

Schiffs-Ölmaschinen

von

Dr. Wm.Scholz

Dritte Auflage

Schiffs-Ölmaschinen

Ein Handbuch zur Einführung in die Praxis
des Schiffsölmaschinenbetriebes

Von

Dipl.-Ing. Dr. Wm. Scholz

Direktor der Deutschen Werft, Hamburg

Dritte, verbesserte
und erweiterte Auflage

Mit 188 Textabbildungen
und 1 Tafel



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>

ISBN 978-3-642-98250-7 ISBN 978-3-642-99061-8 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-99061-8

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright by Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1924
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1924.
Softcover reprint of the hardcover 3rd edition 1924

Vorwort zur ersten und zweiten Auflage.

Eine Reihe in den fachwissenschaftlichen Vereinen Hamburgs in den Jahren 1913—1915 gehaltener Vorträge gab die Veranlassung, dem von verschiedenen Seiten geäußerten Wunsch nachzugeben, die dort behandelten Fragen des praktischen Betriebes von Schiffsölmotoren zusammenzufassen und als kurze Abhandlung über das Gebiet des Schiffsmotorenbaues der Öffentlichkeit zu übergeben.

Die Abhandlung sollte ein leicht faßliches Handbuch für Schiffsingenieure und Seemaschinisten sein, um ihnen die Kenntnis der auf Seeschiffen in zunehmendem Maße zum Einbau kommenden Verbrennungsmotoren zu vermitteln. Es konnte daher von vornherein auf eine eingehende Behandlung aller wärmetechnischen Fragen verzichtet werden, die zudem in den letzten Jahren in den führenden technischen Fachzeitschriften in einer großen Reihe von Sonderabhandlungen eingehende Darstellung gefunden haben.

Was in der Motorenliteratur bisher fehlte, war eine auf Grund praktischer Betriebserfahrungen unternommene Darstellung des Schiffsdieselmotors, seines Gesamtaufbaues und seiner Konstruktionseinzelheiten, erläutert unter Hinweis der im Betrieb zutage tretenden Schwierigkeiten und Besprechung der Mittel, die ihnen zu begegnen zur Verfügung stehen.

Da es die Aufgabe des Schiffsingenieurs ist, nicht zu konstruieren, sondern die ihm anvertrauten Betriebsanlagen zu verstehen und zu beherrschen, wird bei der völlig neuen Aufgabe, die dem Schiffsingenieurpersonal durch die Einführung der Ölmaschine an Bord gestellt worden ist, eine zusammenfassende Darstellung der Besonderheiten, die als fester Besitz der neuen Antriebsart anerkannt worden sind, dem Bordpersonal willkommen sein.

Eine knappe, alles nebensächliche Beiwerk vermeidende Darstellung schien um so mehr geboten, als das ganze Gebiet des Schiffsmotorenantriebes sich im Augenblick noch in voller Entwicklung befindet. Die Kriegsjahre haben eine weitere ungeahnte Entwicklung der Ölmaschine an Bord der U-Boote gebracht und hier zum erstenmal eine so weitgehende Zuverlässigkeit und Ökonomie des Betriebs erwiesen, wie sie bis dahin kaum für möglich gehalten worden war.

Da die Ausbreitung der Ölmaschine mit Kriegsbeendigung zweifelsohne auch auf die Handelsschiffsfahrt übergreifen wird, werden weite Kreise des Schiffs- und Maschinenpersonals gezwungen sein, sich mehr als bisher mit dem Bau und dem Betrieb von Ölmaschinen zu beschäftigen, die ihnen bis vor kurzem kaum vom Hörensagen bekannt waren.

Es haben daher im besonderen die Abschnitte über den Verbrennungsvorgang in der Maschine, die allgemeinen und besonderen Bauteile sowie die Ausführungen über die Inbetriebsetzung, Wartung und Instandhaltung von Ölmaschinenanlagen in der neuen Auflage eine angemessene Erweiterung gefunden.

Hamburg, im Oktober 1918.

Dr. Wm. Scholz.

Vorwort zur dritten Auflage.

Der seit mehr als Jahresfrist vergriffenen 2. Auflage die endgültige Fassung zu geben, war auch heute noch nicht möglich.

Die während des Weltkrieges in rascher Entwicklung zum Antrieb von Unterseebooten gebauten schnellaufenden Ölmaschinen eingehender zu behandeln, liegt für das deutsche Wirtschaftsgebiet im Augenblick keine Veranlassung vor.

Auf der anderen Seite befindet sich die Entwicklung der großen Viertakt- und Zweitakt-Handelsschiffsmaschinen, an der sich die deutschen ölmaschinenbauenden Werke erst mit Kriegsbeendigung und auch dann nur unter all den Mühsalen und Wirren der Nachkriegszeit wieder mit allem Nachdruck beteiligen konnten, noch in vollem Fluß.

Die Überflügelung des Viertaktmotors durch das Zweitaktverfahren, die die Anhänger des letzteren für größere Maschineneinheiten schon vor Jahren vorausgesagt haben, ist bis heute nicht eingetreten. Im Gegenteil wird die Mehrzahl der großen im Bau befindlichen Motorfahrgastschiffe, die Einzelwellenleistungen bis 9000 PSe aufweisen, mit Viertaktmaschinen ausgerüstet.

Neue Entwicklungsmöglichkeiten haben sich für die Viertaktmaschine durch die Einführung des Spülluftgebläsebetriebes in der Bauart Deutsche Werft-AEG. ergeben, während auf der anderen Seite hochoberdruckige Dieselmotoren mit Rädergetrieben und zwischengeschalteten hydraulischen und mechanischen Kupplungen Heimatrecht an Bord zu erwerben versuchen.

Nur soweit die vorgenannten Ausführungsarten bereits heute zu praktischen Bordausführungen gediehen sind, ist auf diese in der vorliegenden Auflage eingegangen worden.

Eine eingehende kritische Behandlung der wichtigsten in- und ausländischen ausgeführten Schiffsanlagen sowie der Bestrebungen für die Ausgestaltung großer Ölmaschinenanlagen für Schiffszwecke befindet sich in Vorbereitung und wird demnächst in einem Ergänzungsbande „Neuzeitliche Ölmaschinenanlagen auf Schiffen“ erscheinen.

Die vorliegende Auflage schließt sich in der Stoffeinteilung im wesentlichen der früheren Auflage an; die einzelnen Abschnitte sind erweitert und ergänzt, die Abbildungen vermehrt und verbessert.

Klein-Flottbek bei Hamburg im Juni 1924.

Dr. Wm. Scholz.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Die Entwicklung der Ölmaschinen	1
1. Entstehungsgeschichte der Dieselmachine	1
2. Die Dieselmachine als Schiffsmachine	3
3. Das Diesel-Arbeitsverfahren	6
4. Zweitakt- und Viertakt-Ölmaschinen.	13
II. Die Brennstoffe der Ölmaschinen	19
1. Treibölartern (Ölgas und Öldämpfe bildende Treiböle)	19
2. Vorkommen und Eignung der Treiböle für die Verbrennung	21
Zähflüssigkeit 22, Flammpunkt 23, Brennpunkt 23, Zündpunkt 23, Erstarrungspunkt 23, Wasserstoffgehalt 23, Zerstäubung und Ver- dampfung 23, Paraffin, Asphalt 24, Schwefel, Naphthalin 25, Was- sergehalt 25, Aschengehalt 25.	
3. Die Lagerung der Treiböle an Bord	27
III. Gemischbildung und Reglung der Ölmaschinen.	28
1. Gemischbildung bei Viertakt-Ölmaschinen	28
2. Gemischbildung bei Zweitakt-Ölmaschinen	29
3. Mittel zur Herbeiführung der Gemischbildung	29
IV. Der konstruktive Aufbau der Schiffsölmaschinen	30
1. Konstruktionsgrundlagen	30
2. Stehende und liegende Bauart	31
3. Maschinen mit und ohne Kreuzkopfführung	32
4. Einfach- und doppeltwirkende Ölmaschinen	32
5. Zylinderanordnung	33
V. Allgemeine Bauteile der Schiffsölmaschinen	35
1. Maschinenständer, Kastengestelle, Grundplatten und Kurbelgehäuse	35
2. Kurbelwellen	39
3. Schubstangen	42
4. Kolben und Kolbenstangen	42
5. Arbeitszylinder und Zylinderdeckel	42
Aufbau der Zylinder 47, Zylinderdeckel 50, Zylinderzwischenstücke 55, Wärmedurchgang und Spannungsrisse in Arbeitszylindern und Deckeln 56.	
6. Die Ventile der Ölmaschine	59
a) Brennstoffventile (Einblaseventile); Nadelhubregulierung	59
b) Anlaßventile	68
c) Auspuffventile	70
d) Einsaugeventile	73
e) Spülluftventile	75
f) Sicherheitsventile	76
g) Schwungräder	79
VI. Besondere Bauteile und Einrichtungen	79
1. Brennstoffpumpe und Brennstoffregulierung	79
2. Einblaseluftpumpen (Kompressoren)	83
a) Aufbau, Antrieb und Größenbemessung; Schmierölexplosionen (92)	83
b) Einblaseluftpumpe, Bauart: Reavell	93
c) Einblaseluftpumpe, Bauart: Burmeister u. Wain	96
3. Spülluftpumpen	96

	Seite
4. Drucklufteinrichtungen	100
a) Anlaß- und Einblaseleitungen	100
b) Luftkühler, Wasser- und Ölabscheider	104
c) Einblasedruckregler	108
5. Schmieröl- und Ölkühlleitungen	111
a) Schmierölpumpen	112
b) Ölkühler	115
c) Ölfilter	116
6. Kühlwasserleitungen und -einrichtungen	118
7. Schalldämpfung der Auspuffgase	126
8. Abgasverwertung	128
9. Brennstoffbehälter	131
VII. Ausgeführte Schiffsölmotorenanlagen	132
1. Viertakt-Ölmotoren	132
a) Bauart: Burmeister u. Wain, Kopenhagen (Deutsche Werft-AEG)	132
b) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg	145
2. Zweitakt-Ölmotoren	149
a) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg	150
b) Bauart: Gebr. Sulzer, Winterthur	159
c) Bauart: Blohm u. Voß, Hamburg	169
d) Bauart: Germaniawerft, Kiel	175
e) Bauart: Benz u. Cie., Mannheim	178
f) Bauart: Prof. Junkers, Aachen	180
VIII. Steuerung und Umsteuerung der Ölmotoren	188
Ausgeführte Umsteuerungen.	
a) Bauart: Burmeister u. Wain 192.	
b) Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Viertakt-Maschine 193, Zweitakt-Maschine 194, Gebr. Sulzer 197, Benz u. Cie. Patent Hesselmann 199, Blohm u. Voß 200.	
IX. Leistungserhöhung von Viertakt-Ölmotoren	202
X. Kompressorlose Ölmotoren	209
(Bauart M.A.N., Hesselmann, Deutz)	
XI. Ölmotoren mit Übersetzungsgetriebe	215
XII. Ölmotoren für Schiffszwecke	220
1. Allgemeines	220
a) Bauart: Gebr. Körting, Körtingsdorf	221
b) Bauart: AEG., Berlin	223
c) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Augsburg	230
XIII. Wirtschaftlichkeit der Ölschiffe	233
XIV. Inbetriebsetzung, Wartung und Instandhaltung von Ölmotorenanlagen	239
1. Vorbereitungen zur Inbetriebsetzung	239
2. Die Inbetriebsetzung	242
a) Mit Druckluft	242
b) Elektrisches Anlassen	244
c) Die Maschine läuft nicht an oder bleibt stehen	244
d) Die Maschine stößt; die Sicherheitsventile blasen ab	245
e) Die Leistung der Maschine geht bei sinkender Umdrehungszahl zurück	245
3. Die Wartung im Betriebe	245
4. Manövrieren, Umsteuern und Tauchen bei Ubootmaschinen	250
5. Das Stillsetzen der Ölmotoren	251
Anhang. Vorschriften des Germanischen Lloyd für Verbrennungskraftmaschinen 1922	253

I. Entwicklung der Ölmaschinen.

1. Entstehungsgeschichte der Dieselmachine.

Die heute zum Gemeingut der ganzen technischen Welt gewordene Verbrennungskraftmaschine, mit der Rudolf Diesel vor nicht viel mehr als drei Jahrzehnten (1893) vor die Fachwelt trat, ist ein durch und durch deutsches Geisteserzeugnis.

