

# HENRY

Hydraulic Engineering Repository

Ein Service der Bundesanstalt für Wasserbau

---

Article, Published Version

**Mühlhaus, Werner**

## **Fahrdynamische und Prüfstandserprobung des Z-Getriebes ZG-48/1 in Verbindung mit dem Kanalschubboot**

Mitteilungen der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau; Schriftenreihe Schifffahrt

---

Verfügbar unter/Available at: <https://hdl.handle.net/20.500.11970/105826>

Vorgeschlagene Zitierweise/Suggested citation:

Mühlhaus, Werner (1966): Fahrdynamische und Prüfstandserprobung des Z-Getriebes ZG-48/1 in Verbindung mit dem Kanalschubboot. In: Mitteilungen der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau; Schriftenreihe Schifffahrt 7. Berlin: Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau. S. 41-84.

### **Standardnutzungsbedingungen/Terms of Use:**

Die Dokumente in HENRY stehen unter der Creative Commons Lizenz CC BY 4.0, sofern keine abweichenden Nutzungsbedingungen getroffen wurden. Damit ist sowohl die kommerzielle Nutzung als auch das Teilen, die Weiterbearbeitung und Speicherung erlaubt. Das Verwenden und das Bearbeiten stehen unter der Bedingung der Namensnennung. Im Einzelfall kann eine restriktivere Lizenz gelten; dann gelten abweichend von den obigen Nutzungsbedingungen die in der dort genannten Lizenz gewährten Nutzungsrechte.

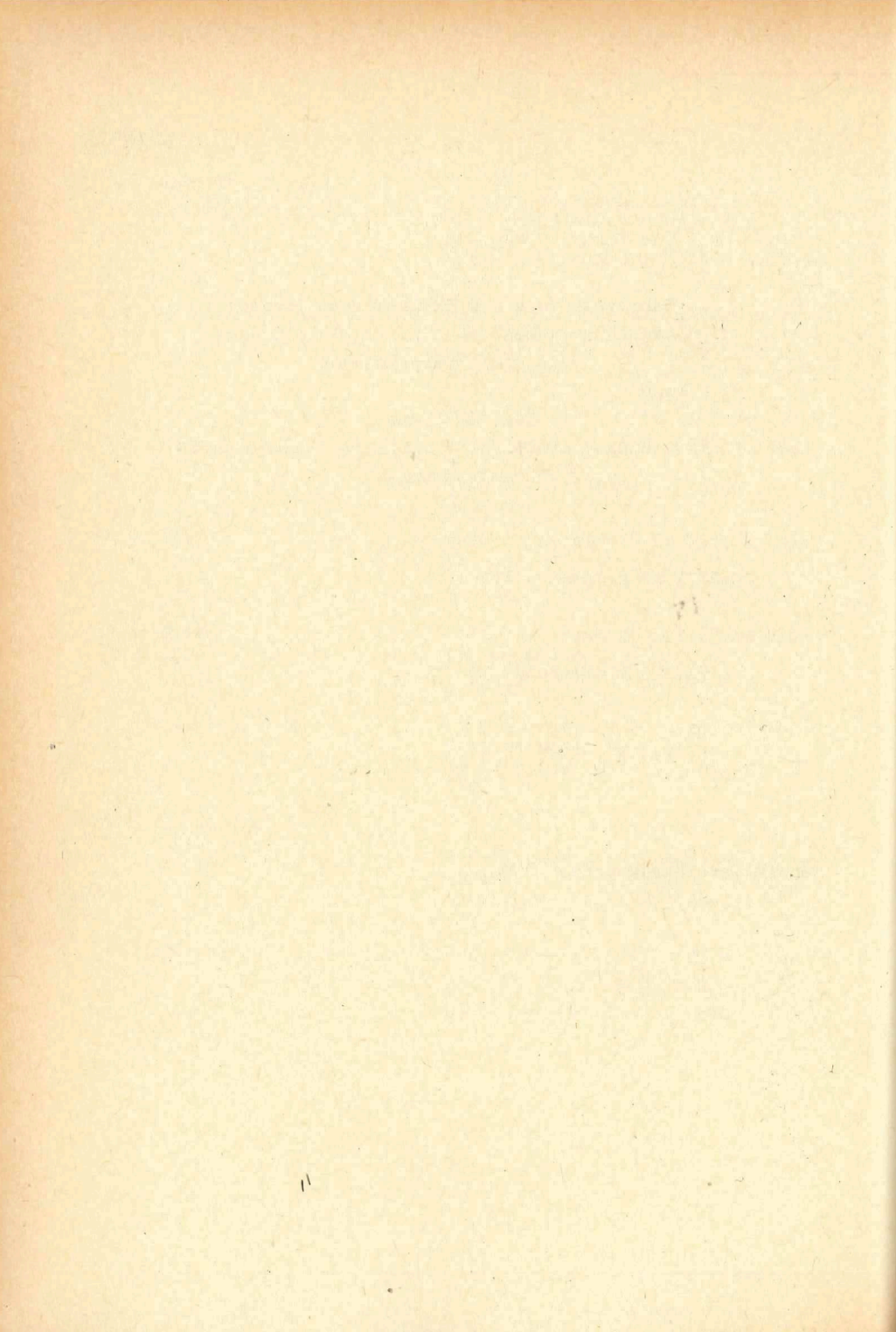
Documents in HENRY are made available under the Creative Commons License CC BY 4.0, if no other license is applicable. Under CC BY 4.0 commercial use and sharing, remixing, transforming, and building upon the material of the work is permitted. In some cases a different, more restrictive license may apply; if applicable the terms of the restrictive license will be binding.



Fahrdynamische und Prüfstandserprobung  
des Z-Getriebes "ZG-48/1" in Verbindung  
mit dem Kanalschubboot

Ing. Mühlhaus  
Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und  
Grundbau Berlin

Manuskripteingang Januar 1966



## 1. Einleitung

Zur Bewältigung der steigenden Anforderungen, die im Hinblick auf das zu befördernde Transportvolumen an die Binnenschifffahrt gestellt werden (abzuleiten aus der Perspektive der Binnenschifffahrt bis 1970), zur Kompensierung des Besatzungsmangels und zur Rationalisierung des Schiffsbetriebes mit dem Ziel der Verbesserung der Rentabilität dieses Transportzweiges ist die Abkehr von der traditionellen Transportmethode des Schleppbetriebes eine zwingende Notwendigkeit geworden.

Auf Grund von theoretischen Überlegungen, praktischen Versuchen und Erkenntnissen hat sich ergeben, daß die Schubmethode diejenige Transportart ist, die die angedeuteten Forderungen am besten verwirklichen kann, abgesehen von dem immer noch attraktiven Transport durch Motorgüterschiffe für bestimmte Relationen und Bedingungen.

Studien und Auswertung der Literatur, eigene Erfahrungen und statistische Unterlagen haben die Ausgangsbasis für die Abmessungen des Schubbootes, die Größe und Art der Antriebsanlage, den Umfang der Ausrüstung, die Technik der Kopplung, die Besatzungsstärke und den verkehrstechnischen Einsatz bestimmt.

Wichtigste Parameter für die Antriebsanlage sind die vorgegebenen Geschwindigkeiten im Kanal und im freien Wasser, der maximale Tiefgang des Schubbootes und der Schubprähme und die erforderliche Leistung bzw. das Moment.

Wegen der günstigen Manövriereigenschaften, die für kleine und mittlere Schiffseinheiten dem sogenannten Z-Antrieb zuzusprechen sind, hat man sich beim Kanalschubboot für diese Antriebsart entschieden.

Durch Vorversuche war nachgewiesen worden, daß man die geforderte Geschwindigkeit und Schubkraft zur Beförderung eines Schubverbandes im Kanal und freien Wasser mit einem Zweiwellen-Z-Antrieb von je 96 PS Motorleistung aufbringen kann. Als Antriebsmotor wurde der Viertakt-Dieselmotor 6 KVD 14,5 gewählt, der bei  $1500 \text{ U.min}^{-1}$  eine Dauerleistung von 96 PS abgeben und kurzzeitig mit 10 % Überlast belastet werden kann. (Abb. 8: Kennwerte des



Motors nach Propellergesetz) Der Schub wird mit einem Düsenpropeller erzeugt, der vom Motor über das Z-Getriebe in einem Übersetzungsverhältnis 2,09 : 1 angetrieben wird. Als Maximaltiefgang für das Schubboot und die Düse sollte während des Betriebes eine Eintauchtiefe von 1 m eingehalten werden.

Mit Verwendung des Z-Antriebes erübrigt sich eine besondere Ruderanlage. Bei Rückwärtsfahrt (Drehung der Düse um  $180^{\circ}$ ) wird die investierte Leistung voll genutzt und verbessert damit das Stoppvermögen des Verbandes.

Von den drei Fertigungsmustern standen eines für Prüfstandsversuche, die beiden anderen, eingebaut in das Schubboot "2303", für praktische Versuche unter normalen Betriebsbedingungen zur Verfügung. (Abb. 1 - 4)

Nachstehend wird über diese Versuche, die in der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau, Berlin, durchgeführt worden sind, und über ihre Ergebnisse berichtet.

## 2. Aufbau und Funktion des Z-Getriebes ZG-48/1

Das Z-Getriebe hat seine Bezeichnung durch den zweimaligen Richtungswechsel der Antriebswellen um  $90^{\circ}$  erhalten, die vom Motor her über Kegeltriebe den Propeller antreiben. Die Überwindung eines Höhenunterschiedes zwischen Antriebsmotor und Propellerwelle ist auf diese Weise möglich, wenn die Konstruktion und die Betriebsbedingungen eine derartige Maßnahme erfordern oder ratsam erscheinen lassen. Das ist z.B. dann der Fall, wenn der Antriebsmotor auf Deck montiert wird, um Platz für den Laderaum oder andere Einbauten zu gewinnen (Umrüstung von Schleppkähnen). Bei den Kanalschubbooten ist dieses Prinzip auch berücksichtigt, obwohl ein besonderer Maschinenraum für die Antriebsmotoren vorhanden ist, aber auf dem Deck.

Der Antrieb des Propellers erfolgt vom Motor aus über Kupplung, Gelenkwelle und Z-Getriebe. Während die Z-Getriebe der ersten Entwicklungsstufe eine Höhenverstellung des Propellers ermöglichten (um eine volle Beaufschlagung des Propellers auch bei Leertiefgang eines Lastschiffes zu gewährleisten), besitzt das neue Ge-

triebe keine Verstellung, da der Tiefgang des Schubbootes konstant ist.

Das Gehäuse des Z-Getriebes ist dreigeteilt und besteht aus Oberteil, Zwischenstück und Unterwasserteil. Über einem Einschnitt am Heck des Schubbootes ist das Oberteil in 2 Ringgummilagern elastisch gelagert und wird am Zwischenstück durch abnehmbare Halterungen gegen Ausschwenken bei der Vorwärtsfahrt gesichert. Über einen Antriebszapfen auf der einen Seite des Oberteiles wird die Propellerwelle angetrieben, über den Antriebszapfen auf der anderen Seite die Drehbewegung des Unterwasserteils bewirkt. (Düse dreht mit Propeller und Unterwasserteil um  $360^{\circ}$ .) Um die Horizontalachse des Oberteiles ist das Getriebe zum Zwecke der Kontrolle und etwaiger Reparaturen ausschwenkbar. (Abb. 3 - 5)

Der Propeller wird über zwei gegenläufige Wellen angetrieben. Beide Wellen besitzen eine hydraulische Kupplung, die über einen Steuerschieber je nach eingeleiteter Drehrichtung ein- und ausgeschaltet wird und so zwangsläufig das Gesamtmoment nur über eine Welle leitet. Auf diese Weise wird das Teilmoment, das entgegen der Drehrichtung wirkt, ausgeschaltet und erleichtert die aufzuwendende Steuerkraft.

Die Schmierung der umlaufenden Getriebeelemente wird über eine Umlaufschmierung aus einem gesonderten Ölbehälter vorgenommen. Eine Ölpumpe, angeflanscht an das Getriebeoberteil, saugt das Öl aus dem Ölbehälter und drückt es zur Schmierung der Zahntriebe und zur Betätigung der Wellenkupplungen über ein Maximaldruckventil und den Steuerschieber zu den Kupplungen. Das nach unten ablaufende Öl wird im Unterwasserteil von einer zweiten Ölpumpe zum Ölbehälter zurückbefördert. Gegen eine Unterkühlung des Öles im Winter ist durch Einbau einer Heizschlange im Ölbehälter Vorsorge getroffen. Die Mindestbetriebstemperatur soll  $+20^{\circ}\text{C}$  nicht unterschreiten. Temperatur und Öldruck werden durch Meßgeräte überwacht. Der Druck kann am Maximaldruckventil nach Bedarf reguliert werden.

Das Unterwasserteil mit angebauter Propellerdüse erfüllt zwei Aufgaben: Übertragung der Schubkraft und Steuerung des Verbandes durch Veränderung der Schubrichtung.



Der Propeller ist ausgelegt auf eine Geschwindigkeit des Verbandes von 9 km/h im freien Wasser und besitzt folgende Konstruktionsdaten:

Propellertyp:	ähnlich Gawn
Leistung an der Propellerwelle $N_w$	= 95 PS
Durchmesser D	= 0,7 m
Steigung H	= 0,644 m
Steigungsverhältnis H/D	= 0,92
Flügelzahl $z_p$	= 3
Flächenverhältnis $F_a/F$	= 0,8
Material:	Grauguß

Die Daten der Düse sind:

max. Außendurchmesser $D_d$	= 1 m
Länge l	= 0,64 m
Längenverhältnis l/D	= 0,915
Öffnungsverhältnis $F_e/F_d$	= 1,7
Tiefgang der Düse bei $t = 0,7$ der Propellerachse T	= 1,20 m

### 3. Versuchsbedingungen

#### 3.1 Sinn der Versuche

- 3.1.1 Bestimmung der Betriebswerte in Abhängigkeit von den verschiedenen Fahrbedingungen
- 3.1.2 Durchführung eines 2000-stündigen Dauerversuches unter Vollast zur Ermittlung etwaiger Schwachstellen der gesamten Antriebsanlage
- 3.1.3 Ermittlung des Getriebewirkungsgrades bzw. der Verlustleistung bei verschiedenen Drehzahlen und <sup>B</sup>elastungen
- 3.1.4 Sammlung von Erkenntnissen für die Wartung, Kontrolle während des Betriebes und Bedingungen für Reparatur und Montage

Das von der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau dazu aufgestellte Erprobungsprogramm wurde mit der DSRK, dem VEB Roßlauer Schiffswerft und dem VEB Getriebewerk Gotha abgestimmt und lediglich um einige Punkte nach Forderungen der DSRK erweitert.

