

# Versuche an einem S.L.M.-Schiffs-Dieselmotor von 100 PS mit Oelschalt-Wendegetriebe

Autor(en): **Ott, Julius**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **101/102 (1933)**

Heft 2

PDF erstellt am: **23.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-82933>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Versuche an einem S. L. M.-Schiffs-Dieselmotor von 100 PS<sub>e</sub> mit Oelschalter Wendegetriebe. — Primarschulhaus mit Turnhalle, Kindergarten und Hort am Friesenberg in Zürich. — Ein eigenartiges Grundwasser-Pumpwerk. — Seilschwebebahn nach System Rebuffel auf den Salève bei Genf. — Mitteilungen: Eidgenössische Technische Hochschule. Korrosion in wassergefüllten, abgestellten Dampfkesseln.

Das neue Paketboot „Normandie“. Betriebserfahrungen an Gurtförderern. Diesel-elektrische Leichttriebwagen der Deutschen Reichsbahn. Gestaltungsfragen beim Industriebau. Die Eisenbogenbrücke über die Kinzig bei Kehl. Der Schulhaus-Flachbau. Basler Rheinhafen-Verkehr. — Nekrologe: Pietro Ferrazzini. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 101

Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 2

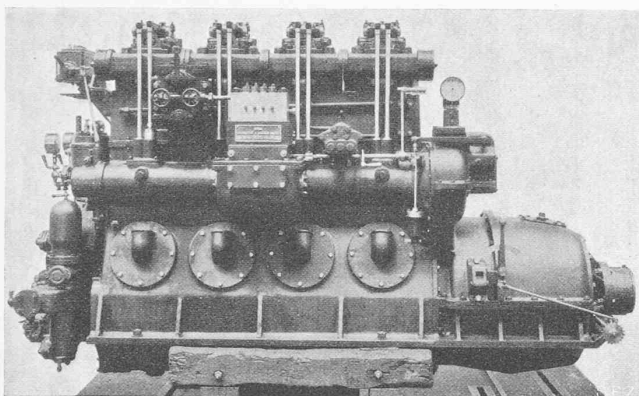


Abb. 2. Schiffs-Dieselmotor von 100 PS<sub>e</sub> der S. L. M. Winterthur.

## Versuche an einem S. L. M.-Schiffs-Dieselmotor von 100 PS<sub>e</sub> mit Oelschalt-Wendegetriebe.

Von JULIUS OTT, beratender Ingenieur, Meilen.

### ALLGEMEINES.

Das Oelschaltgetriebe System S. L. M. wird seit Jahren mit Erfolg im Triebwagenbau verwendet. Die Wirkungsweise ist die eines Oelschaltgetriebes mit dauernd im Eingriff stehenden Geschwindigkeitswechselläderpaaren, in deren Getrieberäder Friktionsscheiben eingebaut sind, die mittels Drucköl in ihrer Lage festgehalten und ein- und ausgeschaltet werden. Für die Schifffahrt, d. h. in Verbindung mit nicht steuerbaren Schiffsmotoren, kommen die Geschwindigkeitswechselgetriebe in Wegfall. Es sind hier nur zwei Oelschaltkupplungen vorhanden, die eine für Vorwärts-, die andere für Rückwärtsgang. Das Prinzip dieser Kupplung ist aus Abb. 1 ersichtlich.<sup>1)</sup> Mittels eines

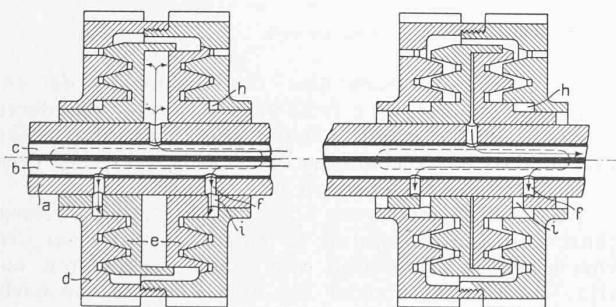


Abb. 1. Schema der Oeldruck-Reibungskupplung S. L. M. Winterthur. Links geöffnet, rechts geschlossen.

