen

Sollen lösbare Wellenkupplungen verwendet werden, sind die folgenden Möglichkeiten zu erwägen:

- a) Lösbare Flanschkupplung
- b) Öldruck-Schrumpfkupplung (Typ SKF-OK)
- c) Zahnkupplung

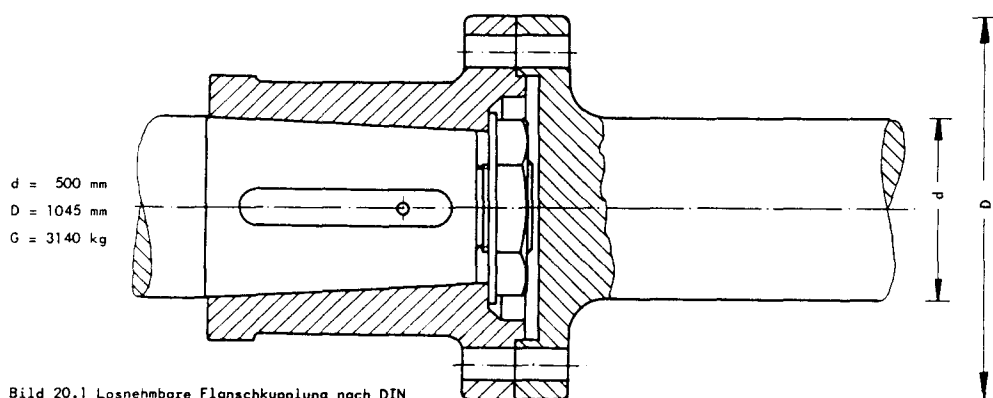


Bild 20.1 Losnehmbare Flanschkupplung nach DIN

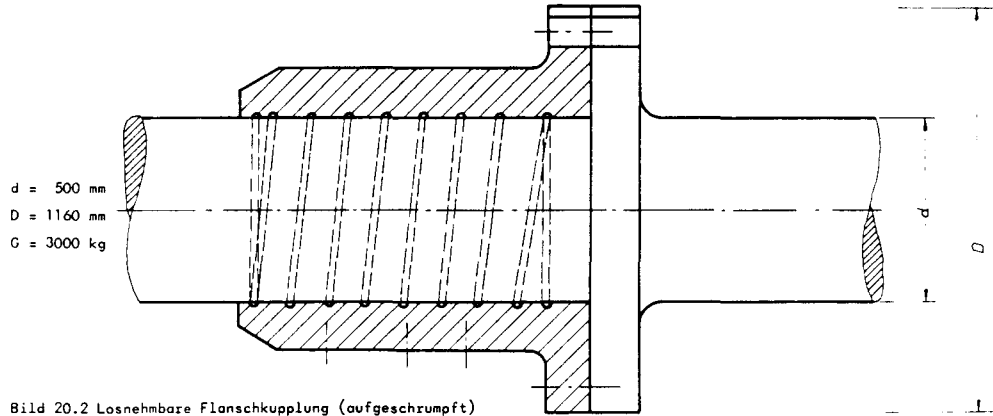


Bild 20.2 Losnehmbare Flanschkupplung (aufgeschrumpft)

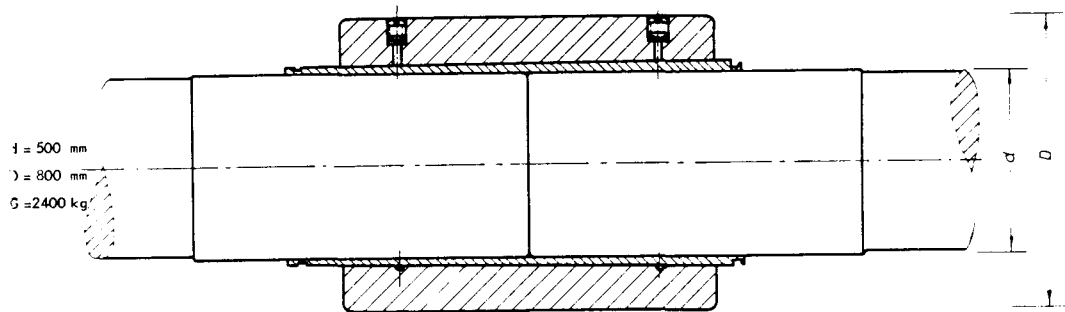


Bild 20.3 Losnehmbare Öldruck-Schrumpfkupplung (SKF - OK - Kupplung) für herkömmliche Wellenleitungen

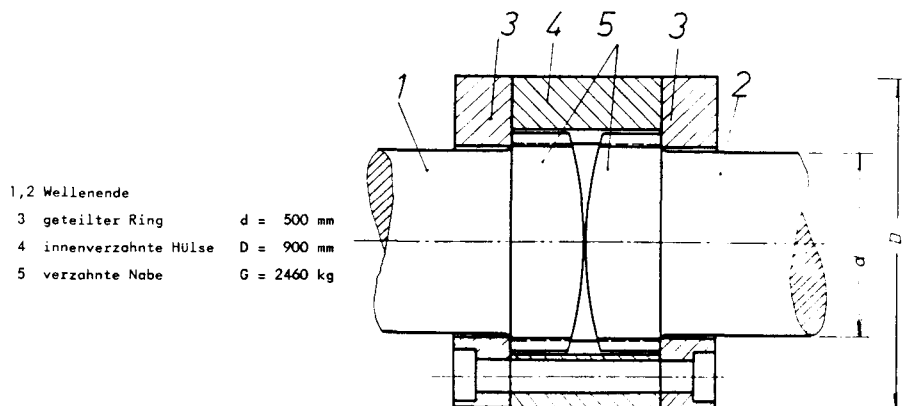


Bild 20.4 Losnehmbare Zahnkupplung für herkömmliche Wellenleitungen

Zu a): Die Flanschverbindung mit einem starren und einem lösbaren aufgeschrumpften Flansch stellt eine im Schiffsmaschinenbau bekannte und vielfach bewährte Konstruktion dar (Bild 20). Bei den Ausrichtungsarbeiten an der Wellenleitung kann das übliche Verfahren der Messung von Planschlag und Rundlauf beider Flansche angewendet werden.

Nachteilig ist bei dieser Lösung der infolge des lösbaren Flansches große Kupplungsdurchmesser und das Gewicht.

Vorgespannte Paßbolzen größerer Scherfestigkeit können verwendet werden, um den Zusammenbau zu erleichtern; die Abmessungen der Kupplungsflansche richten sich jedoch nach den Nabenabmessungen und können auch bei Verwendung dieser Bolzen nicht verringert werden. Ein- und Ausbau des losen Wellenflansches sind schwierig, können aber in der Werkstatt vorgenommen werden, da es nicht erforderlich sein wird, die Flansche bei normalen Wartungsarbeiten abzuziehen.

Zu b): Wie die lösbare Flanschkupplung ist auch die Öldruck-Schrumpfkupplung (Typ SKF-OK) auf vielen Schiffen im Zusammenhang mit Verstellpropelleranlagen eingesetzt worden und kann ebenfalls als bewährtes Bauelement angesehen werden (Bild 20). Diese Konstruktion wurde auch für eine der beiden gegenläufigen Wellenleitungen auf den Schiffen der US Navy verwendet / 45 / und hat offenbar auch hier keinen Anlaß zu Beanstandungen gegeben.

Hauptvorteil ist der im Vergleich zu anderen Lösungsmöglichkeiten kleinere Durchmesser; nachteilig ist das große Gewicht der Kupplungshülsen.

Hinzu kommt, daß das herkömmliche Verfahren der Messung von Planschlag und Rundlauf bei den Ausrichtearbeiten an der Wellenleitung nicht angewendet werden kann.

Da diese Kupplung auch zur Ausführung von normalen Wartungsarbeiten (z.B. dem Ziehen der Propellerwelle) ganz gelöst und entfernt werden muß, ist erheblich mehr axialer Einbauraum vorzusehen, um die Kupplungshülsen verschieben bzw. entfernen zu können. Die Umgebungsbedingungen, unter denen sie in

gegenläufigen Wellenleitungen arbeitet, unterscheiden sich von den üblichen, da sie im Betrieb voll getaucht in Öl von 50 ... 60° C läuft. (Es wird angenommen, daß dies den Schrumpfsitz nicht wesentlich beeinträchtigen wird, doch sollte diese Annahme geprüft werden.)

Zu c): Die in einem Fall vorgeschlagene Zahnkupplung - bestehend aus verzahnten Wellenenden, die durch eine innenverzahnte Hülse und zwei geteilte Ringe verbunden werden - ist in ähnlicher Form als Zahnkupplung zwischen Turbinen und Getrieben und zwischen einzelnen Getriebestufen bekannt und auch bewährt, ist jedoch als Hauptwellenkupplung auf Handelsschiffen bisher noch nicht verwendet worden.

Ihr Außendurchmesser ist ähnlich dem der OK-Kupplung, und zum Einbau ist etwa der gleiche Raum erforderlich wie bei der unter a) beschriebenen Flanschkupplung.

Infolge der Flanschgestaltung wird es schwierig sein, das herkömmliche Verfahren der Messung von Planschlag und Rundlauf bei der Ausrichtung der Wellenleitung anzuwenden.

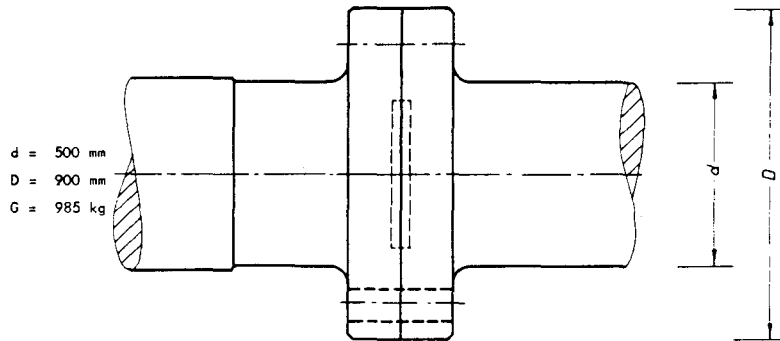
Abgesehen von der fehlenden Betriebserfahrung mit Kupplungen dieser Art liegt der Hauptnachteil dieser Konstruktion in den hohen Herstellungskosten.

Es ist ferner zu bedenken, daß in Schiffswellenleitungen, vor allem im Bereich niedriger Drehzahlen, mit erheblichen Drehmomentschwankungen gerechnet werden muß, was die Verwendungsmöglichkeit dieser Konstruktion auf Anlagen kleinerer Leistung begrenzen wird.

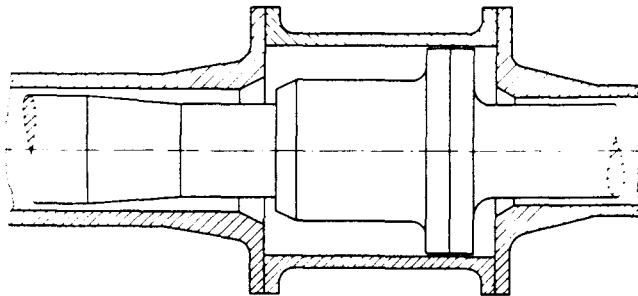
4.1.2 Starre Wellenkupplungen

Alle bisher vorgeschlagenen Konstruktionen (ausgenommen /32,34/) sehen lösbare Kupplungen vor, um die Abmessungen der Außenwellen klein zu halten. Es ist jedoch im Einzelfall zu prüfen, ob dies notwendig und sinnvoll ist.

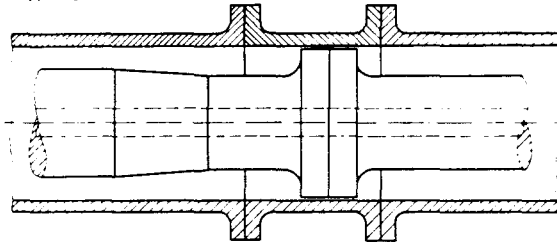
So lassen sich z.B. durch die Verwendung von vorgespannten Paßbolzen höherer Scherfestigkeit die Abmessungen geschmiedeter starrer Wellenflansche verringern. Führt man dann den Innendurchmesser der Außenwelle geringfügig größer aus als den Außendurchmesser der Innenwellenflansche, kann auf lösbare Innenwellenkupplungen ganz verzichtet werden.



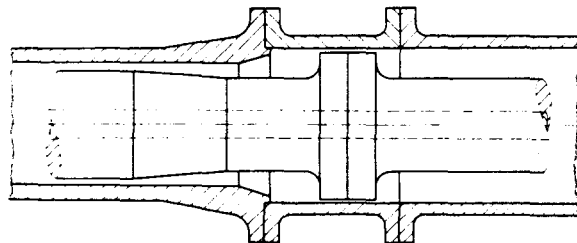
21.1 Starre Flanschkupplung



21.2 Anordnung der Wellenkupplungen in gegenläufigen Wellenleitungen; Innenwellenkupplung als losnehmbare Flanschkupplung (Schrumpfkupplung) ausgeführt



21.3 Anordnung der Wellenkupplungen in gegenläufigen Wellenleitungen; starre Innenwellenkupplung. Innendurchmesser der äußeren Propellerwelle abgestimmt auf den



21.4 Anordnung der Wellenkupplungen in gegenläufigen Wellenleitungen; starre Innenwellenkupplung. Verschiedene Innendurchmesser für Propeller- und Leitungswelle. Propellerwellen-Innendurchmesser an der Dicke der Lagerschalen orientiert.

Bild 21 Einfluß der Innenwellenkupplungen auf den Durchmesser der Außenwellenteile

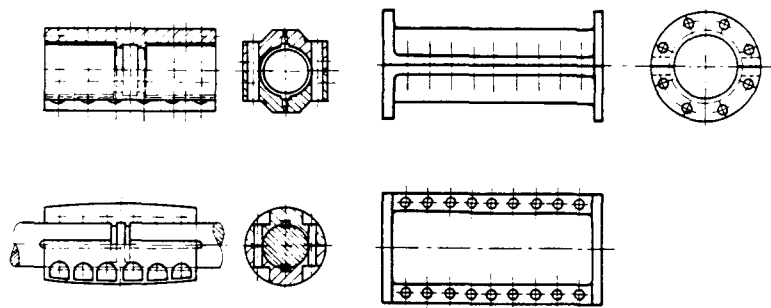
Vom Standpunkt der Gestaltung der Außenwelle ist dies vorteilhaft, da dann größere Querschnittsänderungen und teure Übergänge an den Wellenenden eingespart werden können, so daß ein nahezu gleichförmiges Widerstandsmoment über die Länge der Wellenleitung erzielt wird. (Genaue Kenntnis des Widerstandsmomentenverlaufes ist wichtig für die Vorausberechnung der elastischen Linie des Systems).

4.2 Außenwellenkupplungen

Zu der üblichen Aufgabe, Kräfte und Momente von einem Wellenende auf das angrenzende zu übertragen, kommt für die Kupplungen der Außenwelle hinzu, daß sie leichten Zugang zu den Kupplungen und Lagern der Innenwelle gewähren müssen. Zur Erfüllung dieser Forderungen wurden bisher im wesentlichen zwei Konstruktionsvorschläge erarbeitet

a) Geteilte Schalenkupplungen

b) Hülsenkupplungen



22.1 Geteilte Wellenkupplungen für herkömmliche Wellenleitungen

22.2 Geteilte Kupplung für die Außenwellen gegenläufiger Wellenleitungen

Bild 22 Geteilte Kupplungen für verschiedene Schiffswellenleitungen

Zu a) Geteilte Schalenkupplungen:

Geteilte Kupplungen wurden früher oft benutzt zur Verbindung der flanschlosen Wellenenden bei herkömmlichen Zweiwellenanlagen. Es ist daher zunächst nicht angezweifelt worden, daß dieses Konstruktionsprinzip eine befriedigende Lösung für gegenläufige Wellenleitungen bietet, und sie ist sowohl bei den beiden oben erwähnten U-Bootsanlagen als auch bei allen anderen früher gebauten Anlagen eingesetzt worden. Einzelheiten über bemerkenswerte betriebliche Ergebnisse sind nicht bekannt oder aber nicht veröffentlicht worden. (Sollten im Betrieb Schäden oder Mängel nennenswerten Umfangs aufgetreten sein, wäre sicher darüber berichtet worden.) Es kann daher angenommen werden, daß geteilte Kupplungen auch bei gegenläufigen Wellenleitungen eingesetzt werden können.

Versuche mit dem Prototyp einer Großausführung, durchgeführt in einer japanischen Werft / 43 /, haben jedoch anscheinend zu gegenteiligen Ergebnissen geführt. Dort zeigte sich, daß die Kupplung das dem Entwurf zugrunde liegende Drehmoment nicht übertragen konnte, ohne dabei bleibende Verformungen zu erfahren. Es wurden axiale und radiale Verschiebungen gemessen. Darüber hinaus wurden Schwierigkeiten bei der Fertigung und beim Einbau der Kupplung im Prüfstand festgestellt. Die Schlußfolgerung, die aus diesen Versuchsergebnissen gezogen wurde, daß geteilte Kupplungen sich nicht für gegenläufige Wellenleitungen eignen, darf jedoch nicht als endgültig betrachtet werden. Die Ergebnisse weisen aber darauf hin, daß der Gestaltung und Berechnung dieser Kupplungen besondere Beachtung gewidmet werden muß.

Eine Erklärung für die unbefriedigenden Ergebnisse könnte darin liegen, daß die früher üblichen geteilten Kupplungen sich belastungsmäßig von den in gegenläufigen Wellenleitungen verwendeten durch die Art der Beanspruchung unterscheiden. Bei den früher gebauten Schalenkupplungen wurde das Drehmoment im wesentlichen durch Reibung übertragen und nur der an der Trennstelle der Wellen liegende Kupplungsquerschnitt war torsionsbeansprucht. Die Querschnittsfläche war vergleichsweise groß. I.A. waren ferner zwei oder mehr Paßfedern als zusätzliche Sicherung vorhanden.

Geteilte Schalenkupplungen für gegenläufige Wellenleitungen müssen dagegen auf ihrer ganzen Länge das volle Drehmoment übertragen. Da die Reibung zwischen den beiden Kupplungshälften nur klein ist, werden Verformungen unvermeidbar sein, wenn der Paßbolzenquerschnitt in der Längsflanschverbindung nicht ausreichend bemessen wird.

Man kann z.B. die beiden Kupplungshälften so entwerfen, daß jede Hälfte das gesamte Drehmoment übertragen kann, ohne dabei plastisch verformt zu werden. Die auf die Bolzen wirkende Scherkraft kann so bestimmt werden, daß die elastische

Verformung aufgehoben wird, ohne daß die zulässige Scherspannung des Bolzenmaterials überschritten wird. Darüber hinaus sollten Verstärkungen an den Kupplungsschalen so angebracht werden, daß ein möglichst rotationssymmetrisches Widerstandsmoment erreicht wird. Das kann z.B. durch das Anordnen zusätzlicher Längsflansche erreicht werden. Diese zusätzlichen Längsversteifungen sollten gleichzeitig so angeordnet werden, daß sie zur Erhöhung der Torsionssteifigkeit der Kupplungsschalen beitragen, z.B. durch Anordnung in Richtung der Hauptspannungen, (bei reiner Torsionsbeanspruchung unter 45° zur Wellenachse). Es ist allerdings abzu- sehen, daß diese Maßnahmen zu einer Gewichtsvergrößerung führen werden.

Wahrscheinlich wird es einfacher sein, die Kupplungshälften in Stahlgußkonstruktion herzustellen als in Schweißbauweise (wie in dem oben zitierten Fall / 43 /), da die unterschiedlichen Materialstärken und die Schweißfolge Schwierigkeiten bereiten können.

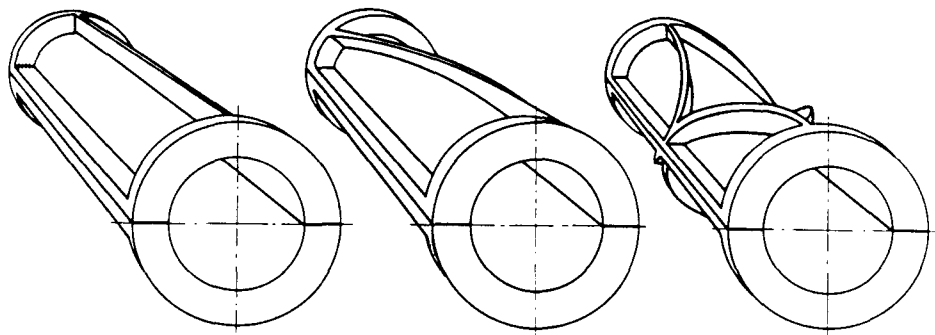


Bild 23 Geteilte Schalenkupplungen für die Außenwellen gegenläufiger Wellenleitungen
Verschiedene Möglichkeiten der Anordnung von zusätzlichen Aussteifungen

Der Vorteil dieser Konstruktion besteht darin, daß die Lager der Innenwelle in den Kupplungen angeordnet werden können und infolgedessen besonders gut zugänglich sind; auch kann das

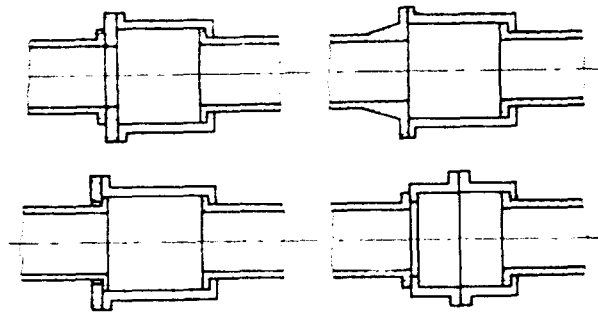
Lager hierbei so gebaut werden, daß sich das Lagerspiel innerhalb bestimmter Grenzen ein- und nachstellen läßt. Auch das herkömmliche Verfahren zur Prüfung der Wellenfluchtung kann sinngemäß angewendet werden.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß zur Durchführung von Wartungsarbeiten nur eine Kupplungshälfte aufgenommen werden muß, die einzelnen Außenwellenstücke also nicht ganz voneinander getrennt werden, wodurch die Ausrichtung weitgehend erhalten bleibt.

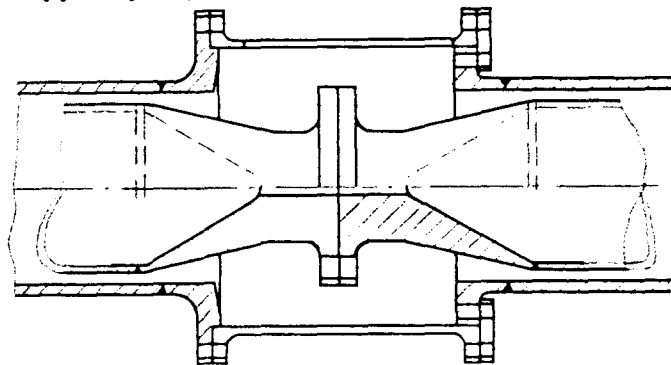
Zu b), Hülsenkupplungen:

Verschiedentlich sind anstelle der axial geteilten Schalenkupplungen Hülsenkupplungen für die Verbindung der Außenwellenabschnitte vorgeschlagen worden / 32 /, / 34 /.

Diese Kupplungen bestehen aus einer Hülse und einem oder mehreren geteilten Ringen, s. Bild 24.



24.1 Ausführungsmöglichkeiten von Kupplungen für die Außenwelle von Anlagen mit gegenläufigen Propellern. Axial nicht geteilte Hülsenkupplungen.



1 Außenwellenkupplungshülse, 2 Geteilter Ring, 3 Außenwelle, 4 Innenwelle
5 Innenwellenflansch

24.2 Ausführung der Außenwellenkupplung als Hülsenkupplung nach / 32 /, / 34 /.

Bild 24 Hülsenkupplungen

Eine Version ohne geteilte Elemente wird ferner bei / 34 / vorgestellt: ein loser Flansch ist auf einem als Vielkeilwelle ausgebildeten Wellenende befestigt. Wegen der im Abschnitt 3 erwähnten vermuteten geringen Dauerfestigkeit dünnwandiger Hohlwellen kommt der Gestaltung des Wellenendes einer derartigen Konstruktion besondere Beachtung zu.

Im Vergleich zu den Schalenkupplungen muß ferner bei der Gestaltung berücksichtigt werden, daß nicht nur das Drehmoment sondern auch der Schub übertragen wird.

Vorausgesetzt, daß die Flanschübergänge und die geteilten Ringe sorgfältig ausgebildet werden, um Spannungskonzentrationen zu vermeiden, steht zu erwarten, daß Hülsenkupplungen befriedigende Ergebnisse zeigen werden. Es kann angenommen werden, daß die Konstruktion, verglichen mit geteilten Schalenkupplungen, leichter, einfacher und wesentlich billiger wird.

Sowohl bei den Hülsen- als auch bei den Schalenkupplungen ist zu prüfen, ob sich infolge des großen an der Propellerwelle angreifenden Biegemomentes zusätzliche Beanspruchungen für Kupplung und Bolzen ergeben. Verbinden die Kupplungen zwei Wellenquerschnitte mit stark unterschiedlichem Widerstandsmoment, sollte dies bei der Bestimmung der Kupplungsabmessungen berücksichtigt werden (Übergangsquerschnitt). Des weiteres ist zu beachten, daß die Kupplungsverbindung öldicht sein muß, da der Raum zwischen den Wellen stets mit Schmieröl von 1,5 ... 2,5 atü gefüllt wird (s. hierzu auch Abschnitt 6); aus dem gleichen Grund sind die Kupplungen so zu gestalten, daß sie im Betrieb ganz mit Öl gefüllt werden können, ohne daß sich Luftsäcke bilden.

5. Stevenrohrabdichtungen

5.1 Allgemeines

Während sich die Theorie der hydrodynamischen Lagerschmierung, abgeleitet aus der Reynold's Gleichung in ihrer allgemeinen Form, offenbar auf den Entwurf und zur Berechnung von einfachen und gegenläufigen Gleitlagern anwenden läßt /176/, gibt es offenbar keine vergleichbar gut belegte Theorie der hydrodynamischen Dichtungsschmierung.

Die bestehenden Abdichtungsarten, die sich für den Einsatz in Verbindung mit ölgeschmierten Stevenrohrlagern eignen und die für die Verwendung bei herkömmlichen Anlagen von den Klassifikationsgesellschaften zugelassen sind, können im wesentlichen in zwei Gruppen eingeteilt werden:

5.1.1 Lippendichtungen

5.1.2 Flächendichtungen (mechanische Dichtungen)

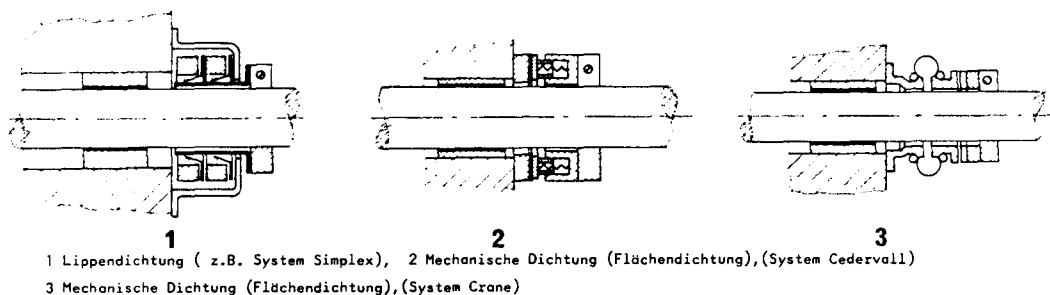


Bild 25 Innere Stevenrohrabdichtung für herkömmliche Wellenleitungen, schematisch

Für mechanische Dichtungen in herkömmlichen Anordnungen ist die oben erwähnte Theorie der hydrodynamischen Lagerschmierung mit Erfolg den besonderen Erfordernissen dieses Maschinen-

elementes angepaßt worden. Man geht dabei von der Annahme aus, daß der Ölfluß über die mikroskopisch kleinen Unebenheiten der Dichtflächen infolge von Kavitationsbildung auf der stromabwärts gelegenen Seite einer jeden Erhebung eine Tragfähigkeit erzeugt. Die Richtigkeit dieser Annahme wurde teilweise auch experimentell nachgewiesen. Die Theorie hat Gültigkeit unter der Voraussetzung, daß die beiden aufeinander gleitenden Dichtflächen starr sind, was im allgemeinen für Flächendichtungen auch zutrifft.

Vorausgesetzt, daß auch die im Fall von Stevenrohrabdichtungen üblichen Flächendichtungen großen Durchmessers den Gesetzmäßigkeiten der hydrodynamischen Lagerschmierung unterliegen, werden kritische Betriebsbedingungen nur im Fall synchronen oder nahezu synchronen Gleichlaufes der beiden Dichtflächen (s. Abschnitt 6 und Bild 49) eintreten, da die Theorie für diesen Bewegungsfall ein Zusammenbrechen der Tragfähigkeit voraussagt /176/.

Erste Versuche mit Lippendichtungen haben ergeben, daß ein anscheinend paralleler Ölfilm von wenigen Tausendstel Millimeter Dicke (bis 0,002 mm, je nach Viskosität des Öls) zwischen der Dichtlippe und ihrer Lauffläche (z.B. der Welle) aufgebaut wird. Dieser Ölfilm stellt jedoch noch keine hinreichende Erklärung für die beträchtliche Tragfähigkeit dar, da er offenbar nicht die Gestalt des aus der Lagerschmierung bekannten Schmierkeils aufweist, auf den bekanntlich das Tragvermögen ölgeschmierter Zapfengleitlager zurückgeführt werden kann.

Eine Theorie zur Begründung der Tragfähigkeit von Lippendichtungen geht davon aus, daß die elastische Oberfläche der Dichtlippe den mikroskopischen Unebenheiten der Wellenoberfläche folgt und daß sich infolge der Elastizität und des endlichen Anpassungsvermögens der Lippe an die Oberflächenrauigkeit ein Ölfilm bildet, der nicht parallel sondern keilförmig ist und dadurch genügend Lastaufnahmevermögen erzeugt, um den beträchtlichen Kontaktdruck zwischen Dichtlippe und Welle aufzunehmen. Die Fähigkeit der Dichtlippen, den Rauigkeiten der Wellenoberfläche zu folgen, hängt von den elastischen Eigenschaften

des Lippenwerkstoffes und von der Reibgeschwindigkeit ab, d.h. von der Relativgeschwindigkeit zwischen Dichtlippe und Welle. Je schneller die beiden Oberflächen aneinander vorbeigleiten, desto paralleler wird der Ölfilm und desto kleiner wird die Tragfähigkeit und das Dichtvermögen /58/.

Sollte diese Theorie zutreffen, muß mit erheblichen Schwierigkeiten bei der Entwicklung von gegenläufigen Lippendichtungen gerechnet werden.

In einem neuerlichen Versuch, die Vorgänge an Lippendichtungen zu erklären, wird angenommen, daß deren Tragfähigkeit einem anderen Vorgang der Schmierkeilbildung durch Mikro-Rauigkeiten zuzuschreiben ist: diese Theorie geht davon aus, daß die Oberfläche der Dichtlippen aus einer systematischen Anordnung kleinster, kugelförmiger Erhebungen besteht, die sich unter der radialen Belastung an ihren Kuppen verformen. Diese abgeflachten, mikroskopisch kleinen Kugeln wirken wie kleinste Lagersegmente. Die Oberfläche der Welle ist, verglichen mit der Dichtlippenoberfläche, glatt, so daß ihr Anteil an der Tragfähigkeit gering ist.

Wenn diese Theorie zutrifft, kann man schlußfolgern, daß allein die gegenläufige Bewegung von Dichtlippe und Welle bei GLP-Anlagen den Schmierungs- und Dichtungsprozeß prinzipiell nicht nachteilig beeinflussen wird, da die Krümmungsmittelpunkte der aufeinander gleitenden Oberflächen infolge der Mikrokugeln nicht mit dem Mittelpunkt der Drehbewegung zusammenfallen, so daß die Verhältnisse an einer gegenläufigen Lippendichtung denen an einem Zapfenlager der "Tapered Land Bearing"-Bauweise vergleichbar sein werden /176/, s. auch Abschnitt 6.1 und Bild 38.

In diesem Zusammenhang muß jedoch darauf hingewiesen werden, daß die oben erwähnten Theorien, Untersuchungen und Beobachtungen, die der Quelle /120/ entnommen sind, aus Versuchen mit Dichtungen kleinen Durchmessers stammen. Inwieweit die Größe der Dichtung diese Vorgänge beeinflußt, ist nicht bekannt, da vergleichbare Untersuchungen an Lippendichtungen großen Durchmessers bisher nicht bekannt geworden sind.

Vom praktischen Standpunkt und mit Rücksicht auf die Betriebserfahrungen an Bord von Schiffen weisen beide Dichtungsgrundbauarten, Lippendichtungen sowohl als auch Flächendichtungen, Vor- und Nachteile auf, die hier aufgeführt werden sollen, um sie anschließend mit den Anforderungen zu vergleichen, die an die Dichtungen von gegenläufigen Wellen zu stellen sein werden.

5.1.1 Lippendichtungen (s. Bild 25.1) /89/, /90/

Vorteile: kleine Leckraten (etwa 0 ... 0,1 (1,0) l/d),
keine bis geringfügige Wasseraufnahme,
niedrige Anschaffungskosten,
vergleichsweise billige Ersatzteile,
geringe Reibungsverluste.

Nachteile: ganz geteilte Konstruktion nicht möglich,
empfindlich gegen Fluchtungsfehler
der Wellenleitung,
begrenzter Anwendungsbereich
(Grenzen gegeben durch max. Reibgeschwindigkeit
des Dichtlippenwerkstoffes und Druck),
empfindlich bei hohen Drücken und Druckschwankungen.

Wichtige konstruktive Probleme:

Reibgeschwindigkeit,
Lippenwerkstoff,
Laufflächenwerkstoff.