## 3.2 Versuchsprogramm

### 3.2.1 Fahrdynamische Betriebsversuche

Im freien Wasser und im Kanal waren bei vier verschiedenen Belastungsstufen (25 %, 50 %, 75 %, 100 % und evt. auch bei Überlast) Messungen des Brennstoffverbrauches, der Drehzahl der Motoren und Propeller, der Leistung, der Verbandsgeschwindigkeit, der auftretenden Temperaturen an den Motoren und dem Z-Getriebe und der Lautstärke an exponierten Stellen des Schubbootes in Abhängigkeit von der Art des Verbandes (Schubboot allein, mit zwei leeren und zwei voll abgeladenen Prähmen in Tandemkopplung) durchzuführen und die Ergebnisse zum Vergleich mit späteren Kontrollmessungen aufzuzeichnen.

Gleichzeitig sollten durch einen sich an die Messungen anschließenden Dauereinsatz über 2000 Stunden im normalen Fahrbetrieb die Verschleißfestigkeit der Getriebeteile überprüft und etwaige Schwachstellen aufgedeckt werden.

Drehzahlen und Belastung wurden bei diesem Einsatz nach Möglichkeit nur im Bereich ihres Maximums gefahren.

### 3.2.2 Pfahlprobe

Zur Abrundung der fahrdynamischen Betriebsversuche waren Pfahlproben bei ebenfalls vier verschiedenen Drehzahlen und Belastungsstufen durchzuführen. In beiden Fällen war die maximale Drehzahl bei maximaler Füllung zu bestimmen.

### 3.2.3 Prüfstandserprobung

Zur Berechnung des Propellers wurde ein Wirkungsgrad des Z-Getriebes von  $\eta_G = 0,94$  angenommen. Durch einen Prüfstandsversuch war der effektive Wirkungsgrad des Z-Getriebes zu ermitteln, was durch Messung der Eingangsleistung in das Getriebe und gleichzeitiger Messung der Ausgangsleistung aus dem Getriebe einwandfrei möglich ist.

Gleichzeitig waren bei erschwerten thermischen Bedingungen (Unterwasserteil arbeitet in Luft und nicht im Wasser) die Einflüsse der zu erwartenden höheren Temperatur auf den Lauf des Getriebes und die Schmierfähigkeit des Öles zu überprüfen.



Bei allen fahrdynamischen Versuchsreihen war durch erhöhte Betätigung des Lenkmechanismus der Einfluß auf die einwandfreie Funktion der Wellenkupplungen besonders zu prüfen.

### 3.3 Benötigte Meßgeräte

An Meßgeräten wurden verwendet: Meßgeräte zur Bestimmung der Treibstoffverbräuche, Drehzahlmeßeinrichtungen, Drehmomentenmeßgeräte für die Leistungsermittlung und Temperaturmeßgeräte verschiedener Art zur Bestimmung der wichtigsten Temperaturen während der Messungen und des Dauerbetriebes.

Zum Vergleich mit theoretischen Werten sollte versucht werden, den Widerstand des Schubbootes und der angegebenen Verbandszusammenstellungen bei den verschiedenen bereits erwähnten Fahrbedingungen im freien Wasser und im Kanal durch einen Naturversuch zu ermitteln.

## 4. Versuchsdurchführung

Die fahrdynamischen Betriebsversuche und die Pfahlprobe wurden auf dem Beetzsee in Brandenburg und auf dem Wusterwitzer Kanal nach dem vorgegebenen Programm durchgeführt.

Vor Beginn der Versuche wurden alle Anlagen und Einrichtungen auf ihre Funktionsfähigkeit überprüft, die Motoren durch Beauftragte des Herstellerwerkes einer Durchsicht unterzogen und das Meßpersonal und die Besatzung mit den Aufgaben während der Versuche bekanntgemacht.

Die Meßstrecken auf dem See und im Kanal wurden bei jeder Stufe und jedem Fahrzustand entgegen der zuerst festgelegten Absicht nur zweimal durchfahren.

Alle Messungen wurden erst nach Erreichen des Beharrungszustandes im System der Motoren und immer gleichzeitig vorgenommen. Beobachtungen über gleichmäßiges oder unregelmäßiges Arbeiten irgendeines Aggregateteiles während der Meßfahrten wurden aufgezeichnet, um Aussagen über die Funktionstüchtigkeit, Wartungsarmut und Lebensdauer machen zu können.

Der Versuchszeitraum betrug ca. 16 Tage.

Die Dauererprobung erstreckte sich, wie vorgesehen, auf einen Zeitraum von 2000 Stunden. Zu erwähnen ist dabei, daß die effektive Laufzeit 2700 Stunden betrug. Die 700 Stunden konnten jedoch nicht dem Dauerversuch zugerechnet werden, da die in der Vorphase der Versuche gefahrene Belastung den gestellten Anforderungen nicht entsprach. Die für die Dauerversuche ausgesuchten Strecken waren die Relationen Niederfinow-Hennigsdorf und Königswusterhausen-Berlin.

## 5. Ergebnisse der Messungen und der Dauererprobung

Die Ergebnisse und Messungen sind in diesem Bericht zahlen- und bildmäßig in Diagrammen und einer Tabelle auszugsweise ausgewiesen.

Im einzelnen ergaben sich:

### 5.1 Abladung der Prähme und Trimmung des Schubbootes

Die Prähme wurden nach Vorgabe auf Leertiefgang bzw. Maximaltiefgang durch Zuladung von je 412 t gebracht. Der Konstruktions-tiefgang des Schubbootes wurde lt. Konstruktion mit 1 m bestimmt. Bei den Vorversuchen stellte sich jedoch heraus, daß bei diesem Tiefgang der volle Propellerschub nicht erreicht wurde, weil infolge der am Heck des Bootes vorgesehenen Schlitz für das Ausschwenken der Z-Getriebe der Propeller Luft ansaugte. Der Tiefgang wurde daher durch Zusatzbelastung im Heckbereich (3 t) auf 1,2 m und am Vorschiff auf 1,1 m gebracht. Mit dieser Vertrimmung konnte das Luftansaugen beseitigt werden. (Es wird noch darauf hingewiesen, daß der Berechnung der Düse auch eine Absenkung der Düsenunterkante auf 1,2 m zugrunde lag.

### 5.2 Drehzahl und Schiffsgeschwindigkeit

Die erreichbare Drehzahl war bei voller Füllung des Motors bei  $1550 \text{ u.min}^{-1}$  nicht begrenzt und konnte bis auf  $1570 \text{ U.min}^{-1}$  gesteigert werden. Auch bei der Pfahlprobe wurden Drehzahlen bis  $1550 \text{ U.min}^{-1}$  gefahren.



Diese Tatsache deutet darauf hin, daß der Oberflächenzustand des Propellers noch besonders einwandfrei war und infolgedessen der Propeller auch das volle angebotene Moment bei den angegebenen Drehzahlen noch nicht gefordert hat. Die gefahrenen Schiffsgeschwindigkeiten, die den angestrebten Werten entsprachen, sind vergleichbar aus den Diagrammen ersichtlich. (Abb. 9 und 10)

Im freien Wasser sollte der voll abgeladene Verband eine Geschwindigkeit von 9 km/h im freien Wasser erreichen. Die effektiv gefahrene Maximalgeschwindigkeit im freien Wasser betrug bei dieser Abladung 9,3 km/h.

Bei Alleinfahrt des Schubbootes konnte eine Maximalgeschwindigkeit von 12,8 km/h festgestellt werden. Da die Kursbeständigkeit des Schubbootes bei Alleinfahrt infolge der ungünstigen Ausbildung des Vorschiffes und der Gleichsinnigkeit der Propellerdrehung nicht als ideal zu bezeichnen war, ist zu erwarten, daß bei besseren Vorbedingungen auch noch eine größere Geschwindigkeit hätte herausgefahren werden können. Jedoch ist dies für den normalen Fahrbetrieb ohne Bedeutung, da das Schubboot selten allein fahren wird; dagegen ist die Kursbeständigkeit für Alleinfahrt bei Durchfahren von Schleusenanlagen zur Vermeidung von Beschädigungen und Havarien wichtig. Andererseits können Schäden durch die Steuerkunst und die Erfahrung der Schiffsführer vermieden werden. Gegenläufige Propellerdrehung und gutes Richten der Propellerstrahlen werden hier Abhilfe schaffen.

Der Abfall der Geschwindigkeit bei allen Fahrzuständen erfolgt in Abhängigkeit von der Drehzahl linear. Gemessene Grenzwerte bei voller Abladung im freien Wasser bei  $945 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$  5,54 km/h, im Kanal 4,5 km/h, bei Alleinfahrt entsprechend 7,85 km/h und 7,7 km/h. Die Minimalgeschwindigkeit bei der für den einwandfreien Lauf des Motors noch zulässigen Drehzahl von  $\sim 600 - 700 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$  wurde nicht gefahren.

### 5.3 Leistung, Drehmoment und Propulsion

Die dem Motor bei den verschiedenen Fahrzuständen abgeforderte Leistung konnte aus technischen Gründen (Einsatz des Drehmomentenmeßgerätes war wegen Übertragung des Momentes über eine Ge-

lenkwelle nicht möglich) nur aus dem Verbrauch und der jeweils gemessenen Abgastemperatur ermittelt werden. Abweichungen der Werte von einigen Prozenten vom Effektivwert sind durchaus möglich, haben aber keinen entscheidenden Einfluß auf die Aussage. (Abb. 11 und 12) Trotz dieser Einschränkung kann gesagt werden, daß der Düsenpropeller bei keinem Fahrzustand dem Motor ( $1500 \text{ U.min}^{-1}$ ) das volle Drehmoment abgefordert hat. Die Drehzahl konnte auf  $1570 \text{ U.min}^{-1}$  gesteigert werden. Die dabei verbrauchte Leistung betrug etwa 100 PS. Lediglich bei der Pfahlprobe war die maximale Drehzahl nur bis an  $1550 \text{ U.min}^{-1}$  heranzubringen. Die sich dabei ergebende Leistung entsprach  $\sim 95 \text{ PS}$ .

Bei den Prüfstandsversuchen hat sich nun gezeigt, daß das Fahren einer Überleistung von 110 % und damit des maximal begrenzt zulässigen Momentes bei diesem Motor anscheinend nur im neuen Zustand möglich ist. Über die dafür verantwortlich zu machenden Gründe ist noch mit dem Herstellerwerk zu sprechen.

Die Versuche haben erwiesen, daß bei Fahrt mit dem berechneten Propulsionsorgan bei maximaler Beladung sowohl im freien Wasser als auch im Kanal eine Überlastung des Motors bei einer Drehzahl von  $1500 \text{ U.min}^{-1}$  nicht zu erwarten ist, oder anders ausgedrückt, die geforderte Geschwindigkeit des Verbandes kann auch nach längerer Laufzeit des Propellers und Zunahme der Oberflächenrauigkeit konstant eingehalten werden, ohne eine Überlastung des Motors befürchten zu müssen.

Der gefahrene Treibstoff entsprach den Normwerten.

Die spezifische Leistung pro beförderte Tonne Fracht beträgt bei voller Ausnutzung der investierten Leistung

und Fahrt im freien Wasser  $0,20 \text{ PS/t}$  ( $v_s = 9,3 \text{ km/h}$ )

und Fahrt im Kanal  $0,22 \text{ PS/t}$ . ( $v_s = 7,23 \text{ km/h}$ )

#### 5.4 Das Kühlsystem des Antriebsaggregates

Vor Beginn der Versuche hatte das Kühlsystem der Antriebsaggregate erhebliche Schwierigkeiten bereitet. Diese waren sowohl konstruktiver als auch funktionsmäßiger Natur. Nach Änderung des Systems und Einbau neuer Temperaturregler konnte die Kühlwassertemperatur konstant auf  $+80^\circ\text{C}$  bei einer Toleranz von  $\pm 3^\circ\text{C}$  gehalten



ten werden, und zwar bei allen Fahrzuständen. Während der Versuchszeit traten dann keine Mängel in der erwähnten Weise mehr auf.

Unzuverlässig war auch die Fernanzeige der Kühlwassertemperaturen im Steuerhaus. Die Sicherheit dieser Anzeige muß jedoch gewährleistet sein, weil eine Kontrolle von Meßwerten im Maschinenraum vermieden werden soll, um vermeidbaren Arbeitsaufwand und unnötige Lärmbelästigung zu verhindern. Vielleicht ist der Einbau einer Warn- und Stoppanlage in Erwägung zu ziehen, um den Anfang einer Teilautomatisierung zu machen.

#### 5.5 Der stündliche und spezifische Treibstoffverbrauch

Der ermittelte Treibstoffverbrauch ist einmal in Abhängigkeit von der Drehzahl des Motors, zum anderen in Abhängigkeit von der gefahrenen Geschwindigkeit bei den verschiedenen Fahrzuständen in Diagrammen dargestellt bei gleichzeitiger Einzeichnung der gemessenen Leistung. (Abb. 13 - 15)

Die Werte der einzelnen Leistungsstufen sind zwar deutlich, aber nicht erheblich voneinander abweichend und betragen etwa 10 - 12 %.