Steuerhahns wird das Drucköl nach Bedarf zu der Kupplung für Vorwärts- oder jener für Rückwärtsgang umgeleitet. Bei Vorwärtsgang ist die Motorwelle direkt mit der Schraubenwelle gekuppelt. Bei Rückwärtsgang geht die Verbindung über drei Räderpaare in Planetenanordnung, um die Drehsinnänderung der Schraubenwelle zu erhalten. Der erwähnte Schalthahn arbeitet zwangsläufig, damit immer nur eine Kupplung oder nur die Leerlaufstellung möglich ist. Die Druckölpumpe wird direkt vom Hauptmotor betätigt; sie saugt das Öl aus einem Reservoir und drückt es nach dem Schalthahn, dem Hauptsteuerorgan für

<sup>1)</sup> Wiederholt aus einer ausführlichen Beschreibung der Oeldruck-Reibungskupplung Bd. 84, S. 86 (16. Aug. 1924), auf die wir verweisen. Red.

die Getriebe- bzw. Kupplungbetätigung. Das Getriebegehäuse ist mit dem Motor zusammengebaut und öldicht. Wellen und Zahnräder laufen in Drucköl, nützen sich kaum bemerkbar ab und arbeiten ohne Sondergeräusch.

Abb. 2 zeigt einen von zwei nach Cebu (Philippinen) abgelieferten Schiffsmotoren, an denen der Verfasser das Arbeiten mit dem Wendegetriebe auf dem Proberstand in Winterthur überprüfte. Vier Zylinder von 230 mm bei 300 mm Hub, einfachwirkend im Viertakt mit mechanischer Einspritzung. Kompression 27,5 at. Normale Dauerleistung bei 380 Uml/min je 100 PS<sub>e</sub>.

Dem Schiffahrtsmann auffallend ist das kurze, an den Motor angeschmiegte Getriebegehäuse von nur 700 mm Länge und etwa 500 kg Gewicht, einschliesslich Getriebe. Bei vielen andern Typen von Wendegetrieben für Schiffsmotoren bis zu 120 PS<sub>e</sub> Leistung, die mit dem Motor nicht zusammengebaut sind, findet man Längen von 1425 bis 1740 mm; dazu kommt noch ein Zwischenraum zwischen Motor und Wendegetriebe von etwa 280 mm für den Wellenflansch. Solche Raumlängen sind auf dem Schiff, z. B. im Hinterschiff, oft nicht vorhanden. Das Mehrgewicht ist praktisch ohne Bedeutung, wogegen die Längendifferenz, z. B. beim Einbau in kleinere Frachtschiffe, ausser Konstruktionsschwierigkeiten auch Verlust an Laderaum bedeutet.

### MESSVORRICHTUNGEN.

Zur Bestimmung der PS<sub>e</sub>-Leistung diente eine Wasserwirbelbremse Bauart Junkers. Bezüglich der aufzunehmenden Energiemengen verhalten sich diese Bremsapparate ähnlich wie Schiffschrauben. Zum Abbremsen von Schiffsmotoren eignen sie sich besonders, weil sie ohne weiteres in beiden Drehrichtungen zu gebrauchen sind. Sie bestehen im wesentlichen aus einem Stator, an dem nach beiden Seiten Bremshebelarme angebracht sind zur Belastung mit Messgewichten, ferner aus einem direkt mit der Motorwelle gekuppelten Rotor. Zwischen beiden mit Wasser angefüllten Aufsätzen entsteht ein dem Drehmoment des Motors entsprechendes Drehmoment durch die Bremse. Die zugeführte Energie wird in Wärme umgesetzt und durch das ständig die Bremse durchlaufende Bremswasser abgeführt. Drehzahldifferenzen zwischen Motor und Bremse und Abzüge für Riemenverluste usw. kommen als allfällige Fehlerquellen in Wegfall.