In einer kleinen Druckschrift: „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Wärmemotoren“, suchte er die wärmetechnische Überlegenheit eines von ihm berechneten Motors gegenüber der damals fast allein herrschenden Dampfmaschine darzulegen.

Wenn auch das nach Diesel benannte Arbeitsverfahren sowie die bauliche Anordnung für die Durchführung desselben schon vor Diesel bekannt waren, so ist es doch seinen Bemühungen im wesentlichen zu danken, daß die bis dahin bekannten, ähnliche Verfahren anstrebenden Konstruktionen über das Versuchsstadium hinaus gelangten und zu lebensfähigen Maschinen durchgebildet wurden.

Die Maschinenfabrik Augsburg und Fried. Krupp unternahmen es als erste, Diesels Gedanken in die Tat umzusetzen. Nach zahlreichen und kostspieligen, vierjährigen Versuchen und Erprobungen konnte im Jahre 1897 der erste betriebssichere Hochdruck-Motor die Augsburger Werkstätte verlassen.

Den „vollkommenen“ Motor herzustellen, den Diesel zu schaffen gedachte, und der mit einer Arbeitsspannung von 250 at und ohne Mantelkühlung arbeiten sollte, ist nicht gelungen. Materialschwierigkeiten verlangten, die Arbeitsdrucke in den Motorzylindern auf 40—45 at zu beschränken; eine Wasserkühlung des Zylindermantels und -deckels erwies sich in der Praxis als unumgänglich nötig. Die Versuche führten erst zu einem betriebsfähigen Motor, als man zu dem sogenannten Gleichdruckverfahren überging, das darin bestand, daß atmosphärische Luft bis zu einem Druck und entsprechender Temperatur im Arbeitszylinder verdichtet wurde, bei der durch gleichzeitiges Einspritzen des fein verteilten Brennstoffs in den Arbeitszylinder die Verbrennung des Treiböls unter nahezu gleichem Druck erfolgte. Von dem von Diesel angegebenen Arbeitsverfahren war damit im Laufe der Versuche nicht mehr viel übriggeblieben. Aber dennoch stellte der schließlich der Öffentlichkeit übergebene Motor eine Ausführungsart dar, die infolge ihres günstigen thermischen Wirkungsgrades berechtigtes

Aufsehen in Fachkreisen erregte und für die unmittelbare Verwendung schwerer, flüssiger Brennstoffe in einer Kraftmaschine die erste brauchbare Konstruktion darstellte.

Schon die erste Versuchsmaschine zeigte mit einem Ölverbrauch von 220 g PS_e/Std. nur etwa die Hälfte des Brennstoffverbrauchs der bis dahin bekannten Gasmotoren.

Von der inneren Lebensfähigkeit des neuartigen Betriebsmotors spricht am besten die ungeahnte Verbreitung, die derselbe in den ersten Jahren seiner fabrikmäßigen Herstellung fand. 1898 wurde ein erster Dieselmotor von 60 PS_e in Dauerbetrieb genommen, elf Jahre später waren bereits 600 000 PS_e auf der ganzen Welt verbreitet. Die letzten Jahre haben eine ganz ungeahnte Entwicklung der Dieselmotoren besonders in der Schifffahrt gebracht und zwar auf dem Gebiete raschlaufender Ölmaschinen für Unterseeboote und des langsamlaufenden Dieselmotors für Frachtschiffe, wo er für mittelgroße Leistungen die Dampfkolbenmaschine und Getriebeturbinen in zunehmendem Maße verdrängt.

Das neueste Register des englischen Lloyd weist bereits 321 seegehende Motorschiffe von mehr als 100 Br.-Reg.-Ts. mit einem Gesamt-Raumgehalt von über 400 000 Br.-Reg. Ts. auf.

Eine Zusammenstellung der mit Ölmaschinen ausgerüsteten Schiffe nach dem Stande vom 1. Juli 1923 zeigt folgendes Bild:

Anzahl und Tonnengehalt der Motorschiffe und der Schiffe mit Hilfsmotoren nach dem Stande vom 1. Juli 1923.

Staatsangehörigkeit des Eigners	Motorschiffe		Schiffe mit Hilfsmotoren		Gesamt		
	Anzahl	Br.-Reg.-Ts.	Anzahl	Br.-Reg.-Ts.	Anzahl	Br.-Reg.-Ts.	
Britisch. Reich	Großbritannien und Irland	139	374873	82	18410	221	393283
	Australien und Neuseeland	8	5581	24	4176	32	9757
	Kanada	19	3130	13	7575	32	10705
	Andere Kolonien	17	5373	31	12427	48	17800
Verein. Staaten v. N.-A.	See	97	139786	45	36425	142	176211
	Große Seen i. N. Philippinen	5	5200			5	5200
Belgien		4	3179	17	8005	21	11184
Brasilien				3	782	3	782
Dänemark		2	3852	8	6126	10	9978
Frankreich		40	132542	72	27492	112	160034
Deutschland		34	27958	35	14779	69	42737
Griechenland		45	84528	52	24134	97	108662
Holland		5	1202	9	3953	14	5155
Italien		52	66577	44	9745	96	76322
Japan		34	61374	64	31900	98	93274
Norwegen		20	4375	126	24937	146	29312
Spanien		130	177071	96	36367	226	213438
Schweden		8	13378	41	10384	49	23762
Andere Länder		103	173697	93	20640	196	194337
		62	37455	116	46997	178	84452
Gesamt:		824	1321131	971	345254	1795	1666385

Noch schlagender zeigt sich die zunehmende Bedeutung des großen Motorschiffes durch die am 30. Juni 1923 auf der ganzen Welt im Bau befindliche Tonnage im Verhältnis zu dem mit dem 30. Juni 1923 endenden Vierteljahr neu in Bau genommenen Motorschiffstonnage gegenüber Dampf angetriebenen Schiffen.

	Dampfer	Br.-Reg.-Ts.	Motorsch.	Br.-Reg.-Ts.
am 30. 6. 1923 im Bau: . . .	571	2.136.924	131	387.936
vom 1. 4.—30. 6. 23 in Bau:	93	202.515	25	107.015

2. Die Dieselmachine als Schiffsmachine.

Der erste, oben erwähnte Motor, der die Werkstatt seiner Erbauer verließ, war eine stehende, einzylindrige, einfachwirkende, nicht umsteuerbare Maschine für Landbetrieb. Sollte die Dieselmachine auch in der Schifffahrt Heimatrecht erwerben, so war eine Einrichtung notwendig, die es ermöglichte, die fest mit der Propellerwelle gekuppelte Ölmaschine in jeder Stellung sicher anzulassen und umzusteuern. Derartige Einrichtungen waren bis dahin für die im Kleinschiffbau verwandten Benzin-, Petroleum- und Glühhaubenmotore nicht bekannt. Wohl tauchten für diese eine ganze Reihe patentierter Motor-Umsteuervorrichtungen auf, durchzusetzen in größerem Maßstabe hat sich aber keine von ihnen vermocht. Die für kleine Anlagen brauchbaren umsteuerbaren Schrauben- und Wendegetriebe konnten für die Seeschifffahrt nicht in Betracht kommen.

Eine endgültige Lösung für die sichere Umsteuerung des Großmotors war erst in dem Augenblick gefunden, als man sich entschloß, eine besondere zusätzliche Kraft, in diesem Falle Druckluft, zum Manövrieren und Umsteuern zu verwenden. Die in Druckluftbehältern aufgespeicherte Energie ermöglichte es, in gleicher Weise wie der in den Kesseln einer Dampfkraftanlage stets vorhandene Kraftvorrat, die Dieselmachine jederzeit ebenso sicher anzulassen und umzusteuern wie die Kolbendampfmaschine.

Nachdem somit alle Konstruktionsgrundlagen geklärt waren, konnte es nicht wundernehmen, daß auch die Schifffahrtskreise aus der neuen Verbrennungskraftmaschine Vorteil zu ziehen versuchten, war doch durch praktische Versuche einwandfrei festgestellt, daß die Ausnutzung des Brennstoffes in der Dieselmachine 33 bis 35 v. H. gegenüber 23 v. H. bei der Gasmaschine und nur etwa 14 v. H. bei einer modernen Dreifach-Expansionsschiffsmachine mit Überhitzung beträgt.

Der Hauptgrund der größeren Wirtschaftlichkeit des Dieselmotors liegt in der unmittelbaren und restlosen Verbrennung des flüssigen Brennstoffes im Arbeitszylinder der Maschine. Alle Verluste, wie sie durch die Umwandlung der in der Kohle aufgespeicherten Wärmeeinheiten beim Verbrennen derselben in den Kesseln einer Dampfkraftanlage in den abziehenden heißen Rauchgasen, den Stopfbüchsenverlusten und den im Kühlwasser der

Kondensatoren verlorengehenden Wärmemengen auftreten, fehlen bei der Verbrennungsmaschine¹⁾ nahezu ganz.

Durch die günstige Brennstoffausnutzung sinkt, wie später im einzelnen nachgewiesen werden wird, das Gewicht des für die gleiche Dampf-
strecke mitzunehmenden Ölvorrats auf $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ des für eine Schiffsmaschinenanlage gleicher Leistung erforderlichen Kohlenbedarfs.

Zu dieser frachtbringenden Erhöhung der Tragfähigkeit tritt der weitere Vorteil einer sehr erheblichen Ersparnis an Bunkerraum, besonders wenn man berücksichtigt, daß ein großer Teil der früheren Ballastwasserräume im Doppelboden zur Aufnahme des flüssigen Brennstoffes eingerichtet werden kann.