5.1.2 Mechanische Abdichtungen (s. Bild 25.2,3) /214/, /215/

Vorteile: ganz geteilte Konstruktion möglich,
geeignet für höhere Reibgeschwindigkeiten und
höhere Außendrücke,
befriedigende Notlaufeigenschaften.

Nachteile: vergleichsweise hohe Leckraten (etwa 4 ... 10(30) l/d),
vergleichsweise hohe Wasseraufnahme (vor allem
während der Einlaufperiode),
hohe Baukosten,
teure Ersatzteile,
anfällig gegen Längsschwingungen,
vergleichsweise große Reibungsverluste.

Wichtige konstruktive Probleme:

Werkstoffqualität der Dichtflächen,
Oberflächenqualität und Parallelität der
Dichtflächen,
Planschliff der Teilfuge bei geteilten
Konstruktionen.

Ganz allgemein haben sich Abdichtungen beider Gruppen im Schiffsbetrieb bewährt. Z.Z. werden Lippendichtungen jedoch häufiger verwendet (etwa im Verhältnis 10:1 zu den mechanischen Dichtungen). Die häufigste auf herkömmlichen Schiffen anzutreffende Konstruktion ist dabei die SIMPLEX-Steuerrohrabdichtung.

Es ist bisher fast in jeder Arbeit über maschinenbauliche Fragen gegenläufiger Wellenleitungen erwähnt worden, daß Simplexdichtungen sowohl für die äußeren als auch für die inneren Abdichtungen beider Wellen verwendet werden könnten. Nur in einem Fall äußert ein Verfasser die Ansicht, daß die übliche Dichtungs-konstruktion vorher im Versuch auf ihre Eignung für den Einsatz bei gegenläufigen Wellenleitungen geprüft werden müsse / 43 /. Die ersten brauchbaren Lippendichtungen wurden vor etwa 30 Jahren entwickelt / 144 /. Erst als die ersten Tanker der 200 000 tdw-Klasse in Dienst gestellt wurden, traten ernsthafte Schwierigkeiten mit diesen Dichtungen auf; sowohl an den äußeren als auch an den inneren Steuerrohrabdichtungen wurden schon nach kurzer Betriebszeit Risse in verschiedenen Bereichen der Dichtlippen sowie eine Versprödung des Dichtlippenwerkstoffes festgestellt. Gleichzeitig wurde starker Verschleiß der Chromstahl-Laufbuchsen beobachtet.

Als wesentliche Ursachen wurden die hohen Außendrucke und vor allem die großen Druckdifferenzen bei verschiedenen Beladungszuständen erkannt. Da ferner die Antriebsleistung dieser Schiffe recht groß war, ergaben sich größere Wellen- und Dichtungsabmessungen und infolgedessen größere Reibgeschwindigkeiten an den Dichtlippen. Ähnliche Erscheinungen traten kurz darauf auch bei den Abdichtungen in schnellen Frachtschiffen auf, weil auch hier bei etwa gleichbleibender Wellendrehzahl wesentlich größere Leistungen installiert wurden, die größere Wellen- und Dichtungsdurchmesser zur Folge hatten.

Ferner hat sich gezeigt, daß durch die weiter achtern angeordneten Hauptmaschinen bei Motorenanlagen Schwingungsprobleme in den Dichtungen auftreten können, die früher nicht beobachtet worden sind.

Inzwischen sind diese Probleme eingehend untersucht und größtenteils durch Verbesserungen der ursprünglichen Konstruktion gelöst worden. Die verschiedenen Hersteller befassen sich gegenwärtig mit weiteren Untersuchungen, deren Ergebnisse teilweise bereits zu der Entwicklung neuer Konstruktionen geführt haben, die den Verhältnissen der gegenwärtigen Schiffsantriebsanlagen besser Rechnung tragen / 89 /, /90/.

5.2 Stevenrohrabdichtungen in Anlagen mit gegenläufigen Propellern

Nachstehend sollen einige Überlegungen angestellt werden hinsichtlich der Betriebsbedingungen der Stevenrohrabdichtungen gegenläufiger Antriebssysteme.

I.a. werden vier Dichtungen erforderlich sein (s. Bild 26), von denen gegebenenfalls zwei "gegenläufig", d.h. selbst umlaufend, und infolgedessen völlig neuartige Konstruktionselemente sein werden. Im Folgenden werden diese Dichtungen bezeichnet als

- 5.2.1 Innenwellen-Außendichtung (I W A)
- 5.2.2 Außenwellen-Außendichtung (A W A)
- 5.2.3 Innenwellen-Innendichtung (I W I)
- 5.2.4 Außenwellen-Innendichtung (A W I)

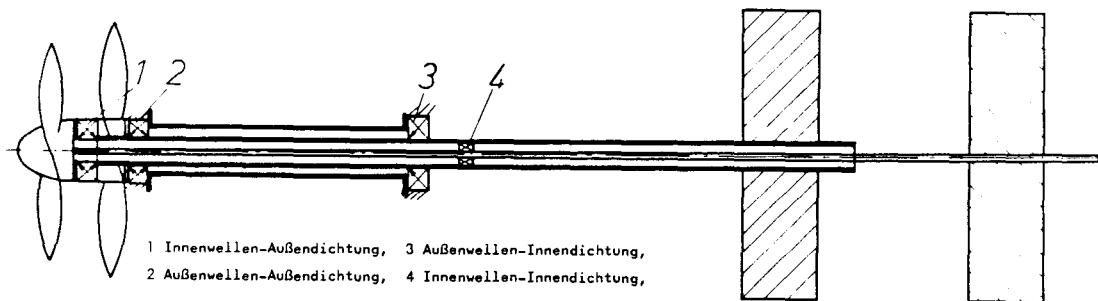


Bild 26 Anordnung der Stevenrohrabdichtungen bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern, nach /32/, /56/, /84/, /102/ u.a.

5.2.1 Innenwellen-Außendichtung (s. Bild 27)

Die Dichtung wird zwischen den beiden Propellern angeordnet und ist infolgedessen gegenläufig bzw. selbst umlaufend. Die in Frage kommenden Wellen- und Dichtungsdurchmesser werden dabei etwa herkömmliche Größe aufweisen, d.h. etwa 600 ... 900 (1000) mm betragen.

Sofern weitere Untersuchungen über den optimalen Abstand der beiden Propeller voneinander nicht zu wesentlich anderen Ergebnissen als bisher führen, kann angenommen werden, daß die Länge der Innenwellen-Außendichtung ähnlich der von herkömmlichen Abdichtungen ausgeführt werden kann.

Da der Überhang des hinteren Propellers die Abmessungen beider Propellerwellen stark beeinflußt, wird man sich bemühen, den Abstand zwischen den Propellern so klein zu halten, wie es mit Rücksicht auf den Propulsionswirkungsgrad und die Kavitationseigenschaften der Propeller ratsam erscheint. (Die jüngsten Ergebnisse der hydrodynamischen Untersuchungen von Kracht und Nolte / 91 / lassen erwarten, daß die Kavitationseigenschaften des Systems ein wichtiges Kriterium für den Abstand der Propeller voneinander werden können.) Voraussichtlich werden sich daraus keine Raumprobleme für die Unterbringung der Innenwellen-Außendichtung ergeben.

Vorausgesetzt, daß die Winkelgeschwindigkeit beider Wellen gleich und von ähnlicher Größenordnung wie bei herkömmlichen Antriebsanlagen ist (was nach / 32 /, / 76 /, / 113/, und / 125 / erwartet werden kann), wird die Reibgeschwindigkeit an den Dichtlippen oder -flächen gegenläufiger Abdichtungen doppelt so groß wie in herkömmlichen Anlagen gleichen Durchmessers werden.

Eine ausführliche Untersuchung und Erforschung der bei gegenläufigen Dichtungen zu erwartenden Probleme wird deshalb erforderlich, weil diese Reibgeschwindigkeit erheblich größer als bei irgendeiner bestehenden Stevenrohrabdichtung mit ähnlichen Druckverhältnissen sein wird.

Voraussichtlich müssen auch neue Werkstoffe in Betracht gezogen werden, da die höchstzulässigen Reibgeschwindigkeiten der herkömmlichen Werkstoffpaarungen teilweise unterhalb der in gegenläufigen Wellenleitungen zu erwartenden Werte liegen, wie man nachfolgendem Beispiel entnehmen kann.

Tafel 1:

n	85	± 85	125	± 125
v	m/s	m/s	m/s	m/s
D				
750	3,35	6,7	4,9	9,8
900	4,0	8,0	5,9	11,8

- n = Wellendrehzahlmin⁻¹
 (+ gibt gegenläufige Absolutdrehzahlen an)
- v = Reibgeschwindigkeit (Umfangsgeschwindigkeit) ... m/s
- D = Dichtungsdurchmesser mm

Diese Daten stellen Mittelwerte der in gegenläufigen Wellenleitungen zu erwartenden Reibgeschwindigkeiten dar (※), größere Werte sind möglich, Höchstwerte können bei

$$n = \pm 200 \text{ min}^{-1} \quad v = 18,2 \text{ m/s} \quad D = 870 \text{ mm}$$

$$n = \pm 160 \text{ min}^{-1} \quad v = 14,0 \text{ m/s} \quad D = 835 \text{ mm}$$

liegen.

Vergleichszahlen für ausgeführte herkömmliche Stevenrohrabdichtungen:

$$n = 105 \text{ min}^{-1} \quad v = 5,5 \text{ m/s} \quad D = 1000 \text{ mm}$$

bei einem Stevenrohröldruck von $p = 2,4 \dots 2,8 \text{ kp/cm}^2$.

Fußnote zu S. 52

*) Da gegenläufige Propeller vor allem für schnelle Schiffe mit beschränktem Tiefgang interessant sind, ist die Annahme von $n = \pm 125 \text{ min}^{-1}$ realistischer als $n = \pm 85 \text{ min}^{-1}$. Der Stevenrohröldruck beträgt bei diesen Schiffen $p = 1,4 \dots 2,2 \text{ kp/cm}^2$.

Der Schmieröldruck wird voraussichtlich etwas höher als in herkömmlichen Anlagen sein, da das Öl mehr Lager passieren muß. Für die Konstruktion einer Lippendichtung könnte sich daraus die Folgerung ergeben, daß der Druck stufenweise in mehreren Abteilungen der Dichtung abgebaut werden muß, da sonst das Druckgefälle zwischen Schmieröl und Seewasser zu groß werden könnte.

Besondere Aufmerksamkeit sollte auch der Kühlung und Schmierung der gleitenden und reibenden Elemente der Dichtung geschenkt werden. (Die Wärmeabfuhr wird gegebenenfalls besser als bei herkömmlichen Dichtungen sein, da das Dichtungsgehäuse selbst umläuft.) Das Gehäuse sollte strömungstechnisch günstig ausgebildet werden, um Erosionsschäden auszuschließen.

Bei größeren Anlagen bietet sich ferner die Möglichkeit an, die Dichtung in die Außenwelle einzubeziehen (s. Bild 27), da das hintere Wellenende keiner nennenswerten Beanspruchung unterliegt und infolgedessen mit vergleichsweise geringer Wandstärke gebaut werden kann. Für die Dichtung ergibt sich der Vorteil, daß sie gegen äußere Beschädigungen gut geschützt ist. Das Zentrier- und Montageproblem wird ebenfalls erleichtert. Je nach Art der Befestigung des hinteren Propellers (s. Abschnitt 2.2) wird sich eine ganz geteilte Konstruktion jedoch besser eignen, da dann die Dichtung besichtigt und überholt werden kann, ohne daß der hintere Propeller entfernt werden muß. Zusätzliche Stillstandsichtungen, die ein Arbeiten an der Hauptdichtung gestatten, ohne daß das gesamte Hauptschmier-system entleert werden muß, wären eine weitere sinnvolle Ergänzung der Konstruktion.

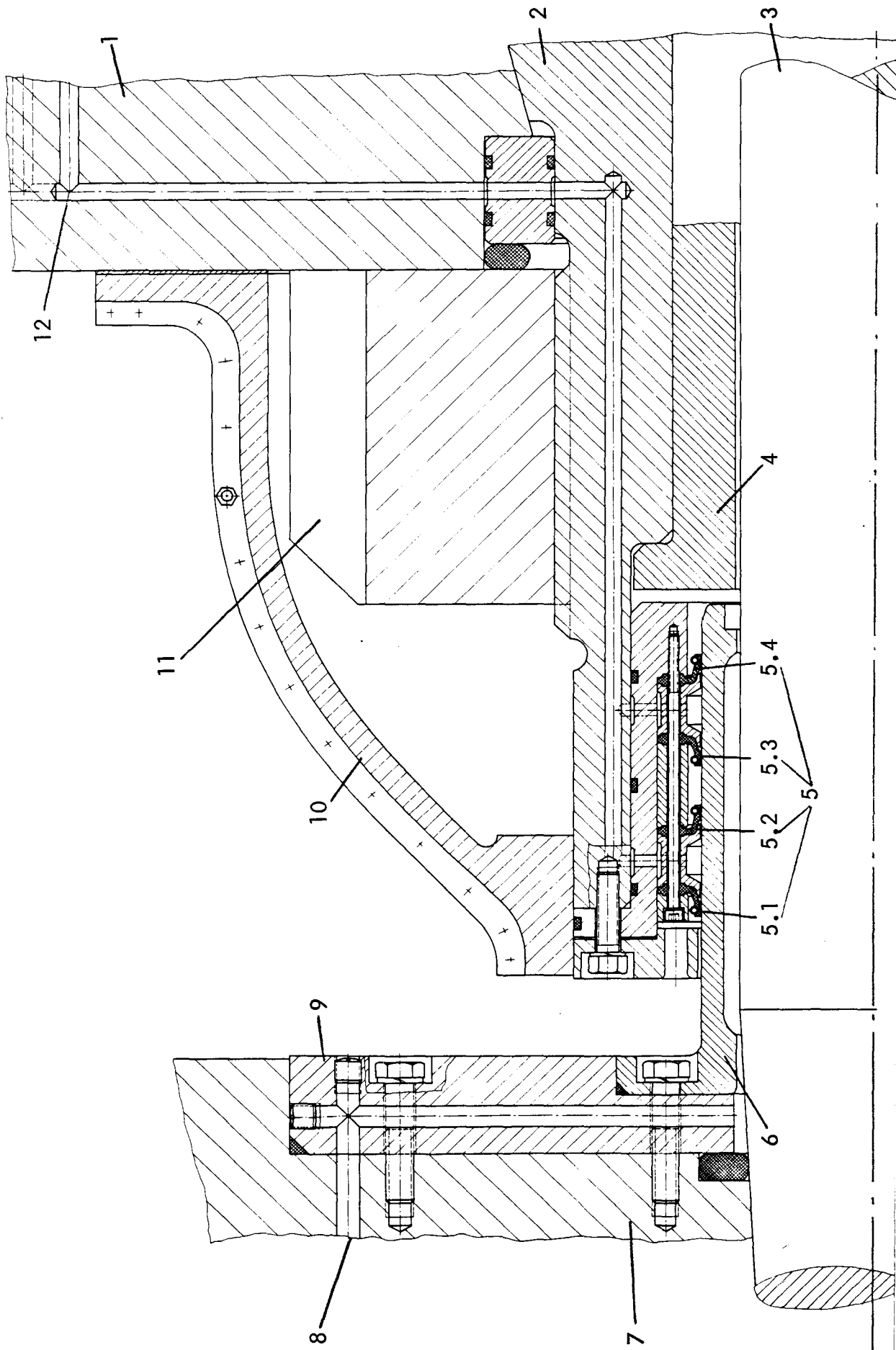


Bild 27 Innenwellen-Außendichtung

- 1 vorderer Propeller, 2 Außenwelle, 3 Innenwelle, 4 Lagerbuchse des ersten Innenwellenlagers ("Stevenrohrlager)
- 5 Dichtlippen, 6 Chromstahl-Laufbuchse, 7 hinterer Propeller, 8 Hauptschmieröl-Zulauf, 9 Ölumenkplatte
- 10 GVP-Haube, 11 vordere Propellermutter, 12 Kühllöhlbohrungen.

Bild 27 zeigt einen Vorschlag für die Ausführung von Innenwellen-Außendichtungen bei höheren Reibgeschwindigkeiten. Die Dichtung ist in den Zwischenraum zwischen Außenwelle und Innenwelle eingebaut und so gegen äußere Einflüsse geschützt. Die Dichtlippen (5) laufen auf einer Chromstahl-Laufbuchse (6); der Raum zwischen den Dichtlippen (5.1) und (5.2) sowie zwischen (5.3) und (5.4) kann über die Bohrungen (12) mit Kühlöl versorgt werden; verschiedene Druckstufen für die Ringräume zwischen den einzelnen Dichtlippen können vorgesehen werden.

Die Dichtung kann, falls das mit Rücksicht auf den Abstand der Propeller erforderlich werden sollte, noch weiter nach vorn in die Außenwelle geschoben werden.

Das Schmieröl zur Versorgung der Innenwellenlager (z.B.(4)) wird über die Bohrungen (8) in der Nabe des hinteren Propellers, über die Ölumenkplatte (9) und durch die Innenwelle zurückgeführt, die zu diesem Zweck hohlgebohrt ist.

Bild 28 zeigt als weiteren Vorschlag eine Ausführung mit auf der Innenwelle befestigten Dichtlippen (5), die in einer Chromstahl-Hülse (6) laufen. Diese Ausführung hat den Vorteil, daß die Dichtfläche auch dann noch geschmiert wird, wenn die Ringräume zwischen den Dichtlippen nur noch teilweise mit Öl gefüllt sind.

Bei beiden Ausführungen können die Kühlölbohrungen (12) fortfallen, wenn die Reibgeschwindigkeiten niedrig sind und die Wärmeabgabe an die Umgebung als Kühlung ausreicht.

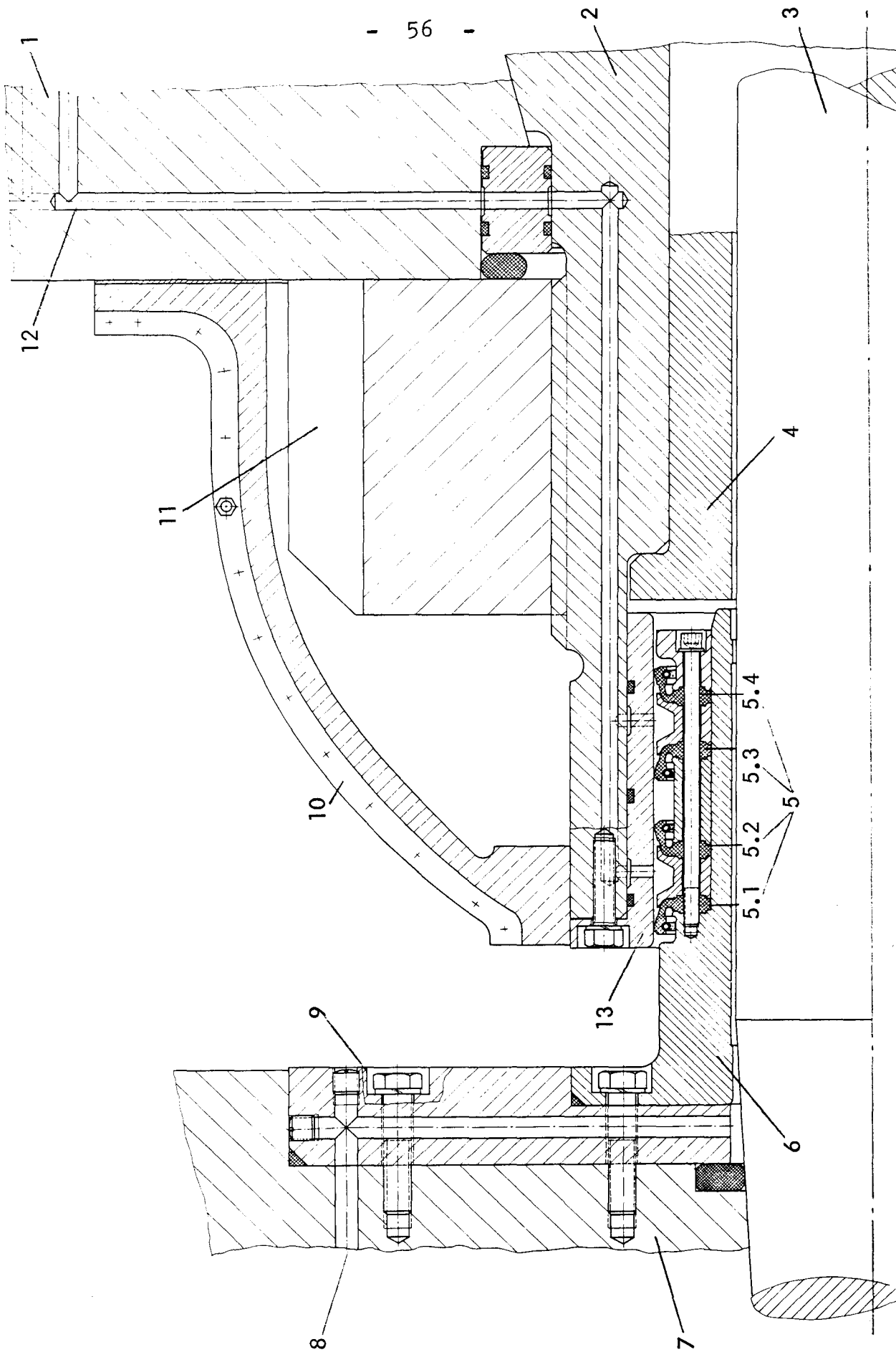


Bild 28 Innenwellen-Außendichtung

1 vorderer Propeller, 2 Außenwelle, 3 Innenwelle, 4 Lagerbuchse des ersten Innenwellenlagers ("Stevenrohrlager"), 5 Dichtlippen, 6 gußeiserner Lippenträger, 7 hinterer Propeller, 8 Hauptschmieröl-Zulauf, 9 Ölumlenkplatte, 10 GVP-Haube, 11 vordere Propellermutter, 12 Kühlölbohrungen, 13 Chromstahlhülse.

Einige weitere Empfehlungen, die sinngemäß auch für die anderen Dichtungen zutreffen, sind am Ende dieses Abschnittes aufgeführt.

5.2.2 Außenwellen-Außendichtung (s. Bild 29)

Die Außenwellen-Außendichtung ist zwischen dem Stevenrohr-austritt und dem vorderen Propeller gelegen (s. Bild 26) und besteht aus stillstehenden und umlaufenden Bauteilen. In dieser Beziehung gleicht sie herkömmlichen Stevenrohrabdichtungen. Da jedoch der Außenwellen-Außendurchmesser erheblich größer als bei den bisher gebauten herkömmlichen Wellenleitungen wird, ist die Umfangsgeschwindigkeit auch hier größer als gewöhnlich (s. Tafel 2):

n	85	125
v	m/s	m/s
D		
1 200	5,4	7,6
1 700	7,9	11,2

n = Wellendrehzahl min^{-1}
v = Umfangsgeschwindigkeit m/s
D = Dichtungsdurchmesser mm

Wieder zeigt die Tafel mittlere Werte; Höchstwerte können bei

n = 200 min^{-1}
v = 15,9 m/s
D = 1520 mm

und

n = 160 min^{-1}
v = 12,1 m/s
D = 1447 mm

liegen.

Wie bereits erwähnt, ist die Reibgeschwindigkeit bei herkömmlichen Stevenrohrabdichtungen erheblich kleiner und infolgedessen ist es erforderlich, das Verhalten der Dichtungen bei den größeren zu erwartenden Reibgeschwindigkeiten ausführlich zu untersuchen, bevor eine Konstruktion für den Einsatz als Außenwellen-Außendichtung bei gegenläufigen Wellenleitungen zugelassen werden kann.

Je nach Auslegung des Schmierölsystems wird der Stevenrohröldruck ähnlich oder geringfügig höher als bei herkömmlichen Systemen sein, wird jedoch kaum 4 kp/cm^2 überschreiten.

Es bleibt ferner zu prüfen, ob sich infolge des größeren Propellerüberhanges auch eine größere Durchbiegung für die Außenwelle ergibt, und ob das größere Lagerspiel der Außenwellenlager zu einer größeren Exzentrizität der Drehbewegung führt. Diese Einflüsse lassen sich bei Prüfstandsversuchen berücksichtigen.

Auch bei der Außenwellen-Außendichtung sollten nach Möglichkeit Stillstandsichtungen vorgesehen werden.

Unabhängig von der Art der Propellerbefestigung wird es vorteilhaft sein, eine geteilte Dichtungsstruktur zu verwenden, damit bei Besichtigungs- und Überholungsarbeiten nicht erst beide Propeller abgenommen werden müssen.

Vor allem, wenn das erste Innenwellenlager entsprechend dem Vorschlag / 102 / (s. auch Abschnitt 2.2) durch einen Preßsitz in der Außenwelle gehalten wird, wird durch Verwendung einer geteilten Dichtung die Montage vereinfacht und erleichtert.

Bild 29 zeigt den Vorschlag für die Ausführung einer Außenwellen-Außendichtung in Lippendichtung-Bauweise, bei der alle Bauelemente bis auf die Chromstahl-Laufbuchse (6) geteilt ausgeführt werden können. Die Dichtlippen (5) dichten auf dieser Laufbuchse, die mit dem vorderen Propeller (1) und der Außenwelle (2) umläuft. Das Dichtungsgehäuse (3) steht still und wird an das Stevenrohr angeschlossen. Über die Bohrungen 10 und 11 kann Kühllöl zu den Ringräumen zwischen den Dichtlippen 5.1/5.2 bzw. 5.3/5.4 gelangen, das über die

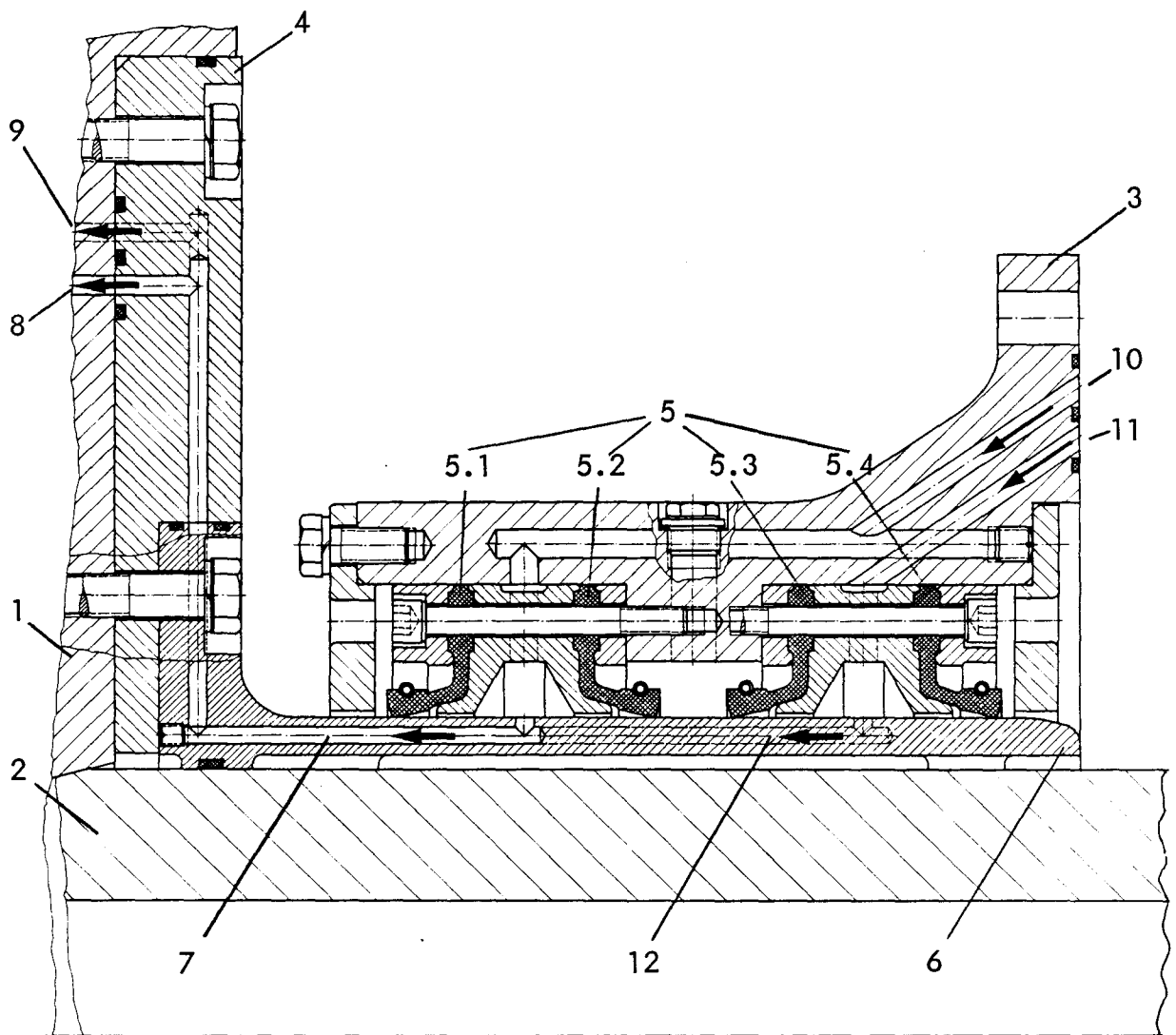


Bild 29 Außenwellen-Außendichtung (Bezeichnungen s. Text)

Rücklaufbohrungen (7), (12) in der Chromstahllaufbuchse, die Ölumlenplatte (4) und die in der Propellernabe liegenden Bohrungen (8), (9) zur Innenwellen-Außendichtung fließt.

5.2.3 Innenwellen-Innendichtung (s. Bild 32)

Alle bisherigen Konstruktionsvorschläge sehen vor, daß die Innenwellen-Innendichtung in der Außenwelle, im Bereich der ersten Außenwellenkupplung, angeordnet wird (s. Bild 26). Einige Verfasser geben als Erklärung dafür an, daß die Lauf-lager der Innenwelle nicht vollgetaucht in Öl arbeiten sollen, um den Reibungsverlust zu vermeiden, der aus der Wandreibung entstehen würde, wenn der Zwischenraum zwischen beiden Wellen

mit Öl gefüllt wird. Sie schlagen eine individuelle Schmierung jedes Innenwellenlagers vor, wobei das Schmieröl jeweils durch Radialbohrungen in der Außenwelle zu- und abgeführt wird / 34 /, / 43 /, / 56 /, / 102 /. (Anmerkungen zu diesem Vorschlag s. Abschnitt 6)

Ein anderer Grund für die Anordnung der Dichtung in der besagten Position könnte der sein, daß in allen bisher gebauten gegenläufigen Anlagen eine Dichtung an dieser Stelle angeordnet wurde (s. / 45 /, / 180 /, / 182 / sowie die beiden Unterseeboote der USN). Es sei hierzu bemerkt, daß alle diese Anlagen mit seewassergeschmierten Stevenrohrslagern ausgerüstet waren und daß die Anordnung einer Dichtung an dieser Stelle erforderlich und berechtigt war.

Bei Stevenrohröldrücken von $p \geq 1,5 \text{ kp/cm}^2$ und Reibgeschwindigkeiten von $v \geq 3,4 \text{ m/s}$ wird für Lippen-Innendichtungen in herkömmlichen Anlagen i. a. ein Schmierölversorgungs-Kreislauf mit Ölkühler und Umwälzpumpe für den Ringraum zwischen den Dichtlippen vorgesehen; auch bei allen anderen Stevenrohr-Innenabdichtungen ist stets Kühlung der Dichtflächen vorgesehen. Wie bereits eingangs dieses Abschnittes ausgeführt, ist die Reibgeschwindigkeit bei selbst umlaufenden gegenläufigen Dichtungen doppelt so groß wie bei Dichtungen herkömmlicher Anlagen, und demzufolge wird es unumgänglich sein, daß die Reibflächen der Innenwellen-Innendichtung gekühlt werden müssen. Anhaltswerte hierzu können Bild 30 entnommen werden; es sei jedoch vermerkt, daß es sich hierbei um eine unverbindliche Empfehlung handelt, deren Richtigkeit experimentell noch nicht geprüft werden konnte.

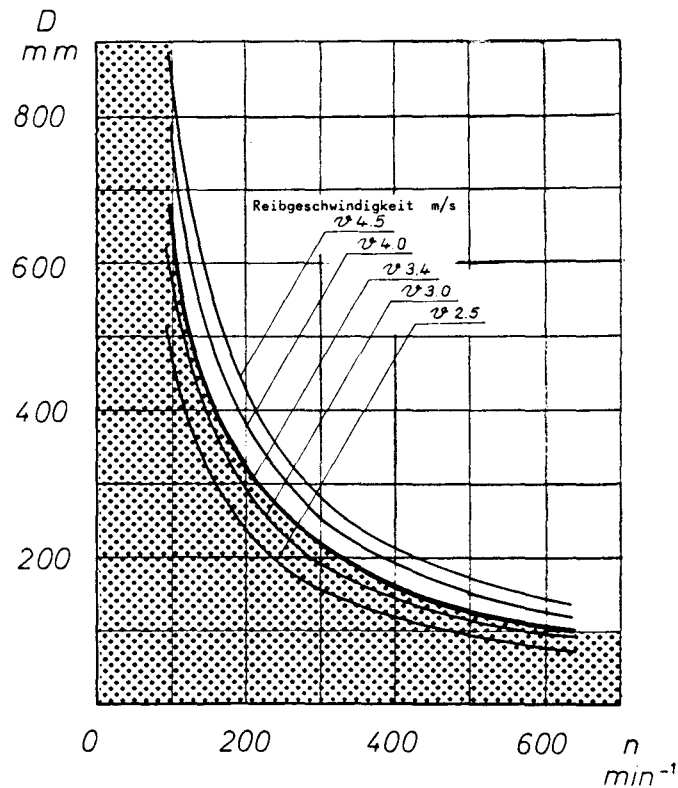


Bild 30 Grenzkurven gleicher Reibgeschwindigkeit für gegenläufige Wellendichtungen an Wellen gleicher Drehzahl. D = Dichtlippen-Durchmesser, n = Gesamtdrehzahl

$$n = n_h + n_v$$

n_h = Drehzahl der Innenwelle, n_v = Drehzahl der Außenwelle

Außerhalb des schraffierten Bereiches wird Zusatzschmierung empfohlen.