Zur Feststellung des Brennölverbrauches diente ein auf einer Wägevorrichtung angeordneter offener Oelbehälter für einige Liter Oel, oben auf dem Motor angebracht. Für jede Motorbelastung wurde der Oelverbrauch mehrmals in Zeitabständen von 360 bis 840 sec genau abgewogen. Als Brennstoff wurde Gasöl von mindestens 10 000 kcal Heizwert und einem spez. Gewicht von von 0,860 verwendet. Die Auspufftemperaturen wurden alle 15 min an vier Quecksilberthermometern abgelesen.

In gleichen Zeitabständen wurden die Umdrehungszahlen, die Temperatur, sowie Zu- und Abfluss von Kühlwasser, die Getriebeöldrücke und die Pressschmierungsdrücke in Zuleitung und Ableitung kontrolliert.

Um über die innern Vorgänge im Motor bei den sieben Belastungsgruppen ein Bild zu erhalten, wurden 28 Indikatorgramme aufgenommen (Abb. 3 und 4).

### VERSUCHSRESULTATE UND AUSWERTUNG.

Die Basis der Versuche (264 Beobachtungen) war der Bremsapparat unter Anwendung der Formel:  $PS_e = \eta \cdot G \cdot c$ , wobei:  $n =$  Uml/min,  $G =$  Bremsgewichte zu 175, 120, 50 und 25 kg,  $c =$  Bremskonstante  $= 0,0015$ .

In Abb. 5 sind die Werte PS<sub>e</sub>, PS<sub>i</sub> und der Brennölverbrauch mit Bezug auf die Umdrehungszahlen aufge-

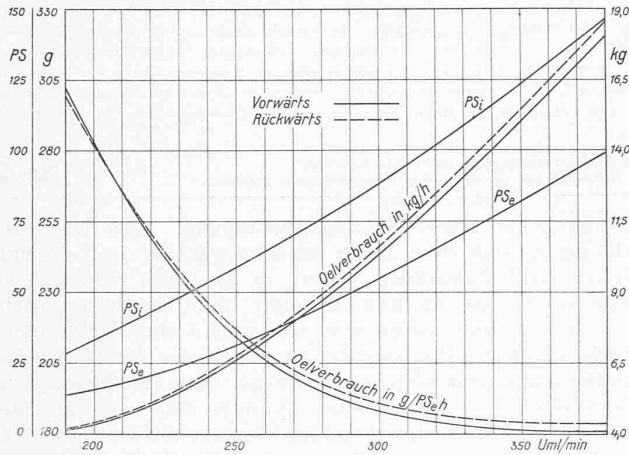


Abb. 5. Brennöelverbrauch pro PS<sub>eh</sub> in Funktion von n. (PS<sub>e</sub>- und PS<sub>i</sub>-Werte fallen für Vor- und Rückwärtslauf beinahe zusammen.)

tragen. Bei gleichen Drehzahlen wurden im Rückwärtslauf grösserer Brennöelverbrauch, grössere Bremsleistung (PS<sub>e</sub>), kleinere indizierte Leistung (PS<sub>i</sub>), als im Vorwärtsgang festgestellt. Bei 350 Uml/min ergaben sich die Werte:

	Brennöelverbrauch	PS <sub>e</sub>	PS <sub>i</sub>	PS <sub>e</sub> /PS <sub>i</sub>
Vorwärts:	15,03 kg/h = 181,4 g/PS <sub>e</sub> h	82,4	123,4	0,668
Rückwärts:	15,42 " = 184,1 " "	83,6	122,4	0,683
Differenz:	+0,39 kg/h + 2,7 g/PS <sub>e</sub> h	+1,2	-1,0	+0,015
in %	+2,59 + 1,49	+1,46	-0,81	+2,25

Beim Rückwärtsgang war der Oelverbrauch um 2,59% höher, dafür wurde auch die PS<sub>e</sub>-Leistung an der Bremse um 1,46% höher. Auf das Getriebe kommt somit ein Mehrölverbrauch oder eine Leistungsminderung von nur 1,13%, bedingt durch die Kraftübertragung über die drei Räderpaare beim Rückwärtsgang.