Zu beachten bleibt dabei, daß bei der Verbrennung von 1 kg bester Steinkohle etwa 7800 Wärmeeinheiten (W.E.) frei werden; bei 1 kg Treiböl aber 10000 W.E., trotz eines um nahezu 40 v. H. kleineren Raum-inhaltes des letzteren. Ob im einzelnen Falle sich eine Verminderung der Brennstoffkosten der Motoranlage gegenüber dem Dampfkraftbetrieb erzielen läßt, hängt in erster Linie von dem zu zahlenden Preis für das Treiböl ab. Da Kohle heute (August 1923) auf den Hauptschiffahrtsstraßen der Welt für einen mittleren Preis von etwa 30 sh pro t zu haben ist, betragen die Brennstoffkosten für eine hochwertige Dampfkraftanlage bei einem Kohlenverbrauch von 0,58 kg für die PS_e/St. ausschließlich der Schiffhilfsmaschinen etwa 1,65 Goldpfg. Die Preise für Rohöl sind in den Jahren vor dem Weltkriege andauernd stark gestiegen und betragen Mitte des Jahres 1914 in den nordwesteuropäischen Schiffahrtsplätzen des Kontinents etwa £ 4/5/— pro t, während heute in den Schiffahrtsplätzen des Kontinents und in England etwa £ 3/15/— für 1 t Dieseltreiböl gezahlt werden müssen. Da es der meist größere Aktionsradius der Motorschiffe diesen gestattet, die benötigten flüssigen Brennstoffe nur in den Rohöl erzeugenden Ländern einzunehmen, kann mit dem dort zu zahlenden Treibölpreis von etwa £ 2/15/— pro t gerechnet werden, wodurch sich bei einem durchschnittlichen Ölverbrauch von etwa 0,14 kg PS_e Brennstoffkosten von 0,80 Goldpfg. für die PS_e/St. ergaben. Von der Bereitstellung genügender, preiswerter Mengen von Diesel-Treibölen in den Hauptschiffahrtsplätzen der Welt wird die weitere Entwicklung des Schiffölmotoren-Antriebs in den kommenden Jahren sehr wesentlich bedingt sein.

Gelingt es durch Zusammenschluß der Haupt-Ölproduzenten die Brennstofffrage für die Weltschiffahrt großzügig zu lösen, so wird dem Schiffölmotorenbau im nächsten Jahrzehnt eine gewaltige Entwicklung bevorstehen.

Nicht berücksichtigt ist hierbei, daß die Verbrennungsmaschinen außerdem, im Gegensatz zu den Schiffsdampfmaschinen, weder zum Anheizen, noch während der Betriebspausen, Liegezeiten usw. irgend-

¹⁾ Die für den Dieselmotor auch gebrauchten Bezeichnungen: „Verbrennungsmaschine, Verbrennungsmotor, Ölmaschine, Ölomotor, Gleichdruckmotor“ nehmen auf besondere Eigenschaften des Dieselverfahrens bzw. das benutzte Treibmittel (flüssiger Brennstoff = Treiböl) Bezug. In den nachfolgenden Abschnitten wird auf diese Bezeichnungen zurückgekommen werden.

welchen Brennstoff verbrauchen, so daß die oben angegebenen Zahlen sich weiterhin zugunsten der Ölmaschinen verschieben.

Nicht zu vergessen ist die große Erleichterung und der erhebliche Zeitgewinn beim Auffüllen des Bunkerinhaltes. Jedes Verschmutzen des Schiffes, jedes Trimmen der Kohlen im Bunker fällt fort. Die Übernahme des flüssigen Brennstoffes erfolgt durch Pumpen von Land oder an Bord, oder es läuft den Ölbunkern unmittelbar aus den Öltanks von Land aus zu. Das Umtrimmen des Treiböls an Bord, sowie die Beförderung desselben zur Maschine vollzieht sich auf die gleiche Weise, einfacher, billiger und sauberer als es sich je beim Kohlenbetriebe erreichen läßt. Hinzu tritt die größere Unabhängigkeit in der Anordnung der Brennstoffbunker zur Maschinenlage und, besonders für Kriegsschiffzwecke, die mögliche, erhebliche Vergrößerung des Fahrbereichs.

Durch restloses Verbrennen des Treiböls im Arbeitszylinder der Ölmaschine entfällt schließlich auch jede Entfernung von Asche und Schlacke, die mit den erforderlichen Hilfseinrichtungen in größeren Schiffsbetrieben so oft eine Quelle dauernder Unzuverlässigkeit, zum mindesten aber von Unbequemlichkeiten ist.

Als einziger Nachteil steht diesen großen Vorzügen des Dieselfahrens der nicht so ganz einfache Antrieb der Schiffshilfsmaschinen gegenüber. In jahrzehntelanger Bordpraxis sind für die mannigfachen Zwecke des Schiffsbetriebes gut durchgebildete, durch Dampf betriebene Hilfsmaschinen, wie Pumpen, Lichtmaschinen, Kühlmaschinen, Rudermaschinen, Ankerwinden, Ladewinden u. a. m. entwickelt worden, für die zunächst auf den Motorschiffen das Antriebsmittel, der Dampf, fehlte. Einen Hilfskessel einzubauen bleibt bei den meist nur zeitweise gebrauchten Hilfsmaschinen unwirtschaftlich, sie durch Druckluft oder Druckwasser zu betreiben, gleichfalls nur Notbehelf.

Die Lösung wird in dem selbständigen, elektrischen Antrieb aller derartiger Einrichtungen gesucht werden müssen, auf den später noch im einzelnen eingegangen werden wird.

Ein Rückblick auf die Entwicklung des Schiffsolmaschinenbaues während der letzten 10 Jahre zeigt, daß neben der beispiellosen Entwicklung, die die schnelllaufende Dieselmachine besonders als Antriebsmaschine in der Viertaktbauart für Unterseeboote genommen hat, auch im Handelsschiffbau für das große, seegehende Motorschiff, der Viertaktmotor bei weitem das Feld beherrscht.

In der äußeren Gestaltung ist die bereits in den ersten Ausführungen als Schiffsmaschine gewählte stehende Bauart allgemein beibehalten worden. In der Ausbildung der Maschinenständer, die den verschiedenen Bauarten das charakteristische Bild geben, findet die zuerst von der Firma Burmeister & Wain benutzte Konstruktion eines A-förmigen Ständers, der nicht wie im Schiffsdampfmaschinenbau allgemein üblich auf Mitte Kurbellager, sondern Mitte Grundlager steht, wegen der größeren Zugänglichkeit der Maschine zunehmende Anwendung (vgl. Abb. 10).

Die fast seit den ersten Tagen des Schiffsolmaschinenbaues umstrittene Frage, ob dem Zweitakt- oder dem Viertaktverfahren der

Vorzug zu geben sei, ist auch heute noch nicht endgültig gelöst, immerhin aber für weite Anwendungsgebiete weitgehend geklärt. In den weiteren Abschnitten (vgl. S. 13) werden das Für und Wider der beiden Arbeitsverfahren und die zu ihrer Durchführung benötigten Konstruktionen noch eingehend behandelt werden.

Der kompressorlosen Dieselmachine, neben der bisher fast ausnahmslos mit Druckluft-Brennstoffeinspritzung arbeitenden Maschine Geltung zu verschaffen, wird vielerorts eifrig gearbeitet. Soweit nach dieser Bauart Maschinen bis heute im Dauerbetrieb laufen, handelt es sich im wesentlichen um kleinere Einheiten (vgl. S. 209).

Daneben steht die Verwendung billiger, schwerer Treiböle nach wie vor im Vordergrund des Interesses, besonders seitdem in der Nachkriegszeit auch der Schiffsmaschinenbetrieb in ganz ungewöhnlich weitem Umfange zur Verbrennung von flüssigen Brennstoffen an Stelle von Kohle übergegangen ist.

Die Frage lautet hier: Welches spezifische Gewicht, welche Viskosität und welche Beimengen können äußerstenfalls in einem Treiböl zugelassen werden, um den Betrieb mit Sicherheit für eine einwandfreie Verbrennung und unbeschadet der Lebensdauer der Maschine führen zu können?

Der Abschnitt über „Die Brennstoffe der Ölmaschine“ S. 19 und ff. gibt hierüber Aufschluß.

3. Das Diesel-Arbeitsverfahren.

Als Grundbedingung für eine vollkommene Verbrennung des Treiböls im Motor bezeichnet Diesel für das von ihm angegebene Arbeitsverfahren die Kompression reiner Luft in einem Arbeitszylinder bis zu einer Endtemperatur im Totpunkte, die imstande ist, einen in den Zylinder im fein

verteilten Zustande eingeführten Brennstoff zur Entzündung zu bringen.

Es fehlt also beim Dieselmotor ein in jedem Augenblick verfügbares Kraftreservoir, wie es die Kesselanlage von Dampfkraftbetrieben darstellt. Der Motor muß sich sein Kraftmittel vielmehr dauernd selbst durch Verbrennung eines geeigneten flüssigen Treiböles erzeugen. Diesen beiden charakteristischen Eigenschaften „der Verbrennung“ eines flüssigen „Öles“ im Arbeitszylinder verdankt der

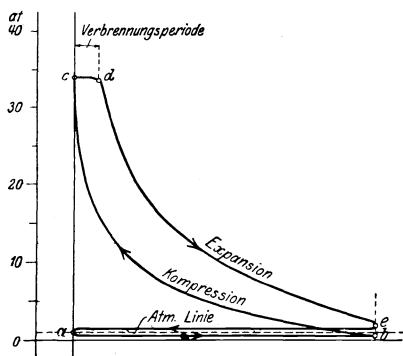


Abb. 1. Viertakt-Arbeitsdiagramm.

Dieselmotor auch die mehr und mehr in Gebrauch kommende Bezeichnung als Verbrennungskraft- und Ölmaschine.

Die praktische Durchführung dieses Arbeitsprozesses kann nach dem Viertakt- oder Zweitaktverfahren erfolgen.

Beim Viertaktverfahren (Abb. 1) saugt der Kolben während des ersten H u bes ab Luft von atmosphärischer Spannung an und komprimiert

diese während des darauffolgenden Hubes bc auf 32—35 at, wodurch sich das in den Arbeitszylinder eingeschlossene Luftvolumen auf etwa 550° bis 600° C erhitzt.

Diese Kompressionswärme reicht aus, um den nahezu im Totpunkt durch ein besonderes Brennstoffventil unter Anwendung von Druckluft von 40—50 at einzuspritzenden Brennstoff zur Selbstentzündung und Verbrennung zu bringen. Die Öffnung des Brennstoffventils und damit die Verbrennungsdauer erstreckt sich vom Beginn des dritten Hubes über etwa 12 v. H. des Kolbenwegs ce von c bis d , worauf nach Schließen des Brennstoffventils die Verbrennungsgase sich bis zum Hubende e ausdehnen. Während des anschließenden vierten Hubes ac werden die Verbrennungsprodukte durch den Kolben aus dem Zylinder hinausgeschoben, worauf das Spiel von neuem beginnt. Auf je vier Hübe des Motors kommt also nur ein wirksamer Arbeits- (Expansions-) Hub. Da die Verbrennungskraftmaschinen bislang noch zum größten Teil als einfach wirkende Maschinen gebaut werden, wird sich bei wechselnden Belastungen der Maschine ein recht erheblicher Ungleichförmigkeitsgrad nicht vermeiden lassen, so daß, wie später noch gezeigt werden wird, die Anordnung besonderer Schwungräder auch bei Schiffsmaschinen meist zur Notwendigkeit wird.

Man kann daher bei der Entwicklung der Dieselmachine zum Großschiffsmotor schon frühzeitig das Bestreben verfolgen, die Zahl der Arbeitshübe zu vermehren. Ein Mittel hierzu bietet das Zweitaktverfahren. Ansaugen bzw. Einführen der atmosphärischen Verbrennungsluft und Komprimieren derselben wird hierbei auf dem ersten Hube $a—b—c$ (Abb. 2) vorgenommen; Zündung, Expansion der Gase und Ausstoßen derselben vollzieht sich auf dem zweiten Hube $c—d—e—f—g$.

Die Schwierigkeit der einwandfreien Durchführung des Dieselverfahrens liegt darin, den Brennstoff in der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit, die bei den im Schiffsölmaschinenbau gebräuchlichen Umdrehungszahlen von 80—130 Umdrehungen in der Minute nur Bruchteile einer Sekunde beträgt, derart in den Arbeitszylinder einzuführen, daß eine gute Mischung desselben mit der Verbrennungsluft und damit eine vollkommene Verbrennung erzielt wird.