Da es vergleichsweise schwierig sein wird, ausreichende Kühlung für eine in der Außenwelle eingebaute Dichtung bereitzustellen, sollte man die Innenwellen-Innendichtung in der Wellenleitung dort anordnen, wo sie von außen festgehalten und gekühlt werden kann. Das kann dadurch erreicht werden, daß man die Dichtung am vorderen Ende der Außenwelle anordnet (s. Bild 31). Die Flanschverbindungen der Außenwelle müssen dann öldicht ausgeführt werden, und Kupplungen und Wellenstücke müssen neben den bereits erwähnten Belastungen auch den Innendruck aufnehmen können.

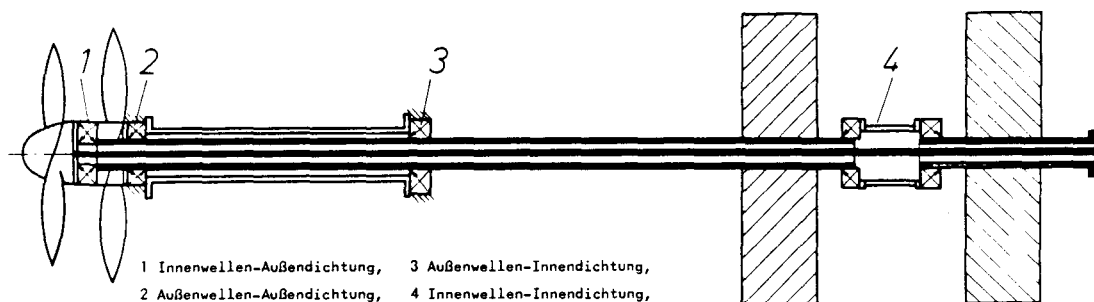


Bild 31 Vorschlag zur Anordnung der inneren und äußeren Stevenrohrabdichtungen bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern

Die Dichtung wird in diesem Fall nahe am Getriebe oder sogar im Getriebegehäuse selbst liegen. Da die Möglichkeit einer Wasseraufnahme im Stevenrohrschmieröl nie ganz ausgeschlossen werden kann, und da außerdem das Getriebeschmieröl eine andere Zusammensetzung hat, müssen die beiden Kreisläufe voneinander getrennt sein.

Die Dichtung selbst kann dann aus den betrieblich bewährten Standardelementen aufgebaut werden. Allerdings ist infolge des größeren Dichtungsdurchmessers auch bei dieser Dichtung die Reibgeschwindigkeit größer als bei herkömmlichen Dichtungen dieser Bauart, und zwar etwa von gleicher Größenordnung wie bei der Außenwellen-Außendichtung.

Wird die Innenwellen-Innendichtung an der besagten Stelle angeordnet, ergeben sich daraus Folgerungen für die Lage des Drucklagers: die Lösung mittels eines kombinierten Innen- und Außenwellendrucklagers, wie von / 102 / vorgeschlagen, ist dann nicht mehr ohne weiteres möglich.

Bild 32 und Bild 33 zeigen Innenwellen-Innendichtungen in Lippendichtungs-Bauweise. Die Dichtlippen (5) laufen auf der Chromstahlbuchse (9). Kühlöl kann über die Rohranschlüsse (4) in den Ringraum zwischen den Dichtlippen gelangen. Als Dichtungsgehäuse (3) können entweder Standardgehäuse (Bild 32) vorgesehen werden oder besondere Gehäuse (Bild 33), die an das Getriebe angebaut werden können. Das Schmieröl für die Innenlager kann bei 7 durch das evtl. elastische oder elastisch aufgestellte Verbindungsgehäuse (6) zugeführt werden. Bis auf die Chromstahlbuchse 9 können alle Elemente dieser Dichtung auch geteilt ausgeführt werden.

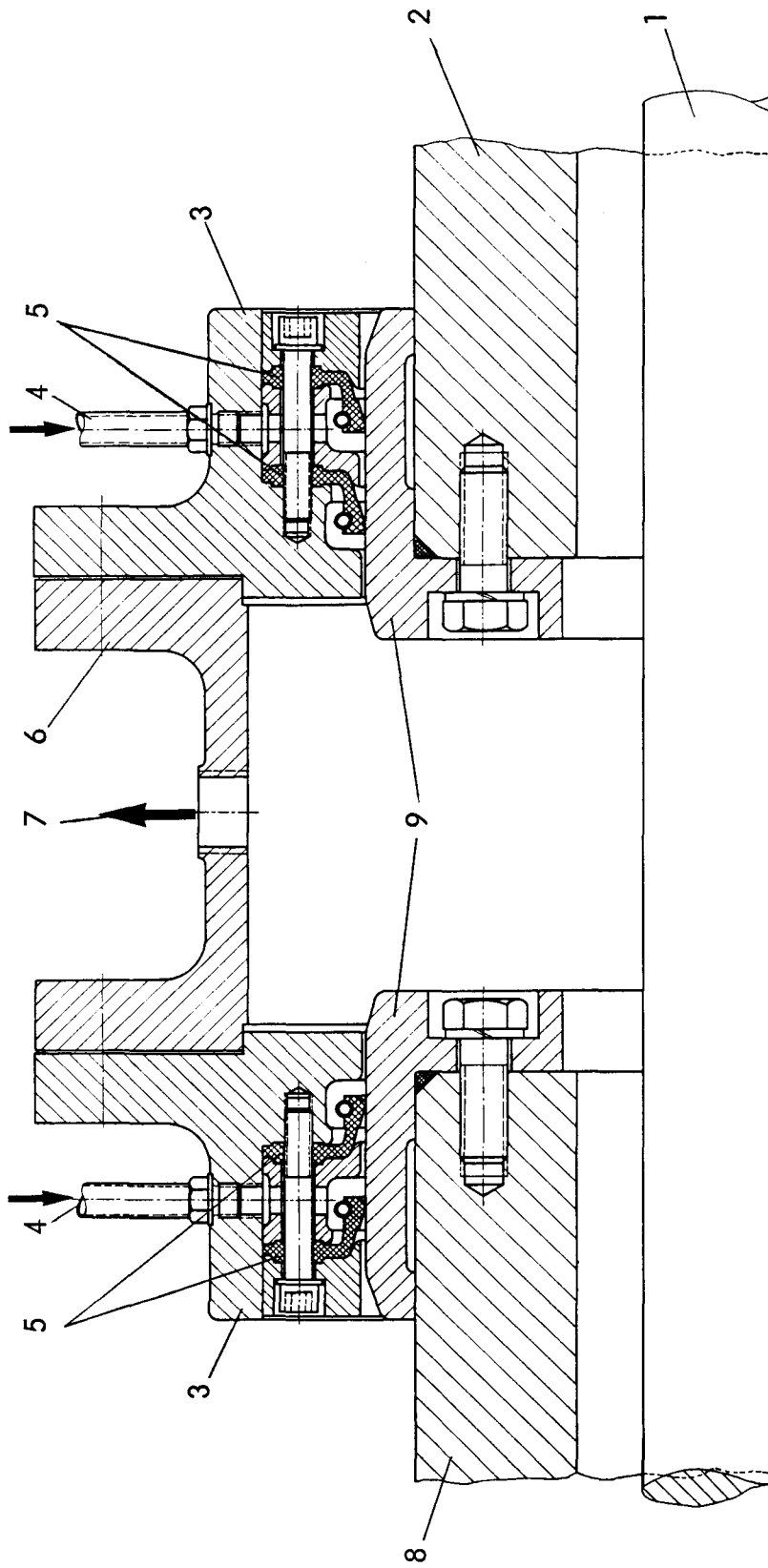


Bild 32 Innenwellen-Innendichtung für den Einbau zwischen den Getrieben

- 1 Innenwelle, 2 Getriebewadwelle, mit Innenwelle verbunden, 3 Dichtungsgehäuse, 4 Kühlölzulauf, 5 Dichtlippen,
- 6 geteiltes Gehäuse, 7 Hauptschmieröl-Ablauf, 8 Außenwelle, 9 Chromstahl-Laufbuchse,

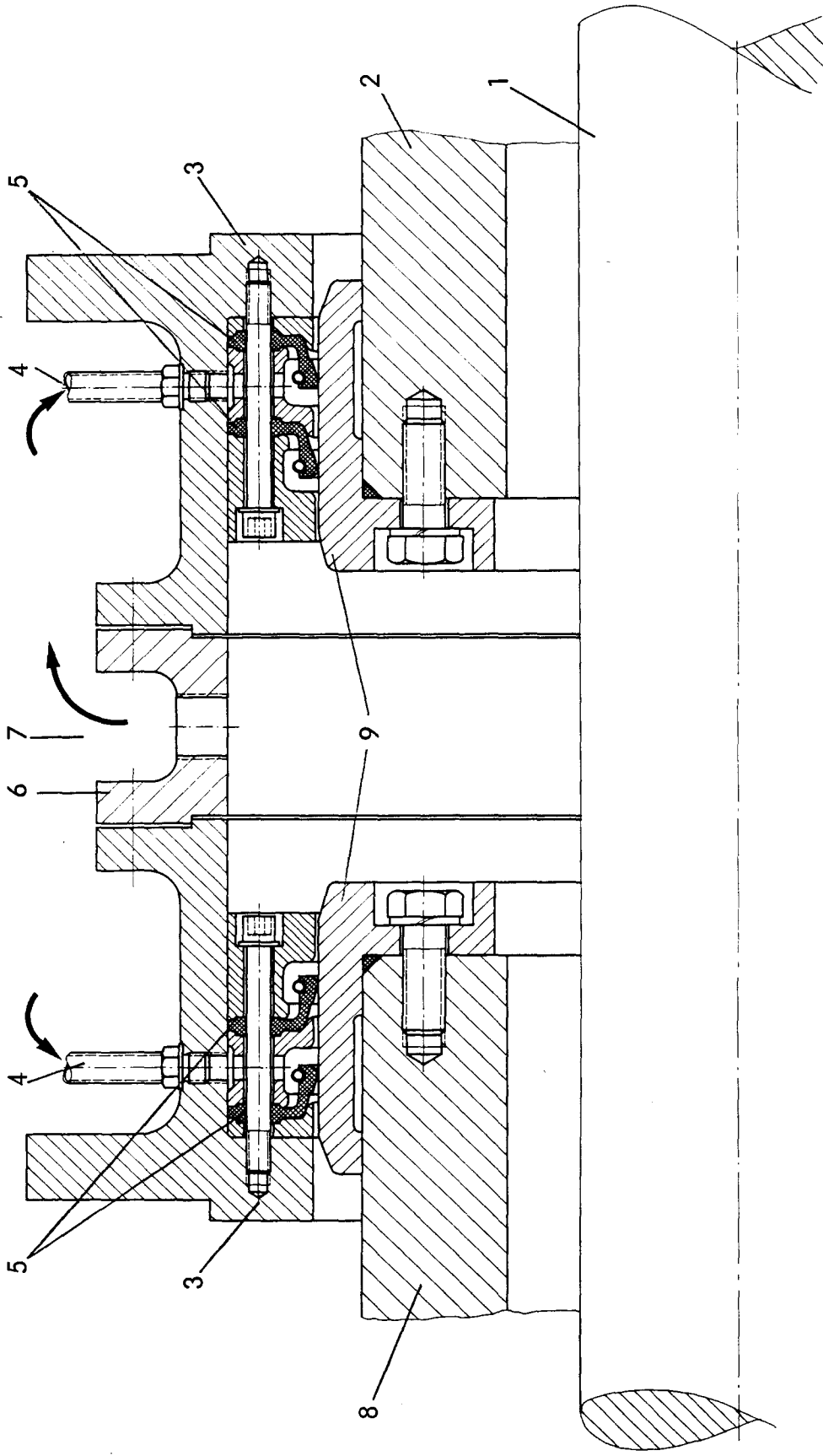


Bild 33 Innenwellen-Innendichtung für den Anbau an die Getriebe

- 1 Innenwelle, 2 Getrieberadwelle, mit Innenwelle verbunden, 3 Dichtungsgehäuse, 4 Kühlöl-Zulauf, 5 Dichtlippen,
- 6 Geteiltes Gehäuse, 7 Hauptschmieröl-Ablauf, 8 Außenwelle, 9 Chromstahl-Laufbuchse

5.2.4 Außenwellen-Innendichtung

Die Außenwellen-Innendichtung weist stillstehende und umlaufende Bauelemente auf wie jede herkömmliche Stevenrohrabdichtung, ihr Durchmesser (und infolgedessen die Reibgeschwindigkeit an den Dichtflächen) ist jedoch größer, so daß auch hier der Schmierung und Kühlung der Reibflächen erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden muß. Da ferner der Wellendurchmesser und das Lagerspiel größer sind, ist es denkbar, daß die Radialbewegung etwas stärker als bei herkömmlichen Abdichtungen sein wird. Auch kann, je nach Art des gewählten Schmiersystems, der Stevenrohröldruck etwas höher als bei herkömmlichen Anlagen liegen, da das Öl mehr Lager durchströmen muß.

Aus den schon unter 5.2.2 angeführten Gründen wäre die Verwendung einer ganz geteilten Konstruktion für diese Abdichtung besonders vorteilhaft.

Angesichts der hier formulierten Anforderungen an die Dichtungen und unter Berücksichtigung der zahlreichen unbekanntenen Einflüsse (Werkstoffe/Werkstoffpaarungen) ist es schwierig zu entscheiden, welche Dichtungskonstruktion sich für gegenläufige Wellensysteme besser eignet.

Zwei Vorteile der mechanischen Dichtungen treten im Zusammenhang mit diesen komplizierten Übertragungssystemen deutlich hervor: ihre besondere Eignung bei höheren Drücken und Reibgeschwindigkeiten sowie ihre Teilbarkeit.

Ihnen gegenüber steht die Wahrscheinlichkeit, daß stets mehr oder weniger große Mengen Seewasser in das Schmiersystem gelangen werden, was sich nachteilig auf die Korrosions-Dauerfestigkeit des Wellenwerkstoffes oder auf die Lager auswirken könnte. Auch werden die höheren Anschaffungskosten der mechanischen Dichtungen infolge der größeren Anzahl schwer wiegen. Die Wartungszeiten können allerdings evtl. verkürzt werden.

Hinsichtlich des aus der höheren Reibgeschwindigkeit und aus dem höheren Druck resultierenden Werkstoffproblems berechtigen die bisherigen Erfolge mit Lippendichtungen durchaus zu der Annahme, daß es gelingen wird, eine brauchbare Konstruktion für die in gegenläufigen Wellenleitungen gegebenen Verhältnisse zu

entwickeln. Andererseits ist jedoch zu bedenken, daß sich auch aus der gegenläufigen Bewegung der Dichtflächen, ähnlich wie bei den Lagern (s. Abschnitt 6) zusätzliche Probleme ergeben; für Lippendichtungen wäre die gegenläufige, für mechanische (Flächen-)Dichtungen die simultane Drehung der Dichtflächen näher zu untersuchen. Bis auf die allgemein bei Lippendichtungen verwendeten Chromstahl-Laufbuchsen (s. Bild 25, 26, 32, 33) können alle anderen Bauteile, gegebenenfalls sogar die Dichtlippen selbst, geteilt ausgeführt werden. Dem Verschleiß der Laufbuchsen und damit der Notwendigkeit, sie ersetzen oder überarbeiten zu müssen, kann durch Entlastung der einzelnen Dichtlippen bei stufenweisem Druckabbau entgegengewirkt werden. Dennoch sollten Versuche in dieser Richtung auch die Untersuchung neuer Werkstoffkombinationen einschließen. Wertvolle Hinweise hierauf enthalten die Arbeiten / 89 / und / 90 /.

Einige weitere Punkte, die bei der Konstruktion oder bei der Festlegung eines Testprogramms noch beachtet werden sollten, seien hier kurz aufgeführt:

- 1) Die Konstruktion sollte wenigstens für die beiden Außendichtungen, besser für alle vier Dichtungen gemeinsam erfolgen, zusammen mit Entwurf und Auslegung des Gesamtschmiersystems, da Kühlung und Schmierung der einzelnen Dichtungen zu Gruppen zusammengefaßt und aufeinander abgestimmt werden müssen; auch lassen sich so eher Vereinfachung und Standardisierung verwirklichen.
- 2) Wie oben erwähnt, muß die Getriebeanordnung beim Entwurf der Innendichtung berücksichtigt werden. Wartungsarbeiten an der Dichtung müssen ausführbar sein, ohne daß dazu Teile des Getriebes ausgebaut werden müssen. Andererseits muß die Dichtung so angeordnet werden, daß die Haupttradwalenlager zugänglich bleiben, da evtl. die Lagerkräfte beim Einbau und nach Wartungsarbeiten an der Wellenleitung gemessen werden müssen.

- 3) Abgesehen von den beschriebenen Betriebsbedingungen müssen die Dichtungen auch dann einwandfrei arbeiten, wenn
- a) die Außenwelle stillsteht und nur die Innenwelle dreht
 - b) die Innenwelle stillsteht und nur die Außenwelle dreht
 - c) beide Wellen mit gleicher oder unterschiedlicher Winkelgeschwindigkeit in gleicher Richtung drehen.
- 4) Die Erregerfrequenzen höherer Ordnung infolge der Flügelbegegnung sind zu berücksichtigen, vor allem bei der Konstruktion von mechanischen Dichtungen, bei denen i.a. die Dichtwirkung durch Federkräfte erreicht wird.

6. Lager

6.1 Radiallager

Die Innen- und die Außenwellen gegenläufiger Wellenleitungen werden in Radiallagern abgestützt, die im Folgenden als Innen- bzw. Außenlager bezeichnet werden sollen. Während letztere herkömmlichen Lagern großen Durchmessers sehr ähnlich sind (s. Bild 34), erfordern die Innenlager besondere Aufmerksamkeit, da sie selbstumlaufend sind. Wie bei herkömmlichen Wellenleitungen sind auch hier die Stevenrohrlager problematischer als die Lauf- und Traglager.

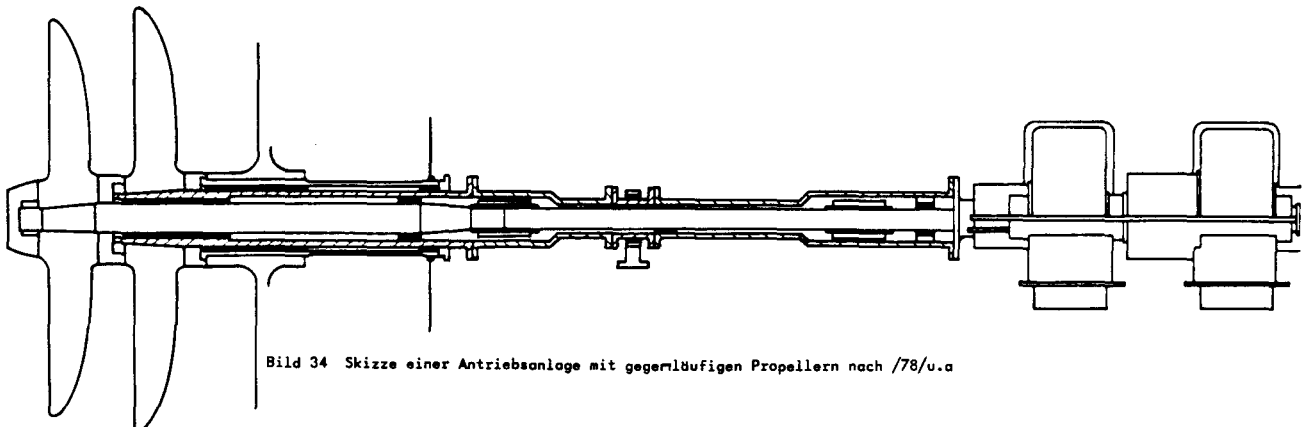
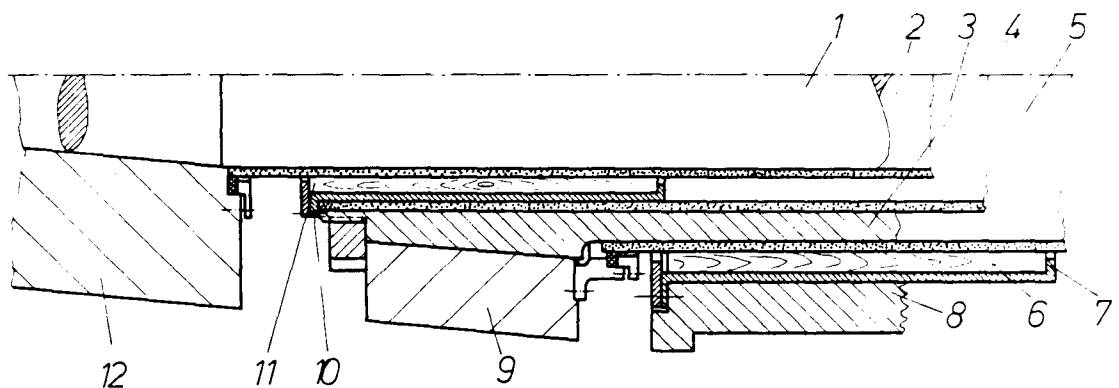


Bild 34 Skizze einer Antriebsanlage mit gegenläufigen Propellern nach /78/u.a

6.1.1 Wassergeschmierte Lager

Wassergeschmierte Lager wurden als Stevenrohrlager für herkömmliche Ein- und Mehrwellenschiffe jahrzehntelang ausschließlich eingesetzt. Das für einwandfreien Betrieb erforderliche vergleichsweise große Lagerspiel und die hohe Verschleißrate, die zu ungünstigen Änderungen der Lagerkraftverteilung im Laufe der Betriebszeit führen kann, lassen diese Art der Lagerung für Wellen größeren Durchmessers ($d \geq 600$ mm) weniger geeignet erscheinen, vor allem dann, wenn die Wellenleitung nur kurz ist, was bei den heute üblichen achterlich angeordneten Maschinenräumen der Fall ist. Als weiterer Punkt ist bei der Verwendung wassergeschmierter Lager zu beachten, daß die Welle mit einem Bronzebezug versehen werden muß. Bedingt durch diese Konstruktion tritt bei diesen Anlagen vergleichsweise oft Kontaktkorrosion auf. Erstaunlicherweise wurden auch für alle bisher gebauten gegenläufigen Wellenleitungen ausschließlich wassergeschmierte Stevenrohrlager verwendet / 45 /, / 180/, / 182/. Dies überrascht um so mehr, weil in gegenläufigen Wellenleitungen mehrere Bronzebezüge zum Schutz der Wellen erforderlich werden (s. Bild 35 und / 45 /).



- | | | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|----------------------|---------------------------|
| 1 Innenwelle | 4 Außenwelle | 7 Lagerbuchse | 10 Lagerbuchse |
| 2 Bronzebezug der Innenwelle | 5 äußerer Bronzebezug der Außenwelle | 8 Stevenrohr | 11 Innenlager (umlaufend) |
| 3 innerer Bronzebezug der Außenwelle | 6 Außenlager (stillstehend) | 9 vorderer Propeller | 12 hinterer Propeller |

Bild 35 Anordnung der Wellen, Wellenbezüge und Lager bei gegenläufigen Wellenleitungen mit wassergeschmierten Stevenrohrslagern

Man kann jedoch annehmen, daß für die Wahl dieser Lagerungsart entweder der Stand der technischen Entwicklung / 180 /, / 182 /, oder aber die aus dem speziellen Verwendungszweck des Schiffes / 45 / resultierenden Anforderungen, die jedoch nicht mit den an Handelsschiffsanlagen gestellten identisch sind, ausschlaggebend waren. Bedenkt man ferner, daß die Dauerfestigkeit von dünnwandigen Hohlwellen aus Stahl besonders niedrig (s. Abschnitt 3) und das Risiko von Spannungskorrosionen unter den Wellenbezügen hoch ist und daß infolge des großen Lagerspiels und Lagerverschleißes die Lagerkraftverteilung schwer voraussehbar bzw. zu beherrschen ist, kommt man zu dem Schluß, daß zum gegenwärtigen Zeitpunkt die Verwendung von wassergeschmierten Stevenrohrslagern für gegenläufige Wellenleitungen in Handelsschiffen nicht empfohlen werden kann.

6.1.2 Ölgeschmierte Lager

6.1.2.1 Wälzlager

Geteilte und nicht geteilte Wälzlager sind gelegentlich für herkömmliche Wellenleitungen als Stevenrohrlager und Leitungswellenlager verwendet worden / 21 /, / 35 /, / 144 /. Die damit erzielten Betriebsergebnisse waren teils befriedigend / 35 /, teils weniger befriedigend / 144 /. Erfahrungen mit gegenläufigen Rollenlagern liegen vor aus zahlreichen anderen Einsatzgebieten (Flugmotorenbau, Hebezeuge, KFZ-Getriebe, Werkzeugmaschinen).

Wälzlager eignen sich auch für gegenläufige Schiffswellenleitungen, sofern die gegebenen Platzverhältnisse und die Baukosten ihre Verwendung zulassen. Sie bieten, vor allem für Anlagen mit kleinen Durchmessern, eine recht befriedigende Lösung, da keine Mittenfluchtungsprobleme der beiden Wellen gegeneinander auftreten können und die zur Berechnung der biegeschwingungskritischen Drehzahlen erforderlichen Lagerkraftangriffspunkte genau definiert sind.

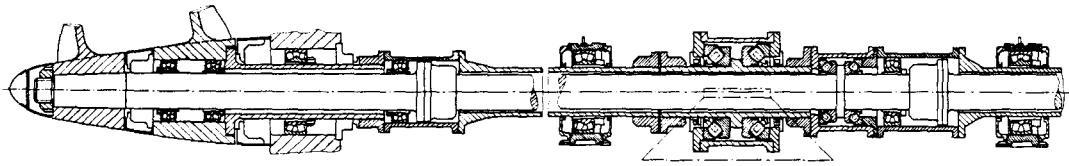


Bild 36 Gegenläufige Wellenleitung, Wälzlagerkonstruktion

Bei Anlagen mit mittleren und großen Wellendurchmessern werden Platzbedarf und Schwierigkeiten bei der Lagerherstellung einerseits und die großen Baukosten andererseits ungünstig sein, wenigstens soweit das Innenstevenrohrlager und die Lager der Außenwelle betroffen sind. Es könnte evtl. möglich sein, Wälzlager für die Innenleitungswelle zu verwenden. Die Vorteile dieser Anordnung sind jedoch nicht sehr hervorstechend, da die Innenleitungswellenlager ohnehin weniger Schwierigkeiten bereiten als die Innenstevenrohrlager. Wenn Wälzlager angeordnet werden, ist zu beachten, daß die Öltemperaturen höher als bei der Verwendung von Weißmetalllagern sein werden, vor allem in der Nähe der Lagerlaufflächen. Da dies wesentlich ist für den Entwurf der Schrumpfsitzpassungen, der Lagerspiele und der Durchmesserzunahme der Außenwelle, muß die Öltemperatur-Verteilung sorgfältig geprüft werden.

Die in Verbindung mit Stevenrohrwälzlagerungen eingesetzte Stevenrohrabdichtung muß absolut wasserdicht sein, da auch geringe Wassermengen im Schmieröl schädlich für die Lager sein würden /144/; mechanische Abdichtungen - s. Abschnitt 5 - werden sich daher weniger eignen.

6.1.2.2 Weißmetall*)-Gleitlager

Die überwiegende Mehrzahl aller während der letzten fünf Jahre gebauten Schiffe ist mit ölgeschmierten Weißmetallagern

*) Vor einiger Zeit wurden Versuche mit ölgeschmierten Stevenrohrgleitlagern durchgeführt, bei denen der übliche Weißmetallausguß durch Kohlefasern ersetzt war. Durch die Verwendung dieses Werkstoffes lassen sich anscheinend die zulässige Flächenpressung und die Langsamlauf-Eigenschaften der Lager entscheidend verbessern. Es ist jedoch zum gegenwärtigen Zeitpunkt noch zu früh, um hieraus Folgerungen für Lager gegenläufiger Wellenleitungen zu ziehen.

ausgerüstet, die befriedigende Betriebsergebnisse gezeigt haben. Die Baukosten dieser Lager sind vergleichsweise niedrig, geringfügig höher als die wassergeschmierten Stevenrohrlager und wesentlich niedriger als die der Wälzlager. Vom wirtschaftlichen, betrieblichen und konstruktiven Standpunkt aus betrachtet sind ölgeschmierte Weißmetallager daher auch für die Innen- und Außenlager gegenläufiger Wellenleitungen geeignet, vorausgesetzt, daß sie unter den sich hier ergebenden besonderen Betriebsverhältnissen ebenso einwandfrei arbeiten.

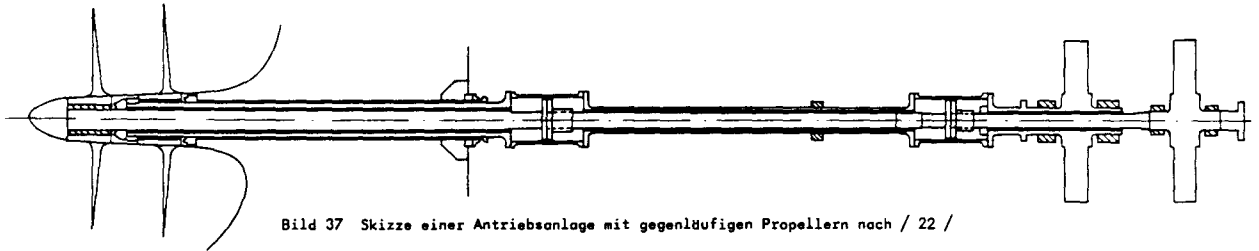


Bild 37 Skizze einer Antriebsanlage mit gegenläufigen Propellern nach / 22 /

Die Eignung gegenläufiger ölgeschmierter Weißmetallager für technische Zwecke ist angezweifelt worden, da sich aus der theoretischen Betrachtung ergibt, daß die Tragfähigkeit eines Zapfengleitlagers mit zylindrischer Bohrung Null wird, wenn Zapfen und Lagerschale mit gleicher Winkelgeschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung laufen. Das gilt dann - und nur dann -, wenn der geometrische Mittelpunkt der Krümmung der Lagerlauffläche mit der Drehachse zusammenfällt. Hierbei heben sich die Tangential- und Normalgeschwindigkeitsanteile in der Tragfähigkeitsdifferentialgleichung auf, so daß es nicht zum Aufbau eines Schmierfilmes kommen und das Lager keine Belastung aufnehmen kann /177 /.

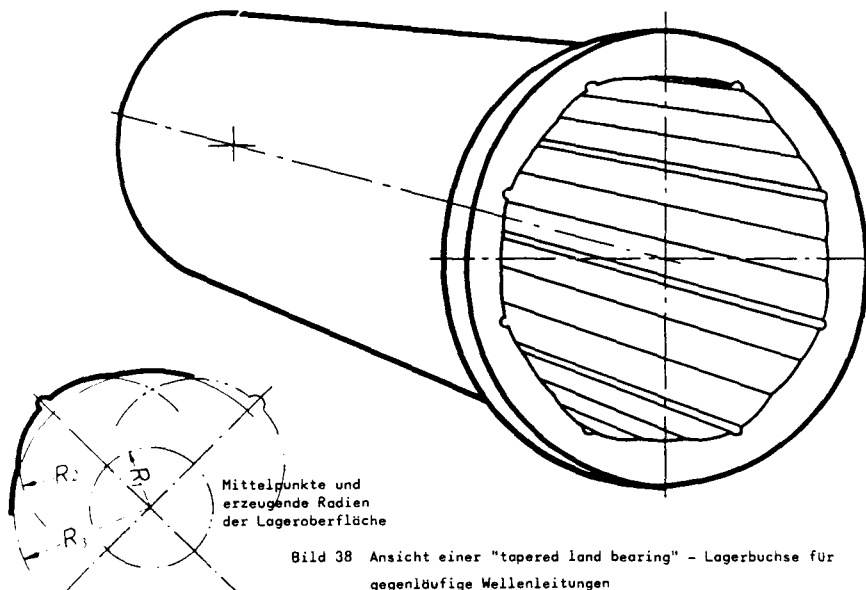
Versuche zur experimentellen Überprüfung des theoretischen Ergebnisses zeigten / 176 /:

- 1) daß die theoretische Voraussage zutrifft, obgleich die versuchstechnische Darstellung Schwierigkeiten bereitet, da es nahezu unmöglich ist, ein vollkommen zylindrisches

Lager herzustellen. Kleinste Abweichungen von der zylindrischen Form, wie sie z.B. durch Fertigungsungenauigkeiten entstehen, schaffen bereits eine meßbare Tragfähigkeit des Versuchslagers;

- 2) daß es möglich ist, gegenläufige Gleitlager so zu gestalten, daß ihre Tragfähigkeit auch bei synchronem Gegenlauf (s. Bild 49) von ähnlicher Größenordnung wie die der herkömmlichen Gleitlager ist / 176 /.

Eine der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Lagerkonstruktionen ist sowohl unter Labor- als auch unter Betriebsbedingungen erfolgreich erprobt worden. Einzelheiten über die theoretische Berechnung und die Versuchsergebnisse können den Arbeiten / 176 / und / 177 / entnommen werden. Die bei / 155 / erwähnten Versuche mit der Großausführung unter Betriebsbedingungen wurden an den Antriebsanlagen zweier Atom-U-Boote vorgenommen, die mit gegenläufigen Wellenleitungen ausgerüstet waren. Der untersuchte Lagertyp ist in der Arbeit / 176 / als "tapered land bearing" beschrieben.