Bezieht man dagegen den Verbrauch auf eine vorgegebene Relation von gleicher Länge unter Berücksichtigung der gefahrenen Geschwindigkeiten, so wird der sich ergebende Mehraufwand beträchtlich höher. So ist beispielsweise der Mehraufwand, der bei der Fahrt auf dem Kanal gegenüber der Fahrt im freien Wasser aufgebracht werden muß, um 33 % größer. Für wirtschaftliche Überlegungen und Auswertungen ist diese Ermittlung von besonderer Bedeutung.

Die in den Diagrammen dargestellten Werte sind Mittelwerte, die bei Vorliegen eines Kennlinienfeldes die Abschätzung der aufgewendeten Leistung gestatten. Die Aufnahme eines derartigen Diagrammes, dem die am Prüfstand ermittelten Kennwerte zugrunde zu legen sind, wird zur Auswertung der Versuche für die Anwendung im Schiffsbetrieb aus technischen und wirtschaftlichen Gründen als zweckmäßig angesehen.

Die spezifischen Verbräuche liegen im Bereich der zu erwartenden Werte, wenn auch gewisse Streuwerte, bedingt durch nicht vermeidbare Meßungenauigkeiten, vorhanden sind. Die Bedeutung des spezifischen Verbrauchs, eine Größe, die den Entwicklungsstand einer Antriebsmaschine mit angibt, liegt zusammen mit anderen Werten in der Kontrollmöglichkeit der richtigen Einstellung und hat damit nur indirekt für den Schiffsbetrieb einen Wert.

#### 5.6 Zugkraft am Pfahl und Widerstandsmessung

Bei der Zugprobe am Pfahl wurden beim Betrieb mit 2 Motoren 2600 kp Zugkraft gemessen, während beim Zug mit 1 Motor 1400 kp festgestellt wurden. (Abb. 16)

Die niedrigere Zugkraft beim Zug mit 2 Motoren gegenüber der mit einem Motor läßt darauf schließen, daß die Ursachen für die Verminderung der Zugkraft die gegenseitige Beeinflussung der beiden Düsensysteme ist, die allerdings nur geringfügig ist. Die Justierung der Strahlrichtung ist daher immer sorgfältig vorzunehmen, da der Abstand der Düsensysteme nicht allzu groß ist.

Das kaum merkliche Absinken der Drehzahl bei der Pfahlprobe gegenüber den Drehzahlen der Fahrversuche zeigt wiederum an, daß das vom Motor während der Fahrt angebotene Moment nicht voll ausgeschöpft wird, jedenfalls bei einer glatten Oberfläche des Propellers und dem maximal zu erwartenden Widerstand. Es war beabsichtigt, zur Überprüfung der Propulsionsrechnung den Widerstand des allein fahrenden Schubbootes und des Schubverbandes im Naturversuch in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit zu ermitteln. Der Versuch führte zu keinem brauchbaren Ergebnis, da es nicht gelang, den Verband auf Kurs zu halten. Bei abgeschaltetem Antrieb reichte der mit den Drehdüsen aufzubringende Steuerdruck nicht aus, der Verband scherte aus und die gemessenen Zugkräfte schwankten zwischen null und weit über 4000 kp. Ursache dieses Verhaltens ist die Form des Vorschiffes und die ungenügende Steuerkraft der Düsen bei stehendem Propeller. Da aber die Kenntnis des effektiven Widerstandes für viele Zwecke von Bedeutung sein kann, ist beabsichtigt, den Versuch durch Anbau eines provisorischen Hilfsruders an einem Serienschubschiff und -verband nachzuholen.



### 5.7 Das Z-Getriebe Typ ZG-48/1

Die beiden Funktionsmuster des Z-Getriebes haben während der genannten Versuchszeit ca. 2700 Stunden gearbeitet, wovon 2000 Stunden gewertet wurden. Das Moment, das während dieser Zeit vom Getriebe aufgenommen werden mußte, betrug im Durchschnitt 80 - 100 % des möglichen. Eine höhere Belastung könnte zeitweise bei den Stoppversuchen aufgetreten sein.

Während der Meßfahrten sind außer der Zerstörung der Ölleitungen (die festen wurden noch während der Meßfahrten gegen flexible Leitungen ausgetauscht) keine grundsätzlichen Schäden aufgetreten.

Die Öltemperaturen im Getriebe stiegen nach stundenlangem Betrieb bis auf +60°C an und blieben dann konstant. (Abb. 17)

Während der Dauerversuche traten dagegen einige Schäden auf, die einen Ausbau des Getriebes und eine Reparatur notwendig machten. Die Ursachen dieser Schäden, soweit sie festzustellen und zu beurteilen waren, scheinen auf äußere Einflüsse zurückzuführen zu sein. Durch Einklemmen von Steinen und Holzteilen zwischen Getriebeunterteil (Schaft) und Propeller kam es zu Stoßbelastungen und Bewegungshemmungen in den Antriebsteilen des Getriebes, die in einem Falle zum Bruch der Steuerwelle und der Zähne der Steuerwelle, im anderen Falle zur Deformierung der Wellenkupplung der inneren Antriebswelle führten. Die Momentensperre am Getriebeoberteil (Rundgummilager) wurde während des Versuchsbetriebes mehrfach beschädigt, da die spezifische Pressung (Strichberührung) zu hoch war. Am Unterwasserteil kam es zu Undichtigkeiten, so daß Wasser in das Getriebe eindringen konnte. Maßnahmen zur Beseitigung der Fehler wurden eingeleitet und durchgeführt.

Bei der Rückmontage des Getriebes nach dem 2000-stündigen Dauerbetrieb zeigten die Lager und Zahnflanken der Triebe ein normales Tragbild und keinen außergewöhnlichen Verschleiß.

Das Umsteuern des Unterwasserteils mit Hilfe der vertikal verschiebbaren Steuerwelle und der beiden Wellenkupplungen wurde während des Betriebes in beiden Richtungen in erhöhtem Maße vorgenommen und bot keinen Anlaß zu Beanstandungen. Die Erfahrungen mit

den Seriengetrieben werden noch wertvolle Hinweise für die Vollkommnung bringen.

Die beim Umsteuern aufzuwendende Kraft am Steuerrad bewegte sich in den zugelassenen Grenzen bis 20 kp während des Stillstandes und während der Fahrt. Im Langsamgang kam die erforderliche Steuerkraft am Steuerrad über eine Größe von 5 kp nicht hinaus.

Das Ausschwenken des Getriebes zur Kontrolle und zur Ölentleerung war mit einem hohen Maß von Muskelkraft und Vorbereitungen verbunden und muß einfacher werden.

Da die Düse wegen des geforderten Maximaltiefganges in Höhe der Wasseroberfläche angeordnet sein muß, besteht immer die Gefahr des Einschwimmens von Fremdkörpern in den Düseninnenraum und bietet in erhöhtem Maße Anlaß zu Schäden und Abwürgen des Antriebsmotors, besonders im Winter bei Eisfahrt. Zwar bringt eine Düse eine Schubvergrößerung bei gleichem Durchmesser, andererseits aber bei ihrer Anordnung in Höhe der Wasserlinie betriebliche Nachteile. Was schwerer wiegt, ist zu prüfen durch einen Versuch mit einem Propeller ohne Düse, der im Durchmesser vergrößert werden kann, um die gleiche Schubkraft aufbringen zu können. Gegen Böschungsberührung kann ein entsprechender Schutz angebracht werden. Die Montage- und Kontrollverhältnisse am Propeller würden durch eine derartige Maßnahme vereinfacht. (Abb. 6 und 7)

Die Halterung des Getriebes im Mittelteil ist starr ausgeführt. Einwände, daß bei eventueller Grundberührung ein Ausweichen nicht möglich sei und zu Brüchen führen könne, sind wenig stichhaltig, da eine Grundberührung bei der getroffenen Anordnung kaum erwartet werden kann. Vorerst ist daher eine Sollbruchstelle an diesem Teil nicht unbedingt anzubringen.

### 5.8 Stoppvermögen und Manövrierfähigkeit

Die Drehung des Unterwasserteils um  $180^{\circ}$  bzw.  $360^{\circ}$  nach beiden Seiten ist ein Vorzug der Antriebsanlage im Hinblick auf die Manövrierfähigkeit und das Stoppvermögen. Es gelang, den voll abgeladenen Verband durch Drehen des Unterwasserteils um  $180^{\circ}$  ohne Zurücknahme der Füllung in 50 - 60 Sekunden zum Stehen zu



bringen. Die Stoppstrecke betrug eine Verbandslänge. Der Drehkreis wurde sowohl über Steuerbord als auch über Backbord gefahren. Dabei sank die Motordrehzahl nur um  $100 \text{ U.min}^{-1}$  ab und der Verband drehte auf der Stelle. Die Manövrierfähigkeit bei Vor- und Rückwärtsfahrt war in beiden Fällen gut und gleichwertig.

Da beide Propeller nur eine Drehrichtung besaßen, war das Kurs halten bei Alleinfahrt des Schubbootes erschwert. Bei Verbandsfahrt blieb der Einfluß der Anordnung dagegen ohne störenden Einfluß. Bei den Serienanlagen wird durch Einbau entgegengesetzt schlagender Propeller dieser Mangel vermieden werden können.

## 5.9 Lärmerscheinungen auf dem Schubboot

Schallpegelmessungen wurden sowohl an Bord als auch bei den Prüfstandsmessungen vorgenommen. Bei Vorbeifahrt war die Laufstärke mit 92 - 95 phon noch zu hoch, allerdings erfolgte die Messung bei Fahrt ohne Schalldämpfer in der Abgasleitung. Nach Einbau eines Schalldämpfers wird die zulässige Lautstärke wohl eingehalten werden können. (Abb. 18 und 19, Auszüge der Diagramme) Auch für die Verbesserung des Lärmschutzes in den Wohnräumen kann der Schalldämpfer beitragen.

Die zur Verbesserung der Verhältnisse notwendigen Maßnahmen sind neben dem Einbau des Schalldämpfers sekundäre Änderungen durch andere Gestaltung der Konstruktionselemente, Isolierung des Bodens und Verwendung von Dämmstoffen.

Körperschallmessungen haben ergeben, daß als Hauptlärmquelle nur der Antriebsmotor berücksichtigt werden muß. Die Lärmerzeugung des Getriebes liegt unter der des Motors.

Im Maschinenraum werden die Grenzkurven des zulässigen Lärms überschritten, jedoch ist dies nicht so schwerwiegend, da ein Daueraufenthalt der Besatzungsmitglieder im Maschinenraum während des Fahrbetriebes grundsätzlich entfällt.

## 5.10 Prüfstandserprobung des Z-Getriebes

### 5.10.1 Einleitung

Der Prüfstandsversuch wurde zur Ergänzung der Bordversuche

durchgeführt und sollte den für die Propulsionsrechnung wichtigen Getriebewirkungsgrad bei den verschiedenen Motordrehzahlen effektiv bestimmen. Ein Programm, nach dem der Versuch ablief, wurde von der Forschungsanstalt für Schifffahrt, Wasser- und Grundbau aufgestellt und mit dem VEB Getriebewerk Gotha, dem VEB Roßlauer Schiffswerft und der DSRK abgestimmt.

#### 5.10.2 Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand war so eingerichtet, daß der auf einem Hochgerüst elastisch gelagerte Antriebsmotor über eine starre Hohlwelle mit dem Getriebeeingang und der Getriebeausgang über eine weitere starre Welle mit einem Gleichstromgenerator verbunden war, der zur Belastungserzeugung diente. Der erzeugte Strom wurde über Drahtwiderstände vernichtet.

An den beiden Wellen wurde je ein Geber (MDS 32) zur Leistungsbestimmung mit dem Maihak-Drehmomentenmeßgerät (MDS 2) angebaut.

Drehzahlmessungen erfolgten zum Vergleich mit 2 Einrichtungen, Stichtrehzählern und dem Maihakgerät. Temperaturen wurden an 3 Stellen im Getriebe (Antrieb, Unterwasserteil und Ölbehälter), am Motor an ebenfalls 3 Stellen (Abgas, Kühlwassertemperatur und Öltemperatur) mit Thermoelementen und die Außentemperatur der Umgebung mit Quecksilberthermometern gemessen. Vor jeder Messung wurde der Beharrungszeitpunkt abgewartet (20 Minuten).

Schallpegelmessungen erfolgten mit dem Schallpegelmesser Typ EZGN von Rohde und Schwarz in Verbindung mit dem Oktavpaßfilter P 1.

#### 5.10.3 Meßergebnisse

Die Versuche haben ergeben, daß der zuerst angenommene Wirkungsgrad ( $\eta_G = 0,94$ ) nicht erreicht wurde, sondern daß maximal ein Wert von  $\eta_G = 0,90$  vorliegt. (Abb. 20) Dieses Ergebnis ist aus der Tatsache zu erklären, daß die große Anzahl der Lager, der Räderpaare, der Betrieb zweier Ölpumpen und die großen Wellendichtungen im Unterwasserteil einen erheblichen Energieverlust hervorrufen. Aus der Tabelle ist die Höhe der jeweiligen Verlustleistung ersichtlich.



Die aufzubringende Verlustleistung ist abhängig von der Drehzahl und der bei dieser Drehzahl zu übertragenden Leistung bzw. dem entsprechenden Moment. Sie beträgt zwischen 4 PS bei 950 Umdrehungen und ca. 11 PS bei 1600 Umdrehungen. (Tab. 1)

Der Wirkungsgrad wächst sehr schnell vom Leerlaufwert  $\eta_G = 0,45$  bei  $1215 \text{ U.min}^{-1}$  bis zum Maximum von  $\eta_G = 0,9$  bei 90 - 100 % Belastung. Unter den vorher erläuterten Bedingungen ist der erreichte Wert als normal und günstig zu bezeichnen.