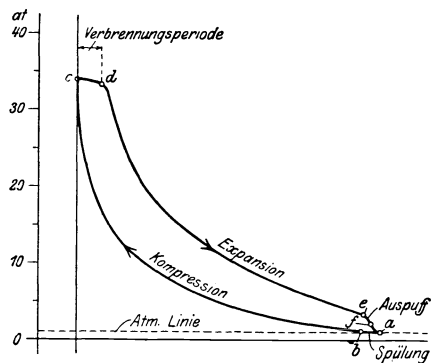


Abb. 2. Zweitakt-Arbeitsdiagramm.

Notwendig wird bei dem Diesilverfahren stets, damit eine wenigstens einigermaßen restlose Verbrennung eintritt, die Verbrennungsluft mit erheblichem Überschuß in den Arbeitszylinder einzuführen.

In der Darstellung des schematischen Arbeitsdiagramms eines nach dem Viertaktprinzip arbeitenden Motors in Abb. 1 wird während des ersten Hubes auf dem Kolbenweg $a—b$ ein Luftvolumen von etwas unter

atmosphärischer Spannung gleich dem Zylinderinhalt angesaugt, das beim Rückgange des Kolbens nach der Linie $b-c$ komprimiert wird. Der Druck der im Arbeitszylinder eingeschlossenen Luft steigt hierbei von $p_0 = \sim 1$ at auf $p_1 = 32$ bis 35 at, während gleichzeitig eine Temperaturzunahme derselben von der Temperatur der Außenluft auf 550° bis 600° C eintritt. Mit erneuter Umkehr des Kolbens im Punkte c , d. h. zu Beginn des dritten Hubes, wird nunmehr der fein verteilte Brennstoff eingeführt, der sich unmittelbar entzündet und während des Kolbenwegs $c-d$ verbrennt. Trotz der bei der Verbrennung des Treiböls eintretenden Volumenvergrößerung des Zylinderinhalts bleibt infolge des von dem Kolben gleichzeitig fortschreitend freigegebenen Zylinderraums der Verbrennungsdruck im Zylinder nahezu der gleiche. Zufolge dieses Umstandes werden die nach dem Diesilverfahren arbeitenden Motore auch Gleichdruckmotore genannt. Im Punkt d hört die weitere Brennstoffzufuhr auf, und das Gasgemisch expandiert arbeitsleistend von d nach e , wobei der Druck von p_1 auf p_2 fällt. Der letztere soll bei richtig arbeitender Steuerung $1\frac{1}{2}$ bis 2 at über dem Atmosphärendruck liegen. Während des anschließenden vierten Hubes fällt der Druck der Verbrennungsgase weiter von p_2 auf p_0 , unter dem diese vom Kolben aus dem Arbeitszylinder hinausgeschoben werden, worauf das gleiche Arbeitsspiel von neuem beginnt.

Über die während der Verbrennungs- und Expansionsperiode auftretenden Temperaturen wird Näheres in Abschnitt VI, 6: Kühlwasserleitungen und Einrichtungen S. 118 ausgeführt.

Mit den abgeführten Auspuffgasen geht eine nicht unbeträchtliche Wärmemenge verloren; auf ihre Größe wird später (vgl. VI. Teil, Abschnitt 8, Abgasverwertung) zurückgekommen werden.

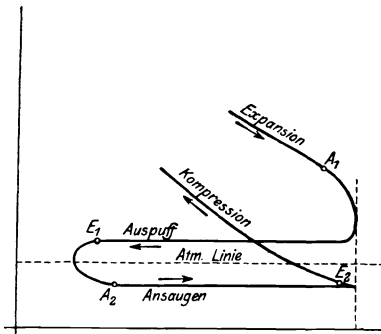


Abb. 3. Schematische Darstellung des Ansaug- und Auspuffvorganges einer Viertaktmaschine.

In der Abb. 3 ist eine schematische Darstellung der Eröffnung der Auspuff- und Ein- saugeventile an Hand des Arbeits- diagramms einer Viertaktmaschine wiedergegeben. Gegen Ende des Ex- pansionshubes eröffnet das Auspuff- ventil im Punkte A_1 , um den bis zum Hubwechsel erforderlichen Druckausgleich herbeizuführen. Während des anschließenden Kolben- hubes werden die Auspuffgase aus dem Arbeitszylinder hinausgeschoben bis kurz nach erneutem Hubwechsel im Punkte A_2 das Auspuffventil ge- schlossen wird. Kurz vor Erreichung des Totpunktes hat im Punkte E_1 die Eröffnung des Einsaugeventils begonnen, das während des nun folgen- den Ansaughubes eröffnet bleibt und erst kurz nach erneutem Hub- wechsel im Punkte E_2 geschlossen wird.

Die theoretische Untersuchung einer nach dem vorstehend beschrie- benen Gleichdruckverfahren arbeitenden Ölmaschine zeigt, daß der ther-

mische Wirkungsgrad im wesentlichen abhängig ist von den Temperaturgrenzen, innerhalb deren sich der Arbeitsprozeß abspielt. Und zwar stellt sich der Wirkungsgrad um so günstiger, je größer das Temperaturgefälle und damit das Druckgefälle zwischen den Punkten d und e im Arbeitsdiagramm ist.

Da für den Dieselmotor die untere Druckgrenze durch den Druck der äußeren Atmosphäre gegeben ist, kann eine Beeinflussung des Wirkungsgrades nur durch Steigerung des Verbrennungsdrucks oder durch eine Leistungserhöhung als Folge des Verbrennens einer vergrößerten Treibölmenge während der Verbrennungsperiode erzielt werden. Eine wesentliche Steigerung über die für die Zündung des Treiböls erforderliche Kompression der Luft von 32—35 at verbieten aber praktische Rücksichten im Hinblick auf die Materialfestigkeit der Zylinder und Deckelwandungen; die vollständige Verbrennung einer anormal großen Brennstoffmenge erfordert die Füllung des Arbeitszylinders mit einer vergrößerten Verbrennungsluftmenge durch Anwendung eines besonderen Gebläses oder Drosselung der Auspuffgase (vgl. S. 202). Hinzu kommt, daß mit Steigerung des Verbrennungsdruckes auch die durch die Zylinderwandungen von dem Kühlwasser abzuführenden Wärmemengen oft nicht hinreichend aufgenommen werden können, so daß Risse als Folge von Wärmespannungen in den Zylindern, Deckeln und Kolben meist die unausbleibliche Folge sind.

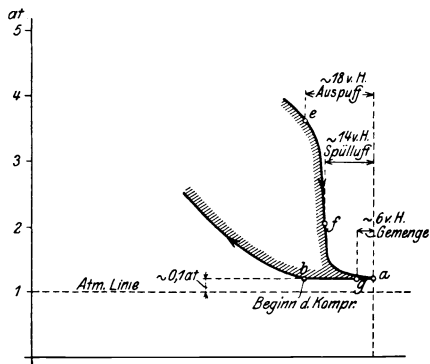


Abb. 4. Schematische Darstellung des Spülvorganges einer Zweitaktmaschine.

Schlecht ausgenutzt werden, wie aus einer Betrachtung des in Abbildung 1 dargestellten Diagramms eines Viertaktmotors hervorgeht, der Saug- und Auspuffhub.

Es lag daher nahe, diese mit dem Kompressions- bzw. Expansionshub zu vereinen. Die hierdurch eintretenden Änderungen in dem Arbeitsdiagramm zeigen die Abbildungen 2 und 4. Kompression (bc), Verbrennung unter Gleichdruck (cd) und Expansion (de) spielen sich bei dem Zweitaktverfahren genau wie vorher ab. Die bei e einsetzende Auspuffperiode wird jetzt jedoch nicht während eines ganzen Hubes bis zur Atmosphärenspannung fortgesetzt, sondern endet bereits vor Erreichung des unteren Totpunktes im Punkte f . Die noch im Arbeitszylinder verbliebenen restlichen Verbrennungsprodukte werden durch unter Überdruck in den Zylinder eintretende, durch eine besondere Pumpe beschaffte Spülluft vertrieben. Der Überschuß der letzteren, der dem Zylinder während des Kolbenwegs $fagb$ zugeführt wird, dient gleichzeitig zum Laden des Arbeitszylinders mit der für die Verbrennung des Treiböls erforderlichen atmosphärischen Luft, so daß bereits kurz nach Beginn

des zweiten Hubes im Punkte *b* mit der Kompression des eingeschlossenen Luftvolumens begonnen werden kann.

Die wichtigsten Kolbenstellungen einer nach dem Zweitaktverfahren arbeitenden Ölmaschine mit doppelten Spülventilen im Zylinderdeckel und Auspuffschlitz in den Zylinderwandungen zeigen die schematischen Zylinderschnitte der Abbildungen 5, 6 und 7. In Abbildung 5 befindet sich der Kolben in der unteren Totpunktstellung; die Auspuffschlitz im unteren Teil der Zylinderwandungen sowie die Spülluftventile im Zylinderdeckel sind voll eröffnet; die Verbrennungsprodukte werden durch die Spülluft verdrängt und der Arbeitszylinder gleichzeitig

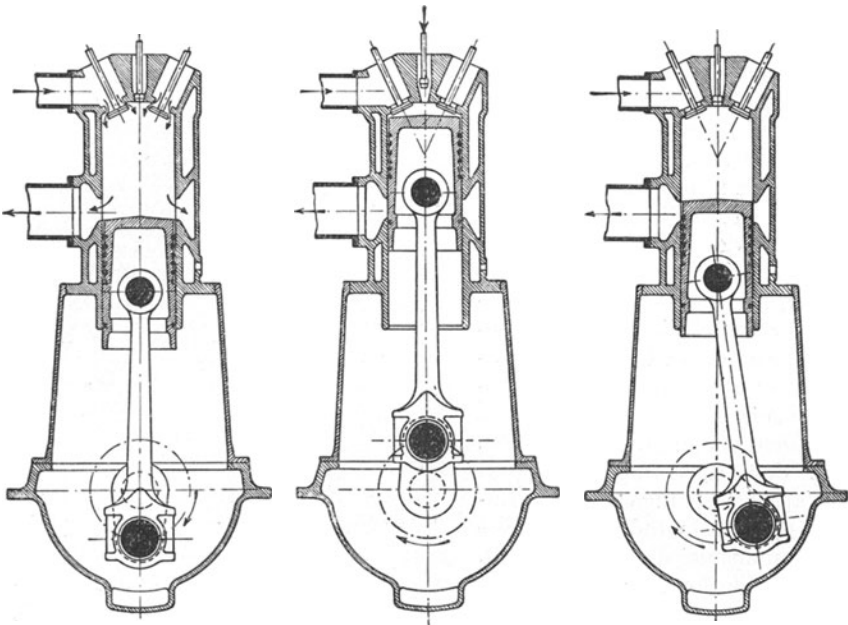


Abb. 5—7. Hauptkolbenstellungen einer Zweitakt-Ölmaschine.

mit der für den nächsten Verbrennungsvorgang erforderlichen neuen atmosphärischen Luft (= Spülluft) geladen. Nach einem Kurbelweg von 180° ist der Kolben in der oberen Totpunktlage angelangt (Abb. 6). Die im Zylinder eingeschlossene Spülluft wird hierdurch auf 32—35 at komprimiert und damit hoch erhitzt. Die Spülluftventile sind geschlossen, das Brennstoffventil eröffnet. Durch hochgespannte Einblase-luft von 50—55 at wird Brennstoff gegen den vorerwähnten Kompressionsdruck in den Arbeitszylinder gepreßt, der sich in der hohen Temperatur selbst entzündet und vollkommen verbrennt. Die Abb. 7 zeigt den Kolben im Augenblick des Eröffnens bzw. Schließens der Auspuffschlitz; das Brennstoffventil ist geschlossen, die Spülventile sind unmittelbar vor dem Eröffnen bzw. Schließen.