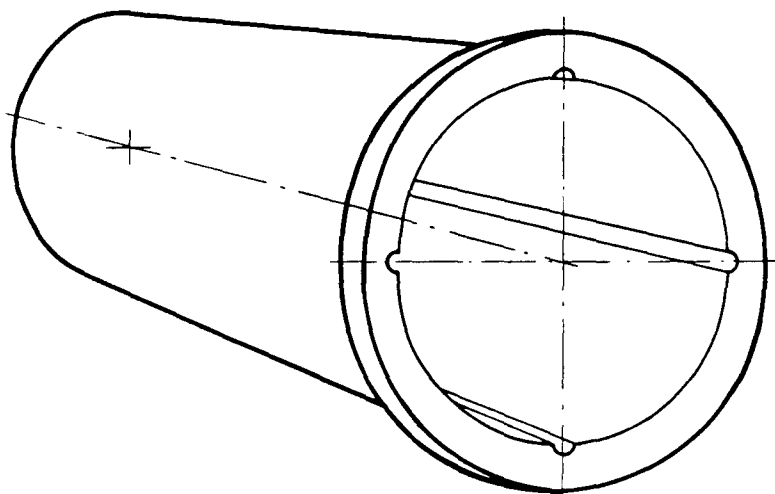


Bild 39 Ansicht einer Lagerbuchse mit vier Schmierzuten
für den Einsatz in gegenläufigen Wellenleitungen

Bisher haben diese Lager störungsfrei mehrere Jahre gearbeitet. Dabei wurden sowohl die Entwurfsbedingungen synchronen Gegenlaufs als auch - jedoch nur kurzfristig - die Betriebsbedingung des Einfachlaufs (mit festgehaltener Innen- oder Außenwelle bei gleichzeitigem Betrieb der anderen Welle) erprobt. Diese letztgenannten Betriebsbedingungen ergaben sich während der Probefahrten, als zur Prüfung der Notbetriebseigenschaften des Antriebssystems die einzelnen Wellen allein angetrieben wurden.

Meßergebnisse sind, vermutlich aus Gründen der militärischen Geheimhaltung, nicht veröffentlicht worden, so daß ein offizieller Nachweis über die Eignung dieser Lager noch nicht erbracht ist. Besonders trifft dies für die Notbetriebseigenschaften zu, die nur über einen vergleichsweise kurzen Zeitraum geprüft wurden. Bedauerlicherweise sind diese Notbetriebseigenschaften, denen im Zusammenhang mit dem Einsatz gegenläufiger Wellenleitungen in Handelsschiffen erhöhte Bedeutung zukommt, auch im Prüfstandsversuch nicht erprobt worden. (Dies ließe sich jedoch sehr leicht, sogar auf einem Prüfstand für herkömmliche Lager, nachholen).

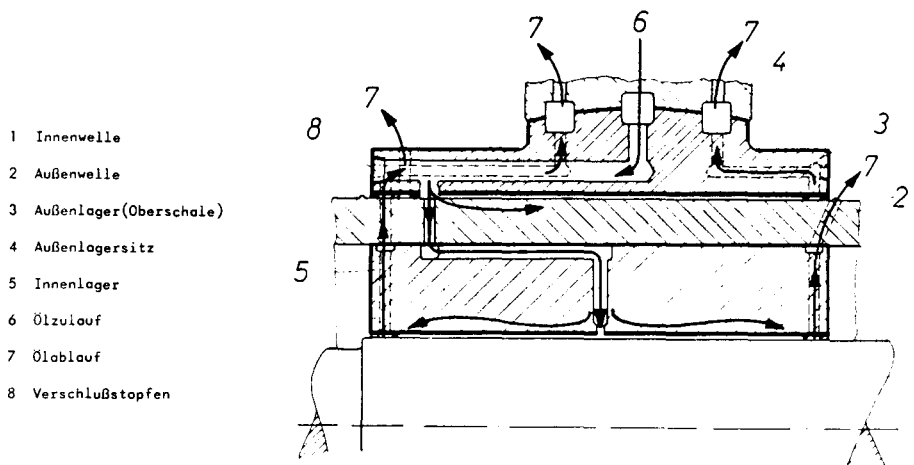


Bild 40 Vorschlag zur Gestaltung der Lager von gegenläufigen Wellenleitungen nach / 189 /.
Kombinierte, konsekutiv geschmierte Innen- und Außenlager.

Ein weiterer Punkt, der bei der Beurteilung dieser Informationen unbedingt beachtet werden muß, ist, daß sowohl die Prüfstands- wie auch die Betriebsergebnisse von Leitungs-wellenlagern stammen, da die U-Bootsanlagen auf Grund der bereits erwähnten speziellen Anforderungen mit wasserge-schmierten Stevenrohrlagern ausgerüstet waren / 45 /. Ferner wurden auf dem Prüfstand nur Versuche mit konstanter Lager-belastung gefahren, das Lagerverhalten bei dynamischer Bean-spruchung wurde nicht untersucht *).

Neben der bereits erwähnten "tapered land design"-Konstruktion (s. Bild 38) wurden noch weitere mögliche Versionen für gegenläufige Lagerkonstruktionen entworfen und auf dem Prüf-stand untersucht. Diese ließen ebenfalls erkennen, daß auch bei synchronem Gegenlauf eine Lagertragfähigkeit von der bei einfachen Gleitlagern üblichen Größenordnung erreicht werden kann. Besonders hervorzuheben ist, daß die Prüfstandsergebnisse

*) Kürzlich in Japan durchgeführte Versuche mit dynamisch belasteten weißmetallarmierten Stevenrohrgleitlagern haben gezeigt, daß herkömmliche Lager befriedigendes Betriebs-verhalten bei dynamischer Beanspruchung zeigen. Dies kann jedoch nicht vorbehaltlos auf das Verhalten gegenläufiger Lager übertragen werden, da die Lagerkonstruktion sich von der herkömmlicher Lager in wesentlichen Punkten unter-scheidet.

des "four groove bearing design" - s. Bild 39 - und des "tapered land bearing design" gleichwertig waren. Dies ist bemerkenswert, da die Ausführung mit den vier axialen Schmiernuten wesentlich einfacher und infolgedessen billiger ist als die sehr aufwendige "tapered land bearing" Ausführung.

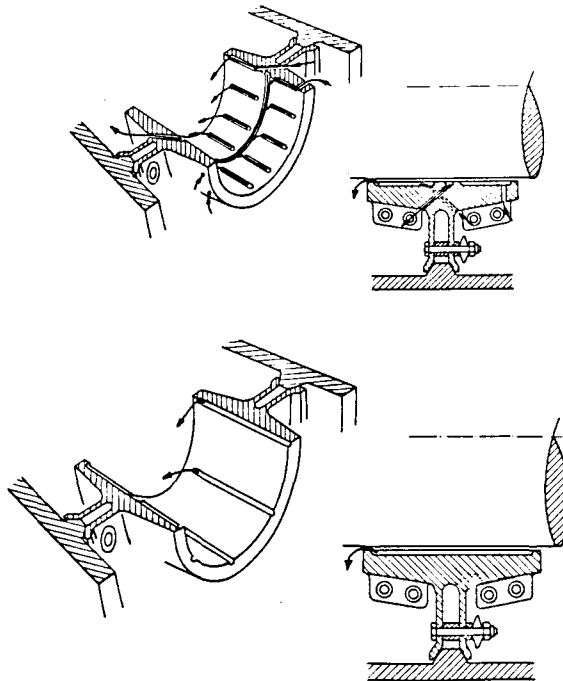


Bild 41 Zapfenlager für die Innenwelle von gegenläufigen Wellenleitungen.
Vorschlag nach / 55 /, / 84 / und / 102 /.

Weitere Ergebnisse von Untersuchungen an einer anderen Lagerkonstruktion, die eher als hydrostatisches Lager anzusehen ist, wurden in Schweden veröffentlicht / 55 /, / 56 /, / 57 /, / 102/. Diese Ausführung stellt eine bemerkenswerte Alternative zu den vorgenannten Lagern dar, und die auf dem Prüfstand erzielten Ergebnisse bestätigen die amerikanischen Versuche. Die spezifischen Probleme von Stevenrohrslagern wurden jedoch auch bei dieser Konstruktion nicht behandelt.

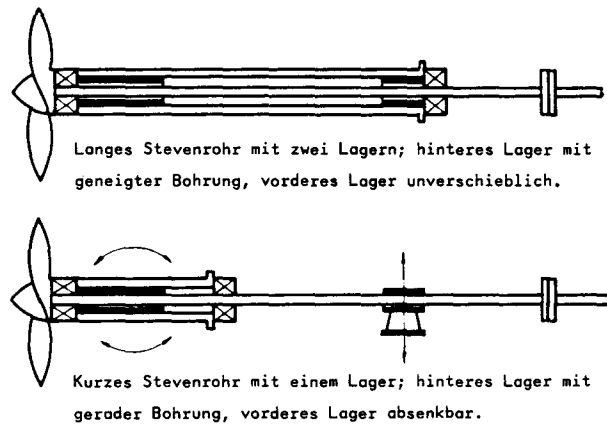
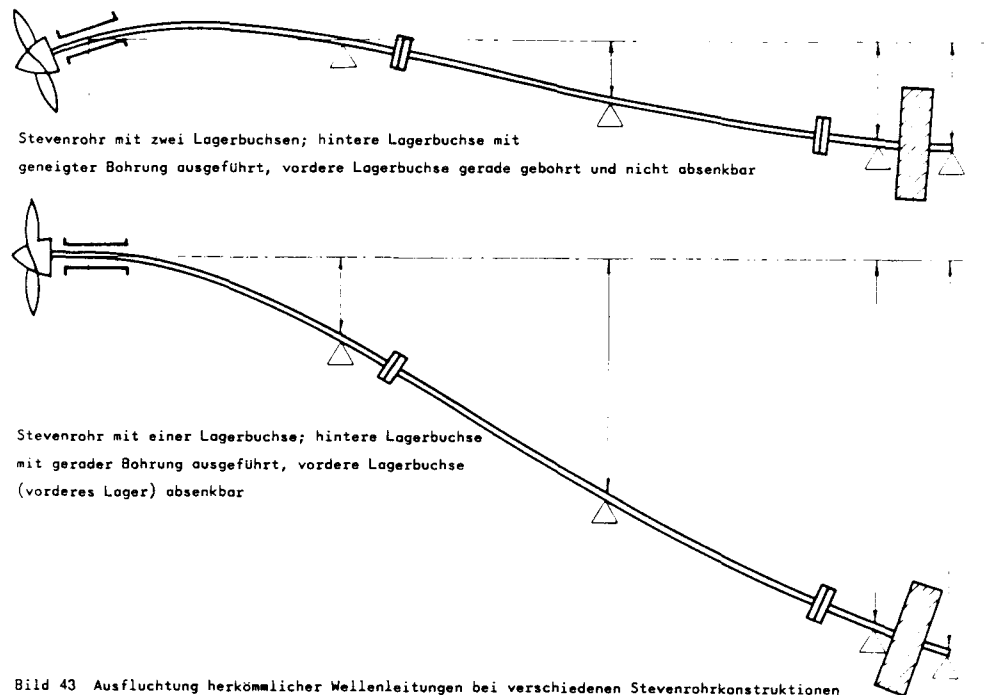


Bild 42 Einfluß der Anordnung der Stevenrohrlager auf die Möglichkeiten der Wellenausrichtung, (s. hierzu Bild 43)

Die größten Lagerkräfte in Schiffswellenleitungen treten im allgemeinen in den Stevenrohrslagern auf, namentlich am hinteren Stevenrohrlager. Um eine möglichst gleichmäßige Unterstützung der Propellerwelle im Stevenrohrlager zu erzielen und um Kantenpressung am hinteren Ende zu vermeiden, wird dies Lager im allgemeinen mit einer geneigten Bohrung ausgeführt. Der Neigungswinkel wird dabei gleich der mittleren Neigung der Welle über die Lagerlänge gewählt, um die Lageroberfläche parallel zur Wellenneigung zu bringen. Eine andere Möglichkeit, die ebenfalls häufig angewendet wird, besteht darin, das Stevenrohrlager mit gerader Bohrung einzubauen und die mittlere Neigung der Welle parallel zur Lageroberfläche zu bringen durch eine geneigte Ausrichtung, d.h. durch Absenken der Leitungswellen- und Haupttradwellenlager. Diese Maßnahmen, deren Wirksamkeit erprobt und allgemein anerkannt ist, können auch für die Außen-Stevenrohrlager ergriffen werden. Sie lassen sich jedoch nicht bei den Innen-Stevenrohrslagern anwenden, da diese selbstumlaufend sind.

Um auch an den Innenlagern Kantenpressung zu vermeiden, muß die Neigung der Mittellinien beider Wellen an allen Lagerstellen übereinstimmen, vor allem jedoch im Bereich des Innen-Stevenrohrlagers. Das kann, wie im Abschnitt 3 angedeutet, durch eine entsprechende Verteilung der Lager

erreicht werden und/oder, falls erforderlich, durch Verstärkung der Wellendurchmesser, wobei die letztere Maßnahme mit dem Nachteil einer Vergrößerung der Lagereinflußfaktoren erkauft wird.



Setzt man voraus, daß es gelingt, die Lager so anzuordnen, daß für einen Betriebszustand (z.B. Vollast) diese Forderungen erfüllt sind, werden sich für andere Betriebszustände (Teillast, Fahrt auf Ballasttiefgang) andere Belastungen für alle Lager, vor allem aber für die Stevenrohrlager ergeben. Aus diesem Grund sind zusätzliche Prüfstandversuche mit ungleichförmig belasteten Innen-Stevenrohrslagern wünschenswert, da sie Rückschlüsse auf die zulässigen Ungleichförmigkeitsgrade ermöglichen würden. Die Ergebnisse neuerer Forschungsarbeiten über ungleichförmig belastete Stevenrohrlager in herkömmlichen Antriebsanlagen / 6 / sind in diesem

Zusammenhang von besonderem Interesse.

Weitere Versuche mit Innenlagern unter dynamischer Beanspruchung wären ebenfalls interessant. Es ist vorstellbar, daß die verschiedenen Lagerkonstruktionen, die von Hillander / 55 / und Pinkus / 175 / untersucht wurden und die sich bei statischer Beanspruchung ziemlich indifferent verhielten, bei ungleichförmiger oder dynamischer Beanspruchung unterschiedliches Verhalten zeigen.

Da die Innenlager im Betrieb nicht besichtigt und überprüft werden können, sollten Vorkehrungen getroffen werden, um die Lager- und/oder Öltemperatur durch Thermoelemente oder ähnliche Meßfühler zu kontrollieren.

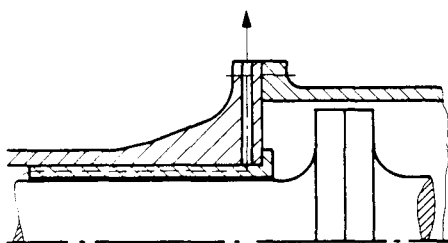


Bild 44 Anordnung der Bohrungen für Meßleitungen
in der Außenwelle gegenläufiger Wellenleitungen

In letzter Zeit haben sich häufiger bei längeren Betriebszeiten mit sehr niedrigen Drehzahlen ($n = 0,5 \dots 5 \text{ min}^{-1}$) Schmierprobleme für Stevenrohr- und Leitungswellenlager ergeben. Da sie fast ausschließlich bei Wellenanlagen großen Durchmessers aufgetreten sind, sollte man diese Erscheinung im Zusammenhang mit den Außenlagern berücksichtigen.

Abgesehen davon, daß das Problem grundsätzlich geklärt werden muß, läßt sich bereits folgern, daß alle Außen-Lauflager gegenläufiger Wellenleitungen aufgrund ihres großen Durchmessers Zwangumlauftschmierung erhalten müssen. Es ist zu erwarten, daß das Betriebsverhalten der Innenlager bei diesen niedrigen Drehzahlen weniger kritisch sein wird, vor allem wegen der Lagerabmessungen, der im Vergleich zu den Außenlagern geänderten Schmiernutenanordnung und der größeren Relativgeschwindigkeit.

Eine weitere interessante Situation kann sich beim Manövrieren und Umsteuern der Anlage an den Innenlagern einstellen: vorausgesetzt, daß seitens des Übertragungssystems die Möglichkeit besteht, kann es vorkommen, daß einer der beiden Propeller frei mitdreht. Dabei haben dann die Innenwelle und die Lagerschalen der Innenlager verschiedene Winkelgeschwindigkeit und entweder gleiche oder verschiedene Drehrichtung. Über das Betriebsverhalten der Lager unter diesen Bedingungen ist wenig bekannt. Eine theoretische Untersuchung der Schmierverhältnisse und der Tragfähigkeit läßt zwar keine besonderen Probleme für diesen Betriebszustand erkennen, doch sollte auch diese Aussage durch experimentelle Untersuchungen erhärtet werden.

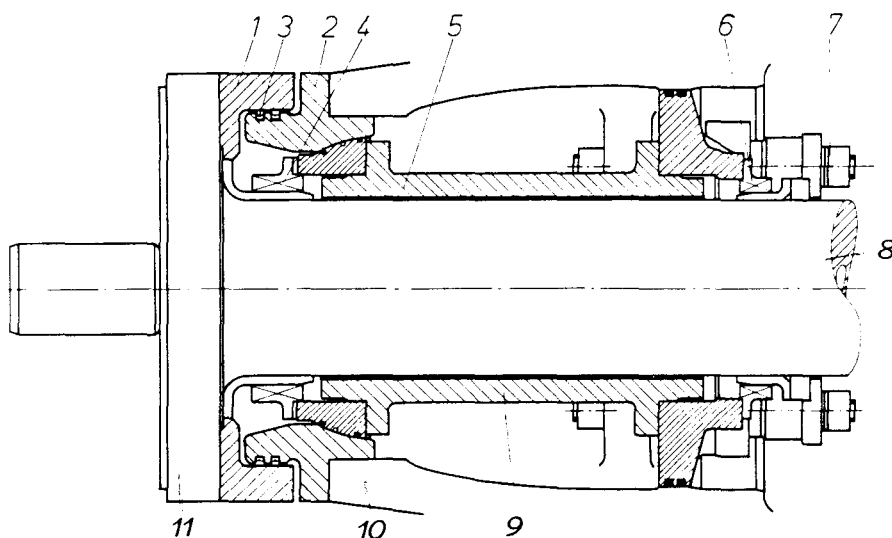
Die gleichen Überlegungen müssen hinsichtlich des Einfachlaufes von speziell für Gegenlauf entworfenen Lagern angestellt werden, da dieser Betriebszustand leicht eintreten und, je nach Konzeption der Gesamtanlage, häufiger benötigt werden kann - s. Abschnitt 7 und 8 -. (Auch in diesem Fall ist die theoretische Vorhersage hinsichtlich der Tragfähigkeit positiv).

Wie bereits festgestellt, sind die Verhältnisse an den Außenlagern gegenläufiger Wellenleitungen ähnlich wie bei herkömmlichen Anlagen, soweit die Schmierfilmbildung betroffen ist. Die Absolutbeträge der Lagerkräfte sind jedoch wesentlich größer. Bei der konstruktiven Durchbildung der Lagergehäuse und Fundamente ist dies zu berücksichtigen; vor allem dürfen die elastischen Verformungen die üblichen Werte nicht übersteigen, da sich sonst Rückwirkungen auf das Gesamtsystem der Wellenleitung ergeben können, die z.B. eine ungünstige Verschiebung der Lagerkraftverteilung bewirken, wie es auch in herkömmlichen Wellenleitungen der Fall sein würde, s. / 216 /.

Da die Außenwellendurchmesser ebenfalls wesentlich größer sind, wird die spezifische Lagerbelastung, d.h. die Flächenpressung, bei Wahl üblicher Längen/Durchmesser-Verhältnisse jedoch von üblicher Größenordnung sein, so daß die Forderungen der Klassifikationsgesellschaften / 40 / und / 121 /

hinsichtlich Lagerlänge und Flächenpressung leicht erfüllt werden können.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß die größte Lagerkraft bei gegenläufigen Wellenleitungen am Außen-Stevenrohrlager auftritt. Da bereits herkömmliche Stevenrohrlager größeren Durchmessers ($d \geq 900$ mm) infolge der unvermeidbaren Fertigungstoleranzen Schwierigkeiten bei der Ausrichtung bereiten und oft nicht unter allen Betriebsbedingungen einwandfrei tragen, sollte es ernsthaft erwogen werden, eine einstellbare Konstruktion zu verwenden, wie sie bei / 42 / und / 164 / beschrieben ist. Es könnte sein, daß ihre Anordnung infolge des größeren Platzbedarfs dieser Lager bei schnellen Schiffen mit feinen Hinterschiffslinien problematisch wird. Es sollte jedoch möglich sein, diesen Umstand bereits beim Entwurf der Linien zu berücksichtigen. Eine Vergrößerung des Schiffswiderstandes ist durch diese Maßnahme nicht zu erwarten.



1 Seilschutz, 2 Stützring, 3 aufblasbare Notdichtung, 4 äußere Stevenrohrabdichtung, 5 Lageroberschale, 6 innere Stevenrohrabdichtung, 7 Hauptspannboizen, 8 Propellerwelle, 9 Lagerunterschale, 10 Hinterstevan, 11 Propellerwellenflansch

Bild 45 Geteiltes Stevenrohrlager, Bauart GLACIER-HERBERT. Lagerschalen 5 und 9 können gelöst und zu Besichtigungszwecken in den Wellentunnel gezogen werden.

Die in Bild 45 und 46 gezeigten, geteilten und einstellbaren Stevenrohrlagerkonstruktionen für herkömmliche Wellenleitungen sind in den letzten Jahren verschiedentlich eingebaut worden / 42 /, vorwiegend, um bei Antriebsanlagen mit Verstellpropellern die Besichtigung der Schwanzwelle an Ort und Stelle zu ermöglichen / 164 /. Die Betriebsergebnisse waren, soweit bekannt, befriedigend / 164 /.

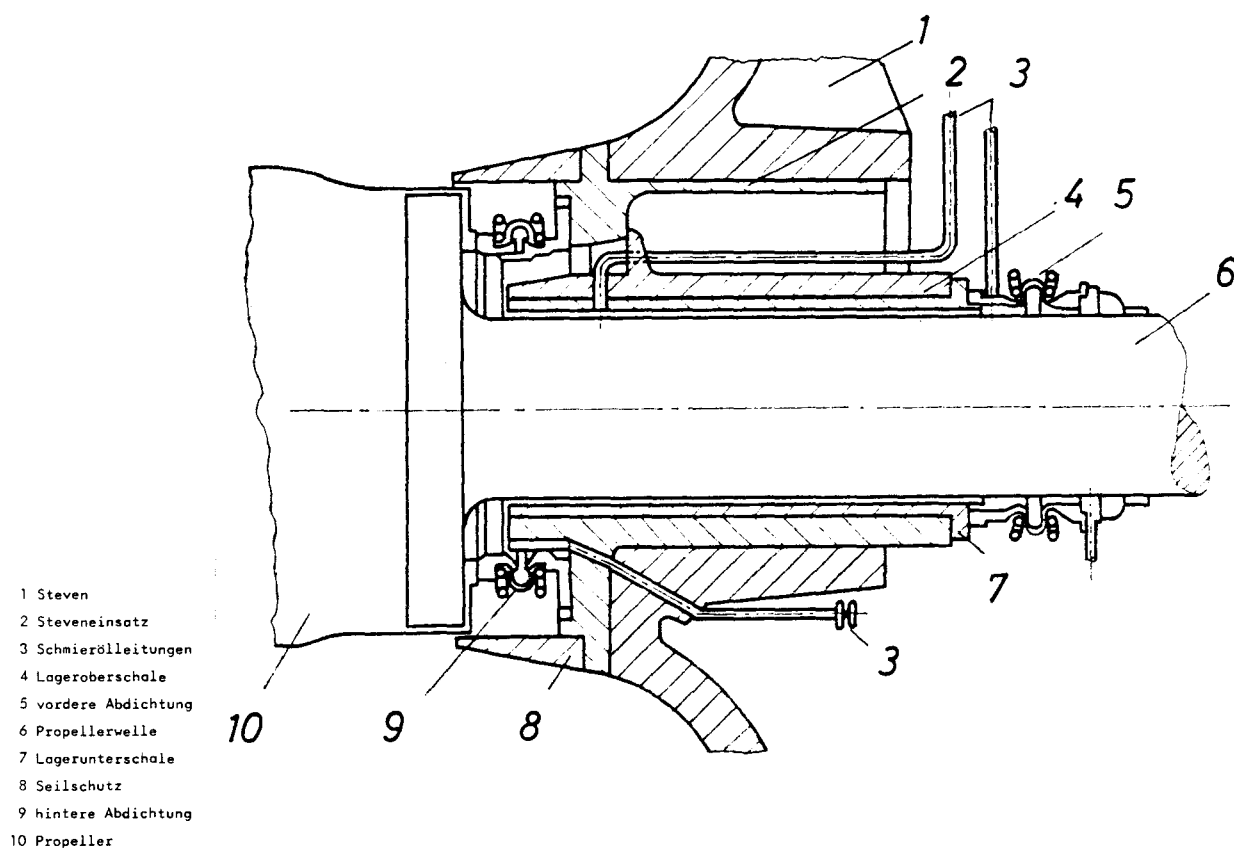


Bild 46 Geteiltes Stevenrohrlager, Bauart TURNBULL MARINE. Lageroberschale 4 kann gelöst und zu Besichtigungszwecken in den Wellentunnel gezogen werden.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, ein herkömmliches Stevenrohr mit einem geneigt gebohrten hinteren und gerade gebohrten vorderen Lager zu verwenden und außer den Getriebelagern (Haupttradwellenlagern) keine weiteren Zwischenlager für die Außenwelle vorzusehen. Eventuell müssen die Abmessungen der Leitungswelle dann geringfügig geändert werden.

Die Lage des Hinterpiekschottes (und damit des vorderen Stevenrohrlagers) sollte sich in diesem Fall nach dem für einwandfreien Betrieb erforderlichen Lagerabstand richten und nicht, wie heute bei herkömmlichen Anlagen allgemein üblich, nach den Mindestanforderungen der Klassifikationsgesellschaften. Ein Widerspruch zu den bestehenden Vorschriften ergibt sich aus dieser Maßnahme nicht.

Darüber hinaus macht es die sehr große Lagerkraft im Außen-Stevenrohrlager erforderlich, die Steifigkeit des Hinterstevens und der gesamten Hinterschiffskonstruktion zu prüfen, da die Elastizität der Aufstellung dieses Lagers die Lagerkraftverteilung im gesamten System beeinflusst.

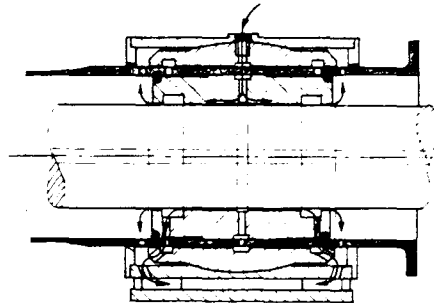


Bild 47 Vorschlag zur Gestaltung von kombinierten Innen- und Außenlagern in gegenläufigen Wellenleitungen nach / 32 /, s.auch Bild 40

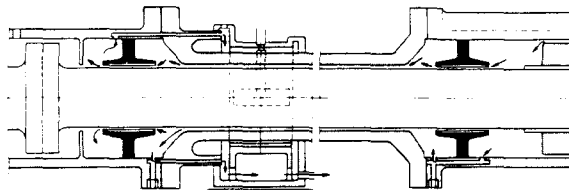
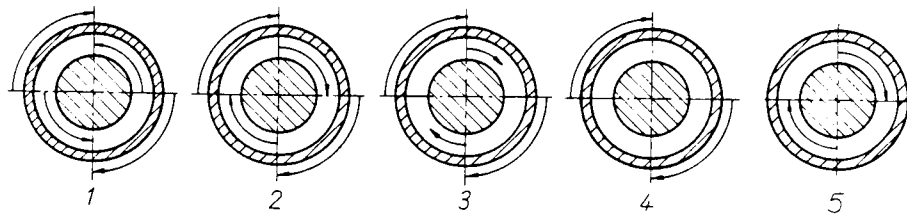


Bild 48 Vorschlag für die Anordnung der Lauflager gegenläufiger Wellenleitungen, nach / 55 /; unabhängige Innen- und Außenlager mit consecutiver Schmierung

Kann auf die Anordnung von Außen-Trag- und -Lauflagern nicht verzichtet werden, so sollten unbedingt selbsteinstellende Lagerkonstruktionen vorgesehen werden, da der einwandfreien Fluchtung dieser Lager infolge der Rückwirkungen auf das Gesamtsystem noch größere Bedeutung als bei herkömmlichen Anlagen zukommt. Bewährt haben sich Lagerkonstruktionen, bei denen die Lagerbuchsen mit Kugelsitz in das Lagergehäuse eingesetzt werden (s. Bild 47) oder Kippsegment-Radiallager.

6.1.3 Zusammenfassung

- 1) Wassergeschmierte Gleitlager können beim gegenwärtigen Stand der Entwicklung für den Einsatz in Handelsschiffsanlagen mit gegenläufigen Wellen nicht empfohlen werden wegen des Korrosionsdauerfestigkeits-Risikos, des großen Lagerspiels und der infolgedessen unabsehbaren Änderungen der Lagerkraftverteilung bei verschiedenen Betriebsbedingungen.
 - 2) Ölgeschmierte Wälzlager können als Innenlauflager eingesetzt werden, wenn das Abdichtungsproblem gelöst werden kann. Bei Anlagen kleiner Leistung können Wälzlager als Innen- und Außenlager verwendet werden, wodurch sich Montagevorteile ergeben und die schwingungstechnischen Eigenschaften des Systems besser erfaßbar werden.
 - 3) Ölgeschmierte Weißmetallager eignen sich für alle gegenläufigen Handelsschiffsantriebsanlagen, vor allem bei mittleren und größeren Leistungen, sowohl wegen des geringen Platzbedarfs als auch wegen der niedrigen Baukosten. Ihre Eignung als selbstumlaufende Traglager ist nachgewiesen worden, und die Entwicklung einer entsprechenden Innen-Steuerrohrlagerkonstruktion scheint möglich zu sein.
- Beim gegenwärtigen Stand der Entwicklung kann jedoch noch keine Empfehlung hinsichtlich der Innen-Steuerrohrlagergestaltung bzw. der zuzulassenden Flächenpressung ausgesprochen werden außer der, daß die verschiedenen von Hilländer / 55 / und Pinkus / 176 / vorgeschlagenen Lagerbauarten weiter getestet werden sollten, unter besonderer Berücksichtigung ihres Betriebsverhaltens bei gleichförmiger und ungleichförmiger Lagerbelastung und unter den Bedingungen (s. Bild 49)



- 1 Synchroner Gegenlauf (beide Wellen drehen mit gleicher Winkelgeschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung)
- 2 Synchroner Gleichlauf (beide Wellen drehen mit gleicher Winkelgeschwindigkeit in gleiche Richtung)
- 3 Asynchroner Gleichlauf (beide Wellen drehen mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit in gleiche Richtung)
- 4 Einfachlauf außen (Außenwelle dreht allein, Innenwelle steht still)
- 5 Einfachlauf innen (Innenwelle dreht allein, Außenwelle steht still)

Bild 49 Bezeichnung der verschiedenen Bewegungsmöglichkeiten bei gegenläufigen Wellenleitungen

- a) synchronen Gegenlaufs, einschließlich Langsamlauf
- b) asynchronen Gegenlaufs, " "
- c) simultanen Laufs beider Wellen in gleicher Richtung mit geringem Geschwindigkeitsunterschied, einschl. Langsamlauf
- d) Einfachlaufs, mit jeweils einer Welle, unter Festhaltung der anderen Welle.

Diese Versuche sollten durch weitere mit dynamischer Lagerbeanspruchung ergänzt werden, wobei zunächst das Belastungsspektrum eines herkömmlichen Lagers verwendet werden kann. Es sollten mindestens vier verschiedene Lagerlängenverhältnisse untersucht werden, etwa $l/d = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$, und Wellendurchmesser von 600 ... 900 mm.

Zusätzliche Versuche mit herkömmlichen Weißmetallgleitlagern größeren Durchmessers zur Untersuchung der Verhältnisse bei sehr langsamen Drehzahlen würden eine gute Ergänzung des Programms bilden.

Ohne die Ergebnisse näherer Untersuchungen kann eine fundierte Empfehlung hinsichtlich der zulässigen Flächenpressung bzw. der erforderlichen Lagerlänge nicht gegeben werden. Die Länge der Innenlager sollte jedoch so kurz wie möglich gehalten werden, um so zu möglichst eindeutigen Lagerungsverhältnissen zu kommen. Dieser Gesichtspunkt gewinnt für gegenläufige Wellenleitungen wegen der bereits erwähnten Schwierigkeiten bei der Ausrichtung von Wellen und Lagern besondere Bedeutung.

Auf eine weitere konstruktive Einzelheit sei, ihrer Wichtigkeit halber, noch besonders hingewiesen: Die Buchsen der Innenlager müssen in der Außenwelle befestigt und gegen

Verdrehen gesichert werden. Dabei sind Bohrungen in der Außenwelle mit Rücksicht auf deren Dauerfestigkeitsverhalten zu vermeiden. Das Gleiche gilt für die Zuführung des Schmieröls (s. hierzu Abschnitt 9).

6.2. Axiallager (Drucklager)

Um den Propellerschub von den Wellen auf den Schiffskörper zu übertragen, kommen drei verschiedene Drucklager-Grundkonstruktionen in Frage:

- 6.2.1 Integrale Drucklager,
- 6.2.2 Kombinierte Drucklager,
- 6.2.3 Unabhängige Drucklager.