Die Minderung der PS<sub>i</sub>-Leistung um 0,81% und dadurch die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades PS<sub>e</sub>/PS<sub>i</sub> um 2,25% beim Rückwärtsgang haben ihre Ursache in den kleinern Getriebeöldrücken und in der Pressschmierung, wie sie in Abb. 6 ausgewiesen sind.

Der Wirkungsgrad  $\frac{PS_e}{PS_i \text{ minus jegliche Hilfsarbeit}}$

muss bei Vor- und Rückwärtsgang der Schraubenwelle der selbe bleiben, da der Motor dabei weder in der Drehzahl noch in seinem Drehsinn eine Aenderung erfährt. Dieser Wirkungsgrad wird in der Praxis der Schiffsingenieure und See-Maschinisten mit „technisch-wissenschaftlich mechanischer Wirkungsgrad“ bezeichnet, im Gegensatz zu dem gebräuchlichern Wirkungsgrad PS<sub>e</sub>/PS<sub>i</sub>.

Bei 350 Uml/min wurden folgende Werte festgestellt:

	Vorwärts	Rückwärts	Differenz
Getriebeöldruck	4,98 at	3,92 at	-21,3 %
Pressschmierung	2,47 "	1,92 "	-22,2 %

Bezeichnet man die Grösse sämtlicher Hilfspumpen- und Nebenleistungen des Motors mit X für den Vorwärtsgang, so erhält man für Rückwärtsgang mit Rückschluss auf die obigen Feststellungen einen um rund 22% kleineren Wert, von dem noch rund 2% für Verlust im Getriebe abzuziehen sind, d. h. X - 22% + 2% = 0,8 X.

	Vorwärts	Rückwärts
Hilfsarbeit	X	0,8 X
PS <sub>e</sub>	82,4	83,6
PS <sub>i</sub>	123,4	122,4
PS <sub>e</sub>	82,4	83,6
$\frac{PS_e}{PS_i \text{ minus Hilfsarbeit}} = \eta_x$	$\frac{82,4}{123,4 - X}$	$\frac{83,6}{122,4 - 0,8 X}$
X = 13,0 PS <sub>i</sub> ,	0,8 X = 10,4 PS <sub>i</sub>	
$\eta_x$	$\frac{82,4}{123,4 - 13}$	$\frac{83,6}{122,4 - 10,4}$
	= 0,746	= 0,746

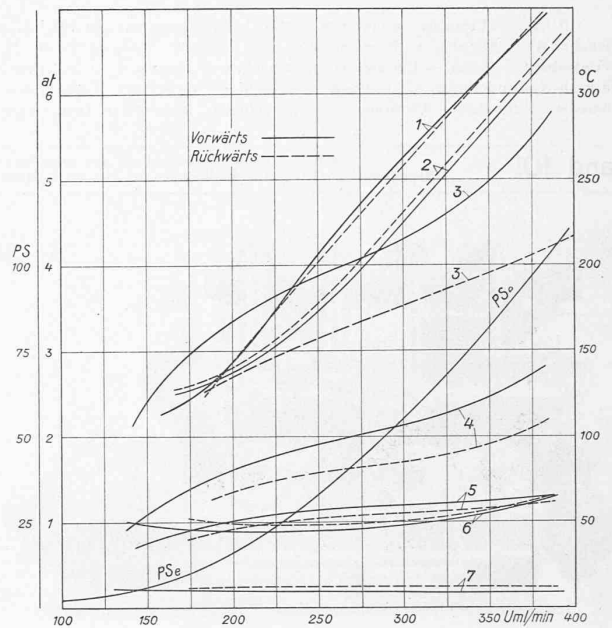


Abb. 6. Drücke und Temperaturen. — Legende: 1 Mittlerer ind. Kolbendruck pro cm<sup>2</sup>, 2 mittlere Auspufftemperatur, 3 Getriebedruck, 4 Druck in Pressschmierung, Zuleitung, 5 Druck in Pressschmierung, Schmierstellen, 6 Kühlwasser Austrittstemperatur, 7 Kühlwasser Eintrittstemperatur.