An Stelle der Spülventile im Zylinderdeckel können auch Spülluftschlitze in der Zylinderwandung angeordnet werden (Abb. 124), die dann meist den Auspuffschlitzen gegenüber liegen und durch den Arbeitskolben gesteuert werden.

Das praktische Arbeitsdiagramm einer nach dem Zweitaktverfahren arbeitenden Ölmaschine zeigt die Abbildung 2; die vorstehend erläuterten Arbeitsperioden werden durch die nachfolgend aufgeführten Diagrammlinien wiedergegeben:

$f-a-b$: Füllen des Zylinders mit Spülluft.	} 1. Hub = 1. Takt
$b-c$: Komprimieren des Füllungsvolumens	
$c-d$: Verbrennungsperiode.	} 2. Hub = 2. Takt
$d-e$: Expansion der Verbrennungsgase	
$e-f-a-b$: Auspuffperiode	

Die einwandfreie Durchführung des Dieselverfahrens ist erst gelungen, als man sich entschloß, anstatt des von Diesel vorgeschlagenen Kohlenstaubes lediglich flüssige Brennstoffe zu verwenden, die mittelst hochgespannter Druckluft von 50—80 at Überdruck oder unter unmittelbarem Pumpendruck in fein verteiltem Zustande in die hoch erhitzte Verbrennungsluft eingeblasen werden.

Für die Beschaffung der Einblase-Druckluft wurde die Aufstellung eines besonderen Hochdruckluftkompressors notwendig, dessen Bauart und Wirkungsweise später (S. 83) eingehend besprochen werden wird.

In den Abb. 8 a—p sind eine Reihe praktischer Ölmaschinen-Diagramme wiedergegeben, deren charakteristische Merkmale kurz erläutert werden sollen.

Die normalen Diagramme einer Viertakt-Ölmaschine bei verschiedenen Belastungsstufen sind in den Abb. 8 a—p dargestellt, von denen das erste ein Leerlauf-Diagramm mit der charakteristischen Spitze, d. h. der vollkommen unentwickelten Verbrennungslinie zeigt, an die sich die Expansionslinie mit nur geringer Flächenentwicklung anschließt. Für $\frac{1}{4}$ Vollast ist die Spitze bedeutend weniger scharf (Abb. 8 b); die Flächenentwicklung nimmt zu. Bei $\frac{1}{2}$ Vollast beginnt sich die Verbrennungslinie zu entwickeln (Abb. 8 c), fortschreitend bei $\frac{3}{4}$ Vollast (Abb. 8 d), bis schließlich bei Vollast die das Dieselverfahren charakterisierende Gleichdruck-Verbrennungslinie vorhanden ist (Abb. 8 e). Die Diagrammfläche ist nunmehr gleichfalls voll entwickelt; der Verbrennungsdruck beträgt etwa 32 at.

Die starke Kuppe in der Abb. 8 f ist das ausgesprochene Kennzeichen starker Überlastung einer Dieselmachine. Auch die Diagrammfläche selbst ist übermäßig entwickelt. Die Maschine beginnt in diesem Falle stark zu rauchen, dunkelgrau bis schwarz, je nach dem Grade der Überlastung als Folge der in den Auspuffgasen enthaltenen unverbrannten Kohlenwasserstoffe.

Die scharf gezackte Verbrennungslinie der Abb. 8 g läßt auf undichte Auspuffventile schließen, so daß der notwendige Verbrennungsdruck nicht gehalten werden kann. Meist beginnt der Motor etwas zu rauchen, da die erforderliche Verbrennungsluftmenge nicht vorhanden ist.

Die stark abfallende Verbrennungslinie der Abb. 8h ist auf ein schlechtes Luftgemisch als Folge zu langsam schließenden Auspuffventils zurückzuführen, so daß während des anschließenden Saugehubes ein Teil der Auspuffgase wieder mit eingesaugt werden und damit dem am Ende der Kompressionsperiode in den Zylinder eingespritzten Brennstoff nicht die nötige Frischluftmenge zur vollständigen, restlosen Verbrennung geboten wird. Auch hier enthalten die Auspuffgase rußige Beimengungen. Beim Öffnen des Einsaugventils kann meist ein dumper

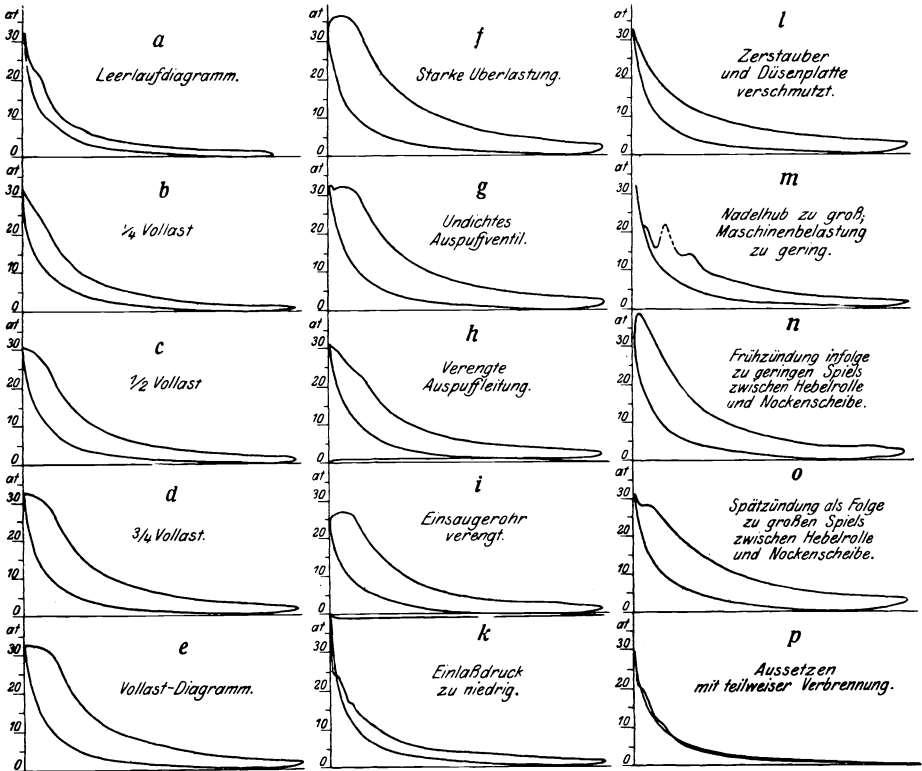


Abb. 8a—p. Charakteristische Ölmaschinen-Arbeitsdiagramme.

Schlag durch das verspätete Schließen des Auspuffventils gehört werden. Hinzu tritt eine Verengung der Auspuffquerschnitte, so daß die Auspufflinie oberhalb der atmosphärischen Linie verläuft.

Bei zu engen Einsaugequerschnitten sinkt die Einsaugelinie unter die atmosphärische Linie (Abb. 8i), damit wird infolge zu geringen Zylinder-Füllungsvolumens der Kompressionsenddruck nicht erreicht, so daß, wenn die Zündung nicht ganz aussetzt, infolge zu geringer Luftmenge auch hier ein Rauchen der Maschine eintreten muß.

Diagramme nach der Abb. 8k sind meist die Folge zu geringen Einlaßdrucks. Der Brennstoff tritt infolgedessen unzerstäubt in den

Zylinder ein, kann nicht sofort zur Verbrennung kommen und fällt zunächst unverbrannt auf den Kolbenboden. Während des nächsten Verdichtungshubs erzeugt der inzwischen stark erhitzte, zur Verdampfung neigende Brennstoff leicht Frühzündungen, die oft explosionsartig mit hoher Drucksteigerung erfolgen, wobei bei dem nachfolgenden Öffnen der Brennstoffventilnadeln leicht diese sowie die Düsenplatten und Zerstäuber verbrennen.

Die scharfe Spitze in Abb. 8l weist auf ungenügende Treibölzufuhr zu Beginn der Verbrennungsperiode hin und wird meist, bei richtig eingestelltem Brennstoffnocken, auf eine Verschmutzung der Brennstoffdüse oder der Zerstäuberplatte zurückzuführen sein.

In dem Diagramm der Abb. 8m setzt die Verbrennung zu spät ein und verläuft stoßweise noch während der eigentlichen Expansionsperiode. Die Ursache ist auf zu großen Nadelhub zurückzuführen, durch den ein Überschuß an kalter Verbrennungsluft in den Zylinder eintritt, so daß es an der nötigen Verbrennungswärme fehlt.

Frühzündungen, wie sie die Abb. 8n schon während der Verdichtungsperiode zeigt, und die unter Erreichung beträchtlicher Enddrucke meist mit scharfer Spitze in der eigentlichen Verbrennungslinie abfallen, sind auf unrichtig eingestellte Brennstoffnocken zurückzuführen. Wird die Rolle des Brennstoffventilhebels beim Auflaufen auf die Nocke zu früh angehoben, so erfolgt die Zündung noch vor beendeter Kompression, wodurch infolge der bis zum oberen Totpunkt noch stetig kleiner werdenden Verbrennungsräume beträchtlich hohe Enddrucke erreicht werden, die sich meist in einem starken Stoßen oder Klopfen des Kolbens nach außen hin geltend machen.

Spätzündungen, wie sie aus der Abb. 8o zu ersehen sind, müssen durch Verdrehen der Brennstoffnocken behoben werden. Das Kennzeichen der Spätzündungen ist das scharfe Abfallen zu Beginn der Verbrennungsperiode infolge der verspäteten Einführung des Treiböls. Da ein Teil des Treiböls erst während der Expansionsperiode mehr oder weniger vollkommen nachverbrennt, wird ein Rauchen der Ölmaschine meist nicht ausbleiben.

In der Abb. 8p ist schließlich das Diagramm eines Aussetzers wiedergegeben, bei dem kleine Treibölmengen, die noch vom vorhergegangenen Arbeitsspiel im Zylinder vorhanden sind, während der Expansionsperiode verbrennen.

4. Zweitakt- und Viertakt-Ölmaschinen.

Der Widerstreit der Meinungen, ob der Zweitakt- oder Viertakt-dieselmachine für Schiffsanlagen der Vorzug zu geben, ist auch im letzten Jahrzehnt nicht unbedingt zugunsten des einen der beiden Arbeitsverfahren entschieden worden.

Überblickt man aber die Entwicklung, die die Schiffsölmaschine in den wichtigsten Schiffahrtsländern genommen hat, so ist die derzeitige Überlegenheit des Viertaktmotors nach Zahl und Größe der gebauten Schiffe gegenüber dem Zweitaktmotor nicht zu verkennen. Die nach-

folgende Zusammenstellung der wichtigsten Viertakt- und Zweitaktmaschine bauenden Werke mag als Beleg dienen.