Mit dem vorliegenden Motor war eine Überleistung von 110 % nicht zu erreichen. Es ist jedoch anzunehmen, daß auch in diesem Falle der gleiche oder ein geringfügig besserer Wert zu verzeichnen ist. Die Öltemperaturen im Getriebe stiegen während eines mehrstündigen Versuches auf  $+90^\circ$  bis  $+95^\circ\text{C}$  an und blieben dann konstant. Es darf angenommen werden, daß bei Temperaturen von  $+60^\circ\text{C}$ , wie sie bei Fahrt im Wasser auftreten, wegen der besseren Schmierfähigkeit geringfügige Verbesserungen des Wirkungsgrades eintreten werden. Die hohen Ölbetriebstemperaturen übten auf die Laufeigenschaften und den Öldruck keinen nachteiligen Einfluß aus.

Aus den Körperschallmessungen war ersichtlich, daß die Hauptlärmquelle der Motor ist und daß durch die schwingungsisolierte Aufhängung des Motors und des Getriebes eine Weiterleitung des Lärmes über das Fundament zu den Wohnräumen unterbunden wird.

Während des Versuchslaufes wurde die Drehbewegung des Unterteiles durch Betätigung des Steuerschiebers nachgeahmt. Trotz vermehrter Betätigung hintereinander waren keine nachteiligen Folgen feststellbar. Auch andere Fehler traten bei dem 60-stündigen Prüfstandsbetrieb nicht zutage.

Nach den vorliegenden Erkenntnissen wird das Getriebe die Laufzeit des Motors bis zur ersten Hauptinstandsetzung entscheidend überdauern, vorausgesetzt, daß die Wartung und Kontrolle aufmerksam und vorschriftsmäßig erfolgt, keine Stoßbelastungen auftreten und keine konstruktiven Abänderungen andere Bedingungen schaffen.

Durch die wahlweise Übertragung des Antriebsmomentes bei der Drehung über eine der Antriebswellen wird je nach Drehrichtung

die eine oder andere Welle insgesamt belastet, um so ein sonst vorhandenes Gegenmoment unwirksam zu machen. Bei Antrieb des Schubbootes mit 2 Antriebsanlagen erfolgt diese Minderung, zumindest teilweise, durch gegenläufige Anordnung der Propeller. Es wäre zu überlegen, den Trieb bei diesen Verhältnissen durch Weglassen der Kupplung und des Steuerschiebers zu vereinfachen und nur bei Einzelantrieb einen 2-Wellenantrieb mit abwechselnder Belastung vorzusehen.

#### 5.10.4 Fahrt mit abgebauter Düse

Die Ansichten, ob es zweckmäßig ist, den Propeller am Z-Getriebe mit oder ohne Düse arbeiten zu lassen, sind noch nicht einheitlich. Entscheidend sind nicht die Propulsionsverhältnisse, sondern hauptsächlich die möglichen Störungen während des Betriebes durch die störanfällige Anordnung der Düse.

Um festzustellen, ob durch Abbau der Düse eine Verminderung der Manövrierfähigkeit eintritt, wurde eine Versuchsfahrt ohne Düse unternommen mit folgenden Ergebnissen:

Sowohl im Kanal als auch im freien Wasser war keine Verschlechterung der Steuerfähigkeit festzustellen. (Abb. 20 u.21) Auch beim Drehkreisfahren veränderten sich die Verhältnisse gegenüber der Fahrt mit Düse nicht.

Daß sich die Propulsionsverhältnisse veränderten, war klar. Die bei Fahrt mit Düse ermittelten Drehzahlen wurden nicht erreicht. (Gefahren wurde mit dem Propeller, der für den Betrieb mit Düse berechnet und konstruiert war.) Unter den veränderten Bedingungen wurden folgende Geschwindigkeiten erreicht (Abb.21):

im freien Wasser 8,2 km/h gegenüber 9,3 km/h bei Fahrt mit  
Düse,

im Kanal 6,7 km/h gegenüber 7,3 km/h bei Fahrt mit  
Düse.

Der Drehzahlabfall betrug in beiden Fällen  $\approx 260 - 270 \text{ U.min}^{-1}$ .

Der Versuch hatte nur orientierenden Charakter und sollte keine Propulsionsuntersuchung sein.

Bewiesen werden konnte jedenfalls, daß die Manövrierfähig-



keit durch Abbau der Düse nicht vermindert wird. Dagegen wirkte sich aus, daß nach schnellen und großen Drehungen des Unterwasserteils und Rückkehr in die Geradeausstellung sich ein Pendeln des Unterwasserteiles einstellte, wenn auch nur kurzzeitig. Damit kann eine Erhöhung der Stoßbelastung und ein größerer Verschleiß eintreten. Durch Verwendung gegenläufiger Propeller und andere Maßnahmen (Stabilisierungsflächen) kann dieser Fehler wahrscheinlich aufgehoben werden.

Die zu erreichenden betriebstechnischen Vorteile dürften zu sehen sein in

- a) einer Vermeidung des Festklemmens von Fremdkörpern und Eis- matsch,
- b) der Verminderung des Außendurchmessers (Propellerdurchmesser zwar größer als mit Düse) und damit Erhöhung der Sicherheit,
- c) der Vereinfachung der Ausbildung des Hinterschiffes und
- d) der Erhaltung des bisherigen hydraulischen Wirkungsgrades und des Schubes.

## 6. Zusammenfassung und Auswertung

Das Kanalschubboot und das Z-Getriebe haben die nach dem Pflichtenheft geforderten Bedingungen für die Fahrt im Kanal und freien Wasser nach Beseitigung der zu Anfang der Versuche und während der Dauererprobung auftretenden konstruktiven und produktionsbedingten Mängel grundsätzlich erfüllt. Bei voller Abladung der Prähme (824 t) wurden die Geschwindigkeitsforderungen für die Fahrt im freien Wasser und im Kanal mit 9,3 km/h und 7,23 km/h voll erfüllt. Einige Hinweise für eine Optimierung sollen nachstehend gegeben werden:

1. Wird Wert auf Einhaltung eines maximalen Tiefganges von 1 m gelegt und soll der Düsenpropeller beibehalten werden, so ist das Hinterschiff so zu gestalten, daß keine Luft in die Düse eintreten kann.  
Entschließt man sich, ohne Düse zu fahren, so wird gleiches zu tun sein, wenn auch mit weniger Aufwand.
2. Die Vorrichtung zum Heben und Senken des Getriebes ist zu mechanisieren.

3. Wenn der auf dem Schubboot hervorgerufene Lärm nach Einbau des Schalldämpfers noch so groß ist, daß die Bedingungen der DSRK in einzelnen Bereichen nicht erfüllt werden, so sind weitere sekundäre Maßnahmen zur Lärmbekämpfung einzusetzen. Auch muß man den Motorenhersteller veranlassen, primäre Maßnahmen zur Minderung der Lärmerzeugung zu untersuchen und anzuwenden.
4. Das Kühlsystem ist sehr kompliziert und wird daher auch bei der Serie durch ein einfacheres (Außenhautkühlung) ersetzt. Das gefährliche Zusetzen der Seekästen wird auf diese Weise vermieden.
5. Während der Versuche hat das Z-Getriebe den Belastungen der 2000-Stunden-Erprobung standgehalten und auch keinen außergewöhnlichen Verschleiß gezeigt. Da die Funktionsmuster den Anforderungen entsprachen, ist nachzuprüfen, ob eine Steigerung der Belastung um 25 % vorgenommen werden kann. Das ist wichtig für evt. Erhöhung der Belastung im Betrieb.

Das Schmier- und Hydrauliksystem erfüllt die gestellten Anforderungen. Die Öltemperaturen kommen niemals in einen Bereich, der dem Öl und der Schmierung schaden kann.

Da bei gegenläufig drehenden Propellern der Momenteneinfluß auf die Steuerkraft nicht mehr so ausschlaggebend ist, wäre eine Vereinfachung des Antriebes unter Umständen vorteilhaft.

Wenn auch die Verwendung einer Düse für die Propulsion von Vorteil ist, so sollte man bei der vorliegenden Anordnung die betrieblichen Nachteile nicht verkennen. Der Versuch eines Betriebes ohne Düse und mit größerem Propellerdurchmesser sollte auf jeden Fall gemacht werden.



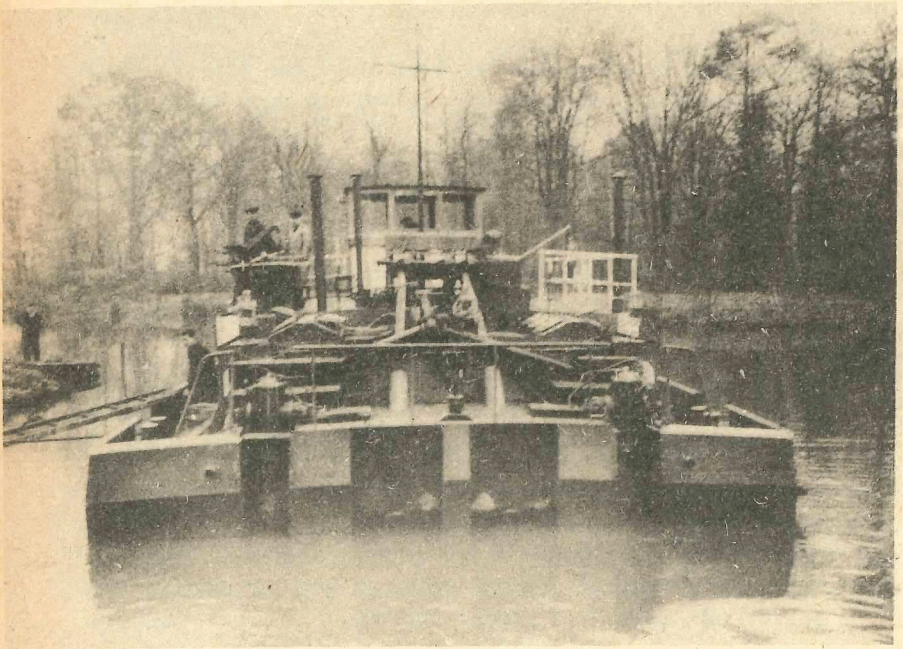


Abb. 1 - Heckansicht des Kanalschubbootes

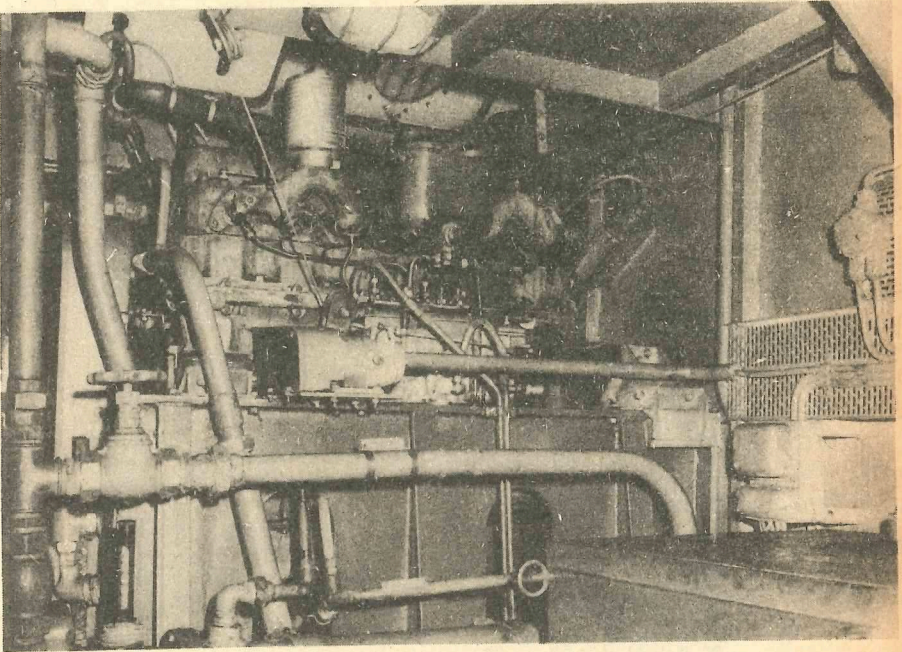


Abb. 2 - Teilansicht des Maschinenraumes des Kanalschubbootes. Blick auf den Steuerbordmotor mit Fundament.