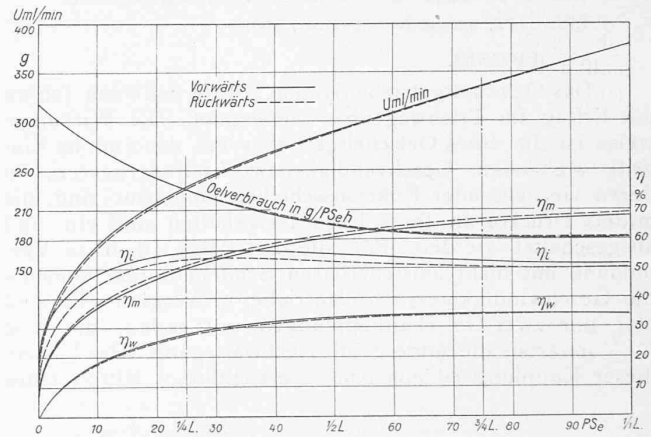


Abb. 7. Wirkungsgrade und Brennöelverbrauch.

Der Nachweisversuch über die Genauigkeit der angestellten Messungen, der Indikatorgramme und deren Auswertung dürfte damit geleistet sein. Immerhin ist zu bemerken, dass die Rechnungsweise mit PS<sub>i</sub> bei Oelmotoren eine umstrittene Angelegenheit ist.

An der Frühjahrstagung 1932 der Institution of Naval Architects in London wurde in einem Vortrag über den mechanischen Wirkungsgrad von Marine-Oelmotoren auf Grund von Untersuchungen auf dem Versuchstand nachgewiesen, dass die Beziehungen zwischen Belastung und dem sich ergebenden Wirkungsgrad keineswegs einfach sind.

Bei Dampfmaschinen ergibt die Analyse nach der Froudeschen Methode die Charakteristik einer geeigneten Geraden, während die Mittelwerte für Oelmaschinen überraschender Weise eine waagrechte Gerade zeigten. Diese Feststellungen erwiesen sich auch bei sehr sorgfältiger Nachprüfung der Indikatorgramme als richtig. Die Erörterung war sehr lebhaft und die Ansichten längst nicht alle beipflichtend. Ein kompetenter Sachverständiger erklärte, er habe die Hoffnung aufgegeben, einen Weg zur genauen Ermittlung der PS<sub>i</sub> von Oelmaschinen kennen zu lernen. Es sei deshalb der im Vortrag angewiesene Weg, die Werte der PS<sub>i</sub> zu finden, nur zu begrüssen und sich nicht nur mit den PS<sub>e</sub> zu begnügen, wie er es schon längst praktisch durchgeführt habe. Dieser Standpunkt wurde auch dem Verfasser in Winterthur vom Auftraggeber empfohlen.