Nach Lloyds Register waren an Motorschiffen über 2000 Br.-Reg.-Ts. am 1. Januar 1922 in Fahrt

Schiffe mit Viertakt-Ölmaschinen:

67	Schiffe mit Burmeister & Wain-Ölmaschinen
11	„ „ Werkspoor- „
9	„ „ Vickers- „
4	„ „ Mc. Intosh & Seymour- „
2	„ „ Tosi- „
2	„ „ Krupp- „
1	„ „ Holeby- „
1	„ „ North British Engine Co.- „

Schiffe mit Zweitakt-Ölmaschinen:

5	Schiffe mit Ansaldo-San Gíorgio-Ölmaschinen
4	„ „ MAN- „
3	„ „ Sulzer- „
2	„ „ Krupp- „
1	„ „ Atlas- „
1	„ „ Carèls- „
1	„ „ Bethlehem- „
1	„ „ Doxford- „
1	„ „ Cammellaird Fullagar- „

Die Überlegenheit der Burmeister-Viertaktmaschine kommt noch um so mehr zum Ausdruck, als die größten Werften in den Hauptschiffahrtsländern der Welt Lizenznehmer von Burmeister & Wain geworden sind und mit diesen zusammen an der weiteren Vervollkommnung der Schiffsölmaschine mit Erfolg arbeiten. Zu den Lizenznehmern von Burmeister & Wain gehören heute:

unter anderem im Bau:

Harland & Wolf, Belfast	2 Motor-Fahrgastschiffe von je 18000 PS _e .
Deutsche Werft, Hamburg	2 Motor-Erzschiffe von je 21000 Ts. d. w. und je 6600 PS _e .

Wm. Cramp, Philadelphia,

Götawerke, Gothenburg

Akers, Kristiania,

Stabilimento Tecnico, Triest.

Die Arbeitsverfahren der Zweitakt- und Viertakt-Dieselmotoren unterscheiden sich, wie in dem vorangegangenen Abschnitt gezeigt worden ist, im wesentlichen durch die ungünstigeren Ausström- und Ladevorgänge der ersteren, die infolgedessen meist auch einen höheren Brennstoffverbrauch aufweisen, während bei gleichen Umdrehungszahlen der Maschinen die für das Einspritzen und Mischen des Brennstoffes sowie für den Verbrennungsvorgang selbst zur Verfügung stehenden Zeiten gleich groß sind.

Eine einwandfreie Verbrennung beim Zweitaktmotor erfordert eine hinreichend große Bemessung der Spülluftpumpe, für deren Betrieb ein

nicht unerheblicher Kraftaufwand erforderlich wird, so daß auch damit wieder eine Herabsetzung des Wirkungsgrades der Zweitaktmaschine eintritt.

Ungenügender Luftüberschuß in den Arbeitszylindern der Ölmaschine als Folge zu kleiner Spülpumpenabmessungen bewirkt, daß keine vollständige Ausspülung der Verbrennungsgase erfolgt, die Ladeluft vielmehr noch mit einem Rest von Ölgasen gemischt bleibt und damit infolge ungenügender Verbrennungsluftmenge nur eine unvollständige Verbrennung des eingespritzten Brennstoffs eintritt. Infolgedessen sinkt der mittlere indizierte Arbeitsdruck und damit die Leistung der Zweitakt-Ölmaschine.

Diese Schwierigkeit wächst bei schnellaufenden Dieselmotoren, da dann die für die Ausspülung der Arbeitszylinder zur Verfügung stehende Zeit nicht ausreicht, eine gründliche Säuberung der Zylinder von den Verbrennungsresten und eine Neufüllung derselben mit Verbrennungsluft vorzunehmen.

Die Unvollkommenheit des Ausström- und Ladevorganges ist der Grund, daß der Zweitaktmotor sich bis heute bei mittleren Leistungen und schnellaufenden Maschinen noch nicht durchzusetzen vermocht hat. Da auch die Wärme- und Reibungsbeanspruchungen bei den Zweitaktmaschinen erheblich ungünstiger ausfallen als bei Viertakt-Dieselmotoren, haben letztere bei den mittelgroßen Handelsschiffsmotoren und raschlaufenden U-Bootmotoren nahezu ganz das Feld behauptet.

Die Überlegenheit der Zweitaktmaschine in baulicher Hinsicht kommt, abgesehen von ganz kleinen Maschinen einfachster Bauart, erst bei größeren Einheiten von etwa 1600 PS aufwärts zur Geltung, besonders bei den langsamlaufenden Handelsschiffsmotoren, bei denen man vielfach noch mit vier Zylindern auskommt, gegenüber sechs Arbeitszylindern gleicher Abmessungen für eine Viertaktmaschine derselben Leistung.

Vorzüge der Zweitaktmaschine sind die größere Gleichmäßigkeit des Ganges, etwas geringerer Raumbedarf, geringeres Gewicht und damit für größere Anlagen meist auch etwas niedrigere Gestehungskosten.

Die Schwierigkeit, den Auspuff raschlaufender Zweitaktmaschinen durch Ventile innerhalb der nur sehr kleinen Zeiträume während des Hubwechsels zu steuern, die Massenkräfte der Ventilteller sicher zu beherrschen und die in den Zylinderdeckeln unterzubringenden Ventilquerschnitte hinreichend groß auszuführen, hat dazu geführt, die Auspuffgase durch Schlitze im unteren Ende der Zylinderlaufbüchse austreten zu lassen. Der von der Firma Sulzer zuerst vorgenommene Ersatz der Spülluftventile im Zylinderdeckel durch Spülluftschlitze machte die Zweitaktmaschine für größere Einheiten überhaupt erst lebensfähig, da die größere Wärmeableitung durch die Zylinder- und Deckelwandungen, die die Zweitaktmaschine gegenüber der Viertaktmaschine verlangt, bis dahin nicht zu beherrschen war und zu einem ständigen Reißen der Zylinderdeckel führte.

Wenn diese baulichen Vorzüge auch dazu geführt haben, das Zweitaktverfahren namentlich für große langsamlaufende Anlagen vermehrt

zur Anwendung zu bringen, so wird trotz alledem auch dem Viertaktmotor voraussichtlich noch für eine große Reihe von Jahren ein weites Anwendungsgebiet gesichert bleiben, um so mehr, da neben der Einfachheit des Viertakt-Arbeitsverfahren auch die Wartung im Betriebe, besonders die Schmierung der Kolben und die Lebensdauer der letzteren sich wesentlich günstiger als für Zweitaktmaschinen gestalten.

Die Hauptschwierigkeit für eine einwandfreie Durchführung des Zweitaktverfahrens besteht in der Erreichung einer wirksamen Spülung und gleichzeitigen Ladung des Arbeitszylinders mit Frischluft bei geringster Drosselung, eine Aufgabe, die für alle Zylindergrößen und besonders bei höheren Umdrehungszahlen der Zweitaktmaschinen heute noch nicht als völlig gelöst bezeichnet werden kann.

Zu den wesentlichen Gründen, die namhafte Firmen des Dieselmotorenbaues trotz aller Schwierigkeiten immer wieder veranlaßt haben, sich dem Zweitaktverfahren zuzuwenden, können in folgenden Punkten zusammengefaßt werden.

Theoretisch ergibt die Verwirklichung der Zweitaktmaschine bei gleichem Hubvolumen eine um etwa 70—80 v. H. größere Nutzleistung als die Viertaktmaschine. Die neueren Erfolge des Viertaktmaschinenbaues, besonders nach Einführung der Leistungssteigerung mittelst Frischluftgebläse, haben auch diese bisher von der Zweitaktmaschine in Anspruch genommene Überlegenheit stark herabgedrückt. Die im nachstehenden aufgeführten Konstruktionseinzelheiten und Leistungen einer neuzeitlichen Zweitakt- und Viertaktmaschine lassen für gleiche Hubvolumina kaum eine Leistungsüberlegenheit der Zweitaktmaschine erkennen, wobei trotzdem die Wärmebelastung der Viertaktmaschine noch erheblich unter der der Zweitaktmaschine bleibt (vgl. Abschnitt IX S. 202).

Ein weiterer Vorzug der Zweitaktbauart liegt in der Möglichkeit, wenigstens die Steuerung des Auspuffventils dem Kolben zuzuweisen und somit die Zahl der gesteuerten Ventile durch Fortfall der Auspuffventile zu verringern. Erfolgt auch noch die Steuerung des Spüllufteintritts durch den Kolben, so ergibt sich eine weitere wesentliche Vereinfachung der Ventilanordnung im Zylinderdeckel, der jetzt nur noch das Brennstoff- und Anlaßventil aufzunehmen braucht, wogegen allerdings vielfach Steuerorgane in den den Zylinderschlitzen vorgelagerten Luftkanälen hinzutreten.

Diese bauliche Vereinfachung der Zweitaktmaschine in der Bauart als Schlitzspülmaschine hat ihr Anwendungsgebiet besonders im Kleinmaschinenbau erheblich erweitert, wo es besonders galt billige Maschinen auf den Markt zu bringen, an die in thermischer Hinsicht keine scharfen Bedingungen gestellt wurden. Bei großen Zweitaktmaschinen für Schiffsantrieb mußte im Wettbewerb mit Viertaktölmotoren für eine sorgfältige Ausbildung der Spüllufteinrichtungen durch Anordnung besonderer Kolben- oder Turbogebälse Sorge getragen werden unter gleichzeitiger Herabsetzung der Umdrehungszahlen, um durch ausreichende Spülung den Brennstoffverbrauch in wirtschaftlichen Grenzen zu halten.

Für die Lebensdauer der Handelsschiffsölmaschinen ist es von ganz besonderer Wichtigkeit, daß eine sichere und ausreichende Schmierung der Wandungen der Arbeitszylinder und Kolbenringe erfolgt, da andernfalls Zylinderbüchsen und Ringe bei den hohen Temperaturen in den Zylindern sehr raschem Verschleiß unterworfen sind.

Bei den Viertakt-Ölmaschinen erfolgt die Zylinderschmierung gewöhnlich durch mehrere auf den Umfang der Zylinderwandung verteilte Schmierlöcher, denen das Schmieröl durch eine Schmierpresse zugeführt wird. Sobald der Kolben sich im unteren Totpunkt befindet, tritt Schmieröl auf die vom Kolben freigegebene Zylinderwandung und wird bei der darauf folgenden Aufwärtsbewegung des Kolbens von den Kolbenringen als feiner Ölschleier über die Zylinderwandungen verteilt. Diese Ölverteilung ist besonders wirksam auf jedem zweiten Hub der Viertaktmaschine, da bei diesem im Gegensatz zur Zweitaktmaschine keine Zündung oder Kompression stattfindet.

Die Mehrzahl der Zweitaktmaschinen gebrauchten demgegenüber den Kolben als Auslaßsteuerorgan, wie etwa die Sulzer-Maschine, bei der der Kolben beim Auf- und Niedergang über Spülluft- und Auslaßöffnungen in den Zylinderwandungen läuft und hierbei das an seinen Kolbenringen haftende Schmieröl abstreift, während die heißen Auspuffgase den Kolben und die Kolbenringe allseitig umspülen, was zu einem großen Verbrauch an Schmieröl führen muß.

Die Kolben neuzeitlicher Viertakt-Handelsschiffsölmaschinen (Abb. 104) sind entgegen älteren Ausführungen von kurzer Bauart, mit konisch eingezogenem Durchmesser an ihrem dem Verbrennungsraum zugekehrten Ende und gleicher Wandstärke mit dem Kolbenboden. Dieses konische Ende trägt keine Kolbenringe, soll sich vielmehr infolge der vom Verbrennungsraum aus dem Kolbenboden zugeführten Wärmemenge möglichst ungehindert ausdehnen können, ohne mit den Zylinderwandungen in Berührung zu kommen.