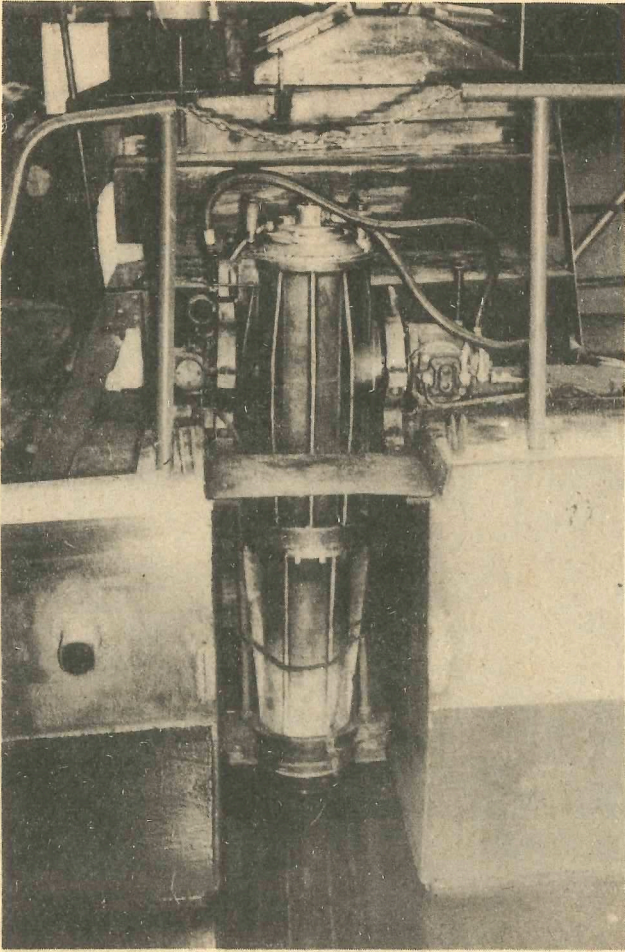


Abb. 3 - Ansicht des eingebauten Z-Getriebes Typ ZG-48/1  
am Heck des Bootes

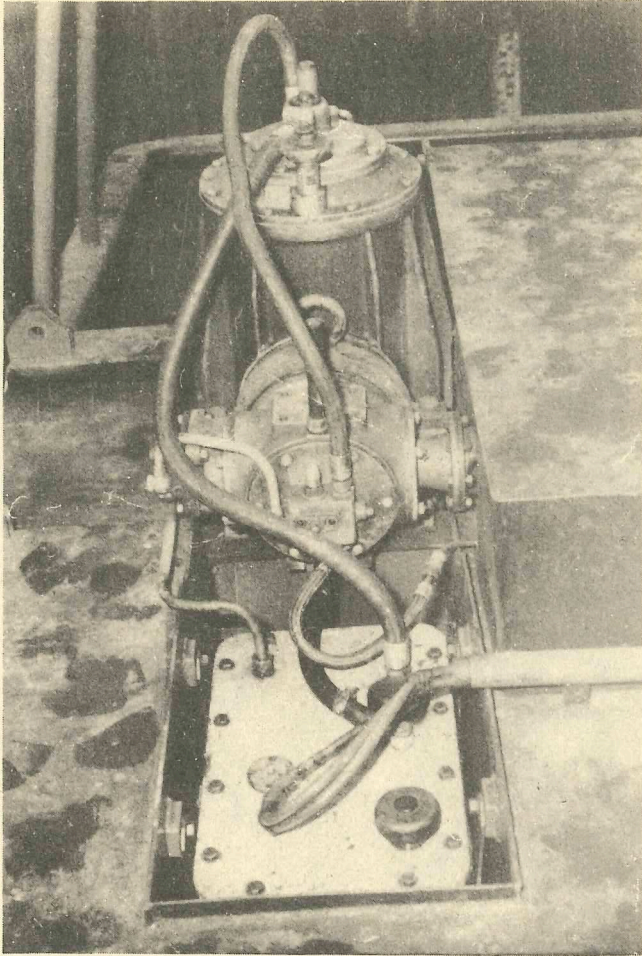


Abb. 4 - Seitenansicht des Z-Getriebes, Antriebsseite



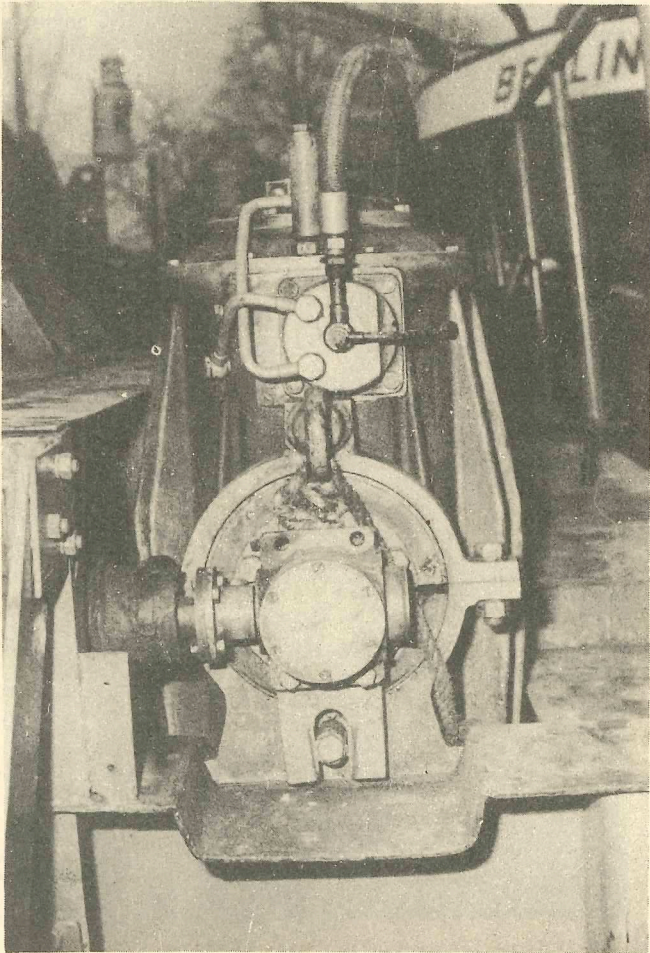


Abb. 5 - Seitenansicht des Z-Getriebes, Eingang des Antriebes für die Lenkung.

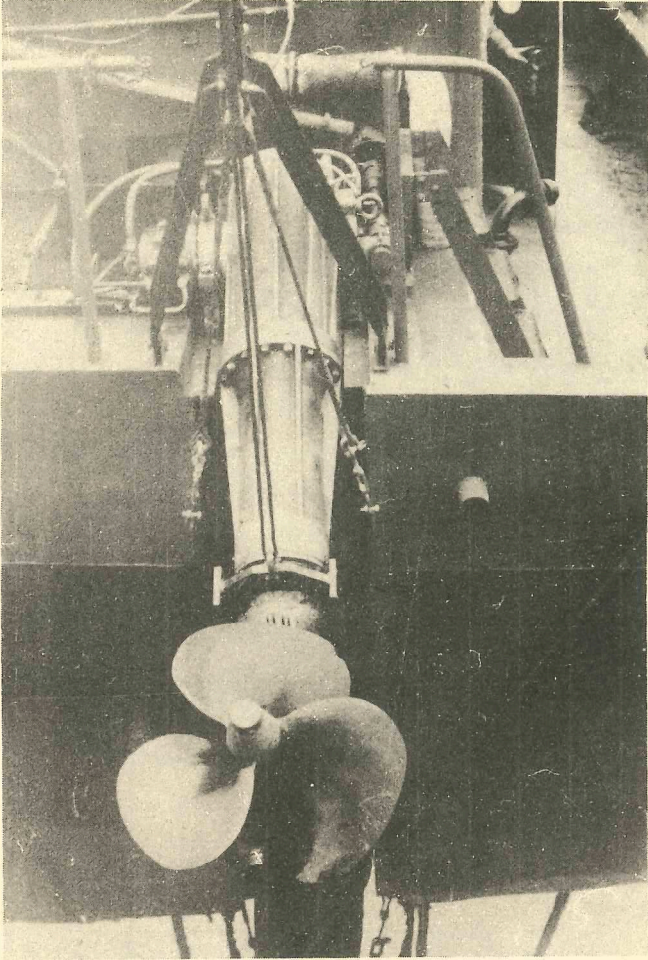


Abb. 6 - Gesamtansicht des ausgeschwenkten Z-Getriebes.  
Die Düse ist abgebaut.



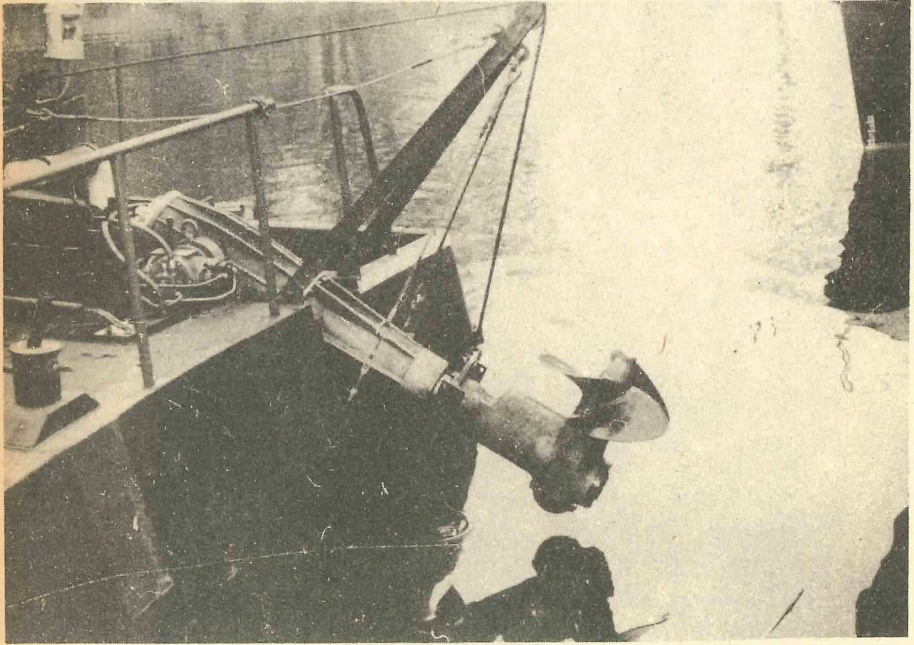


Abb. 7 - Seitliche Ansicht des ausgeschwenkten Z-Getriebes mit der Hebevorrichtung.

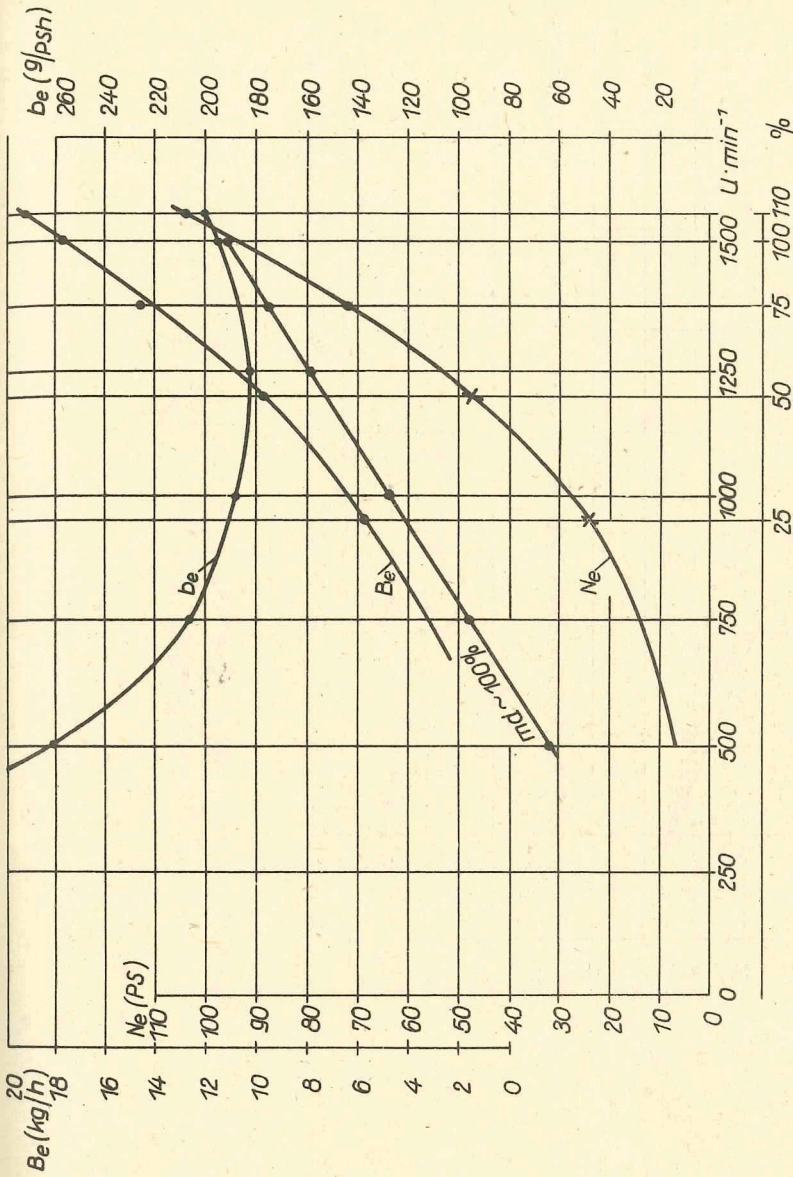


Abb. Nr. 8 Prüfstandwerte des Antriebsmotors (Ø KVD 14,5) des Antriebs-  
aggregates des Kanalschubbootes mit dem Z-Getriebe (ZG 48/1)