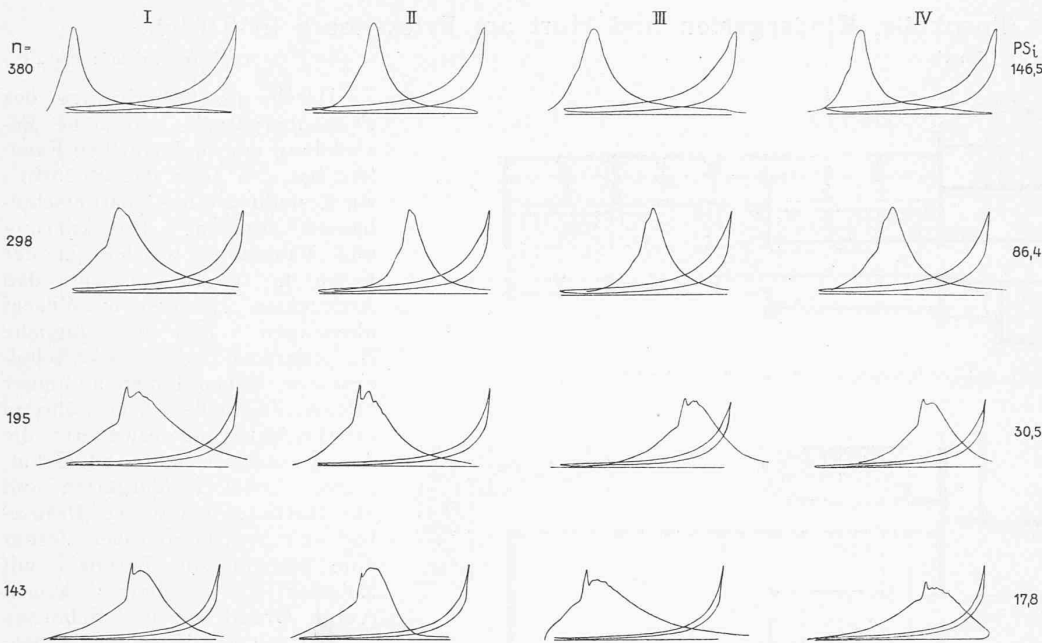


Abb. 3. Indikator-Diagramme der Zylinder I bis IV für Vorwärtsgang und

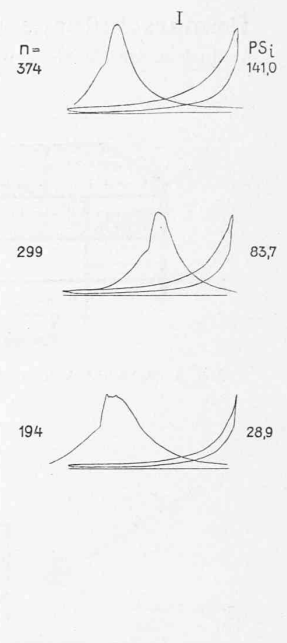


Abb. 4.

Der Referent gab im Schlusswort zu, dass die Werte der PS<sub>i</sub> nicht ganz zuverlässig wären, aber bei normalen Probefahrten mit Oelmotoren könne man nichts Besseres erhalten. Die Bremsversuchsergebnisse auf dem Prüfstand seien die besten Leistungsangaben, die man erhalten kann.

Gerade als Schiffahrtsachverständiger hält der Verfasser es dennoch nicht für angängig, die bei seinen Versuchen überraschenden Feststellungen zu übergeben oder auf die verschiedenen Effekte der bewegten Massen des Indikators, einer ungenauen Auswertung der vorliegenden Diagramme oder sonstigen allfälligen Unregelmässigkeiten beim Versuch selbst zuzuschreiben. Man geht auf solche Weise jeder Klärung der nicht einfachen Vorgänge bei diesen Maschinen zu bequem aus dem Wege. Ein weiteres Eingehen auf diese Probleme bleibt dem Verfasser vielleicht für später vorbehalten.

Die Differenzen im vorliegenden Fall sind übrigens so geringfügig, dass sie sich im wirtschaftlichen Wirkungsgrad der Maschine

$$\eta_w = \frac{\text{Wärmewert des Indikator-diagrammes}}{\text{Wärmewert des zugeführten Brennstoffes}} \times \frac{PS_e}{PS_i}$$

für den Schiffsreeder nicht auszuwirken vermögen.

**Wirtschaftlichkeit.** Das Wichtigste für den Besteller oder Schiffahrtreibenden ist bei einer Schiffmaschine der Aufschluss, wieviel von der dem Motor zugeführten Wärme (Brennstoff) in nutzbringende Arbeit (PS<sub>e</sub>) an der Schraube umgewandelt wird.