Eine derartige Konstruktion kann bei der Zweitaktmaschine nicht angewandt werden, da der Kolben als Abschlußventil für die Auslaßöffnungen in den Zylinderwandungen dient und daher die Kolbenringe bis dicht an das Ende des Kolbenkörpers heranreichen müssen (Abb. 104). Der Übergang von den Kolbenwandungen zum Kolbenboden verlangt infolgedessen eine größere Materialanhäufung, die die Möglichkeit elastischer Formveränderungen einschränkt und vielfach zu einem Reißen der Kolbenböden geführt hat.

Da gerade bei mittleren und kleineren Anlagen die oben angeführte Überlegenheit des Zweitaktmotors nicht in vollem Umfang zur Geltung kommt, der konstruktive Aufbau des Viertaktmotors sich aber einfacher gestaltet und zudem auch Raum und Gewicht bei kleineren Anlagen oft nicht von ausschlaggebender Bedeutung sind, wird letzterer noch für lange Zeit mit Vorteil zum Einbau gelangen.

Die für gleiche Zylinderleistungen von Zweitakt- und Viertaktmaschinen angestellten Gewichtsvergleiche sind zudem noch sehr oft schief, da meist übersehen wird, daß für die Viertaktmaschine ohne weiteres höhere Umdrehungszahlen zulässig sind, die von der Zweitakt-

maschine wegen der für die Spülung der Zylinder notwendigen Zeit nicht erreicht werden können.

Ein Vergleich zweier neuzeitlicher, 1923 zur Ablieferung gekommener Zweitakt- und Viertaktmaschinenanlagen zeigt, daß bei gleichen Zylinderabmessungen die Viertaktmaschine durchaus auch hinsichtlich der Leistungen der Zweitaktmaschine nicht nachsteht, bezüglich der Wärmebeanspruchungen ihr dagegen weit überlegen ist.

	Umdrehungen in d. Min.	Zylinder- zahl	Zylinder- durch- messer	Hub	Hub- volum.	Brennstoff- verbrauch g/PS _e /Std.
Sulzer, 2-Takt, 2 × 1600 PS _e .	85	4	680	1100	1	183
B. & W.-Deutsche Werft, 4-Takt, 2 × 1600 PS _e .	130	6	630	960	1,14	180

Der mittlere Arbeitsdruck in den Zylindern neuzeitlicher Viertaktmaschinen liegt zwischen 6,5 und 7,5 kg/qcm, wobei die von den Zylinder- und Deckelwandungen aufzunehmenden Wärmemengen unbedingt sicher abgeführt werden können, ohne daß Wärmerisse auftreten.

Den Zweitaktmaschinen werden konstruktionsmäßig meist mittlere Drucke von 7,2—7,8 kg/qcm zugrunde gelegt, ohne daß bis heute im Dauerbetrieb an Bord der Nachweis erbracht worden wäre, daß diese Zylinderbelastung nicht doch auf die Dauer zu Störungen führt.

Über die sehr viel höhere Wärmebelastung der Zweitaktmaschine gegenüber der Viertaktmaschine werden zahlenmäßige Unterlagen in dem Abschnitt über Leistungserhöhung der Ölmaschinen S. 202 gegeben.

Immerhin bleibt bestehen, daß ein gut durchkonstruierter Zweitaktmotor heute schon der Dampfmaschine um ein bedeutendes näher kommt als der Viertaktmotor. Es konnte in der Entwicklung größerer Dieselmachineneinheiten nur ein durch die allzu rasche Entwicklung und durch die stürmische Nachfrage der Reederkreise nach größeren Schiffsölmaschinen diktiertem Notbehelf sein, wenn man sich zur Erzielung der verlangten Motorleistung zeitweilig entschloß, die Anzahl der Arbeitszylinder anstatt ihre Leistungen zu vermehren.

Wenn zur Zeit von den bekannt gewordenen Betriebsergebnissen der in großer Fahrt beschäftigten Motorschiffe auch noch eine Überlegenheit der Viertaktmotore vorzuliegen scheint, so darf nicht vergessen werden, daß die Mehrzahl der bis heute ausgeführten Zweitakt-Schiffsmaschinenanlagen unter die Klasse von Dieselmotoren fällt, für die eine wirtschaftliche Überlegenheit der Zweitaktmaschine aus grundsätzlichen Überlegungen heraus nicht zu erreichen war.

Mag daher im Augenblick der konstruktive Aufbau des älteren Viertakts noch eine Reihe Vorzüge aufweisen, so wird das wirksamere

Arbeitsverfahren nach dem Zweitakt sich dennoch in absehbarer Zeit, wenigstens für das Gebiet der Großschiffsmaschinen, Eingang verschaffen.

Mag daher auch der Viertaktmaschine hinsichtlich des Arbeitsverfahrens und des Wirkungsgrades zum mindesten für die kleineren und mittelgroßen Anlagen noch ein gewisser Vorrang gebühren, so wird schon die nahe Zukunft entscheiden, ob für das Gebiet des Groß-Schiffsölmotorenbaus nicht doch die Zweitaktmaschine sich endgültig durchzusetzen vermag.

II. Die Brennstoffe der Ölmaschinen.

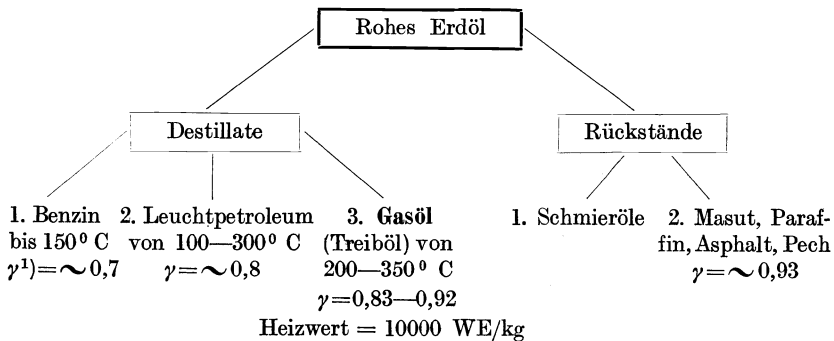
1. Treibölarnten (Ölgas und Öldämpfe bildende Treiböle).

Diesel hatte seiner ersten Druckschrift über den von ihm im Grundprinzip festgelegten Gleichdruckmotor Zeichnungen einer konstruktiv durchgebildeten und in ihren Hauptdimensionen berechneten Maschine von 100 PS beigefügt, die mit Kohlenstaub betrieben werden sollte. Die eventuelle Verwendung flüssiger Brennstoffe wird von ihm nur beiläufig erwähnt. Aber schon der erste marktfähige Dieselmotor, der die Werkstätten der Augsburger Maschinenfabrik verließ, war nur für Leuchtpetroleum eingerichtet.

Inzwischen ist es gelungen, vor allem auch die billigen Schweröle im Dieselmotor zu verbrennen. Die Möglichkeit hierzu war gegeben durch die Selbstzündung der flüssigen Brennstoffe in der hoch erhitzten Verdichtungsluft im Arbeitszylinder, die eine Verbrennung der Öle in allen Punkten der Luftmasse des Zylinderinhalts sicherstellte. In dieser Selbstentzündung der zerstäubten Treiböle in der hoch erhitzten Verbrennungsluft liegt der große Wert des Dieselfahrens.

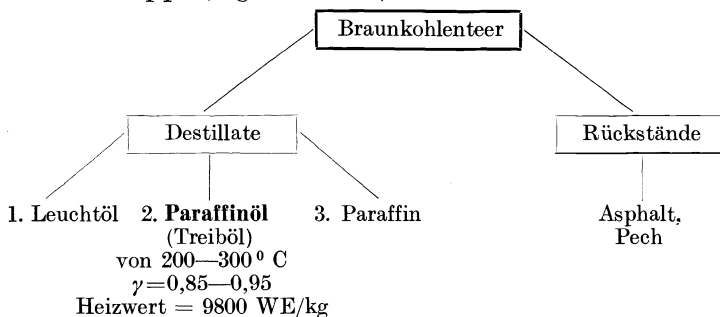
Von den heute für Ölomotore in Betracht kommenden flüssigen Brennstoffen können drei Ursprungsgruppen unterschieden werden.

1. Gruppe (Ölgame bildend):

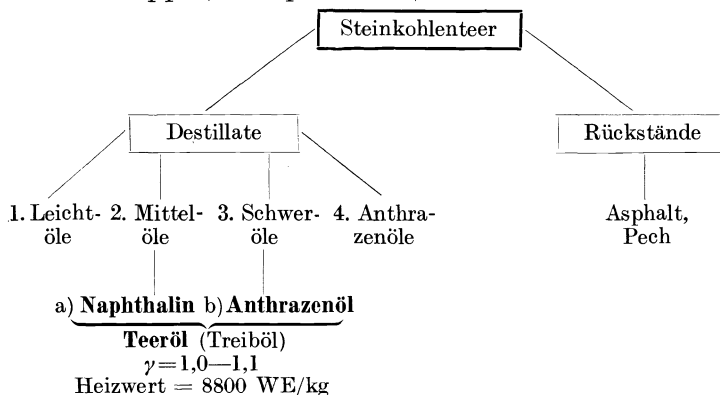


¹) γ = spezifisches Gewicht.

2. Gruppe (Ölgase bildend):



3. Gruppe (Öldämpfe bildend):



Aus der Zusammenstellung der drei Gruppen geht hervor, daß nicht die Ursprungsstoffe selbst, sondern in erster Linie ihre Destillate als Treiböle in der Dieselmachine Verwendung finden. Unter Umständen kann auch das rohe Erdöl, sofern es nur von mechanischen Beimengungen gut gereinigt ist, für die unmittelbare Verwendung in der Ölmaschine geeignet sein. Trotz alledem sollte, wenn irgend möglich, von der Verwendung von Rohölen Abstand genommen werden, da die stets in diesen Ölen vorhandenen, leicht vergasenden Bestandteile wie Benzin und Rohpetroleum, die, wie aus der vorangehenden Gruppenzusammenstellung der Treiböle ersichtlich, schon bei 100° C und darunter vergasen, oft zu Frühzündungen und damit schweren Stoßbeanspruchungen der Triebwerksteile der Maschinen führen.

Das für den Betrieb von Schiffsölmaschinen wichtigste Destillationsprodukt ist das Gasöl, wegen seiner bläulich-grünen Farbe auch Blau- oder Grünöl genannt, das bei der Verdampfung des Rohöls zwischen 200° und 300° C entsteht, ein spezifisches Gewicht von 0,83 bis 0,92, einen Heizwert von 9800—10200 WE hat und im Mittel aus 86,6 v. H. C¹⁾, 12,8 v. H. H¹⁾, 0,5 v. H. S¹⁾ und 0,1 v. H. O¹⁾ und N¹⁾ besteht.

¹⁾ C = chemische Formel für Kohlenstoff, H = Wasserstoff, S = Schwefel, O = Sauerstoff, N = Stickstoff.

Von wesentlich geringerer Bedeutung für die Seeschifffahrt sind die vorzugsweise in Deutschland aus dem Braunkohlenteer gewonnenen Treiböle, da von unserer gesamten Braunkohlenteerproduktion von jährlich etwa 600 000 t sich nur etwa $\frac{1}{10}$ für die Darstellung von Paraffin-Treibölen eignet. Die Paraffinöle entstehen bei der Verdampfung des Braunkohlenteers etwa zwischen 200° und 300° C. Sie haben ein spezifisches Gewicht von 0,85—0,95, einen unteren Heizwert von etwa 9800 WE und eine Zusammensetzung von 85 v. H. C, 11,5 v. H. H, 1 v. H. S und 2,5 v. H. O und N.