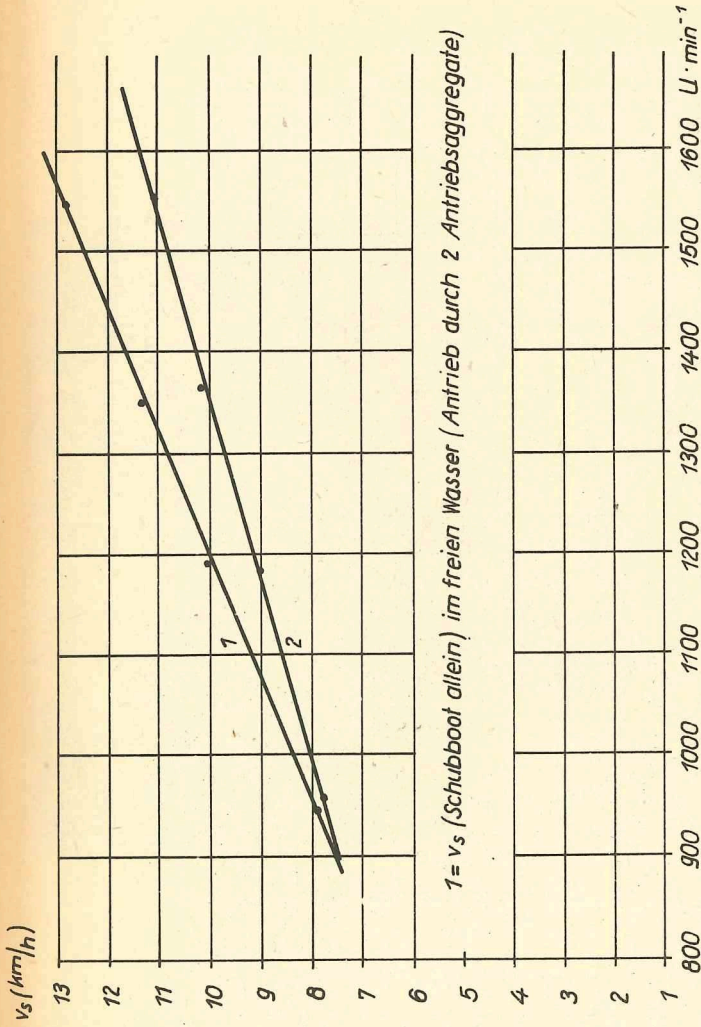
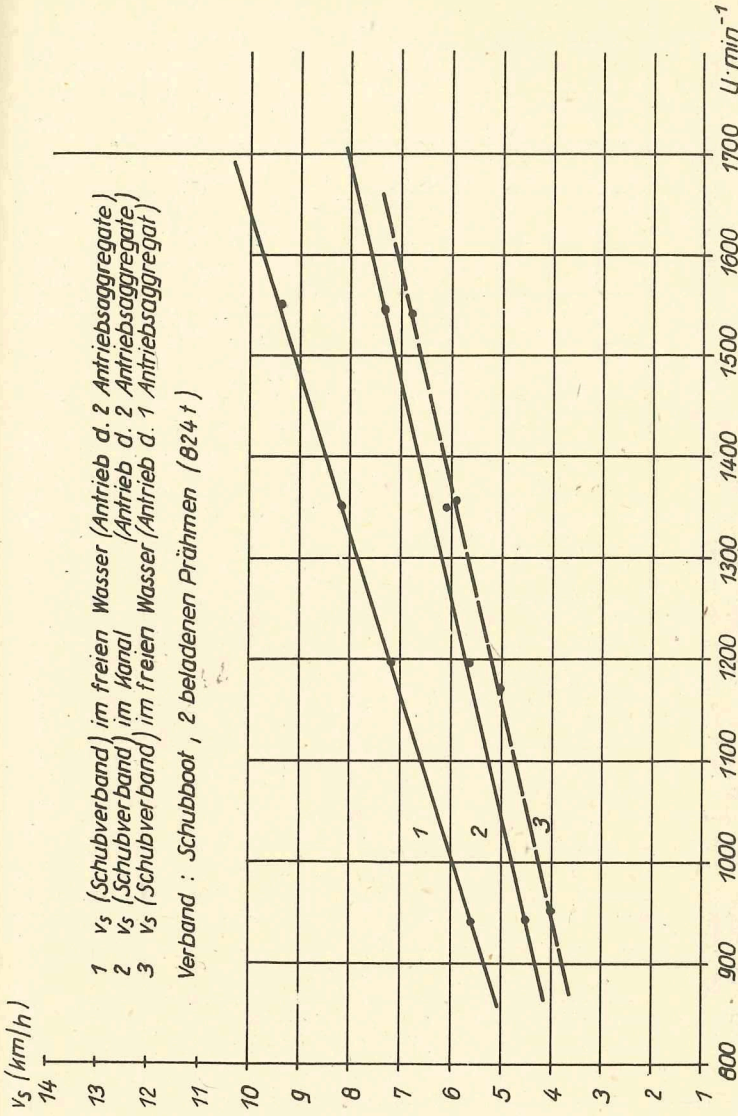


Abb. Nr. 9 Schiffsgeschwindigkeit des Schubbootes bei Alleinfahrt in km/h mit dem Schubboot „2303“ und neuen Z-Getrieben „ZG-48/1“ bei Fahrt im freien Wasser und im Kanal mit 2 Antriebsaggregaten.



1  $v_s$  (Schubverband) im freien Wasser (Antrieb d. 2 Antriebsaggregate)  
2  $v_s$  (Schubverband) im Kanal (Antrieb d. 2 Antriebsaggregate)  
3  $v_s$  (Schubverband) im freien Wasser (Antrieb d. 1 Antriebsaggregate)

Verband : Schubboot, 2 beladenen Prähmen (824 t)

Abb. Nr.10 Schiffsgeschwindigkeit des Schubverbandes (in km/h) mit Schubboot „2303“ und neuen Z-Getrieben „ZG 48/1“ und 2 beladenen Prähmen mit je 412 t bei Fahrt im freien Wasser mit 2 und 1 Antriebsaggregaten (Motor: 6 KVD 14,5)



Ermittelte mittlere Leistung eines Antriebsaggregates bei verschiedenen Fahrzuständen des Schubbootes und des Schubverbandes (allein, mit 2 leeren und 2 beladenen Prähmen im freien Wasser und im Kanal) in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Verbandes (km/h).  
(Motor: 6KVD 14,5; Getriebe: ZG-481)

1a Schubboot allein im freien Wasser

1b Schubboot allein im Kanal

2a Schubboot mit 2 leeren Prähmen im freien Wasser

2b Schubboot mit 2 leeren Prähmen im Kanal

3a Schubboot mit 2 beladenen Prähmen (824t) im freien Wasser

3b Schubboot mit 2 beladenen Prähmen (824t) im Kanal

4 Schubboot mit 2 beladenen Prähmen (824t) im freien Wasser, angetrieben durch 1 Antriebsaggregat

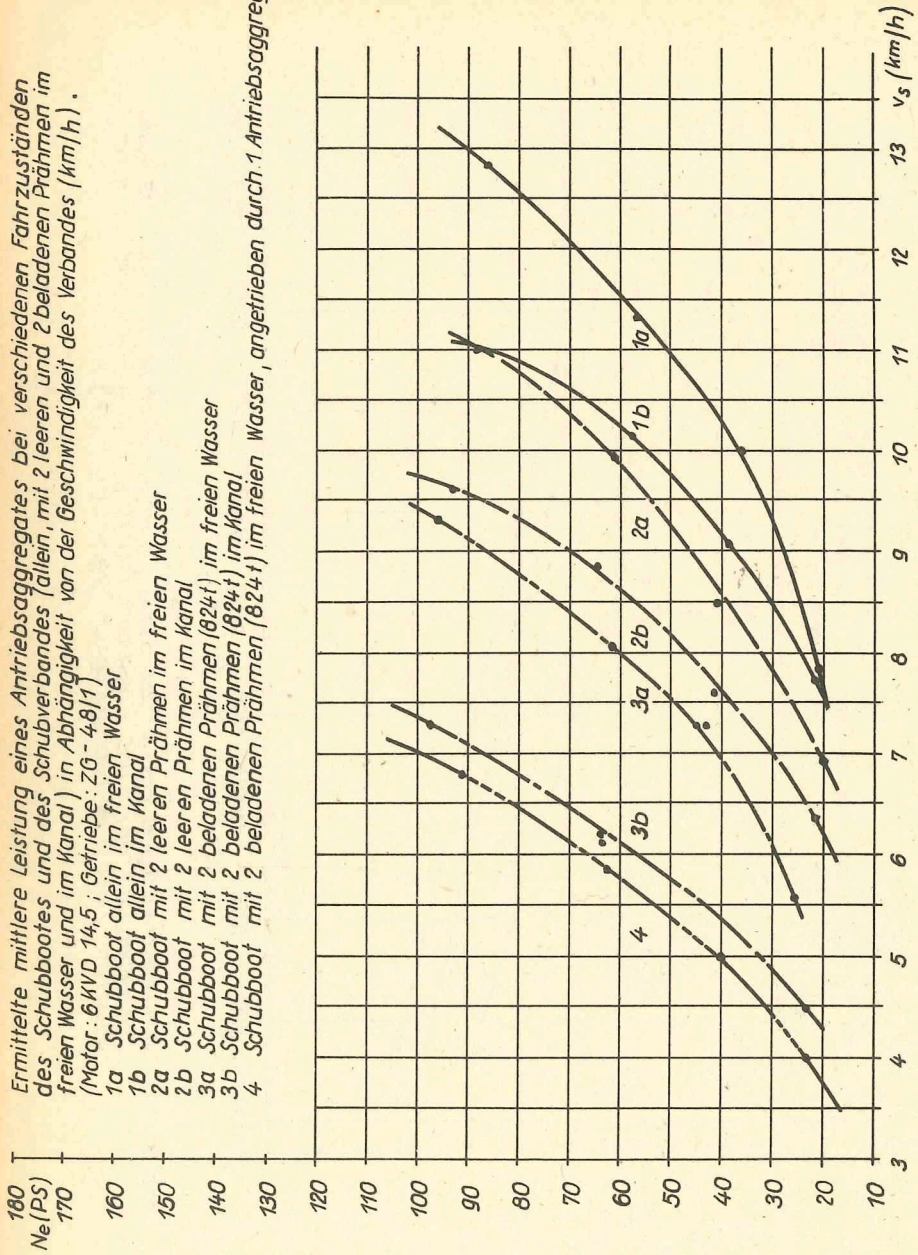


Abb. Nr. 77

- 1a Schubboot allein im freien Wasser
- 1b Schubboot allein im Kanal
- 2a Schubboot mit 2 leeren Prähmen im freien Wasser
- 2b Schubboot mit 2 leeren Prähmen im Kanal
- 3a Schubboot mit 2 beladenen Prähmen im freien Wasser
- 3b Schubboot mit 2 beladenen Prähmen im Kanal

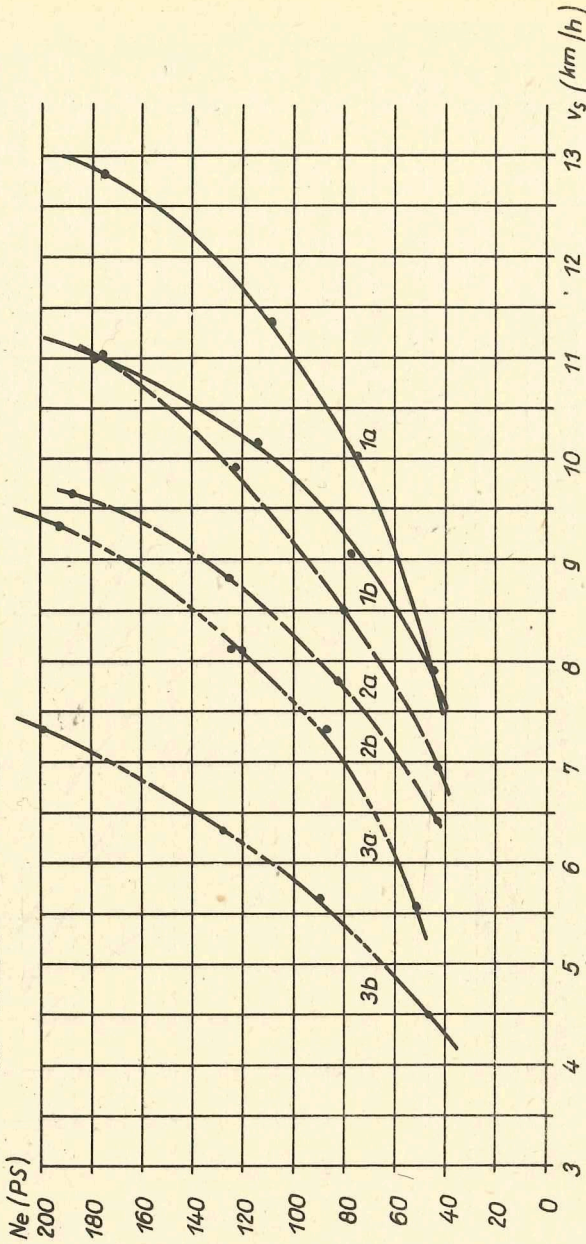
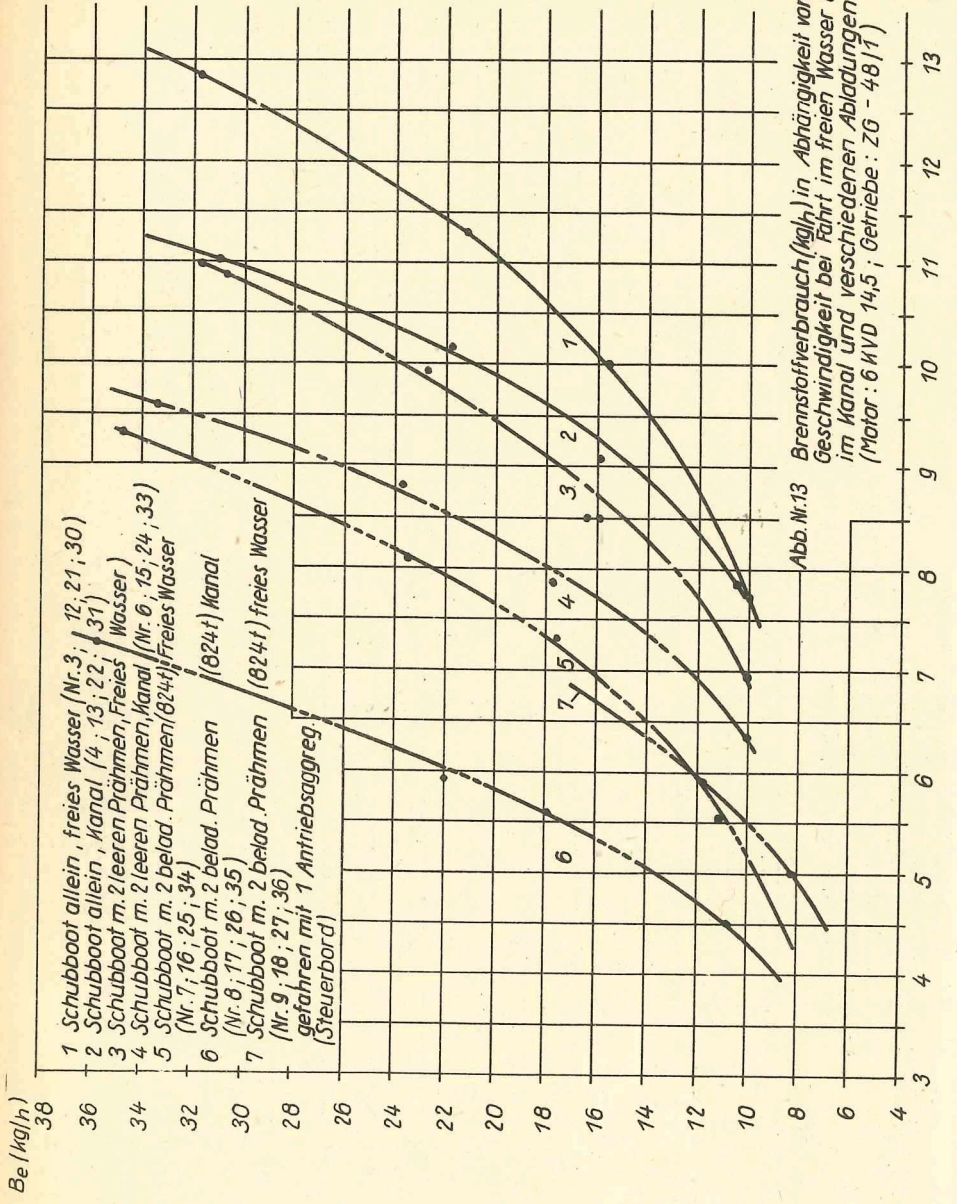


Abb. Nr. 12 Ermittelte mittlere Gesamtleistung der Antriebsaggregate des Schubbootes und des Schubverbandes bei verschiedenen Fahrzuständen (siehe Diagramm der Einzelleistungen der Aggregate) in Abhängigkeit von der Verbundgeschwindigkeit (km/h) (Motor: 6 KWD 14,5; Getriebe: ZG-48/1).