Bezeichnet man mit

$$\eta_t = \frac{\text{Wärmewert des theoretischen Arbeitsdiagrammes}}{\text{Wärmewert des zugeführten Brennstoffes}}$$

$$\eta_g = \frac{\text{Wärmewert des Indikator-diagrammes}}{\text{Wärmewert des theoretischen Arbeitsdiagrammes}}$$

$$\eta_m = \frac{\text{effektive Leistung}}{\text{indizierte Leistung}} = \frac{PS_e}{PS_i}$$

so ist der wirtschaftliche Wirkungsgrad, als wichtigstes Güteverhältnis für die Beurteilung des Motors,

$$\eta_w = \eta_t \eta_g \eta_m = \eta_i \eta_m$$

worin 
$$\eta_i = \frac{\text{Wärmewert des Indikator-diagrammes}}{\text{Wärmewert des zugeführten Brennstoffes}}$$

Die auf dem Proberstand festgestellten Werte für  $\eta_i$ ,  $\eta_m$  und  $\eta_w$  sind in Abb. 7 eingezeichnet und ergeben folgende wirtschaftliche Wirkungsgrade:

Vollast = 100 PS<sub>e</sub>:  $\eta_w = 0,348$  f. Vorw.,  $\eta_w = 0,348$  f. Rückw.  
 $\frac{3}{4}$  Last = 75 " " = 0,345 " " " = 0,342 " "  
 $\frac{1}{2}$  Last = 50 " " = 0,332 " " " = 0,327 " "  
 $\frac{1}{4}$  Last = 25 " " = 0,281 " " " = 0,275 " "

In der Schifffahrt rechnet man für Gleichdruck-Oelmotoren mit einer Wirtschaftlichkeit von 32 bis 35% bei Vollast. Die Versuchsergebnisse erreichen somit die oberen Grenzwerte. Diese Leistungen, auch bei geringerer Motorbelastung, sind ausserordentlich günstige. Das untersuchte Getriebesystem mit Motor ist damit bezüglich Betriebsicherheit, Manövrierbarkeit und Wirtschaftlichkeit vielen andern Systemen überlegen.

Auf dem Zürichsee ist ein Motorlastschiff mit einer gleichen, jedoch nur zweizylindrigen Anlage versehen worden, die im Bordbetrieb die auf dem Versuchstand erhaltenen günstigen Ergebnisse bestätigte. Fahrgeschwindigkeit mit 160 bis 170 t Ladung 11,2 km/h, Leistung 50 bis 60 PS<sub>e</sub>. Umschaltung von voll vorwärts (410 Uml/min) auf voll rückwärts (375 Uml/min) 2 sec, sofort zurück auf voll vorwärts (410 Uml/min) 3 sec, spielend vom Steuerstand aus direkt betätigt.

**Manövrierbarkeit.**

Das Umschalten auf dem Proberstand dauerte:

- Bei 200 Uml/min und dem entsprechenden Drehmoment 2,5 sec von Vorwärts bis Anfahren rückwärts, 3,0 " " " zum vollen Drehmoment rückw.
- Bei 300 Uml/min und entsprechendem Drehmoment: 2,0 sec von Vorwärts bis Anfahren rückwärts, 4,0 " " " zum vollen Drehmoment rückw.
- Bei 380 Uml/min und vollem Drehmoment: 2,0 sec von Vorwärts bis Anfahren rückwärts, 3,5 bis 4 sec v. " " zum vollen Drehmoment rückw.
- 1,5 bis 1,8 sec von Stopp zu Vorwärts.
- 2,0 bis 2,2 " " " " Rückwärts.

Leerlauf bei langsamen Gang = 220 Uml/min vom Regler aus.

Es wurden hintereinander 20 Anlassmanöver ausgeführt mit Feststellung der Druckabfälle am Luftflaschenmanometer: es ergeben sich u. a. solche von 25,0 auf 23,5 at, 20,5 auf 19,0 at, 15,0 auf 14,5 at, 14,5 auf 14,0 at, 13,3 auf 13,0 at, 12,0 auf 11,5 at, 10,5 auf 10,0 at.

**Schmierölverbrauch.**

Nach 6 1/2 stündiger Laufzeit des Motors wurde ein Schmierölverbrauch von total 200 g gemessen, entsprechend einer aufgerundeten Verbrauchzahl von 0,4 g/PS<sub>e</sub>h.