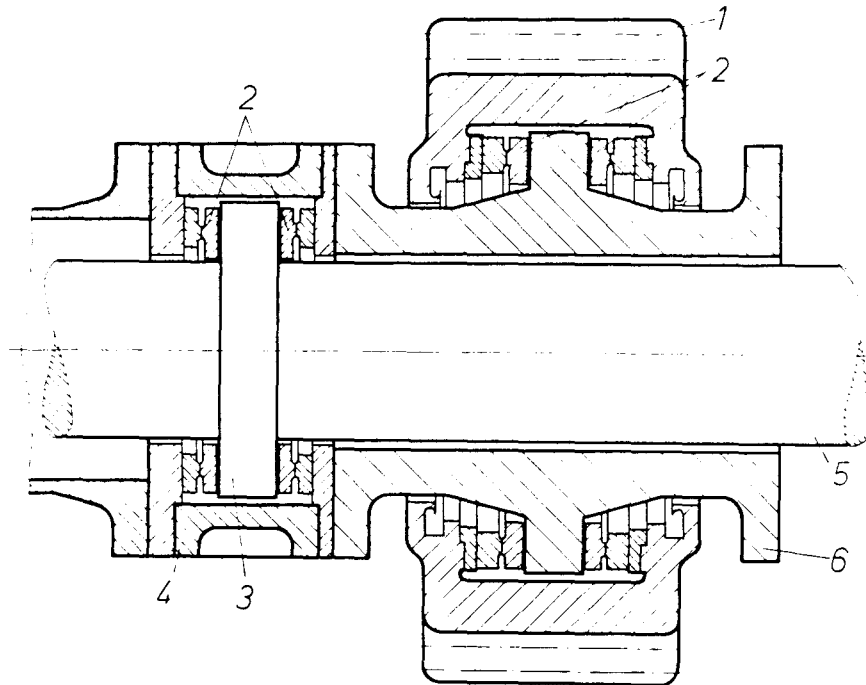
Gegenläufige Axial-Wälzlager sind gelegentlich in den Getrieben von Baggern und anderen Hebezeugen verwendet worden, und eine Propellerschub-Wälzlagerkonstruktion kann ebenfalls entwickelt werden. Es wird jedoch eine sehr teure Konstruktion, die daher nur in Sonderfällen und nur für Antriebsanlagen mit kleinen Leistungen in Frage kommt, s. auch Bild 36.

Im allgemeinen wird es sich bei den Propellerdrucklagern für Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern um Kippsegment-Gleitlager handeln.

6.2.1 Integrale Drucklager (s. Bild 50)

Integrale Drucklager bestehen aus einem Innen- und Außen-Axiallager. Das Innenlager überträgt die vom hinteren Propeller abgegebene Schubkraft auf die Außenwelle. Das Außenlager überträgt dann den Gesamtschub beider Propeller auf den Schiffskörper (s. Bild 50).

Der Vorteil dieser Anordnung ist, daß nur ein Drucklagerfundament erforderlich ist, das an beliebiger Stelle angeordnet werden kann.



1 Gehäuse, 2 Kippsegmente, 3 Druckkragen, 4 geteilte Kupplung, 5 Innenwelle, 6 Außenwelle
Bild 50 Integrale Bauweise des Drucklagers für gegenläufige Wellenleitungen

Nachteilig ist, daß die Konstruktion komplizierter wird und nicht gewartet oder besichtigt werden kann, ohne daß Teile der Außenwelle ausgebaut werden.

Erfahrungen mit gegenläufigen Kippsegment-Axiallagern liegen nicht vor. Die theoretische Betrachtung mit Hilfe der Reynoldsschen Gleichung in ihrer allgemeinsten Form ergibt bei synchronem Gegenlauf eine Verdoppelung der Tragfähigkeit im Vergleich zu den in herkömmlichen Anlagen bei einfacher Rotation erzielten Werten. (Der Unterschied zu den Verhältnissen bei gegenläufigen Zapfenlagern, deren Tragfähigkeit unter diesen Bewegungsverhältnissen Null wird, ergibt sich aus der rein translatorischen Bewegung der Kippsegmente bzw. des Druckwellenflansches).

Die theoretische Betrachtung ergibt ferner, daß bei gegenläufigen Kippsegment-Drucklagern die Tragfähigkeit Null wird, wenn beide Wellen mit gleicher Winkelgeschwindigkeit und

gleichem Drehsinn drehen. (Bei dieser Bewegungsform ergibt sich für das Zapfenlager verdoppelte Tragfähigkeit.)

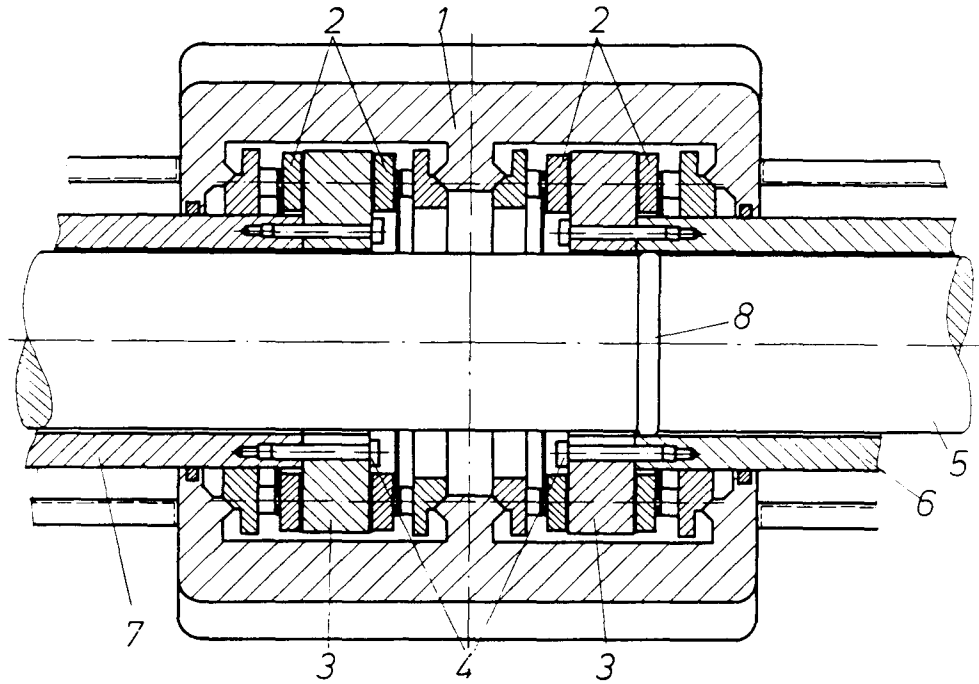
Daraus kann gefolgert werden, daß gegenläufige Kippsegment-Drucklager in Integralbauweise eine beachtenswerte Alternative für solche Wellenleitungssysteme darstellen, bei denen der Betriebszustand des Gleichlaufes beider Wellen - s. Bild 49 - infolge entsprechender getriebeseitiger Verblockungen etc. ausgeschlossen werden kann.

Konstruktiv müssen die Segmentdrehlager so gestaltet werden, daß die auftretenden Zentrifugalkräfte ihre Funktion nicht beeinträchtigen.

6.2.2 Kombinierte Drucklager (s. Bild 51)

Bei kombinierten Drucklagern werden die Innen- und Außen-druckwellen in einem gemeinsamen Lagergehäuse aufgenommen. Alle Bauelemente sind aus herkömmlichen Drucklagerkonstruktionen bekannt; sie können ohne Schwierigkeiten gewartet, ausgetauscht und besichtigt werden. Ein weiterer Vorteil der Konstruktion ist, daß auch hier nur ein Hauptdrucklagerfundament benötigt wird. Hinzu kommt, daß die Konstruktion weniger Einzelteile enthält als unabhängige Drucklager, infolgedessen billiger ist und weniger Platz benötigt. Nachteilig ist, daß diese Konstruktion notwendigerweise zwischen den beiden Haupträdern des Untersetzungsgetriebes angeordnet werden muß, was zu Schwierigkeiten hinsichtlich der Unterbringung des Drucklagerfundamentes führen kann. Weitere Schwierigkeiten könnten sich ergeben aus der zur Erzielung gleicher Hauptradwellen-Lagerkräfte erforderlichen Ausrichtung; ihnen kann jedoch durch konstruktive Maßnahmen begegnet werden.

Bild 51 zeigt die patentierte Stal-Laval Konstruktion, /102/. Es sei darauf hingewiesen, daß die Druckflansch-Befestigungsbolzen bei dieser Konstruktion in entlasteten Enden der Hohlwellen liegen und daß sie daher die Dauerfestigkeit der Wellen nicht beeinträchtigen.



1 Gehäuse, 2 Kippsegmente, 3 Druckkragen, 4 Befestigungsbolzen, 5 Innenwelle, 6 Innenwelle (Druck- und Getrieberadwelle),
7 Außenwelle, 8 Wellenrezeß
Bild 51 Kombinierte Bauweise des Drucklagers für gegenläufige Wellenleitungen, nach / 102 //; Stal Laval - Patent.

6.2.3 Unabhängige Drucklager (s. Bild 52)

Unabhängige Drucklager herkömmlicher Bauart stellen eine weitere, etwas einfachere Lösungsmöglichkeit dar.

Ihr Vorteil ist, daß sie, je nach den gegebenen Platzverhältnissen, entweder zwischen, oder vor und hinter den Hauptgetrieberädern bzw. den Getriebegehäusen angeordnet werden können. Sie können entweder gleich groß gebaut werden, um Ersatzteile zu sparen, oder verschieden groß, um die Baukosten niedrig zu halten.

Je nachdem, ob die Lager auf einem gemeinsamen oder getrennten Fundament aufgestellt werden, sind die beiden Wellensysteme mechanisch nur durch die Elastizität des Fundaments gekoppelt oder voneinander unabhängig, was gegebenenfalls als Vorteil zu werten ist.

Nachteilig ist, daß die Konstruktion zweifellos teurer als die eines kombinierten Drucklagers sein wird und erheblich mehr Platz benötigt.

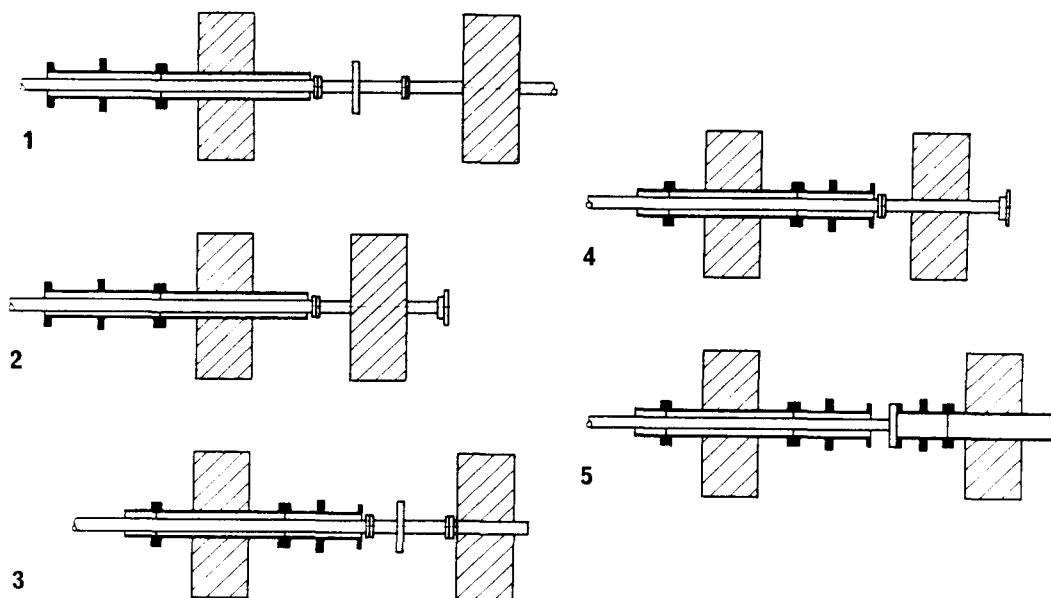


Bild 52 Möglichkeiten der Anordnung bei Verwendung von Drucklagern der Unabhängigen Bauweise

Eine zusammenfassende Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile zeigt folgende Tafel:

	Bewährte Elemente	Wartung	Mechanische Trennung	Platzbedarf	Kosten
Integral	3	3	3	1	1
Kombiniert	1	1	2	2	2
Unabhängig	1	2	1	3	3

Bei der Entscheidung müssen für die einzelnen Spalten noch Wertungsfaktoren herangezogen werden, die von Fall zu Fall verschieden sein können.

Neben anderem muß die Entscheidung darüber, welche der Grundkonstruktionen sich am besten für eine Antriebsanlage eignet, die spezifischen Anforderungen, die die jeweils betrachtete Anlage stellt, berücksichtigen. Als wichtigste gehören dazu:

- 1) Größe und Gesamtleistung des Systems
- 2) Längsschwingungscharakteristik des Systems
- 3) Getriebekonstruktion und, eventuell, Lage der Stevenrohrabdichtung
- 4) Art der Hauptantriebsmaschine und eventuell erforderlicher Umsteuereinrichtungen

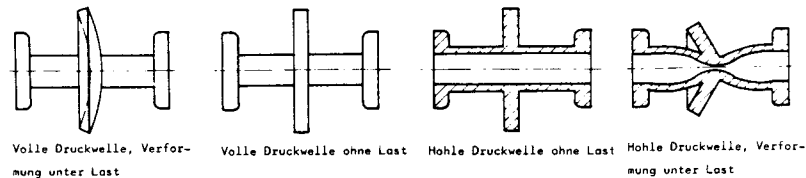
Vor allem in Verbindung mit kleinen Leistungen und bei epizyklischen Getriebeendstufen werden die Vorteile der integralen Bauweise besonders hervortreten, während das kombinierte Drucklager sich vor allem bei mittleren und größeren Leistungen und bei Stirnrad-Getriebeendstufen eignen wird. Bei sehr großen Leistungen wird dagegen die erforderliche Steifigkeit der Lagergehäuse und -fundamente eher mit unabhängigen Drucklagern erzielt werden.

In jedem Fall aber müssen Längsschwingungsrechnungen durchgeführt werden, bevor eine endgültige Entscheidung über die Drucklagerkonstruktion getroffen werden kann. Einige Hinweise hierzu können den Arbeiten / 22 / und / 212/ entnommen werden. Es ist zu bedenken, daß die Kenntnisse über die schwingungserregenden Größen bei gegenläufigen Propellern noch sehr unvollständig sind und nicht ausreichen, um verbindliche Richtlinien hinsichtlich der Konstruktion zu erlassen. Dies gilt vor allem für den Einfluß der Wechselwirkung zwischen dem vorderen und dem hinteren Propeller, d.h. für die höheren Frequenzen der Erregung infolge der Flügelblattbegegnungen. Andererseits kann kein Zweifel darüber bestehen, daß diese Wechselwirkung besteht / 212/ und daß infolgedessen das System hydrodynamisch, d.h. auf der Erregerseite, gekoppelt ist. Berücksichtigt man dies, und bedenkt man die Schwierigkeiten bei der Übertragung der Schwingungsmeßergebnisse vom Modell auf die Großausführung, scheint es ratsam, zu empfehlen, daß das hydrodynamisch gekoppelte System mechanisch getrennt wird, so daß später eventuell erforderlich werdende Änderungen, z.B. der Steifigkeit einzelner Bauteile, vorgenommen werden können ohne größere Umbauten teurer Teile des Systems. Für eine erste Anlage sollten daher unabhängige Drucklager vorgesehen werden. Sobald genauere Kenntnis über die gegenseitige Beeinflussung der Propeller besteht, kann der Einsatz kombinierter oder integraler Drucklagerkonstruktionen erwogen werden, wenn sich die erforderlichen Steifigkeiten der Gehäuse und Fundamente praktisch verwirklichen lassen.

Gleiches gilt für die Verwendung von Wälzdrucklagern in Anlagen kleinerer Leistung, jedoch werden hier die Absolutbeträge der

erregenden Kräfte ohnehin kleiner sein, bei außerdem relativ größerer Steifigkeit der Konstruktion.

Eine hohle Druckwelle wird in jeder der erwähnten Konstruktionen erforderlich sein. Bei ihrer Bestattung ist darauf zu achten, daß sich die Einspannverhältnisse infolge der Elastizität und der Verformung der Welle unter Last von den bei Vollwellen gegebenen unterscheiden, s. Bild 53.



53.1 Verhalten verschiedener Druckwellenkonstruktionen bei Belastung

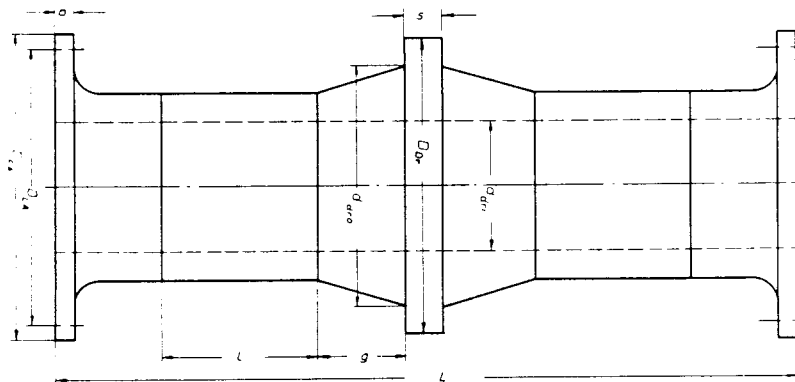


Bild 53 Zur Druckwellenkonstruktion für gegenläufige Wellenleitungen

Die meisten Hersteller von Drucklagern können die Spannungsverteilung und Verformung auch für hohle Druckwellen mittels vorhandener Rechenprogramme vorausbestimmen, und Erfahrungen liegen vor aus Leichtbaukonstruktionen für Kriegsschiffsanlagen. Als Annäherung kann für hohle Handelsschiffsdruckwellen damit gerechnet werden, daß keine nennenswerte Änderung des Einspanngrades für den Druckflansch auftritt, wenn der Innendurchmesser der Druckwelle kleiner als 60 % des Außendurchmessers ist

7. Getriebe

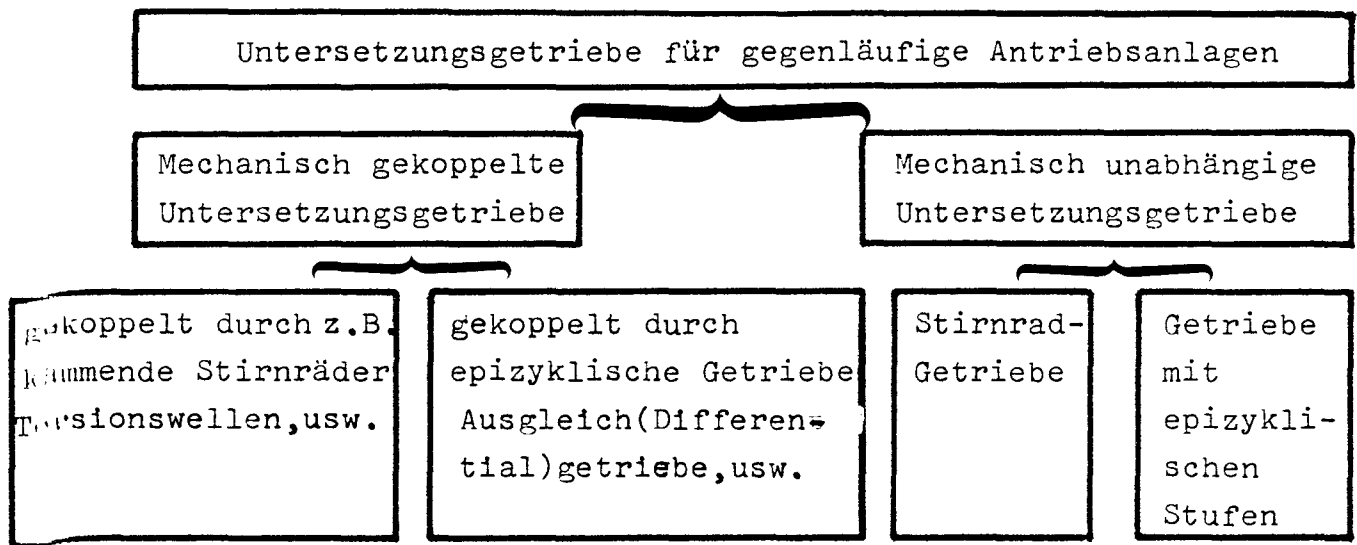
Von den bisher gebauten Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern sind drei ohne Getriebe konzipiert worden, und zwar das italienische Segelschulschiff "Christophoro Colombo" (1928) / 182/ und die beiden U-Boote mit Kernenergie-Antrieb der U.S. Navy, die dem Vernehmen nach mit gegenläufigen, direkt wirkenden Turbinen bzw. mit Elektromotoren ausgerüstet sind. Abgesehen von diesen Möglichkeiten, die mit Rücksicht auf die zu erwartenden hohen Übertragungsverluste infolge der doppelten Energiekonversion dem Einsatz auf Sonderschiffen vorbehalten bleiben werden, kommen für gegenläufige Handelsschiffsantriebsanlagen Zahnrad-Getriebe in Frage, und es hat den Anschein, daß dies z.Z. zugleich die wirtschaftlichste Lösung überhaupt darstellt.

Es gibt zahlreiche verschiedene Möglichkeiten der Getriebekonstruktion, wie aus Bild 57, 58 und 60 hervorgeht, und mehrere Arbeiten / 77 /, / 102 /, / 178 / haben sich mit dem Entwurf von Getrieben für gegenläufige Antriebsanlagen befaßt. Von den Gesichtspunkten, die bei der Ausarbeitung der verschiedenen Vorschläge maßgebend waren, sind die wichtigsten

- 1) Betriebliche Anforderungen
- 2) Verwendung bewährter Bauelemente
- 3) Baukosten
- 4) Lage der Drucklager und Drucklagerkonstruktion
- 5) Umbaumöglichkeiten im Fall eines prinzipiellen Versagens des gegenläufigen Systems

Allgemein gesehen lassen sich die verschiedenen Vorschläge in zwei Gruppen einteilen

- 7.1 Mechanisch gekoppelte Untersetzungsgetriebe
- 7.2 Mechanisch unabhängige Untersetzungsgetriebe



Entscheidungen darüber, welche Konstruktion sich am besten für den Einsatz eignet, dürfen nur unter Berücksichtigung des gesamten Antriebssystems getroffen werden.

Die Getriebekonstruktion ist z.B. eng verknüpft mit der Art der Hauptmaschine. Im folgenden wird zunächst der Antrieb durch eine zweigehäusige Dampfturbine betrachtet, da alle übrigen Antriebsmöglichkeiten leichter zu überblicken sind. Es wird jedoch auf andere Antriebsmaschinen und gegebenenfalls bemerkenswerte Besonderheiten der jeweils benötigten Getriebekonstruktion noch eingegangen werden, s. Abschnitt 8. Zunächst sollen jedoch die vorgenannten Entwurfsgesichtspunkte eingehender erörtert werden.

1) Betriebliche Anforderungen

Verschiedentlich ist erwähnt worden, es sei notwendig, die Getriebe so zu gestalten, daß jede der Antriebsturbinen (HD-, ND- und RW-Turbine) b e i d e Propeller antreibt; eine genaue Begründung ist hierfür jedoch nicht gegeben worden. Es wäre festzustellen, ob es vorteilhafter ist, bei Ausfall einer Turbine beide Propeller mit der anderen Turbine anzutreiben, um so die Restleistung auf beide Propeller zu verteilen,

oder ob es vorteilhafter ist, den einen Propeller leer mitdrehen zu lassen und den anderen mit der gesamten Restleistung zu beaufschlagen. Ähnliches gilt für die RW-Fahrt. Setzt man jedoch voraus, daß ein Schaden größeren Umfanges an einem der beiden Propeller *) eintritt, scheint es vorteilhafter zu sein, eine mechanisch unabhängige Leistungsübertragung zu den beiden Propellern vorzusehen, da sich dann das Umschalten auf Notbetrieb mit nur einem Propeller - wie aus herkömmlichen Anlagen bekannt - auf den Umbau ruhender Teile, nämlich der Zudampfleitungen, beschränkt, und ein Eingriff in die beweglichen Teile des Übertragungssystems nicht erforderlich wird.

Die Entscheidung darüber, welche Turbine mit welchem Propeller gekuppelt werden sollte, kann in Abhängigkeit der Ausfallwahrscheinlichkeiten der einzelnen Bauelemente getroffen werden, s. Anhang G. Das hydrodynamische Verhalten der Propeller muß hierbei ebenfalls berücksichtigt werden, es sind jedoch keine Ergebnisse hierzu veröffentlicht. In diesem Zusammenhang interessieren Versuchsergebnisse mit festgehaltenen und mitdrehenden Propellern besonders (s. Abschnitt 2).

Modell- und Großversuche über diesen Betriebszustand mit gegenläufigen Antriebsanlagen sind durchgeführt worden, die Ergebnisse sind jedoch leider der Öffentlichkeit nicht zugänglich. Die Kenntnis der Antriebseigenschaften unter diesen Betriebsbedingungen ist aber wichtig, vor allem für die Beurteilung mechanisch getrennter gegenläufiger Antriebssysteme.

Was die schwingungstechnischen Eigenschaften der mechanisch gekoppelten Systeme betrifft (z.B. solche mit epizyklischen Untersetzungsstufen oder mit Zwischenrädern), muß noch einmal darauf hingewiesen werden, daß nicht viel über die hydrodynamische Wechselwirkung der beiden Propeller bekannt ist.

*) Soweit bekannt ist, treten Schäden an den Propellern weit häufiger auf als an Turbinen.

Der Einfluß von Bewuchs sowie zunehmender Rauigkeit von Schiffsaußenhaut und Propellerflügeln führt bei herkömmlichen Schiffsantrieben zu einer Änderung der Propellercharakteristik im Laufe der Betriebszeit / 16 /. Es ist vorstellbar, daß der Einfluß bei gegenläufigen Propellern sich auch in einer Änderung der Lastverteilung auf die beiden Propeller auswirkt, (d.h. zu Abweichungen vom Auslegungspunkt) und infolgedessen gegebenenfalls zu Überlastungen einzelner Teile bei mechanisch gekoppelten Systemen führen kann. Auch aus dieser Sicht gesehen sind mechanisch unabhängige Systeme unempfindlicher.

Bedenkt man ferner, daß das Einhalten der in beschränktem Fahrwasser vorgeschriebenen, niedrigen Geschwindigkeiten bei schnellen Schiffen großer Antriebsleistung und Antrieb durch Verbrennungskraftmaschinen oft Schwierigkeiten bereitet, scheint es sinnvoll, Vorkehrungen zu treffen, die das Festsetzen eines der beiden Propeller zulassen, um so den Gesamtwiderstand heraufzusetzen. Bei mechanisch unabhängigen Systemen kann diese Maßnahme mit einfachen Mitteln durchgeführt werden.

Schließlich sollte bedacht werden, daß CR-Propeller wesentlich anfälliger gegen Blockierung durch Treibgut sind als herkömmliche Propeller. Die Empfindlichkeit ist durch die Getriebe-konstruktion gegeben und nimmt dabei in folgender Reihenfolge zu:

Mechanisch unabhängige Getriebe - mechanisch gekoppelte Getriebe (gekoppelt durch: epizyklische Untersetzungsstufe, epizyklische Untersetzungsanfangsstufen, kämmende Stirnräder). Dieselben Sicherheitsmaßnahmen und -überlegungen wie bei Eisbrecheranlagen sollten daher in Erwägung gezogen werden.

2) Verwendung bewährter Bauteile

Die meisten der in den mechanisch gekoppelten Getriebekonstruktionen / 19 /, / 84 /, / 137/ verwendeten Bauteile sind aus herkömmlichen Konstruktionen bekannt. Im Fall des in Bild 58.2 dargestellten Entwurfs bildet der zusätzliche Zahneingriff ein

vergleichsweise neuartiges Element, über dessen Eignung für Schiffsantriebe wenig bekannt ist. Es ist zu bemerken, daß torsionskritische Drehzahlbereiche vermutlich nicht vermieden werden können, einmal infolge der gegenseitigen Beeinflussung der beiden Turbinen, zum anderen infolge der Wechselwirkung der beiden Propeller, die eventuell für diesen Zahneingriff nachteilig sein könnte, sofern er nicht in jedem Betriebszustand eindeutig belastet ist.

Neue Bauteile in der Konstruktion Bild 58.3 sind die beiden geteilten Kupplungen, die die epizyklischen 1. Untersetzungen mit den Ritzeln der 2. Untersetzung verbinden. Sie müssen besonders sorgfältig konstruiert werden; vor allem muß der Spannungskonzentration an den Flanschübergängen Rechnung getragen werden. Diese Übergänge verdienen auch im Betrieb besondere Beachtung während der periodischen Besichtigungen. Soweit der Entwurf Bild 58.4 betroffen ist, muß festgestellt werden, daß keine Erfahrungen mit größeren epizyklischen Getrieben in Schiffsantriebsanlagen vorliegen. Die ersten größeren Planetengetriebe, die für Handelsschiffsanlagen entworfen wurden, sind unlängst auf einer japanischen Werft erprobt worden / 161 /. Auch für Kriegsschiffsanlagen wurden größere Planetengetriebe erprobt / 189 /. Es besteht jedoch durchaus ein bemerkenswerter Unterschied zwischen epizyklischen und Planeten-Getriebe-Endstufen. Befriedigende Betriebsergebnisse, die mit Planetengetrieben erzielt wurden, können nicht als Garantie für gleiche Ergebnisse mit epizyklischen Getrieben angesehen werden. Die einzigen vorliegenden Betriebserfahrungen mit epizyklischen Getrieben in Handelsschiffsantriebsanlagen stammen von dreistufigen Untersetzungsgetrieben für herkömmliche Dampfturbinen-Anlagen, in denen ein Planetengetriebe als 1. Untersetzungsstufe und ein epizyklisches Getriebe als 2. Untersetzungsstufe verwendet wurde, s. / 74 /.

Eine konstruktive Einzelheit, auf die bisher noch nicht hingewiesen wurde, ist die Art der Befestigung und Sicherung der Haupträder auf den hohlen Radwellen. Wieder sollten mit Rücksicht auf die Dauerfestigkeit Bohrungen für Dübel oder Paßfedernuten nach Möglichkeit vermieden werden. (Diese Befestigungsart

ist bei den herkömmlichen Konstruktionen weit verbreitet.) Ein weiterer Punkt ist, daß ein paßfederloser Schrumpfsitz der Radnaben auf den Hohlwellen Auswirkungen auf die Konizität der benachbarten Lagerzapfen haben würde. In Leichtbaukonstruktionen des Kriegsschiffsmaschinenbaus sind befriedigende Ergebnisse mit Getrieberädern erzielt worden, die mittels Paßbolzen an Bundcn der Hohlwellen befestigt wurden, s. Bild 54. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Radscheiben mit der Radwelle zu verschweißen, doch können auf den meisten Radfräsbänken nur Räder mit weniger als 900 mm Radwellendurchmesser bearbeitet werden.

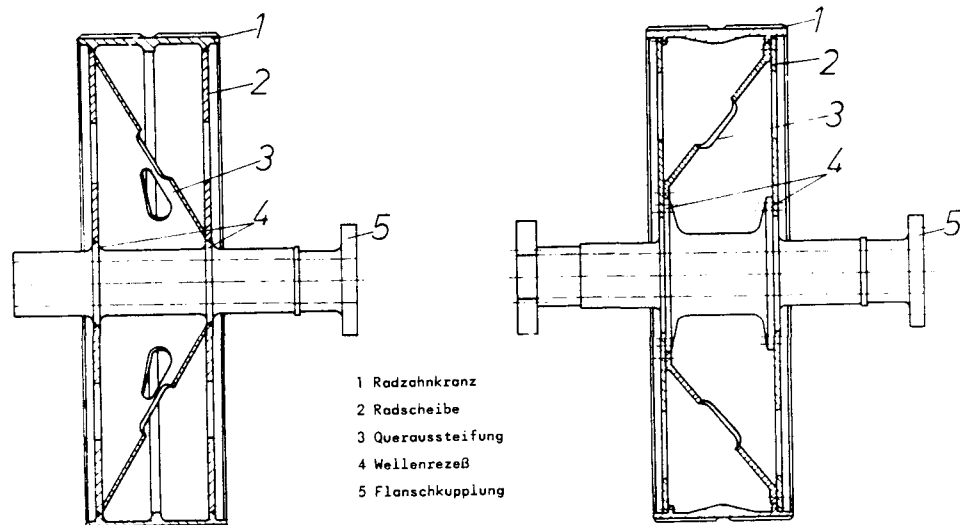


Bild 54 Befestigung von Getriebe-Großrädern auf hohlen Radwellen

3) Baukosten

Über die Baukosten von Getrieben für gegenläufige Antriebsanlagen ist mehrfach berichtet worden, / 32 /, / 76 /, / 102/. Es ist hierzu zu bemerken, daß die Baukosten von vielen nicht-technischen Fakten beeinflusst werden und sehr oft entscheidend von den verfügbaren Fertigungseinrichtungen abhängen.

Allgemein gilt für große Schiffsuntersetzungsgetriebe, daß das Haupttrad das teuerste Teil des gesamten Getriebes ist. Bleiben alle anderen Größen konstant, richten sich die Getriebebaukosten nach seinem Durchmesser. Die Ritzel und alle weiteren umlaufenden Teile sind ebenfalls teure Elemente der Konstruktion und schließlich beeinflußt auch die Anzahl der erforderlichen Lager und das Getriebegehäuse die Baukosten wesentlich.

Tafel 7.1 zeigt die relative Verteilung der Kosten für eine herkömmliche Getriebeausführung in der gegliederten Bauweise:

Haupttrad	22 %
Andere drehende Teile	28 %
Lager und Getriebegehäuse	37 %
Entwurf, Ersatzteile, Werkzeug und Prüfstands- versuche (Probelauf)	13 %
<hr/>	
Zusammen	100 %
<hr/>	

Unter diesen Aspekten kann die in Bild 58.4 gezeigte Konstruktion vom Kostenstandpunkt gewisse Vorteile haben. Der in Bild 58.3 gezeigte Entwurf ist dann die zweitgünstigste Lösung, da die epizyklischen 1. Untersetzungsstufen größere Untersetzungsverhältnisse zulassen, so daß die Haupttraddurchmesser kleiner werden. Dann kommen die verschiedenen Stirnradgetriebe-Entwürfe, z.B. Bild 58.1, dann der Entwurf mit den kämmenden Rädern der ersten Stufe, Bild 58.2, danach die Getriebe, bei denen der Gegenlauf durch Umkehrräder erreicht wird und zuletzt die beiden umsteuerbaren Konstruktionen, Bild 61.1 und Bild 61.4.