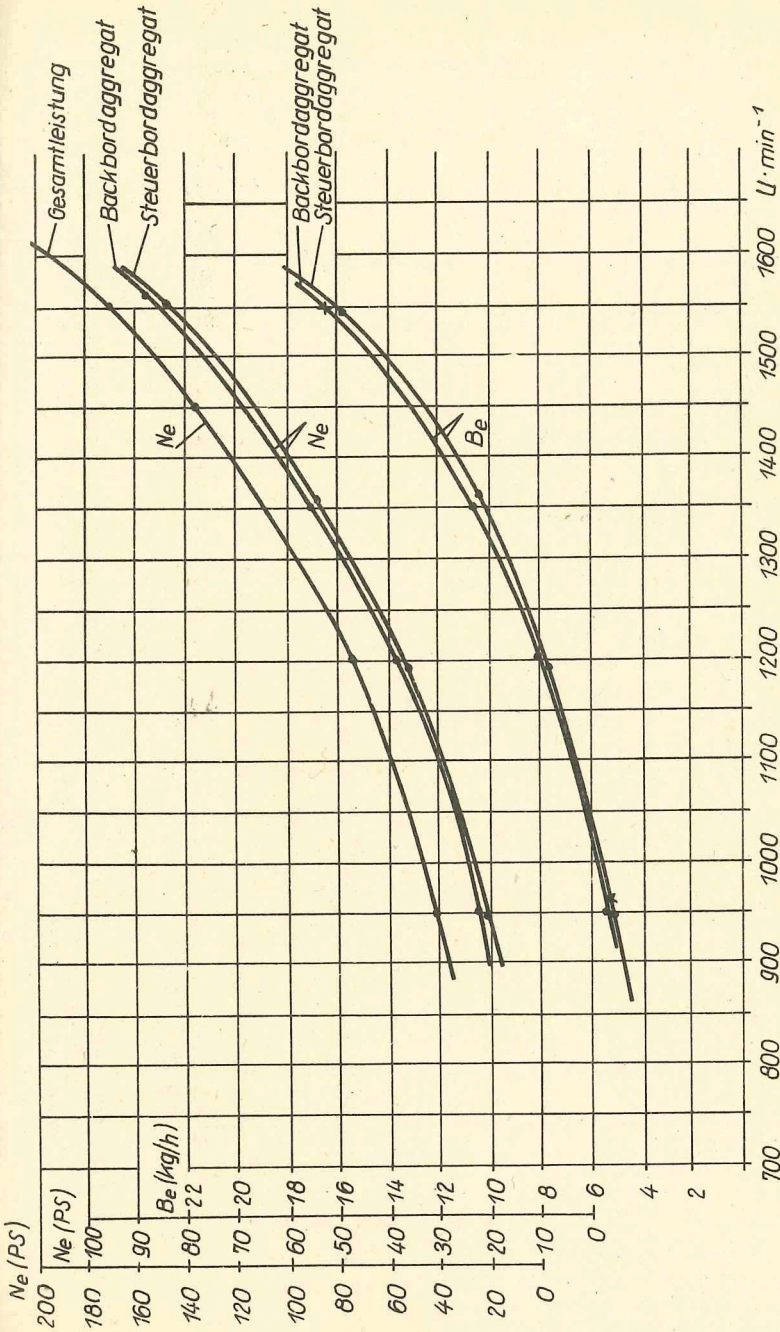


Abb. Nr. 14 Sttl. Verbrauch, Einzel- und Gesamtleistung der Motoren mit beiden Antriebsaggregaten des Schubbootes bei Alleinfahrt im freien Wasser (Motor: 6 MVD 14, 5; Z-Getriebe ZG-48 | 1)



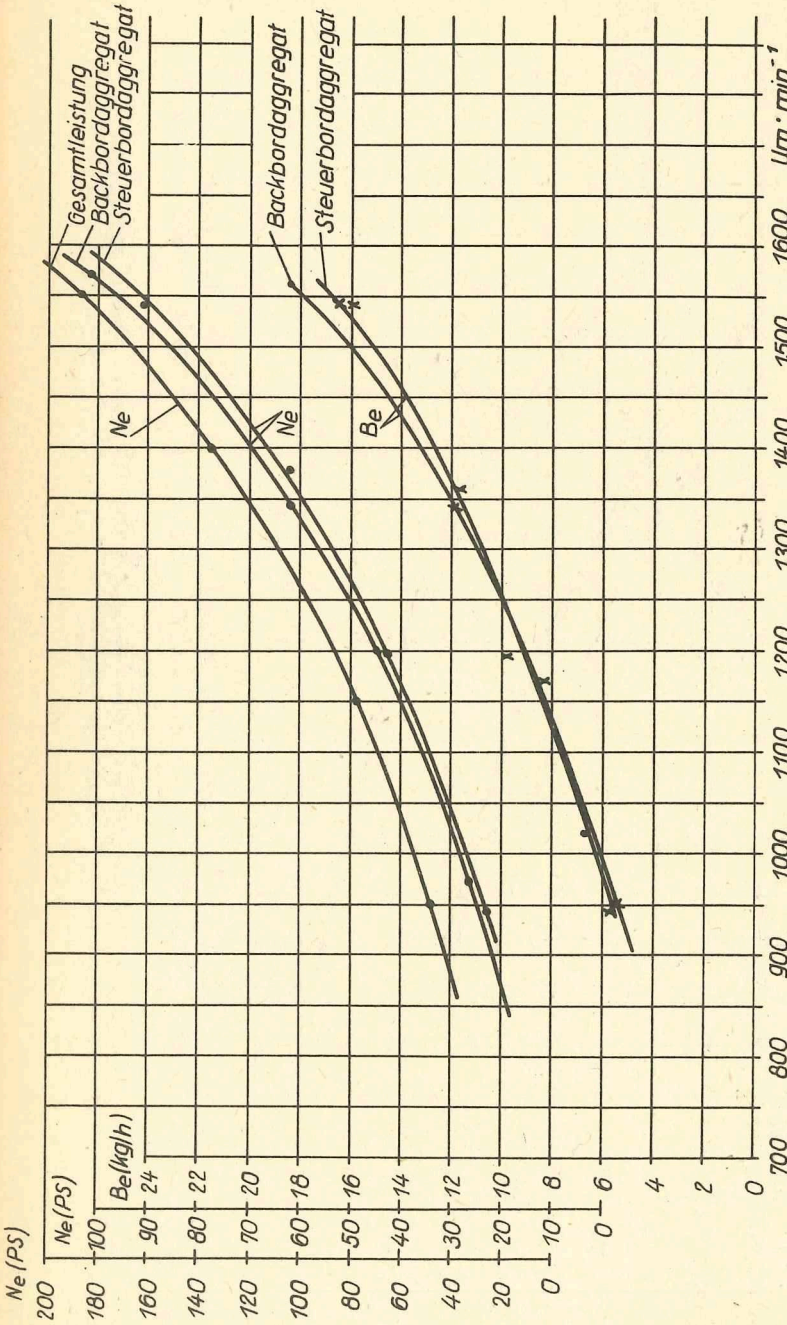


Abb. Nr. 15 Stdl. Verbrauch, Einzel- und Gesamtleistung der Motoren mit beiden Antriebsaggregaten des Schubsbootes bei Fahrt im freien Wasser mit 2 beladenen Prähmen (824t) (Motor: 6KWD 14,5; Getriebe: ZG - 48/1)

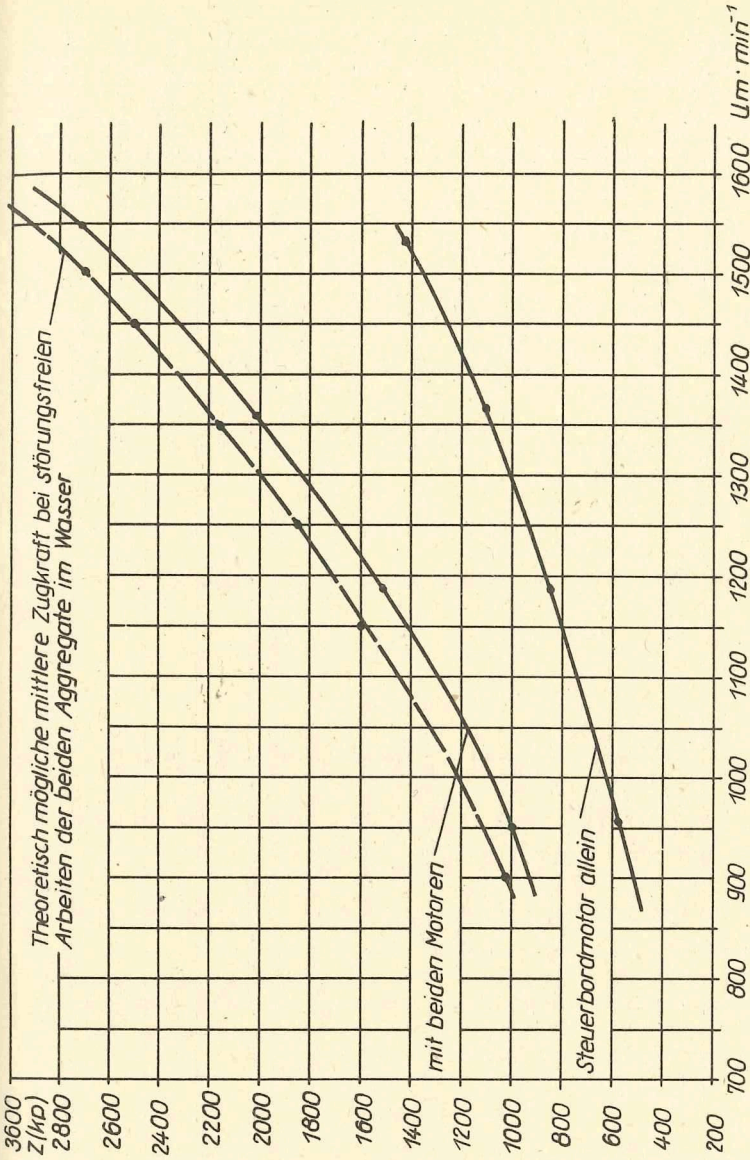


Abb. Nr. 16 Gemessene Zugkraft bei der Pfahlprobe mit dem Schubboot und Einsatz eines und beider Antriebsaggregate (Motor: 6 KVD 14,5; Getriebe: ZG-48/1)



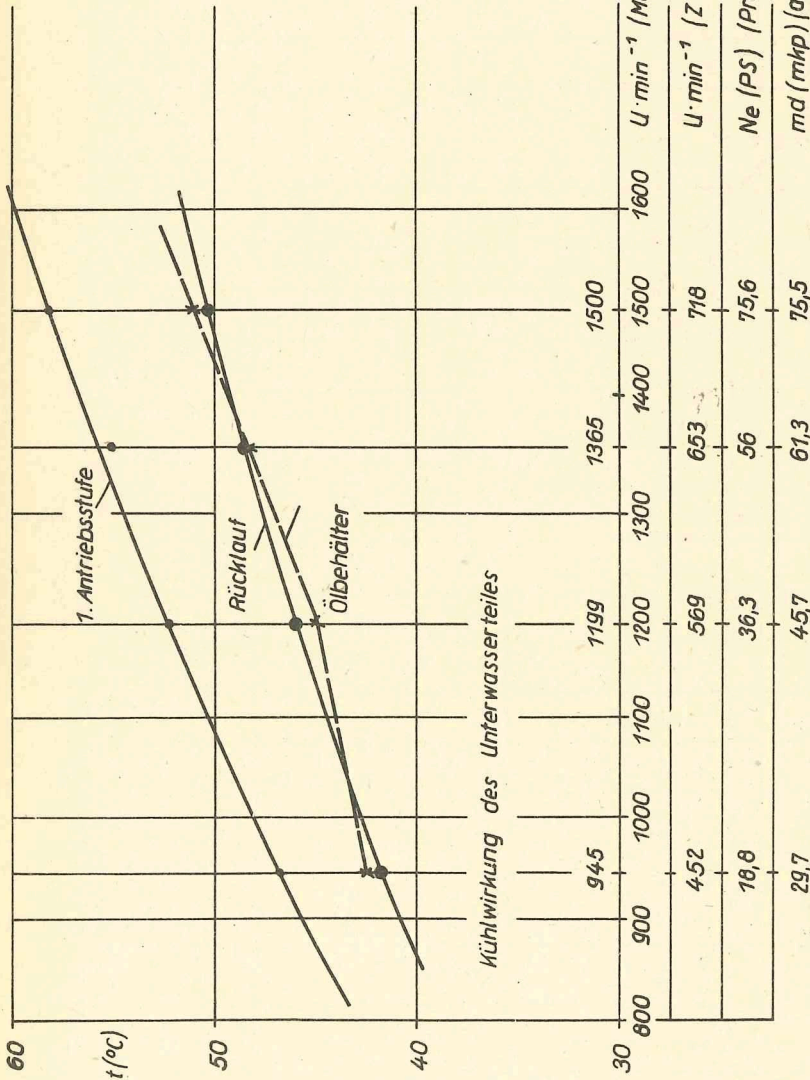


Abb. Nr. 17 Mittlere Ölfemperaturen des Z-Getriebes ZG-48<sup>1)</sup> bei den Bordversuchen (Bachbordgetriebe) in Abhängigkeit von den gefahrenen Drehzahlen (Fahrzustand ohne Einfluß)

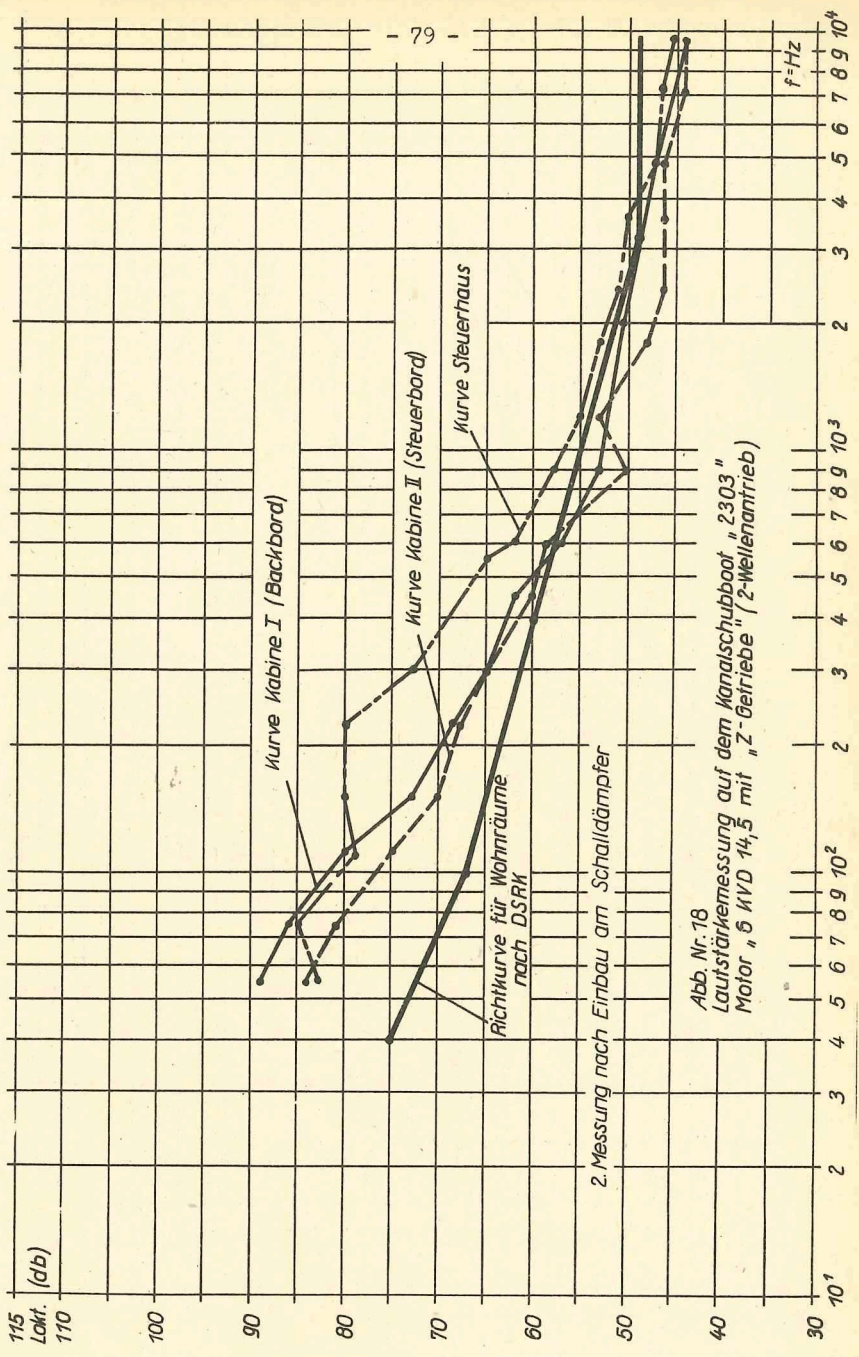
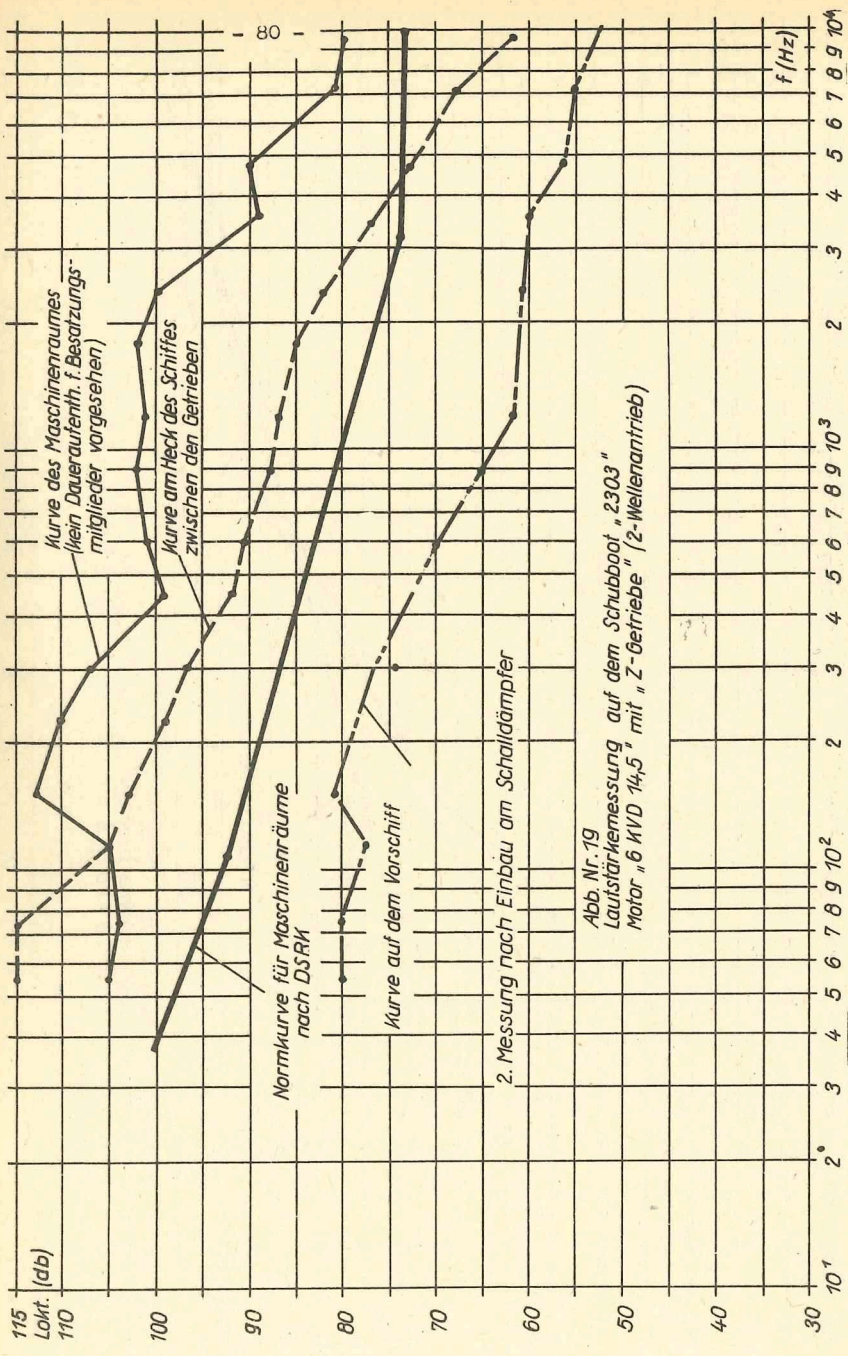


Abb. Nr. 18  
 Lautstärkemessung auf dem Kanalschubboot "2303"  
 Motor "6 WVD 14,5 mit "Z-Getriebe" (2-Wellenantrieb)





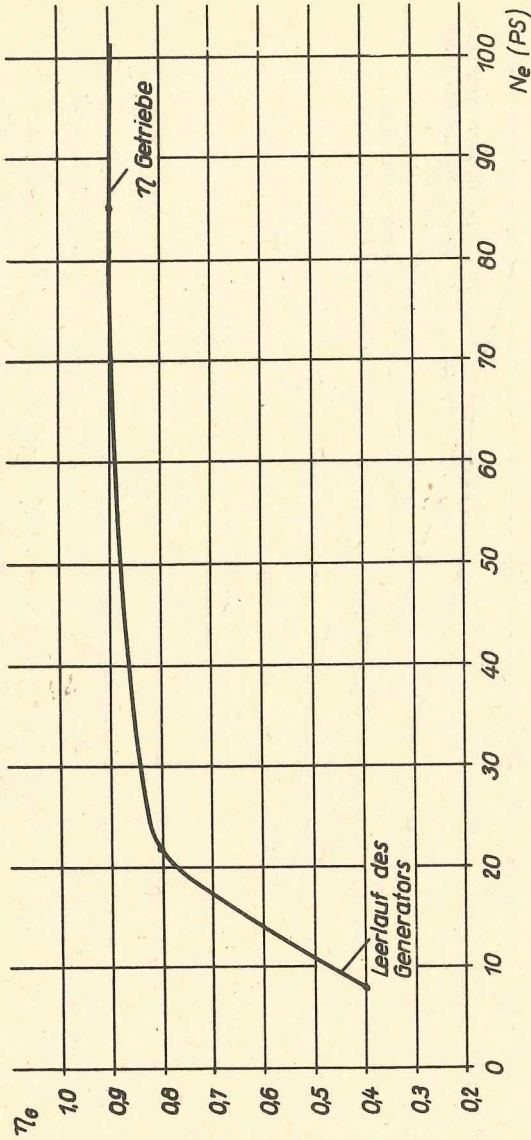


Abb. Nr. 20 Ermittelter Wirkungsgrad des Z-Getriebes in Abhängigkeit von der gefahrenen Leistung

Abb. Nr. 20



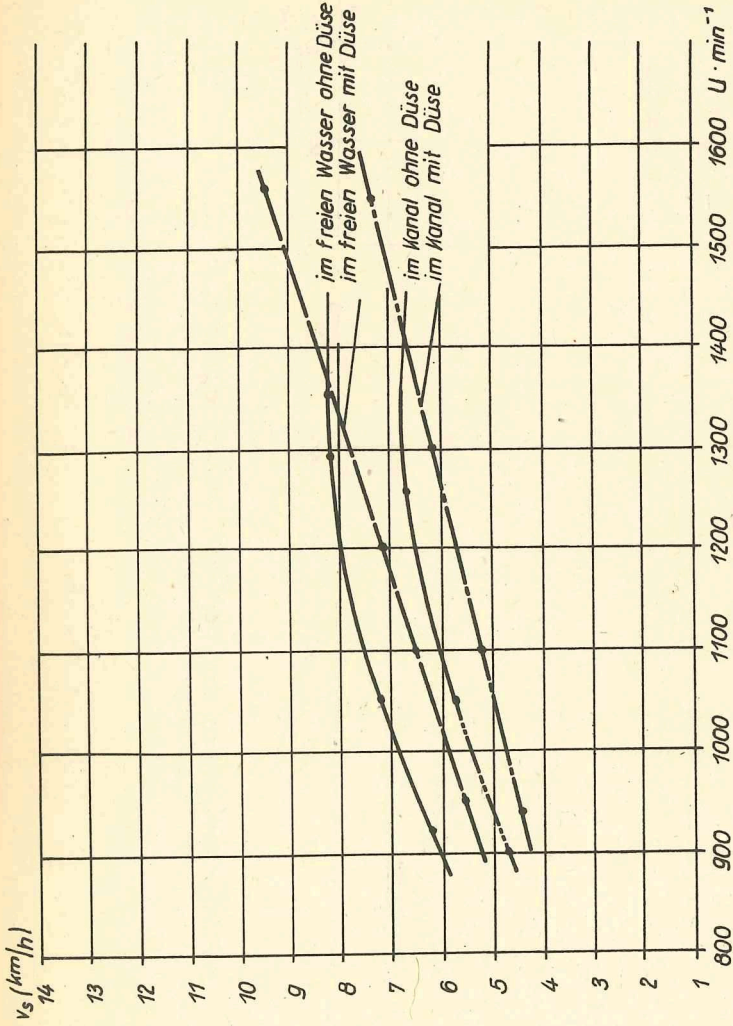


Abb. Nr. 21 Vergleich der erreichbaren Geschwindigkeiten des Schubverbandes mit 2 Präähmen und voller Abladung (820t) bei Fahrt im freien Wasser und im Kanal mit und ohne Düse.

Tabelle zur Leistungsmessung am Prüfstand zur Bestimmung des Wirkungsgrades des Z-Getriebes  
 (Motor 6 KVB 14,5 - Getriebe ZG 48/1)

Lfd. Nr.	Drehzahl Motor $n_{Mo}$ U . min <sup>-1</sup>	Drehzahl Generator $n_G$ U . min <sup>-1</sup>	$M_e$ an Motorwelle PS	$M_e$ an Generatorwelle PS	Verlustleistung im Z-Getriebe PS	Wirkungsgrad des Getriebes $\eta$	Belastung (Motor) mhp	Bezeichnung
1	965	461,7	21,3	17,5	3,8	0,81	15,8	
2	1216	581,8	8	3,64	4,36	0,454	4,53	Leerlauf Generator
3	1216	581,8	46,65	38,43	8,22	0,825	27,5	
4	1305	625	72,57	64,2	8,37	0,885	40,0	
5	1365	653	61,1	53,84	7,26	0,882	32,2	
6	1495	715,3	86,76	77,5	9,26	0,895	41,5	
7	1570	750	93,5	83,2	10,30	0,890	42,5	
8	1582	760	85	76,3	8,70	0,897	38,6	