4) Lage des Drucklagers

Aufbau und Anordnung des Drucklagers sind häufig Gegenstand ausführlicher Erörterungen gewesen. Allgemein kann man sagen, daß das Drucklager nach Möglichkeit zwar zwischen Propeller und

Getriebe, aber ebensogut auch vor dem Hauptgetriebe angeordnet werden kann, sofern seine Steifigkeit und die seines Fundamentes ausreichend groß ist. Nur bei Schiffen für Eisfahrt sollte, mit Rücksicht auf die hier häufiger zu erwartenden starken Beanspruchungen, das Drucklager unbedingt so weit wie möglich achtern angeordnet werden.

Bei Getrieben gegenläufiger Antriebsanlagen richtet sich die Lage des Drucklagers nach seiner Grundkonstruktion (s. Abschnitt 6.2) und nach der Getriebekonstruktion; auch ist die Lage von Antriebsturbinen und Kondensator zu beachten. Sehr wichtig ist ferner die Berücksichtigung des infolge der Erwärmung des Getriebes zu erwartenden Lagerversatzes sowie die sich aus der Ausfluchtung der Wellenleitung ergebende Absenkung der Lager und die Anordnung der inneren "Stevenrohr"-Abdichtung (s. Abschnitt 5).

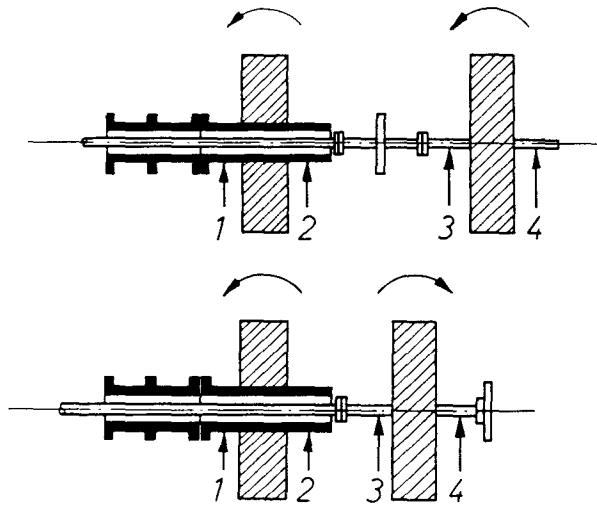


Bild 55 Einfluß der Lage des Drucklagers auf die Neigungsrichtung der Getriebe-Großräder zur Erzielung gleicher Radwellen-Lagerkräfte

Um gleiche Lagerbelastung für die Lager 1 und 2 oder 3 und 4 zu erhalten, müssen die Lager 1 und 3 abgesenkt werden, da sie sonst infolge des angeschlossenen Lauf- und Druckwellenstückes stärker belastet werden, was zu fehlerhafter Zahnanlage im Getriebe führen kann.

Wie dem Bild 55 (obere Hälfte) entnommen werden kann, ergibt sich aus dieser Maßnahme eine Drehung beider Haupträder in die gleiche Richtung.

Bild 55 (unten) zeigt ein anderes Beispiel der Anordnung, bei der beide Haupträder in entgegengesetzte Richtung geneigt werden müssen, um gleiche Lagerbelastung zu erhalten.

Dies kann unvorteilhaft sein, wenn es sich um ein System handelt, bei dem mechanische Koppelung besteht, z.B. s. Bild 58.2 und 58.3, wo die eingezeichneten Drucklageranordnungen zu schwierigen inneren Fluchtungsproblemen in den Getrieben selbst führen können.

5) Umbaumöglichkeit

Die Prinzipskizzen der Getriebeanordnung lassen die Umbaumöglichkeiten, d.h. die Möglichkeiten, das gegenläufige Getriebe in ein Getriebe zum Antrieb herkömmlicher Wellen umzubauen, nicht erkennen.

Alle Getriebekonstruktionen - abgesehen von der in Bild 58.4 gezeigten - lassen sich durch die Einführung neuer oder die Entfernung ursprünglich vorhandener Umkehrräder umbauen; vorausgesetzt, daß dies rechtzeitig genug beim Entwurf des Getriebes berücksichtigt wird, kann der Umbau später ohne größere zusätzliche Kosten vorgenommen werden. Andererseits komplizieren und verteuern diese Vorsichtsmaßnahmen die Konstruktion. Wenn die Ausfallwahrscheinlichkeit eines Getriebes mit der Anzahl der im Eingriff stehenden Zahnräder zusammenhängt, muß diese Maßnahme sogar als ungünstig betrachtet werden.

Im Fall eines mechanisch unabhängigen Getriebes (das seltsamerweise bisher nicht ernsthaft erwogen worden ist) lassen sich die Umbaumaßnahmen entweder auf eine Neubeschaukelung oder, noch einfacher, auf eine 180° Drehung der HD-Turbine auf ihrem Fundament beschränken. Als erforderliche zusätzliche Bauteile

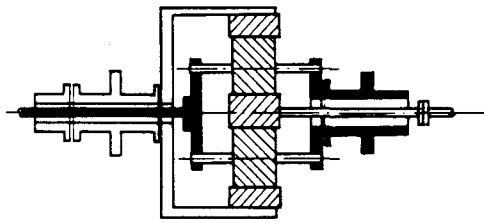
werden dann nur einige neue Rohrleitungen und ein Verbindungs-
glied für die beiden Abtriebswellen benötigt. Selbstverständ-
lich muß dieser Fall im voraus fertigungstechnisch, festigkeits-
mäßig, schwingungstechnisch und auch hydrodynamisch auf einer
Rechenanlage durchgespielt werden. Es steht zu erwarten, daß
die Betriebsbereitschaft des Schiffes begrenzt erhalten bleibt
- lange genug, um z.B. neue Propeller, Tandempropeller -
herzustellen. Die Konsequenzen des Umbaus und ihr Einfluß auf
die Gesamtwirtschaftlichkeit können ebenfalls im voraus erfaßt
und rechnerisch durchgespielt werden.

Bevor die sich für den Getriebeentwurf bei gegenläufigen Wellen-
leitungen ergebenden Gesichtspunkte noch einmal zusammengefaßt
werden, soll noch auf die Eigentümlichkeiten epizyklischer
Untersetzungsgetriebe-Endstufen eingegangen werden, da diese
Konstruktion eine sehr naheliegende Lösung des Problems zu
sein scheint.

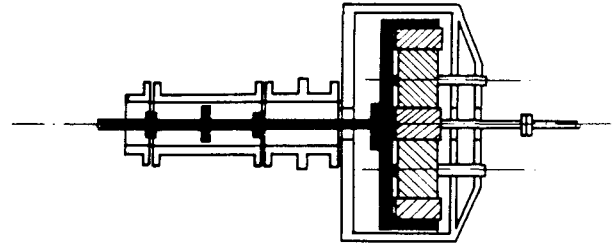
Eine der bemerkenswerten Besonderheiten epizyklischer Getriebe
ist, daß sie entweder gleiche Leistung bei unterschiedlicher
Drehzahl der Abtriebswellen abgeben können oder unterschied-
liche Leistung bei gleicher Drehzahl. Hinweise über die mecha-
nischen Gesetzmäßigkeiten dieser Getriebe s. / 19 /, / 77 /,
/ 212 /. Vom Standpunkt des Schiffsantriebs kann dies vorteilhaft
oder nachteilig sein, entsprechend den hydrodynamischen Eigen-
schaften der Propeller (s. Abschnitt 2.1).

Bisher wurde noch kein Propellerpaar entworfen oder getestet,
das ganz auf die getriebeseitig gegebenen Voraussetzungen abge-
stimmt war oder, mit anderen Worten, die Wechselwirkung zwischen
Antriebsanlage und Propellern ist bisher noch nicht berücksich-
tigt worden.

Wenn es den Schiffbauversuchsanstalten und Propellerkonstruk-
teuren gelingen sollte, eine hinreichend genaue Voraussage über
das Betriebsverhalten der Propellergroßausführung geben zu
können, und unter der Voraussetzung, daß die erforderliche Dreh-
momentverteilung nicht das Kavitationsverhalten und den Gesamt-
wirkungsgrad des Systems nachteilig beeinflusst, gewinnt die
Lösung mit einer epizyklischen Untersetzungsstufe eine
gewisse Bedeutung.



56.1
Einstufiges epizyklisches Untersetzungsgetriebe mit zwei unabhängigen Drucklagern.
Bei gleicher Drehzahl der beiden Abtriebswellen wird das größere Drehmoment über die Innenwelle auf den hinteren Propeller übertragen.



56.2
Einstufiges epizyklisches Untersetzungsgetriebe mit integralem Drucklager
Bei gleicher Drehzahl der beiden Abtriebswellen wird das größere Drehmoment über die Außenwelle auf den vorderen Propeller übertragen

Bild 56 Verhalten Epizyklischer Getriebe in gegenläufigen Wellenleitungssystemen

Dies gilt vor allem für solche Propellerpaare, bei denen die größere Antriebsleistung vom hinteren Propeller aufgenommen werden soll. Wenn der vordere Propeller den größeren Leistungsanteil aufnehmen muß, wird eine epizyklische Getriebe-Endstufe vergleichsweise kompliziert und technisch nur unter der Bedingung realisierbar, daß es gelingt, eine betriebs-sichere integrale Drucklagerkonstruktion zu entwickeln (s. Abschnitt 6.2) und einige weitere Probleme der Getriebe-mechanik zu lösen.

7.3 Schlußfolgerungen

Aus den hier angestellten Überlegungen folgt, daß zunächst herkömmliche, mechanisch unabhängige Untersetzungsgetriebe in einer Prototypanlage verwendet werden sollten, um mehr und genauere Kenntnis über das Betriebsverhalten gegenläufiger Antriebsanlagen zu erhalten.

Sobald man mehr über die besonderen Anforderungen der gegenläufigen Propeller weiß und die Wechselwirkungseffekte in der Großausführung besser kennt, können mechanisch gekoppelte Getriebe eingesetzt werden, sofern dies wirtschaftlich vorteilhafter und vom Standpunkt der Zuverlässigkeit vertretbar ist. Ein letzter Schritt könnte dann der Einsatz von epizyklischen Untersetzungsstufen sein.

Ein Gesichtspunkt sollte in diesem Zusammenhang noch erwähnt werden: Eine vorläufige Wirtschaftlichkeitsbetrachtung / 102 / zeigt, daß gegenläufige Propeller im Leistungsbereich herkömmlicher Einwellenschiffe $N = 30.000 \dots 35.000$ WPS kaum wirtschaftlicher sein werden, wohl aber im Bereich größerer Leistungen, bei denen der Übergang zur Zwei- oder Mehrwellenschiffsanlage erforderlich wird. Die Getriebekonzeption sollte daher auch auf ihre Verwendbarkeit bei Gesamtleistungen von $40.000 \dots 80.000$ WPS bei $120 \dots 160 \text{ min}^{-1}$ untersucht werden. Bei herkömmlichen Antriebsanlagen dieser Leistung werden im allgemeinen Doppeltandemgetriebe, gegebenenfalls sogar 3-stufige Untersetzung / 85 /, vorgesehen.

8. Hauptantriebe

Für den Einsatz bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern sollen hier nur folgende Antriebsmaschinen betrachtet werden:

- 8.1 mittelschnellaufende Dieselmotoren
- 8.2 Dampfturbinen
- 8.3 Gasturbinen

Die Betrachtung sei ferner beschränkt auf Antriebsanlagen mit mechanischen Übersetzungsgetrieben. (Diesel- und turboelektrische Antriebssysteme können ebenfalls erwogen werden und würden die Übertragungs- und Umsteuerprobleme gegebenenfalls vereinfachen; auch die Verwendung gegenläufiger Elektromotoren wurde bereits erörtert /76/. Der zu erwartende größere Übertragungsverlust und die hohen Investitionskosten begrenzen jedoch die Zahl der in Frage kommenden Fälle, in denen diese Anordnungen erfolgversprechend sein werden. Die Verwendung von langsamlaufenden Zweitakt-Dieselmotoren bei Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern wurde ebenfalls bereits vorgeschlagen /84/; da jedoch die Absolutbeträge der Drehkraft- und -momentenschwankungen bei den meist nur mit wenigen Zylindern gebauten, langsamlaufenden

Motoren größerer Leistung recht groß sind, wird es schwierig sein, eine geeignete Kupplungs- und Getriebekonstruktion für die Übertragung und Aufteilung des Drehmomentes auf die beiden Propeller zu entwickeln.)

8.1 Mittelschnellaufende Dieselmotoren (s. Bild 57)

Betrachtet seien nur Anlagen mit umsteuerbaren Dieselmotoren, da der Einsatz von Wendegetrieben oder Verstellpropellern bei Anlagen mit mittelschnellaufenden Dieselmotoren nicht notwendig und im allgemeinen auch infolge des hohen Investitionsaufwandes wirtschaftlich nicht zu rechtfertigen sein wird.

Ein Einsatz von mechanisch gekoppelten Getrieben zur Übertragung der RW-Leistung auf beide Propeller ist im Zusammenhang mit umsteuerbaren, mittelschnellaufenden Dieselmotoren nicht erforderlich, so daß er ebenfalls zunächst aus den Überlegungen ausgeklammert werden kann *).

Die Anlagen werden im allgemeinen aus mehreren Motoren bestehen, die über Getriebe auf die Propeller wirken. Je nachdem, welches Leistungs- bzw. Drehmomentenverhältnis propellerseitig erforderlich ist, kann die Größe (d.h. die Zylinderzahl), bzw. die Anzahl der auf einen Propeller wirkenden Motoren gleich oder verschieden sein.

Bei Verwendung eines herkömmlichen Stirnradgetriebes ergibt sich für Anlagen mit gegenläufigen Propellern nur eine wesentliche Folgerung für die Ausführung der Maschinen und ihrer Regel- und Umsteuereinrichtungen:

Es wird vorteilhaft sein, eine vollkommen getrennte Regelung für beide Teilsysteme über den ganzen Lastbereich vorzusehen ★),

-
- *) Einen Ausnahmefall stellt in dieser Hinsicht die weiter hinten behandelte Einmotoren-Einfluranlage dar sowie die in Bild 57.5 dargestellte Mehrmotorenanlage mit zweistufiger Untersetzung.
 - ★) Im Gegensatz zu herkömmlichen Anlagen, wo eine gekoppelte Regelung angestrebt wird / 88 /, um eine optimale Leistungsverteilung auf die beteiligten Motoren zu erreichen.

so daß dann einerseits bei Manöverfahrt einer der Motoren umgesteuert im Leerlauf bereitstehend gefahren werden kann, während der andere voraus läuft; die Abtriebswelle, auf die der umgesteuerte Motor arbeiten soll, sollte durch eine Wellenbremse festgehalten werden. Die Möglichkeit, daß die beiden Propeller gleichzeitig in entgegengesetzter Richtung wirken, ist jedoch durch Verblockungen auszuschließen, da hierdurch starke Erschütterungen infolge der unkontrollierten Anströmung der Propeller auftreten würden.

Im oberen Leistungsbereich ermöglicht eine getrennte Regelung beider Antriebszweige größere Anpassungsfähigkeit an die jeweiligen Betriebsbedingungen.

Beim Umsteuern ändern sich ferner die Schmierverhältnisse an den Lagern infolge der unterschiedlichen Relativgeschwindigkeiten und der Drehrichtungsumkehr. Bevor nicht nähere Klarheit über das Verhalten der Lager unter diesen Betriebsbedingungen besteht, sollte daher gegebenenfalls eine entsprechende Verblockung vorgesehen werden, die ein Umsteuern der einen Welle nicht zuläßt solange die andere noch dreht.

Wirken zwei oder mehr Motoren auf die gleiche Welle, sind die in diesem Fall auch bei herkömmlichen Anlagen erforderlichen Verblockungen vorzusehen.

In jedem Fall muß die übliche Drehschwingungsrechnung erweitert werden, um den Einfluß der Wechselwirkung zwischen den beiden Propellern zu berücksichtigen (vor allem die Erregung höherer Ordnung infolge der Flügelblattbegegnung - s. hierzu /22/, /212/). Schwierigkeiten sind hierdurch jedoch nicht zu erwarten.

Bei der Verwendung gegenläufiger Propeller können Drei-Motorenanlagen gegebenenfalls günstiger als Doppelmotorenanlagen sein, da durch eine entsprechende Verteilung der Leistung eventuell ein besserer Gütegrad der Propulsion erreicht werden kann als bei gleichmäßiger Verteilung der Leistung auf die beiden Propeller (s. Abschnitt 1.1).

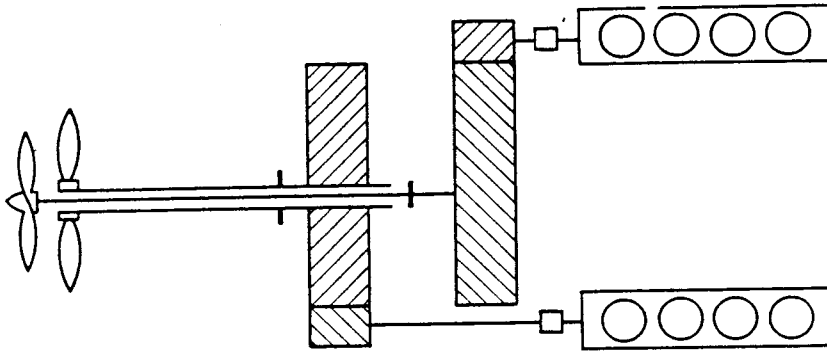


Bild 57.1 Doppelmotorenanlage mit umsteuerbaren mittelschnellaufenden 4-Takt Motoren; gleiche Leistung für beide Propeller.
Maximale Leistung: $N_e = 36\ 000\ \text{PSe}$

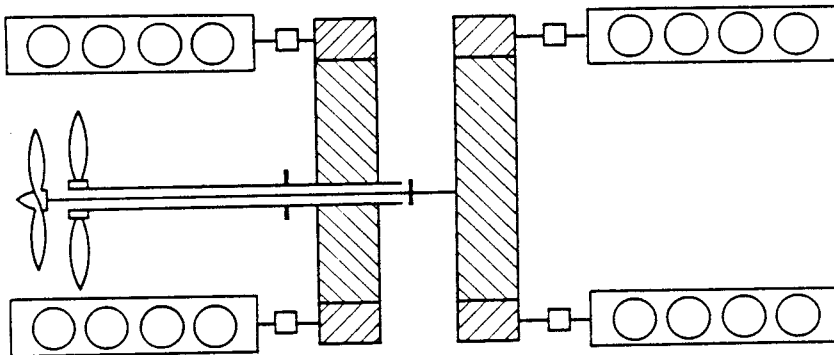


Bild 57.2 Mehrmotorenanlage mit umsteuerbaren mittelschnellaufenden 4-Takt Dieselmotoren; gleiche Leistung für beide Propeller.
Maximale Leistung: $N_e = 72\ 000\ \text{PSe}$

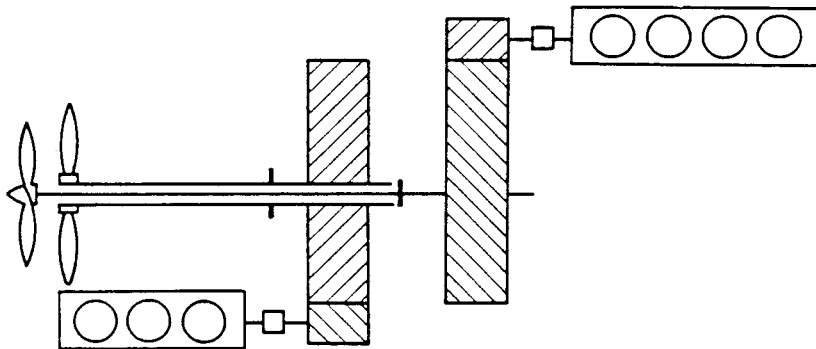


Bild 57.3 Doppelmotorenanlage mit umsteuerbaren mittelschnellaufenden 4-Takt Dieselmotoren;
Größere Leistung am hinteren Propeller.
Maximale Leistung: $N_e = 36\ 000\ \text{PSe}$

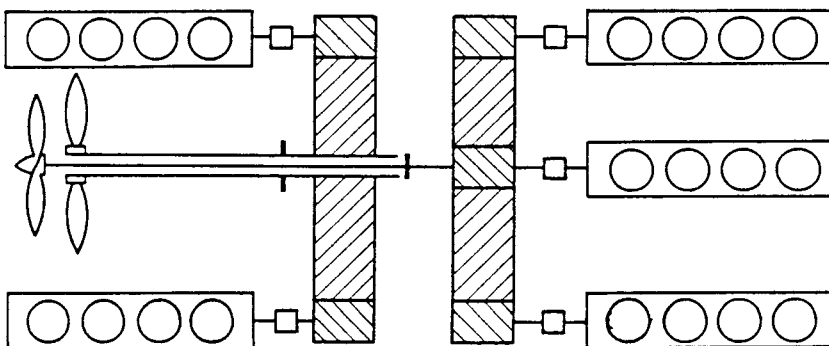


Bild 57.4 Mehrmotorenanlage mit umsteuerbaren mittelschnellaufenden 4-Takt Dieselmotoren; größere Leistung am hinteren Propeller.
Maximale Leistung: $N_e = 90\ 000\ \text{PSe}$

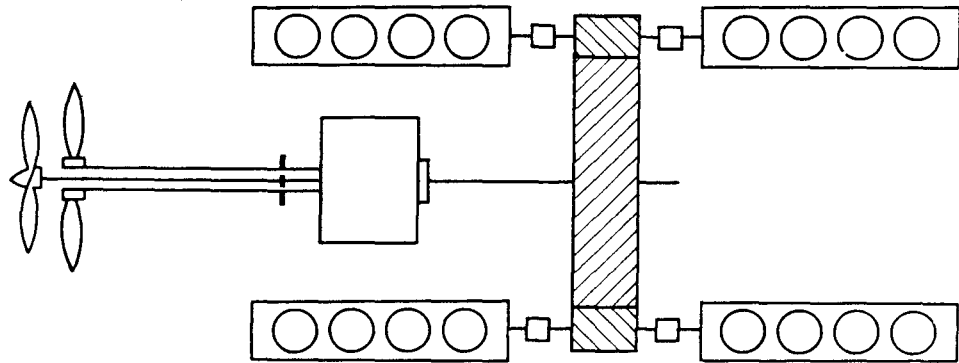


Bild 57.5 Viermotorenanlage mit umsteuerbaren mittelschnellaufenden 4-T Dieselmotoren und zweistufiger Untersetzung; Leistungsverzweigung durch epizyklische Getriebeendstufe.
Maximale Leistung: $N_e = 72\ 000\ \text{PSe}$

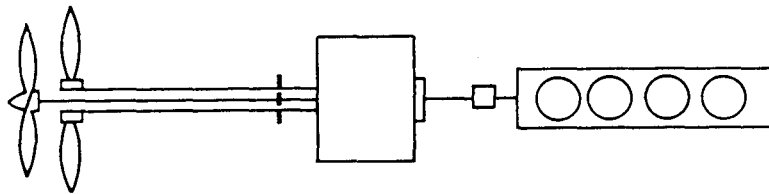


Bild 57.6 Einmotorenanlage mit Untersetzung und Leistungsverzweigung durch epizyklisches Getriebe
Maximale Leistung: $N_e = 18\ 000\ \text{PSe}$

Da das erforderliche Untersetzungsverhältnis nicht sehr groß ist, werden epizyklische Getriebe im Zusammenhang mit mittelschnellaufenden Mehrmotorenanlagen keine wesentlichen Vorteile bieten, es sei denn, wenn aus Gründen der Raum- und Gewichtsverteilung eine Anordnung nach Bild 57.5 vorgesehen wird. In diesem Fall gilt, wie weiter unten noch näher erläutert wird, daß genauere Kenntnis über die Umsteuer- und RW-Fahreigenschaften der Propeller erforderlich ist, bzw. daß besondere Vorkehrungen getroffen werden müssen, um Überdrehzahlen einzelner Anlagenteile beim Umsteuern zu vermeiden.

Für kleine, schnelle Containerschiffe im Zubringerdienst mit einem Leistungsbedarf von $N_W \leq 20.000\ \text{WPS}$ kann eventuell die Verwendung eines einzelnen mittel- bis sehrschnellaufenden Dieselmotors zusammen mit gegenläufigen Propellern interessant werden. In diesem Fall kann ein epizyklisches Getriebe, ähnlich der im Bild gezeigten Anordnung, verwendet werden. Vorbedingung ist auch hier eine genaue Kenntnis der propellerseitigen Umsteuer- und RW-Fahreigenschaften.

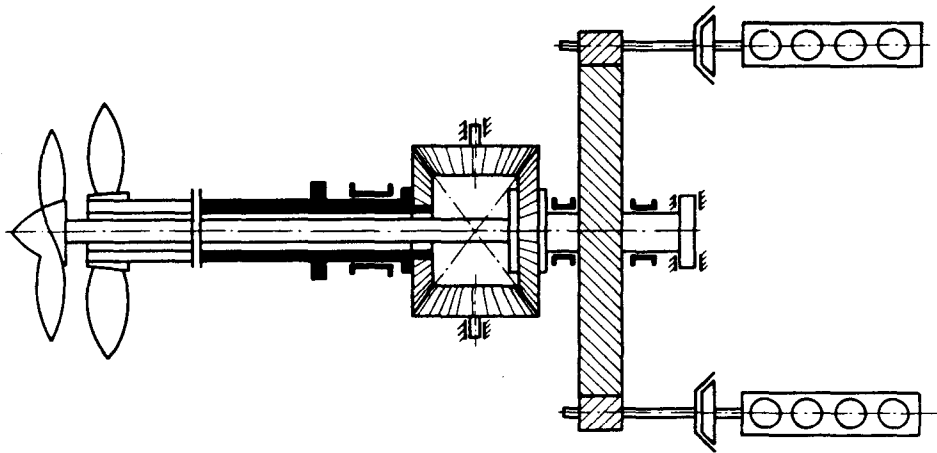


Bild 57.7 Schematische Anordnung des Untersetzungsgetriebes bei Antrieb durch Dieselmotoren.
Geeignet für kleine Antriebsleistungen $N < 3000$ WPS

8.1.1 Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß die Regeleinrichtungen der mittelschnellaufenden Dieselmotoren ein individuelles Fahren beider Wellen ermöglichen müssen, ein Umsteuern der einen Welle jedoch nur zulassen sollten, wenn die andere Welle stillsteht.

8.2 Dampfturbinen

Betrachtet werden sollen zunächst nur die heute im Schiffsmaschinenbau allgemein üblichen Dampfturbinen mit zweigehäusiger Vorwärtsturbine und eingehäusiger, auf der Niederdruckturbinen-Läuferwelle angeordneter Rückwärtsturbine.

Es ist ferner zu unterscheiden zwischen Dampfturbinenanlagen mit

8.2.1 mechanisch unabhängigem und

8.2.2 mechanisch gekoppeltem

Antrieb der beiden Propeller.

8.2.1 Dampfturbinenanlagen mit mechanisch unabhängigem Antrieb der beiden Propeller (s. Bild 58.1)

Bei mechanisch unabhängigem Antrieb wird nur eine Propellerwelle umgesteuert. Da auch bei Dampfturbinenanlagen aus den oben unter 8.1 angeführten Gründen die Drehrichtung der umsteuerbaren Welle mit Rücksicht auf die Lager nicht umgekehrt werden sollte, bevor die andere Welle zum Stillstand gekommen ist, ergibt sich als wesentliche Folgerung für den Umsteuervorgang, daß das Rückwärtsfahrventil zunächst solange geschlossen bleiben muß, bis der nichtumsteuerbare Zweig des Übertragungssystems zum Stillstand gekommen ist. Ein wesentlicher Vorteil des Dampfturbinenantriebs, das große Bremsdrehmoment der RW-Turbine, kann daher bei Anlagen mit gegenläufigen Propellern und mechanisch unabhängigem Getriebe nicht ausgenutzt werden.

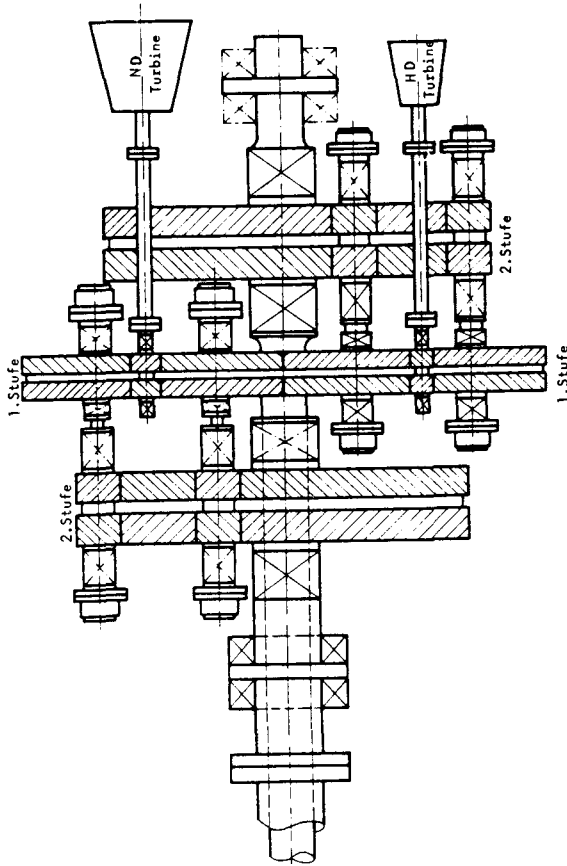
Es werden ferner zusätzliche Einrichtungen für die Kesselregelung erforderlich, ähnlich wie bei Dampfturbinenanlagen mit Verstellpropellern. Gegebenenfalls muß für den nichtumsteuerbaren Zweig des Antriebssystems eine Wellenbremse vorgesehen werden.

Bei plötzlichem Umsteuern (Notstopp) mit anschließend länger andauerndem RW-Betrieb (z.B. infolge Festkommens des Schiffes) ist zu beachten, daß der HD-Turbinenläufer gedreht werden muß, um ein Verziehen zu vermeiden. Dies kann dadurch erfolgen, daß man die - zunächst auf $n = 0$ abgebremste - nichtumsteuerbare Welle frei mitdrehen läßt, sobald die Drehrichtung der umsteuerbaren Welle umgekehrt worden ist.

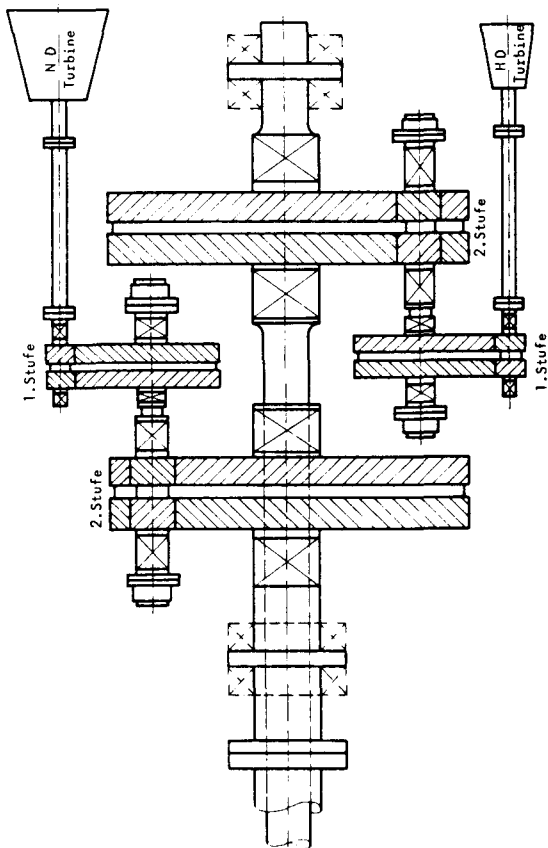
Auch die Einführung der aus früheren Zeiten bekannten zweigehäusigen Rückwärtsturbine ergibt hinsichtlich des Regelungsaufwandes keine Änderung, da durch die rein thermodynamische Koppelung der beiden Teilturbinen keine Garantie für synchrones Umsteuern der beiden Propeller gegeben ist.

Für die zweigehäusigen VW-Turbinen wird die Lastverteilung auf HD- und ND-Turbine von den propellerseitigen Anforderungen abhängen, und bei der Beurteilung muß auch die Lastverteilung im Manövrier- und Teillastbetrieb geprüft werden. Bei gleicher und nahezu gleicher Verteilung der Last auf die beiden Propeller ergeben sich hier auch turbinenseitig keine Folgerungen aus der Verwendung gegenläufiger Propeller /137/. Bei einer ungleichmäßigen Lastverteilung kann dies jedoch die Entscheidung darüber beeinflussen, welche der Turbinen mit dem vorderen bzw. hinteren Propeller zu koppeln ist, wobei im allgemeinen der Propeller größeren Leistungsbedarfes mit der ND-Turbine gekoppelt werden wird.

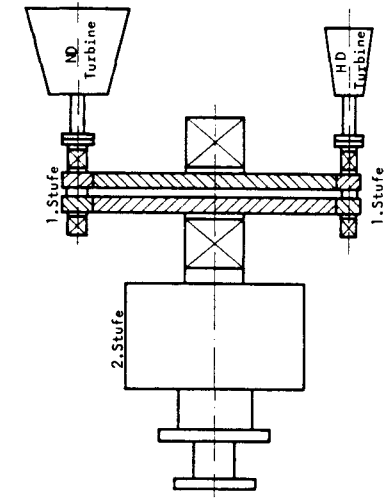
Auch ist zu bedenken, daß bei mechanisch unabhängigem Antrieb keine Drehzahlkoppelung der beiden Turbinen besteht, d.h. daß eine zusätzliche Möglichkeit zur individuellen Regelung der zweiten Turbine (ND-Turbine) vorgesehen werden muß, da sonst, vor allem auch bei Rückwärtsfahrt (wenn nur ein Propeller angetrieben wird, der zweite Propeller jedoch selbst antreibt) Schwierigkeiten auftreten könnten.



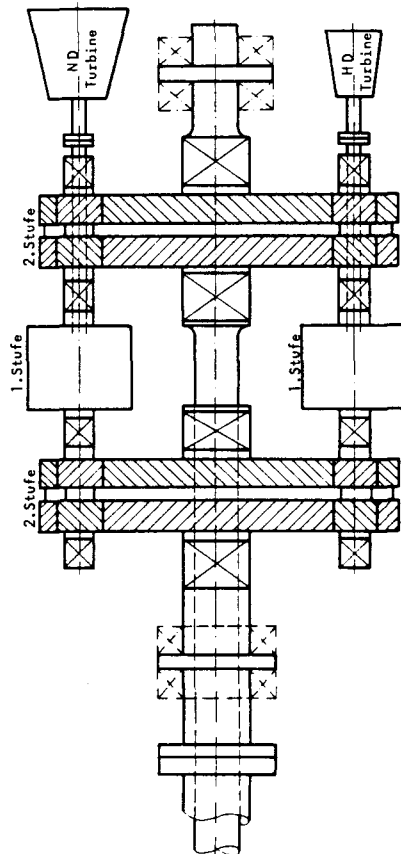
58.2 Koppelung der Propellerwellen durch gemeinsamen Zahnzeigriff von HD- und ND-Zweig in der ersten Untersetzungsstufe. Nach / 19 /



58.1 Mechanisch unabhängiger Antrieb der beiden Propellerwellen; vorderer Propeller unsteuerbar. Nach / 19 /



58.4 Koppelung der Propellerwellen durch Verwendung einer epizyklischen Untersetzungsstufe. Nach / 19 /



58.3 Koppelung der Propellerwellen durch Verwendung epizyklischer Untersetzungs-Anfangsstufen. Nach / 19 /

8.2.2 Dampfturbinenanlagen mit gekoppeltem Antrieb der beiden Propeller

Bei Einsatz getriebeseitig gekoppelter Systeme ist zu unterscheiden zwischen

8.2.2.1 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch kämmende Stirnräder, s. Abschnitt 7.2., und

8.2.2.2 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch Verwendung epizyklischer Getriebestufen - s. Abschnitt 7.2 -

8.2.2.1 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch kämmende Stirnräder (s. Bild 58.2)

Hier ist zu beachten, daß die zu beschleunigenden Massen im Gegensatz zu herkömmlichen Anlagen um die Schwungmasse des gesamten HD-Zweiges größer sind (und somit erheblich größer als bei herkömmlichen Anlagen), was bei der Auslegung der RW-Turbine und der Getriebeverzahnung zu berücksichtigen ist. Von Vorteil ist bei dieser Anordnung, daß das Umsteuern der Wellen beider Propeller simultan erfolgt, so daß keine Wartezeiten entstehen und sich infolgedessen auch keine zusätzlichen Anforderungen an die Regelung ergeben. Die aus herkömmlichen Anlagen bekannte Fahrweise bei Umsteuervorgängen kann beibehalten werden ★).

Die Leistungsaufteilung auf die beiden Turbinengehäuse kann hier im wesentlichen nach thermodynamischen Gesichtspunkten vorgenommen werden, doch ist dabei die Teillast-Lastverteilung ebenfalls zu beachten, um an der Koppelstelle (einem Zahn-
eingriff!) stets eindeutige Belastungsverhältnisse zu erhalten.

★) Die Öffnungsgeschwindigkeit des RW-Fahrventils sollte mit Rücksicht auf das zu erwartende hohe Drehmoment beim Umsteuern nicht zu groß sein, und eventuell über eine Rückführung von den Wellen gesteuert werden. Auch die Koppelstelle in der ersten Untersetzungsstufe wird bei Umsteuermanövern hoch belastet werden; die Belastung der ND-Turbinen-Ritzel in der zweiten Untersetzungsstufe wird allerdings geringer, da das RW-Drehmoment auf zwei Großräder verteilt wird.

Fußnote zu S. 11

*) Rostfreier Stahl ist bereits häufig für die Flügel von Verstellpropellern verwendet worden. Der Werkstoff bietet gewisse Vorteile hinsichtlich Festigkeit, Gewicht und des Widerstandes gegen Kavitationserosionen. Ein weiterer Vorteil ist, daß Reparaturschweißungen leichter durchgeführt werden können.

Bisher sind jedoch nur selten Festpropeller größeren Durchmessers aus rostfreiem Stahl gefertigt worden, da hierbei gußtechnische Schwierigkeiten auftreten.

Eine japanische Werft hat vor kurzem erfolgreich ein neues Herstellungsverfahren erprobt, bei dem die Propellerflügel einzeln, zusammen mit ihrer jeweiligen Nabensektion, gegossen und bearbeitet wurden. Die einzelnen vorgebearbeiteten Teile wurden dann an der Nabe durch Schweißung nach dem Elektroschlacke-Schweißverfahren miteinander verbunden. Der größte nach diesem Verfahren hergestellte Propeller (D = 5,6 m Durchmesser) hat bisher im Betrieb störungsfrei gearbeitet /193/.

8.2.2.2 Anlagen mit mechanischer Koppelung durch Verwendung epizyklischer Getriebestufen (s. Bild 58.3 und Bild 58.4)

Anlagen mit getriebeseitiger Koppelung durch epizyklische Untersetzungsstufen stellen beim Umsteuern ähnliche Anforderungen wie die unter 8.2.1 aufgeführten, mechanisch unabhängigen Antriebe, da die epizyklischen Getriebestufen als Ausgleichsgetriebe wirken und eine synchrone Umkehr der Drehrichtung beider Wellen sich nicht sofort einstellt. Neben der Umsteuercharakteristik des Propellerpaares ist hier auch der Unterschied der Schwungmassen des HD- und ND-Zweiges von Einfluß. Da infolge mangelnder genauer Kenntnisse eine quantitative Voraussage des Bewegungsablaufes schwierig und gegebenenfalls ungenau sein wird, müssen auch in diesem Fall hinsichtlich der Kesselregelung zusätzliche Anforderungen gestellt werden.

Wie bei allen epizyklischen Getrieben muß für eine ausreichende Schmierung der Zahneingriffsstellen und der Lager bei stillstehendem Getriebe gesorgt werden, da bei Drehzahlnull während der Umsteuervorgänge große Kräfte übertragen werden.

Ferner kann es vorkommen, daß bei Teilen des Systems während des Umsteuervorganges infolge ungleicher Lastaufnahme und den bereits erwähnten Differenzen der zu beschleunigenden Systemmassen Überdrehzahlen auftreten, gegen die die Antriebsanlage entweder geschützt oder für die sie ausgelegt werden muß, wobei letzteres großen zusätzlichen Aufwand bedingen wird, da die Beanspruchung mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit wächst. Die Leistungsverteilung auf die beiden VW-Turbinengehäuse kann nach thermodynamischen Gesichtspunkten vorgenommen werden. Dabei sind die Teillastcharakteristiken nur von untergeordneter Bedeutung.

8.2.3 Anlagen mit eingehäusigen Turbinen

In diesem Zusammenhang ist zu erwähnen, daß auch die Verwendung einfacher eingehäusiger Dampfturbinen (mit eingebauter RW-Turbine) im Zusammenwirken mit gegenläufigen Propellern erwogen werden kann. Turbinen dieser Konstruktion wurden kürzlich auf mehreren

Zweiwellenschiffen /18, /152/ eingebaut, um einfachere Dampfkreisläufe zu erhalten, Betrieb, Automatisierung und Wartung der Anlagen zu vereinfachen und um niedrigere Baukosten zu erhalten. Der thermische Wirkungsgrad der Anlagen ist um etwa 1 ... 2 % niedriger als bei einer zweigehäusigen Anlage vergleichbarer Gesamtleistung /17/, /18/.

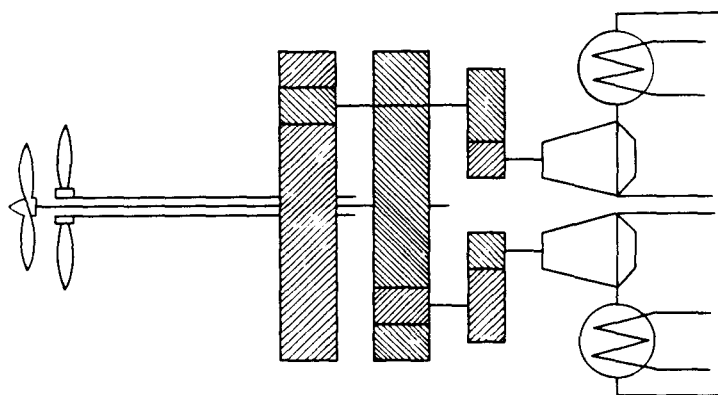


Bild 59 Schema einer Antriebsanlage mit gegenläufigen Propellern und unabhängigen eingehäusigen Dampfturbinen

Diese Turbinenkonstruktion bietet gewisse Vorteile für Prototypanlagen mit gegenläufigen Propellern und ist bis zu Leistungen von 20.000 WPS genormt. Beim Umsteuern kann durch eine experimentell zu bestimmende Verzögerung der einen Turbine gegenüber der anderen das hohe Bremsmoment beider Turbinen voll ausgenutzt werden. Dadurch lassen sich zusätzliche Einrichtungen, z.B. Verblockungen, einsparen und auch die Kesselregelung kann konventionell gehalten werden. Die Ausfallwahrscheinlichkeit (vor allem hinsichtlich des RW-Betriebes) wird im Vergleich zu anderen Konstruktionen etwas geringer, da das Antriebssystem aus zwei unabhängigen Teilsystemen besteht, von denen jedes für sich betrieben werden kann, ohne daß Veränderungen oder Umbauten an dem anderen vorgenommen werden müssen (s. Anhang G). Darüber hinaus besteht das System aus weniger Elementen, was sich vorteilhaft auf die Betriebssicherheit auswirken kann. Eine mechanische Koppelung dieser Anlagen ist nicht erforderlich und auch nicht sinnvoll.

8.2.4 Zusammenfassung

In welchem Umfang die oben genannten Einschränkungen hinsichtlich des Umsteuermanövers im Fall gegenläufiger Antriebsanlagen mit Dampfturbinenantrieb Gültigkeit behalten werden, wird hauptsächlich von dem Verhalten der gegenläufigen Wellenlager bei den verschiedenen Betriebsbedingungen abhängen. Ein weiterer beachtenswerter Gesichtspunkt wird die Umsteuercharakteristik des Propellersatzes und die der Anlage selbst sein.

8.3. Gasturbinen

Der Übersichtlichkeit halber und um die Verständigung zu vereinfachen, sollen die heute für Schiffsantriebe verfügbaren Gasturbinentypen kurz erläutert werden. Zwei verschiedene Bauarten kommen für den Einsatz auf Handelsschiffen in Frage /122/; im allgemeinen bezeichnet man sie als

- 1) Navalisierte Flugzeug-Gasturbinen (ACGT)
- 2) Navalisierte Industrie-Gasturbinen (HDGT).

Nach Angaben der Hersteller bestehen im wesentlichen folgende Unterschiede zwischen den beiden Grundbauarten, s. Tafel 8.1

Bauteil	Heavy-duty Industrie-gasturbinen	Flugzeug-Gasturbinen
Verdichterbeschaufelung	Geringe Schaufellänge, niedrige Spannungen, Werkstoff: X 10 Cr 13	Große Schaufellänge, hohe Spannungen, Werkstoff: Titan oder ähnliche Legierungen
Brennkammern	Große, unterteilte Brennkammer (Einzelkammer), niedrige thermische Belastung, einfaches Kühlsystem, leicht reparierbar	kleine, ringförmige Brennkammer, hohe thermische Belastung, kompliziertes Kühlsystem
Erste Düsengruppe	Große Teilung, luftgekühlt mit massiven Austrittskanten, leicht reparierbar	kleine Teilung, kleine Kühlbohrungen, schmale Austrittskanten
Turbinenstufen	Kleine Stufenzahl, kleine Anzahl an Schaufeln, lange Skelettlinien, niedrige Spannungen, Leichtbau-Hohlprofile, Schäden reparierbar	größere Stufenzahl, viele Schaufeln, kurze Skelettlinien, luftgekühlte Profile, i.a. nicht reparierbar
Lager	Druckölgeschmierte Zapfenlager, hohe Lebensdauer	Hydrostatische Lager
Druckverhältnis im Kreislauf	Einfacher Kreislauf: 9:1 Regenerativ-Kreislauf: 6,5:1	Einfacher Kreislauf 15 ... 20:1
Turbineneintritts-temperatur	Grundlast 927°C Spitzenlast 982°C	Bei "take off" 1093°C ★)
Gehäuse	Sandguß, Gußeisen oder Stahlguß, niedrige Spannungen	i.a. dünnwandige Komposit-Bauweise, hohe Spannungen, Speziallegierungen im Bereich höherer Temperaturen

Bemerkungen: ★) Bei den kürzlich in Dienst gestellten Schiffsantriebsanlagen /156/, /157/ wurde die Betriebstemperatur auf 880°C herabgesetzt.

Tafel 8.1 Vergleich von Heavy-duty Industrie-Gasturbinen mit Flugzeug-Gasturbinen nach /122/

Zu 1) Navalisierte Flugzeug-Gasturbinen werden gebaut in einem Leistungsbereich von 15 000 - 30 000 (40 000) PS /52/. Bei größerem Leistungsbedarf muß die Leistung von zwei oder mehreren Antriebsturbinen über ein Sammelgetriebe zusammengefaßt werden ★). Diese Turbinen werden serienmäßig hergestellt und zeichnen sich durch besonders niedriges Leistungsgewicht aus (ca. 30 kg/WPS), wodurch der Einbau und Ausbau an Bord sehr erleichtert wird. Im allgemeinen ist vorgesehen, daß in regelmäßigen Abständen (von ca. 8 000 h) Grundüberholungen in Spezialwerkstätten an Land vorgenommen werden. Als Brennstoff für diese Gasturbinen wird ein Marine-Diesel-Fuel mit Sonder-spezifikation (besonders niedriger Gesamtmetallgehalt) eingesetzt. Der spez. Brennstoffverbrauch beträgt 0,230 ... 0,280 kg/WPS h, und infolgedessen sind die Brennstoffkosten von Antriebsanlagen mit diesen Gasturbinen hoch. Trotz der hohen Brennstoffkosten sind in den vergangenen Jahren mehrere Schiffe mit derartigen Anlagen ausgerüstet worden, /25/, /52/, /156/, /157/.

Zu 2) Navalisierte Industrie-Gasturbinen werden bis zu Leistungen von 70 000 WPS pro Turbine gebaut. Eine Serienfertigung dieser Turbine gibt es noch nicht. Ihr Leistungsgewicht liegt zwischen dem vergleichbarer Dampfturbinen und dem von navalisierten Flugzeug-Gasturbinen, und das gleiche gilt für den Ein- und Ausbauraufwand. Die Wartung wird in regelmäßigen Abständen von ca. 30 000 h im Schiff durchgeführt werden müssen, da die Turbinen und Gaserzeuger schwerer auszubauen und spezialisierte Wartungsbetriebe an Land nicht verfügbar sind. Der Einbau eines Austauschaggregates während der Überholungsarbeiten an dem eigentlichen Triebwerk ist im allgemeinen nicht vorgesehen, da es sich bei diesen Turbinen nicht um Serienmaschinen handelt.

★) Dabei haben die beiden Antriebsturbinen gleichen Drehsinn, wenn serienmäßige Triebwerke vorgesehen werden; dies ist bei der Getriebekonstruktion zu beachten. Soll ein symmetrisches Getriebe verwendet werden, muß eines der Triebwerke in Sonderausführung mit entgegengesetztem Drehsinn ausgeführt werden, wodurch längere Lieferfristen für Reserveteile entstehen.

Fußnote zu S. 16

- *) Versuche zur Bestimmung der Dauerfestigkeit von dünnwandigen Hohlwellen haben gezeigt, daß diese Wellen außerordentlich empfindlich gegen kleinste Riefen, Pittings und ähnliche Oberflächenfehler sind, (s. Abschnitt 3).

Die Turbinen können mit Schweröl betrieben werden; ihr spez. Brennstoffverbrauch liegt zwischen 250 ... 300 kg/WPS h. Die Brennstoffkosten werden somit höher als bei Dampfturbinenanlagen und niedriger als bei vergleichbaren Flugzeug-Gasturbinenanlagen sein.

Betriebserfahrungen liegen bisher nur aus ortsfesten Anlagen dieser Art vor; die ersten Schiffsantriebsanlagen dieser Art sind bestellt und sollen 1972/73 in Dienst gestellt werden /52/.

Während mittelschnellaufende Dieselmotoren und Dampfturbinen als umsteuerbare Antriebsmaschinen angesehen werden können, sind die vorgenannten Gasturbinen im Gegensatz hierzu selbst nicht umsteuerbar ★), so daß zusätzliche Vorkehrungen getroffen werden müssen, um die Schubrichtung der Propeller umkehren zu können. Zwei verschiedene Grundbauarten des Übertragungssystems haben sich bei Schiffsgasturbinen bewährt

- 1) Untersetzungsgetriebe mit Verstellpropeller
- 2) Umsteuer-Untersetzungsgetriebe mit Festpropeller

Zu 1) Gasturbinenanlagen kleiner und mittlerer Leistungen mit Untersetzungsgetrieben und Verstellpropellern sind oft verwendet worden in Kriegsschiffen vieler Nationen sowie bei den Küstenwachkuttern der U.S. Coast Guard. Die größte Handels-schiffsanlage dieser Art wurde auf dem Vollcontainerschiff "Euroliner" /156/, /157/ eingebaut. Es muß erwähnt werden, daß die Einsatzmöglichkeiten für Verstellpropeller begrenzt sind durch das Flächenverhältnis $A_D/A_0 \leq 0,8 \dots 0,7$ und die Anzahl der Propellerflügel $Z \leq 4(5)$.

Zu 2) Eine Gasturbinenanlage mit umsteuerbarem Untersetzungsgetriebe wurde auf dem Trailerschiff "Adm. Wm. Callaghan" eingebaut /59/, und weitere Anlagen dieser Art befinden sich im Bau.

★) Selbstumsteuerbare Gasturbinen sind ebenfalls geprüft worden, doch befriedigten die Betriebsergebnisse nicht.

Für den Gasturbinenantrieb von gegenläufigen Propellern kommen beide der oben erwähnten Möglichkeiten in Betracht. Beim gegenwärtigen Stand der Entwicklung kann jedoch nur der hintere Propeller als Verstellpropeller gebaut werden, und auch dies bedeutet bereits eine unangenehme Komplikation.

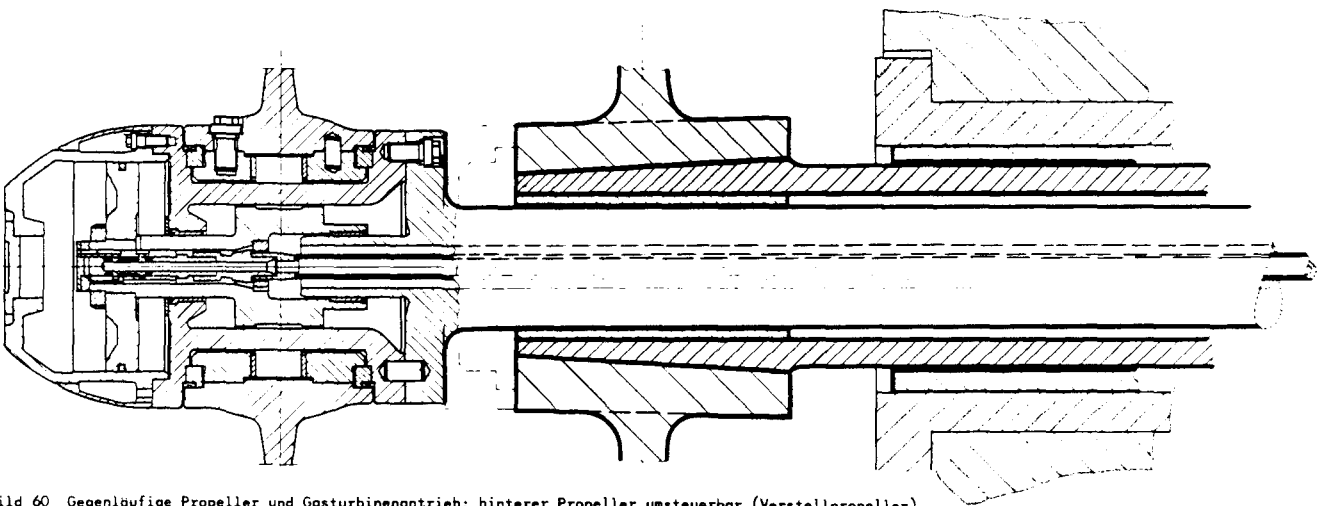


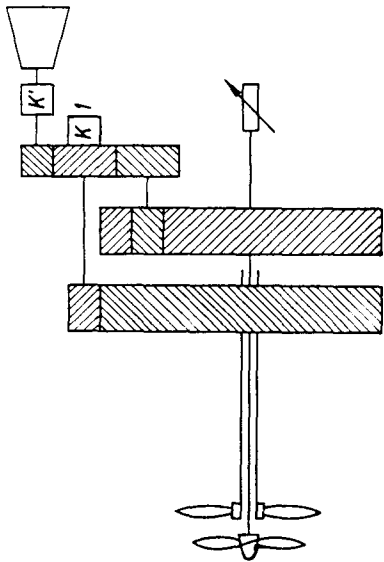
Bild 60 Gegenläufige Propeller und Gasturbinenantrieb; hinterer Propeller umsteuerbar (Verstellpropeller)

Vorentwürfe umsteuerbarer Untersetzungsgetriebe für gegenläufige Propeller bestehen bereits, und nähere Einzelheiten über diese Konstruktionen können der Veröffentlichung /178/, /190/ entnommen werden, in der verschiedene Lösungsmöglichkeiten vorgestellt werden. Weitere bisher nicht veröffentlichte Entwürfe wurden in den U.S.A. erarbeitet.

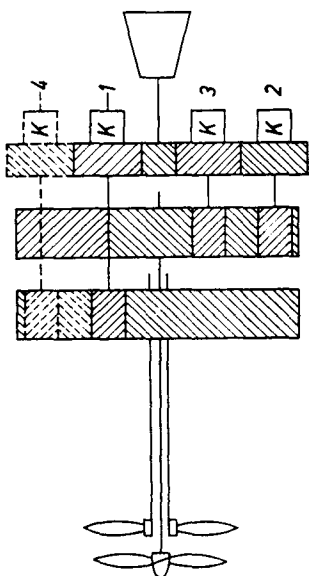
Zusammen mit den vorgenannten Gasturbinen-Grundbauarten ergeben sich im wesentlichen die folgenden vier näher zu untersuchenden Fälle:

- 8.3.1 Flugzeug-Gasturbinen und Verstellpropeller
- 8.3.2 " " " Umsteuer-Untersetzungsgetriebe
- 8.3.3 Industrie-Gasturbinen und Verstellpropeller
- 8.3.4 " " " Umsteuer-Untersetzungsgetriebe

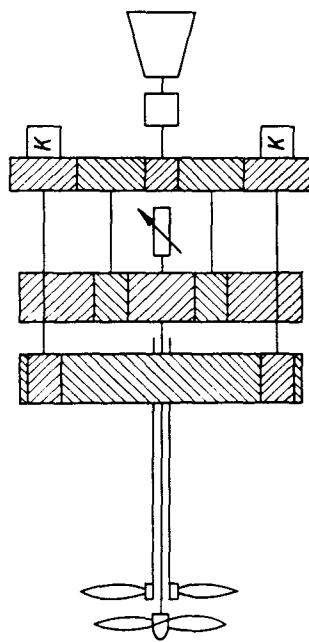
Kombinationen sind möglich, wenn auch nicht wahrscheinlich, z.B. mit Verstellpropellern als hinteren Propellern und teilweise umsteuerbaren Untersetzungsgetrieben, so daß auch der vordere Propeller umgesteuert werden kann.



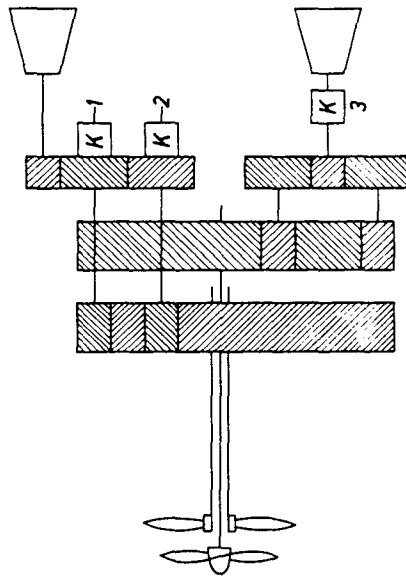
61.2. Single engine installation, aft propeller, reversible (cp-propeller).
Ahead operation : clutch K' and 1 engaged,
Astern operation: clutch K' disengaged, 1 engaged.



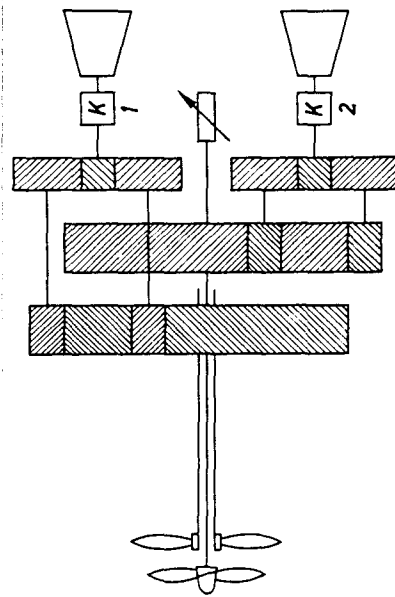
61.1 Antrieb durch eine Gasturbine; hinterer Propeller umsteuerbar; durch Hinzufügen der getriebelichten Teile wird auch der vordere Propeller umsteuerbar. Vorwärtsfahrt: Kupplungen 1 und 2 geschlossen, 3 und 4 geöffnet, Rückwärtsfahrt: Kupplungen 3 und 4 geschlossen, 1 und 2 geöffnet.



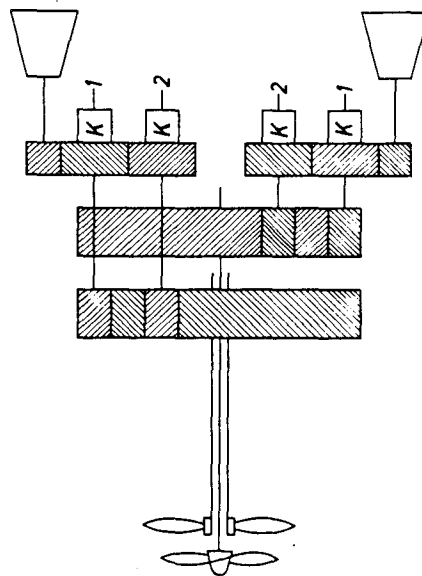
61.3 Antrieb durch eine Gasturbine; hinterer Propeller umsteuerbar. Während des Umsteuerens und bei Rückwärtsfahrt: Kupplungen K geöffnet.



61.5 Antrieb durch zwei Gasturbinen; vorderer Propeller umsteuerbar. Vorwärtsfahrt: Kupplungen 1 und 3 geschlossen, Kupplung 2 geöffnet; Rückwärtsfahrt: Kupplung 2 geschlossen, 1 und 3 geöffnet.



61.6 Antrieb durch zwei Gasturbinen; hinterer Propeller umsteuerbar. Umsteuern: Kupplungen 1 und 2 geöffnet; Rückwärtsfahrt: Kupplung 2 bleibt geöffnet.



61.4 Antrieb durch zwei Gasturbinen; beide Propeller umsteuerbar. Vorwärtsfahrt: Kupplungen 1 geschlossen, 2 geöffnet, Rückwärtsfahrt: Kupplungen 1 geöffnet, 2 geschlossen.

Bild 61 Antrieb von gegenläufigen Propellern durch Gasturbinen

Die in Bild 61 und Bild 62 dargestellten Anordnungen mit einer Antriebsmaschine kommen sowohl für Industrie-Gasturbinen als auch für Flugzeug-Gasturbinen in Frage, während die Zweimaschinen-Anordnung nur im Zusammenhang mit Flugzeug-Gasturbinen sinnvoll sind.

Anordnungen nach Bild 61 sind technisch ausführbar und können aus herkömmlichen Elementen aufgebaut werden. Die in Bild 62 gezeigte Anordnung weist einige Vorteile hinsichtlich der Abmessungen und Baukosten auf, enthält jedoch einige neue und z.Z. noch nicht erprobte Bauelemente.

Bild 63 erläutert den schematischen Aufbau der Kupplung "K", die in den Skizzen des Bildes 61 erscheint. Diese Kupplungskonstruktion wurde auf der "Admiral Wm. M. Callaghan" (2 x 20 000 WPS) eingebaut. Eine kleinere Version dieser Kupplung ist in größerer Stückzahl auf Fähren und Schubschleppern in den U.S.A. erfolgreich eingesetzt worden /59/, /190/. Aus der Erfahrung mit der Antriebsanlage der "Callaghan" können sich neue Erkenntnisse ergeben, die zu konstruktiven Änderungen führen mögen, gegebenenfalls auch zu Neukonstruktionen. In Betracht kommen ferner Scheibenkupplungen und selbstsynchronisierende Klauenkupplungen (SSS-Kupplungen), die bereits mehrfach auf den Kriegsschiffen verschiedener Nationen eingebaut wurden; diese Konstruktion ist im Handelsschiffbau bisher nicht eingesetzt worden, vor allem wegen der damit verbundenen hohen Baukosten.

Wie bereits vorher erwähnt (s. Abschnitt 8.1 und 8.2), müssen Vorkehrungen getroffen werden, um zu vermeiden, daß der eine Propeller noch "voraus" dreht, während der andere "rückwärts" anläuft. Dies ist insbesondere bei den nur teilweise umsteuerbaren Anlagen zu beachten, die mit Verstellpropellern ausgerüstet sind.

Neben den bereits unter "mittelschnellaufende Dieselmotoren" und "Dampfturbinen" angeführten Gründen wie z.B. Schwingungserscheinungen soll hier noch einmal darauf hingewiesen werden, daß sich während des Umsteuervorganges nacheinander mehrere

verschiedene Betriebsverhältnisse für die Innenlager ergeben, da die Innenwelle bei der Verwendung eines Verstellpropellers ihre Drehrichtung und in etwa auch die Drehzahl beibehält, während die Außenwelle allmählich alle verschiedenen Bewegungsstadien von zunächst synchronem Gegenlauf bis zu annähernd synchronem Gleichlauf durchwandern wird, sofern sie nicht abgebremst oder festgehalten wird.

Für die in den Bildern 61.1. bis 61.6. skizzierten Anlagen ergeben sich im einzelnen somit folgende Anmerkungen:

Bild 61.1.: Bei Anlagen der hier gezeigten Anordnung muß der Stillstand der Außenwelle abgewartet werden, bevor die Innenwelle umgesteuert werden darf. Wird zum Abbremsen der Außenwelle eine Wellenbremse eingesetzt, so kann diese Bremse nach dem Umsteuern gelöst werden, so daß die Außenwelle frei mitdrehen kann. Der sich hierbei einstellende Betriebszustand entspricht dem weiter oben mit "asynchronem Gegenlauf" bezeichneten.

Wird das Getriebe mit der - gestrichelt gezeichneten - Umsteuer-einrichtung für den zweiten Propeller versehen, kann der gesamte Umsteuervorgang wie bei einer herkömmlichen Gasturbinenanlage mit Umsteuergetriebe ablaufen, ohne daß sich aus der Verwendung von gegenläufigen Propellern zusätzliche Anforderungen ergeben.

Bild 61.2.: Bevor hier der hintere Propeller umgesteuert werden kann, muß die Außenwelle abgebremst werden. Die Außenwelle muß ferner während der RW-Fahrt festgehalten werden, da sich sonst ein Betriebszustand von nahezu synchronem Gleichlauf der beiden Wellen einstellen würde, der aus Gründen der Schmierfilmbildung in den Lagern nicht erwünscht wäre (s. Abschnitt 6.1).

Bild 61.3. siehe Bild 61.2.

Bild 61.4.: Obwohl keine mechanische Koppelung der Antriebszweige besteht, können und sollten beide Wellen nahezu simultan umgesteuert werden. Unter normalen Betriebsverhältnissen sollten

stets beide Wellen umgesteuert werden. Will man die Möglichkeit vorsehen, daß mit einem Zweig des Antriebssystems allein gefahren wird, muß der andere Zweig, wie in den Fällen 61.1., 61.2. und 61.3. vor dem Umsteuern abgebremst und festgehalten werden.

Die zeitliche Reihenfolge der einzelnen Abschnitte des Umsteuervorganges muß einstellbar sein, um Abweichungen im Betriebsverhalten der Anlage über längere Zeit, z.B. infolge unterschiedlichen Verschleißes der beiden Kupplungen, berücksichtigen zu können.

Bild 61.5.: Bei diesem Anlagentyp darf die Außenwelle erst umgesteuert werden, wenn die Innenwelle zum Stillstand gekommen ist. Ein Festhalten der Innenwelle bei Rückwärtsfahrt ist jedoch nicht erforderlich.

Bild 61.6.: Hier muß die Außenwelle angehalten werden, bevor umgesteuert werden darf. Auch bei Rückwärtsfahrt muß die Außenwelle festgehalten werden.

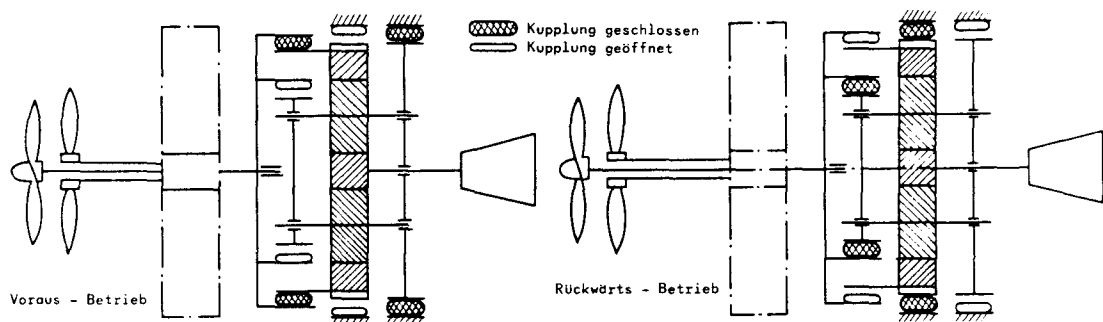
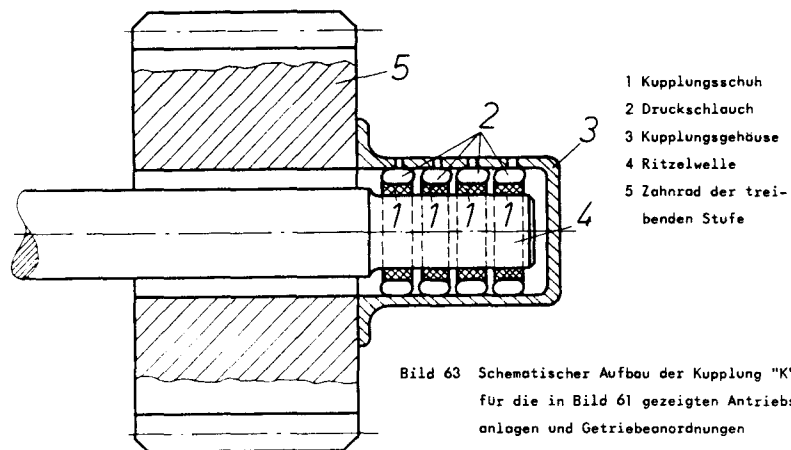


Bild 62 Schema eines zweistufigen epizyklischen Getriebes mit Umsteuerstufe; Einzelheiten der zweiten Stufe s. Bild 56

Bild 62.: Da epizyklische Getriebestufen vorgesehen sind, sollte erst dann umgesteuert werden, wenn beide Wellen zum Stillstand gekommen sind.



8.4. Schlußfolgerungen

Die hier formulierten Forderungen beeinflussen das Umsteuer- und Stoppverhalten von Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern wesentlich. Mehrere der oben skizzierten Anlagen müssen erheblich langsamer umgesteuert werden als herkömmliche Anlagen mit nur einem Propeller. Wie weitgehend dadurch die Stoppzeiten und -wege der Schiffe beeinflußt werden, kann noch nicht abgesehen werden, da die Bestimmung der Bremskräfte und Betätigungszeiten zum gegenwärtigen Zeitpunkt auch angenähert nicht möglich ist. Modellversuche, wie weiter vorn beschrieben, mit festgesetztem und mitdrehendem Propeller sowie mit simultan umgesteuerten Propellern sind erforderlich, um Aussagen über diese Fragen treffen zu können. Solche Versuche sollten den Einfluß der simulierten Umsteuercharakteristik der jeweiligen Maschinen, die, wie oben angeführt, eng mit der Gesamtkonzeption der Anlage zusammenhängen, einschließen.

Inwieweit die Einhaltung der in den einzelnen Fällen aufgestellten Forderungen für störungsfreien Betrieb notwendig sein wird, oder ob sie gegebenenfalls nur beschränkt berechtigt sind, wäre durch ausführliche Untersuchungen des Betriebsverhaltens gegenläufiger Lager zu prüfen, über das zum gegenwärtigen Zeitpunkt keine ausreichenden Informationen vorliegen.

Für Anlagen ohne mechanische Koppelung scheint es daher ratsam, zunächst Brems- und Verriegelungseinrichtungen für die nichtumsteuerbare Welle vorzusehen, die das Umsteuern der anderen Welle nur dann zulassen, wenn es ohne Gefahr der Beschädigung einzelner Anlagenteile möglich ist.

Da Wellenbremsen bei Anlagen dieser Art ohnehin vorgesehen werden müssen, um den Notbetrieb mit einer Welle bei Beschädigung wesentlicher Teile der anderen zu ermöglichen, bedeutet die Verblockungseinrichtung nur einen geringen Mehraufwand, der gegebenenfalls schaltungstechnisch mit sehr einfachen Mitteln zu bewerkstelligen ist.

9. Schmierölsystem

Verglichen mit herkömmlichen Anlagen hängt die Auslegung des Schmierölkreislaufes bei Anlagen mit gegenläufigen Wellen stärker von der Wellen- und Getriebeanordnung ab sowie von der Propellerkonstruktion und -befestigung.

Die meisten bisher veröffentlichten Projektstudien enthalten auch Vorschläge für das Schmierölsystem, und in einigen Fällen sind sogar ins einzelne gehende Berechnungen über die zu erwartenden Lagerreibungsverluste und der für den Betrieb erforderlichen Druckhöhen hinzugefügt worden /55/, /56/, /57/.

Wie aus den Bildern 40, 47 und 48 entnommen werden kann, wurde vorgeschlagen, Schmierölgruppen zu bilden durch Verbindung z.B. der inneren und äußeren Lauflager /34/, /43/, /57/; andere Vorschläge sehen eine Verbindung der inneren und äußeren Stevenrohrlager vor /34/, /43/, /56/, /102/.

Alle diese Vorschläge weisen verschiedene Vorteile und Nachteile auf. Da es sehr aufwendig sein würde, die Brauchbarkeit dieser Vorschläge zu diskutieren, soll hier darauf verzichtet werden und anstatt dessen einige grundlegende Überlegungen über die Gestaltung des Schmiersystems angestellt werden.

- 1) Bei komplizierten mechanischen Systemen, wie sie gegenläufige Wellenleitungen darstellen, scheint es ratsam, Vorkehrungen vorzusehen, die ein Überprüfen des Schmierölflusses und der Schmierölversorgung zu den Lagern zulassen. Ein Schmieröl-Zwanglauf-System sollte daher in diesen Fällen einem System mit natürlichem Umlauf vorgezogen werden. Da jedoch aus den bekannten Gründen der Öldruck auch während der Hafenliegezeiten aufrechterhalten werden muß, ist es ohnehin notwendig, eine positive Zulaufhöhe vorzusehen, und aus diesem Grund bietet die Hochtankschmierung mit zusätzlicher Ölumwälzung - bei in Betrieb befindlicher Anlage - die nächstliegende Lösung.
- 2) Wenn mehrere Lager nacheinander vom Schmieröl durchströmt werden sollen, sollte die Reihenfolge so gewählt werden, daß eine Änderung in der Versorgung eines Lagers keine nachteilige Wirkung auf die anderen Lager hat.
- 3) Zu hohe Drücke sollten vermieden werden, vor allem im Bereich der Wellenabdichtungen.
- 4) Soweit möglich, sollte das natürliche Gefälle, d.h. die natürliche Flußrichtung, unterstützt werden, um "Kurzschlüsse" bei Ausfall der Umwälzpumpen zu vermeiden.
- 5) Bei der Unterteilung des Systems in Schmierölgruppen sollten Notbetriebmöglichkeiten berücksichtigt werden sowie Möglichkeiten der individuellen Kontrolle des Zu- und Ablaufs.
- 6) Der Entwurf des Schmierölsystems sollte gleichzeitig mit dem der gesamten Anlage erfolgen, da sich eventuell aus den Anforderungen des Schmierölkreislaufes Rückwirkungen auf die Gestaltung einzelner Bauelemente ergeben können, z.B. Verstärkungen der Wellenabmessungen im Bereich von Radialbohrungen usw.
- 7) Gegebenenfalls sollten besondere Vorkehrungen getroffen werden, um kleinere Wartungs- und Reparaturarbeiten ausführen zu können, ohne das gesamte Schmieröl des Systems ablassen zu müssen.

8) Entlüftungs- und Entwässerungseinrichtungen müssen an allen wesentlichen Teilen des Systems angeordnet werden.

9) Meßfühler zur Erfassung der Lager- und Öltemperaturen jedes Lagers sowie Flußkontrollanzeigen sollten vorgesehen werden, da einige der Lager einer routinemäßigen Beobachtung im Betrieb nicht zugänglich sein werden.

Zu 1) In herkömmlichen Stevenrohrlagerungen wird die infolge der Lagerreibung anfallende Wärme durch das das Stevenrohr umgebende Wasser abgeführt. Das innere Stevenrohrlager eines gegenläufigen Wellenleitungssystems wird sich jedoch im allgemeinen in der Nabe des vorderen Propellers befinden, und es ist anzunehmen, daß dort die Wärmeabfuhr schwieriger sein wird (evtl. nur während der Anfahrperiode). Infolgedessen muß die Wärme mit dem Öl selbst abgeführt werden.

Das gleiche trifft für das Stevenrohrlager der Außenwelle zu, wenn eine Sonderkonstruktion, etwa nach Art der in Bild 45 und 46 gezeigten geteilten Stevenrohrlager vorgesehen wird. Die Innenwellen-Lauflager werden sich hinsichtlich der Wärmeabfuhr ähnlich verhalten wie herkömmliche Lauflager, da die Wärme über die Oberfläche der Außenwelle abgeführt werden kann.

Zu 2) Es würde schwierig sein, die Innenwellenlager einzeln mit der jeweils benötigten Schmierölmenge zu versorgen; eine Anordnung, bei der die Lager der Reihe nach vom Schmieröl durchströmt werden, ist einfacher zu verwirklichen. In diesem Fall müssen jedoch Überlegungen hinsichtlich der Durchflußrichtung angestellt werden, d.h. darüber, welches der Lager zuerst von Öl durchflossen werden soll. Die wichtigsten Lager mit den ungünstigsten Betriebsverhältnissen, z.B. starken Lastschwankungen bei verschiedenen Betriebszuständen, sind die Stevenrohrlager. Notwendige Änderungen der Ölversorgung für diese Lager sind wahrscheinlicher als solche für die restlichen Innen- und Außenlager. Infolgedessen sollte das Schmieröl diesen Lagern direkt zugeführt werden.

Zu 3) Der Öldruck im Schmiersystem muß so gewählt werden, daß

a) ein ausreichendes (jedoch nicht zu großes) Druckgefälle zum Seewasserdruck an den Dichtungen gewährleistet ist,

b) das Öl durch die verschiedenen Lager strömen kann.

Um ein Beispiel zu geben: Wenn das Öl zum Innenstervenrohrlager durch die übrigen Innenwellenlager zugeführt wird, muß die Druckhöhe am Schmieröleintritt wesentlich höher als der Seewasseraußendruck sein, damit trotz der Druckverluste beim Durchfluß durch die Lager an der äußeren Innenwellenabdichtung das erforderliche Druckgefälle erreicht wird.

Wird das Schmieröl dagegen dem hinteren Innenstervenrohrlager direkt zugeführt, kann der Systemdruck niedriger gewählt werden.

Zu 4) Eine reine Hochtankschmierung könnte insofern Schwierigkeiten bereiten, als bei einem gegenläufigen Wellensystem Zentrifugalkräfte auftreten, die stellenweise zu einer Störung des natürlichen Umlaufes führen können. Überlegungen über das Verhalten des Kreislaufes beim Ausfall der Umwälzpumpe sollten daher ebenfalls angestellt werden.

Zu 5) Es ist zu bedenken, daß die Schmierölversorgung auch bei festgesetzter Innen- oder Außenwelle einwandfrei arbeiten muß. Gegebenenfalls sollten für diesen Betriebszustand zusätzlich Stillstandsichtungen vorgesehen werden, mit deren Hilfe das System unterteilt werden kann, (s. Punkt 7 und Abschnitt 5.).

Zu 6) Die für die Innenlager erforderliche Schmierung beeinflusst den Gesamtentwurf der Wellenleitung wesentlich, was bei herkömmlichen Anlagen nicht der Fall ist (z.B. Gestaltung der Propeller- nabe und der Dichtungen). Radialbohrungen in z.B. der Außenwelle machen eine erhebliche Verstärkung der Wellenabmessungen erforderlich (wegen der damit verbundenen Verringerung der Dauerfestigkeit), und diese Verstärkungen werden die Biegesteifigkeit und die Spannungsverteilung in der Welle beeinflussen und somit eventuell die Zuordnung der Lager zueinander.

Abgesehen davon sollten solche Radialbohrungen nach Möglichkeit ganz vermieden werden, (s. auch Punkt 7 und Abschnitt 3.).

Zu 7) Wie bereits erwähnt (s. Abschnitt 5.), kann es erforderlich werden, daß in einer Antriebsanlage mit gegenläufigen Wellen die Abdichtungen und Verschleißteile häufiger besichtigt und ausgewechselt werden müssen als bei herkömmlichen Anlagen, vor allem während der ersten Betriebsjahre. Da die Ölmengen im System erheblich größer als bei herkömmlichen Anlagen sind, ist es daher ratsam, zusätzliche Stillstands-Zwischendichtungen anzubringen, die es ermöglichen, örtliche Eingriffe in das System vorzunehmen, ohne daß die gesamte Ölmenge abgelassen werden muß. Diese Dichtungen können gleichzeitig so ausgeführt werden, daß sie in den unter Abschnitt 5. und 8. aufgeführten außergewöhnlichen Betriebszuständen als Notdichtungen eingesetzt werden können. Darüber hinaus sollte der Schmierölsumpftank groß genug ausgelegt werden, um die gesamte Ölfüllung des Kreislaufes aufzunehmen, da dies erheblich zur betrieblichen Vereinfachung beiträgt.

Zu 8) Um zu schnelles Altern des Schmieröls und unruhigen Lauf der Anlage infolge von Lufteinschlüssen zu vermeiden, sollten ausreichende Entlüftungseinrichtungen vorgesehen und durch konstruktive Maßnahmen der Bildung von "Luftsäcken", z.B. in den Außenwellenkupplungen, begegnet werden. Eventuell sollten auch die Paßbolzen-Muttern in den Innenwellenflanschen bzw. die Flansche selbst gekapselt werden, um Strömungsverluste zu vermeiden.

Zu 9) Da die Innenlager nicht wie in herkömmlichen Anlagen überwacht werden können, sind Fernmeßeinrichtungen für die Öl- und Lagertemperaturen erforderlich; sicherheitshalber sollte bei den in Reihenschaltung geschmierten Lagern die Lagerflächentemperatur und auch die Öltemperatur gemessen werden, da die Öltemperatur allein in diesem Fall nicht genügen könnte. Die Bohrungen für die Durchführung der Meßleitungen müssen in unbelasteten Zonen der Wellen, z.B. in den Flanschen der Außenwellenkupplungen (s. Bild 44), angeordnet werden.

Bild 65 zeigt ein Beispiel für das Schmierölsystem einer schnelllaufenden GLP-Anlage. Die Innen- und Außenlager werden getrennt geschmiert, so daß auch individueller Betrieb der beiden Wellen möglich ist. Radialbohrungen sind nicht vorgesehen.

Zusätzliche Schmierkühlung für alle Außen- und Innenabdichtungen wurde angeordnet.

Das System wird wesentlich komplizierter als ein Schmierölkreislauf für herkömmliche Antriebsanlagen; die Komplizierung besteht jedoch vor allem in zusätzlichen Tanks, Rohrleitungen, Kühlern und Pumpen, beinhaltet somit nur geringen Wartungsmehraufwand und beeinträchtigt die betriebliche Zuverlässigkeit nicht.

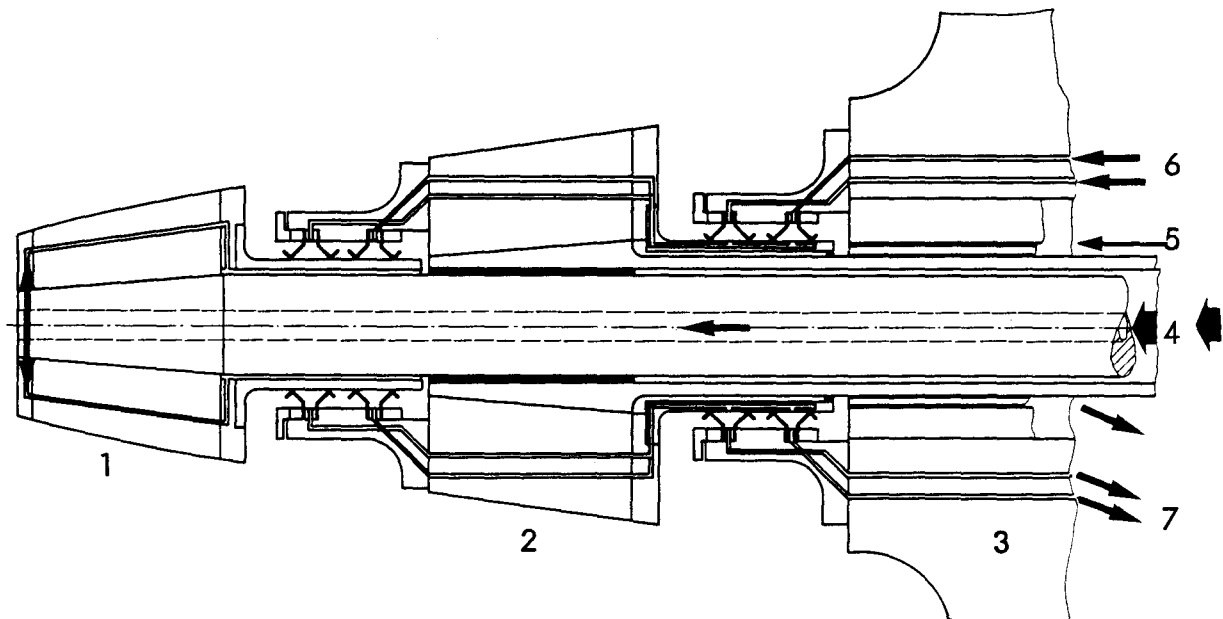


Bild 64 Einzelheiten des Schmieröl- und Kühlölsystems der Außendichtung 1 hinterer Propeller, 2 vorderer Propeller, 3 Hintersteven, 4 Hauptschmieröl-Zulauf, 5 separate Schmierölversorgung des Außenstevenrohr-lagers, 6 Kühlöl-Zulauf zu den Außendichtungen, 7 Kühlöl-Ablauf von den Außendichtungen

- 1 Innenwellen-Außendichtung
- 2 Außenwellen-Außendichtung
- 3 Außenwellen-Innendichtung
- 4 Innenwellen-Innendichtung
- 5 Hauptschmieröl-Zulauf
- 6,7 Hochtanks für Hauptkreislauf
- 8,9 Hochtanks für Kühlkreislauf
- 10,11 Standrohre für Kühlöl
- 12,13 Sumpftanks
- 14 hinterer Propeller
- 15 vorderer Propeller
- 16 Hinterstegen
- 17 Außenlager (Tunnellager)
- 18 Umwälzpumpen
- 19 Kühler
- 20 Filter

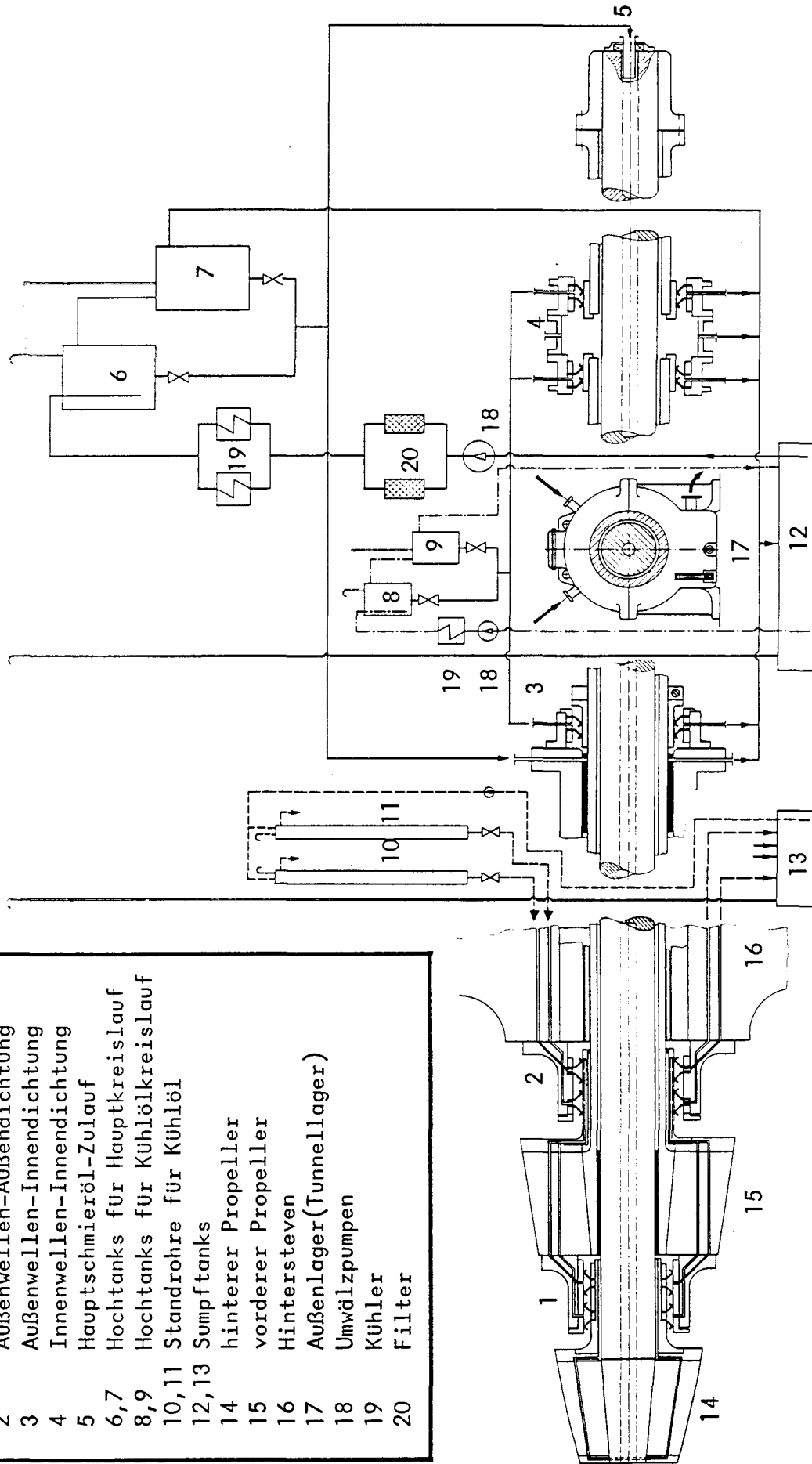


Bild 65 Schema eines Schmierölkreislaufes für Antriebsanlagen mit gegenläufigen Propellern

10. Schlußbetrachtung

Die Frage, ob eine gegenläufige Antriebsanlage für Handelsschiffe zum gegenwärtigen Zeitpunkt gebaut und störungsfrei betrieben werden kann, muß bejaht werden. Es sollte jedoch einschränkend hinzugefügt werden, daß die Anlage teuer und möglicherweise auch kompliziert werden wird, da viele Faktoren noch unbekannt sind und infolgedessen erhebliche Sicherheitszuschläge notwendig werden. Mehrfache Änderungen als Folge im Betrieb festgestellter Mängel werden sich ergeben, wodurch zusätzliche Kosten und gegebenenfalls Verdienstaufschläge entstehen.

Durch Anwendung aller Möglichkeiten der modernen Forschung läßt sich der Aufwand des Verfahrens von "Trial and error" jedoch auf ein Kleinstmaß reduzieren, und eine Optimallösung kann eher erreicht werden.

Um den Weg zu dieser Lösung aufzuzeigen, sollen abschließend die Punkte aufgeführt werden, die nach Ansicht des Verfassers noch eingehender Untersuchung bedürfen; ihre Reihenfolge steht dabei im Zusammenhang mit ihrer Wichtigkeit:

1. Entwicklung gegenläufiger Abdichtungen; theoretische und experimentelle Untersuchung einschließlich aller zu erwartenden Betriebszustände.
2. Weiterführende Untersuchungen an gegenläufigen Weißmetallgleitlager-Konstruktionen zur Bewertung ihres Betriebsverhaltens bei Gegenlauf und anderen Betriebsverhältnissen, einschließlich des Verhaltens bei niedrigen Drehzahlen.
- 3.1 Untersuchung des Betriebsverhaltens gegenläufiger Propellerpaare bei festgehaltenem und freimitdrehendem vorderen oder hinteren Propeller (zur Bewertung der Notbetriebseigenschaften und Teillasteigenschaften von GLP-Anlagen).

- 3.2 Umsteuercharakteristiken synchron und asynchron umgesteuerter GLP-Propellerpaare sowohl als auch einzeln umgesteuerter Propeller mit jeweils festgehaltenem oder frei mitdrehendem Propellerpartner.
- 4.1 Untersuchungen über optimalen Propellerabstand und über die optimale Anordnung der Propeller relativ zu Schiffskörper und Ruder bei Ein- und Zweiwellenschiffsversionen.
- 4.2 Untersuchung der optimalen Leistungs- bzw. Drehmomentverzweigung.
- 4.3 Untersuchung des Kavitationsverhaltens von gegenläufigen Propellerpaaren hinter Ein- und Mehrwellenschiffskörpern und unter Berücksichtigung unterschiedlicher Leistungsverzweigung.
- 4.4 Untersuchung der oberen Leistungsgrenze für gegenläufige Propelleranordnungen hinter Ein- und Zweiwellenschiffskörpern.
5. Weitere Untersuchungen über das Vibrationsverhalten von gegenläufigen Propellerpaaren.
6. Untersuchung der Betriebsfestigkeitseigenschaften und der Spannungskonzentrationsfaktoren von dünnwandigen Hohlwellen großen Durchmessers.
7. Theoretische und experimentelle Untersuchung gegenläufiger Gleitlager bei verschiedenen Betriebsbedingungen (s. Bild 49) und unter Berücksichtigung der Verkantung der Welle im Lager.
8. Theoretische und experimentelle Untersuchung gegenläufiger Gleitlager bei verschiedenen Betriebsbedingungen (s. Bild 49) und bei dynamischer Beanspruchung.
9. Untersuchung gegenläufiger Untersetzungsgetriebe, namentlich großer Umlaufgetriebe, jedoch auch großer Umsteuer-Untersetzungsgetriebe.

11. Dank

Der Dank des Verfassers gilt allen, die seine Arbeit im Verlauf des vergangenen Jahres durch unermüdliche Einsatzbereitschaft unterstützt haben.

Herrn Professor Dr.-Ing. Kurt Illies gebührt Dank für seine anregende Betreuung dieser Ausarbeitung; Herrn Koenig sowie dem Technischen Büro des Instituts für Schiffbau der Universität Hamburg, insbesondere Frau v. Maydell, Frau Wagener, Fräulein Bruch und Fräulein Witt, sei ebenfalls an dieser Stelle herzlich gedankt.

Die hier niedergelegten Ergebnisse wurden anlässlich einer einjährigen Rundreise durch England, Schottland, die Niederlande, Schweden, Dänemark, die U.S.A. und Japan gewonnen. Diese Reise und damit diese Ausarbeitung wurde dem Verfasser durch die großzügige Gewährung eines Lloyd's Register of Shipping Reisestipendiums ermöglicht, für das der Verfasser dem Committee von Lloyd's Register of Shipping hier noch einmal danken möchte.

Den folgenden Firmen und Institutionen dankt der Verfasser für das Bereitstellen von Informationen und für die Unterstützung seiner Arbeit:

United Kingdom:

Messrs. Crane Packing Ltd., Slough

" Sealol Ltd., Uxbridge

The National Physical Laboratory, Ship Division, Feltham

Messrs. Stone Manganese Marine Ltd., London S.E.7

" Shell International Marine Ltd., London S.E.1

" Esso Petroleum Company Ltd., London S.W.1

" Peninsular & Oriental Steam Navigation Co., London E.C.3

" Vickers Ltd. Shipbuilding Group, Ship Model Experiment
Tanks, St. Albans

" British Steel Corporation, River Don and Associated Works,
Sheffield

Messrs. Swan Hunter Shipbuilders Ltd., Wallsend Yard, Wallsend
The British Ship Research Association, Wallsend
The Glacier Metal Comp. Ltd., Alperton Works, Alperton
The Glacier Metal Comp. Ltd., Jarrow Service Station, Jarrow
Messrs. Michell bearings Ltd., Newcastle upon Tyne
The University of Newcastle upon Tyne, Kings College,
Newcastle upon Tyne
Messrs. Y.-ARD Consultants, Glasgow, W. 4
The National Engineering Laboratory,
Strathclyde University, Department of Naval Architecture,
Glasgow
The University of Glasgow, Department of Naval Architecture,
Glasgow
Messrs. Vickers Ltd., Shipbuilding Group, Barrow Shipyard and
Engineering Works, Barrow-in-Furness
Messrs. English Electric - A E I - Turbine Generators Ltd.,
Manchester
The Institute of Marine Engineers, London

Holland:

Messrs. Koninklijke Maatschappij "De Schelde" N.V.,
Gear Department, Vlissingen
" Scheepsbouw Proovenstation (N S M B), Wageningen

Sweden:

Messrs. Eriksberg Mekaniska Verkstads A.B., Göteborg
Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för
Skeppsbyggnadsteknik, Göteborg
Messrs. Stiftelsen Svensk Skeppsforskning, Göteborg
" A.B. Svenska Kugellagerfabriken, S K F , Göteborg
" Uddevallavarvet A.B., Uddevalla
" Uddevallavarvet A.B., Skandiaverken, Lysekil
Kungl. Tekniska Högskolan, Institutionen för
Skeppsbyggnad, Stockholm
Messrs. Salénrederierna, Stockholm
Stal-Laval-Turbin AB, Finspang

Messrs. Kockums Mekaniska Verkstads A.B., Malmö
" Karlstads Mekaniska Verkstads A.B., Kristinehamn
" Statens Skeppsprovninganstalt (SSPA), Göteborg
" A.B. F.R. Cedervall & Söner, Göteborg
" A.B. Götaverken, Engine Works, Göteborg
" A.B. Götaverken, Arendalsvarvet, Arendal
" Björneborgs Järnverk, Björneborg
" Degefors Järnverk, Degefors
" Johnson Line, Stockholm

Danmarck:

Messrs. Søren T. Lyngsø, Copenhagen
" Burmeister & Wain's Shipyard and Engine Works,
Copenhagen

U.S.A.:

Messrs. Davidson Laboratory, Stevens Institute of Technology,
Hoboken, N.J.
" Webb Institute of Naval Architecture, Glen Cove, N.Y.
" George G. Sharp, Inc., New York, N.Y.
" The Society of Naval Architects and Marine Engineers,
New York, N.Y.
" J.J. Henry, Co., Inc., New York, N.Y.
" Bird - Johnson Company, Walpole, Mass.
" Massachusetts Institute of Technology, Dept. of Naval
Architecture and Marine Engineering, Cambridge, Mass.
" General Electric Comp., West Lynn, Mass.
" Sealol Inc., Providence, R.I.
" Bath Iron Works Corporation, Bath, Me.
" Sun Shipbuilding and Drydock Company, Chester, Pa.
" Naval Ship Research and Development Center, Carderock
Laboratory, Bethesda, Md.

Messrs. The Maritime Administration, U.S. Department of
Commerce, Washington, D.C.

" Newport News Shipbuilding and Dry Dock Company,
Newport News, Va.

" Avondale Shipyards Inc., Avondale, La.

" Todd Shipyards Corporation, New Orleans Division,
New Orleans, La.

" Lykes Bros. Steamship Co., Inc., New Orleans, La.

" National Steel & Shipbuilding Comp., San Diego, Cal.

" Litton Industries A.M.T.D., Culver City, Cal.

" American President Lines, San Francisco, Cal.

" Bethlehem Steel Corporation, San Francisco Yard,
San Francisco

" Port of Oakland Authority, Oakland, Cal.

" Marcona Corporation, San Francisco, Cal.

" Westinghouse Electric Corporation, Sunnyvale, Cal.

" Up-Right Scaffolds, Berkeley, Cal.

Japan:

Messrs. Hitachi Shipbuilding and Engineering Comp., Sakai
Shipyard, Sakai

" Ishikawajima Harima Heavy Industries (IHI)
Head Office, Tokyo
Yokohama Shipyard, Yokohama
Nagoya Shipyard, Nagoya
Kure Shipyard, Kure

" Nippon Kokan Kabushiki Kaisha (NKK)
Head Office, Tokyo
Tsurumi Shipyard, Tsurumi
Tsu Shipyard, Tsu

" Mitsui Shipbuilding and Engineering Comp.,
Head Office, Tokyo
Tamano Works, Tamano
Chiba Works, Chiba

- Messrs. Uruga Heavy Industries Ltd.,
Uruga Shipyard, Uruga
- " Mitsubishi Heavy Industries Ltd.,
Head Office, Tokyo
Nagasaki Shipyard & Engine Works, Nagasaki
Kobe Shipyard & Engine Works, Kobe
Hiroshima Shipyard & Engine Works, Hiroshima
Takasago Machinery Works, Takasago
Hiroshima Machine Tool Works, Hiroshima
- " Kobe Steel, Kobe
Kakogawa Plant, Kakogawa
Takasago Plant, Takasago
Kure Plant, Kure
- " Kawasaki Heavy Industries Ltd., Kobe
Kobe Works, Kobe
Sakaide Works, Sakaide
- " Tokyo Tanker Co. Ltd., Tokyo
- " Japan Defense Agency, The Technical Research and
Development Institute, 3rd Division, Tokyo
- " Ship Research Institute, Ministry of Transport, Tokyo
- " The Shipbuilding Research Centre of Japan, Tokyo
- The University of Tokyo, Faculty of Engineering, Department
of Naval Architecture, Department of Marine Engineering,
Tokyo
- " Sasebo Heavy Industries, Sasebo Works, Sasebo
- " Nippon Sealol Co. Ltd., Sakado-machi