Erheblich größere Mengen Dieselmotoren-Treiböle werden in Deutschland aus dem Steinkohlenteer gewonnen. Diese Treiböle stellen eine Verbindung von Naphthalinölen und Anthrazenölen dar. Da das Naphthalin schon bei etwa 0° C fest und als schmutzig graue Masse ausgeschieden wird, muß das Öl bei eintretender Kälte in den Bunkern geheizt und vor dem Einführen in die Brennstoffventile der Ölmaschine gut vorgewärmt werden. Das spezifische Gewicht des Teeröls beträgt etwa 1,0—1,1, der untere Heizwert etwa 8800 WE.

Die Teeröle ermöglichen bei normaler Belastung der Ölmaschine im allgemeinen einen störungsfreien Betrieb, sofern der Anteil an Anthrazenöl nicht zu hoch ist. Ergeben sich bei geringeren Maschinenbelastungen, beim Leerlauf, während des Manövrierens und Anlassens der kalten Maschine Schwierigkeiten, so müssen den Teerölen Treiböle der zweiten Gruppe, etwa leicht Gase bildende Paraffinöle als sogenannte Zündöle zugesetzt werden, um eine sichere Einleitung der Verbrennung herbeizuführen.

2. Vorkommen und Eignung der Treiböle für die Verbrennung.

Die für den Schiffs-Ölmaschinenbetrieb in Frage kommenden flüssigen Brennstoffe gehören fast ausschließlich der ersten Gruppe, den Destillaten der Erdöle, an. Die wichtigste Fundstelle ist heute noch wie in dem Augenblick, in dem man von den ersten Anfängen einer Erdölindustrie sprechen konnte, der nordamerikanische Kontinent.

1859 erbohrte Colonel Drake in Oil Creek in Pennsylvanien die erste Petroleumquelle; zwei Jahre später kam die erste Schiffsladung Öl in Fässern an den Londoner Markt. Im Jahre 1871 hatte die Jahresproduktion in den Vereinigten Staaten bereits 5 Millionen Barrels erreicht. Mitte der siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts wurden weitere reiche Ölfunde in Ohio, Virginien und vor allem in Kalifornien gemacht, das heute, nach ziemlicher Erschöpfung der Fundstellen Pennsylvaniens, das ausgiebigste Erdölgebiet der ganzen Welt ist. Trotz der hier im Jahre 1913 erzielten Ausbeute von 87 Millionen Barrels glaubt man die Jahresproduktion noch um das Doppelte steigern zu können.

Nächst Kalifornien dürfen die mexikanischen Ölgebiete, besonders die Umgegend von Tampico-Tuxpam, den größten Anteil an der Versorgung des Weltmarkets mit Rohöl haben.

Die Vereinigten Staaten von Nordamerika und Mexiko produzierten im Jahre 1914 etwa 38 Millionen t Rohöl, d. i. 70 v. H. der Gesamtaus-

beute der Welt mit etwa 54 Millionen t. Von dieser Menge kommen etwa 10 v. H. als Destillate für die Verwendung in Ölmaschinen in Betracht.

Die in allerjüngster Zeit entdeckten Ölgebiete Argentinens, die nach den bisher nach Europa gelangten Nachrichten großen Reichtum versprechen, werden bei dem Mangel eigener Kohlengruben in den Staaten der südamerikanischen Ostküste ein weiterer Ansporn sein, in kürzester Zeit geeignete Treiböle für Motorschiffe dem Weltmarkt zur Verfügung zu stellen.

In großem Abstand hinsichtlich der jährlichen Produktion folgen Rußland (Baku-Distrikt), Rumänien und Galizien; einen noch geringeren Anteil haben: Indien, Japan und Deutschland. Die russischen Ölquellen waren schon im Altertum bekannt; zu einer intensiven Ausnutzung kam es aber hier erst nach dem Emporblühen der amerikanischen Ölindustrie. Die Ergiebigkeit der Quellen hat im letzten Jahrzehnt bedeutend nachgelassen, so daß bei dem großen Bedarf — aus Mangel an Kohlen — im eigenen Lande das Bakugebiet für die Versorgung der Weltschiffahrt mit Rohöl oder dessen Destillaten kaum in erheblichem Umfange in Frage kommen wird.

Rumänien dürfte nach Abschluß des deutsch-rumänischen Wirtschaftsabkommens von 1918 besonders für die Befriedigung des deutschen Bedarfs in der Zukunft noch eine größere Rolle spielen, da gerade die rumänischen Öle für die Verbrennung im Dieselmotor recht geeignet sind.

Galiziens Rohölgewinnung nimmt die letzte Stelle ein. Infolge mangelnder Verbindung mit den Hochstraßen des Weltverkehrs sind die galizischen Produzenten hauptsächlich auf den binnenländischen Absatz in Zentraleuropa angewiesen.

Auf die wichtige Frage, welche Treiböle im Dieselmotor zu verwenden und welche Eigenschaften dieselben vorzugsweise aufweisen sollen, haben die eingehenden Untersuchungen Rieppels in den Werkstätten der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg nahezu erschöpfende Auskunft über die bekanntesten handelsüblichen Öle gegeben.

Für die Beurteilung der Eignung eines Dieselmachinentreiböls sind das spezifische Gewicht, die Zähflüssigkeit, der Flammpunkt, Brennpunkt, Zündpunkt, Erstarrungspunkt, Heizwert, Aschengehalt und eventuelle Beimengungen sowie der Wasserstoffgehalt sehr wesentlich, eine ausschlaggebende Bedeutung kommt aber einem einzelnen von ihnen im allgemeinen nicht zu. Erst ein günstiges Zusammentreffen mehrerer der vorgenannten Eigenschaften läßt das Treiböl für den jeweils vorliegenden Fall für die Verwendung in der Ölmaschine geeignet erscheinen.

Unter Zähflüssigkeit (Viskosität) versteht man das Verhältnis der Ausflußzeit des zu untersuchenden Öls bei der Versuchstemperatur zur Ausflußzeit des gleichen Volumens Wasser bei 20° C. Beispiel: 1 l Treiböl braucht bei einer Temperatur von 45° C zum Ausfließen aus einem Gefäß mit unveränderlicher Bodenöffnung 23 sec. Die gleiche Menge (1 l) Wasser von 20° C braucht zum Ausfließen durch die gleiche Öffnung 9 sec, dann ist die Viskosität des Treiböls $\frac{23}{9} = 2,56$.

Wird die Erwärmung eines Öles so weit getrieben, daß die an der Oberfläche sich bildenden Dämpfe bei der Berührung mit einer Zündflamme vorübergehend aufflammen, so bezeichnet man die hierbei vorhandene Temperatur des Treiböls als Flammpunkt. Für die für Ölmaschinen in Frage kommenden Treiböle liegt der Flammpunkt zwischen 65° und 140° C. Die Verwendung von Treibölen mit einem Flammpunkt unter 65° C ist an Bord von Schiffen durch die Klassifikationsbehörden verboten.

Unter Brennpunkt eines flüssigen Brennstoffes wird diejenige Temperatur verstanden, bei der das Treiböl Dämpfe bildet, die bei Berührung mit einer Flamme dauernd zum Brennen gelangen. Der Brennpunkt liegt bei den Dieselmachinentreibölen etwa 20 — 60° C höher als der Flammpunkt.

Tritt bei weiterer Erwärmung des Treiböls beim Auftropfen des selben auf eine Platte ein dauerndes Brennen desselben ein, so bezeichnet man diese Temperatur als Zündpunkt. Der Zündpunkt liegt für die Ölgase bildenden Öle der Gruppen I und II (S. 19—20) bei etwa 400 — 500° C, für die Destillate des Steinkohlenteers, Gruppe III, S. 20, bei etwa 550 — 650° C.

Die Kenntnis des Erstarrungspunktes (Stockpunkt) der Treiböle ist wichtig für die Beurteilung des Verhaltens der Öle im Winter. Der Erstarrungspunkt gibt diejenige Temperatur an, bei der der ruhig lagernde, flüssige Brennstoff fest wird. Diese liegt für die für Schiffsmaschinen besonders geeigneten Öle zwischen $+5^{\circ}$ und -20° C.

Je höher der Wasserstoffgehalt eines Treiböls ist, um so geeigneter ist dasselbe im allgemeinen für die Verwendung in der Dieselmachine, da der Wasserstoff meist an Fettkohlenwasserstoffe gebunden ist, die beim Einspritzen des flüssigen Brennstoffs in die hoch erhitzte Verbrennungsluft leicht entzündliche Ölgase bilden.

Eine weitere Bedingung für eine restlose Verbrennung des Treiböls in der Ölmaschine ist eine Zerstäubung des Brennstoffs in möglichst feine Teile, damit eine vollkommene Verdampfung der Brennstoffteilchen in der erhöhten Verbrennungsluft eintritt.

Die Verdampfung des Brennstoffs bewirkt, daß sich die Kohlenwasserstoffe der Öle in ihre Elemente Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H) zersetzen und mit dem Sauerstoff (O) der Verbrennungsluft eine innige Mischung eingehen. Die weitere Verbrennung der flüssigen Brennstoffe geht dabei in der Weise vor sich, daß die Verdichtungswärme der Luft im Ölmaschinenzylinder von etwa 550° C nach der erfolgten Verdampfung und Zersetzung des Brennstoffes zunächst zur Verbrennung eines Teils des eingespritzten Brennstoffs ausreicht, bis durch die durch die Teilverbrennung freiwerdende Wärmemenge schließlich auch der restliche Teil des Treiböls zur Verbrennung gelangt.

Sollen schwerer entzündliche Teeröle in der Ölmaschine zur Verbrennung gelangen, für die die Verdichtungswärme der Verbrennungsluft und die Verbrennungswärme der zu Beginn der Arbeitsperiode freiwerdenden Wärmemenge der leichter entzündbaren Bestandteile des Treiböls nicht ausreichen, die Verbrennung der restlichen Teerölbestand-

teile durchzuführen, so muß dem Treiböl ein sogenanntes Zündöl, bestehend aus einem Gasöl oder Paraffinöl, zugesetzt werden. Durch Verbrennen dieser Zündölmengen zu Beginn der Verbrennungsperiode wird eine hinreichende Wärmemenge frei, die ausreicht, nunmehr auch die schwerentzündlichen Teerölreste zu verbrennen.

Die Zerstäubung und Verdampfung muß zeitlich nacheinander erfolgen, da anderenfalls durch eine zu früh einsetzende Verdampfung die spezifisch leichteren Zünddämpfe sich nicht genügend mit der schwereren Verbrennungsluft mischen würden. Durch ungleichmäßige Luft-Gasgemischbildung wird eine Verlangsamung der Zündung und damit ein geringerer mittlerer Druck im Arbeitszylinder herbeigeführt. Ist das Treiböl dagegen reich an flüchtigen Bestandteilen, wie etwa Resten von Benzin und Leuchtpetroleum, den beiden ersten Destillaten der Gruppe I, wie sie bei Verwendung von Rohölen stets vorhanden sein werden, so wird die intensive Verdampfung dieser leichten Destillationsprodukte schon im ersten Augenblick der Einführung des Treiböls in den Zylinder stürmisch verlaufende Verbrennungen einleiten, die leicht zu Frühzündungen und damit heftigen Stößen und hohen Beanspruchungen der Triebwerksteile der Maschine führen können.

Unter den Bestandteilen, die die Verwendung der Treiböle wesentlich beeinflussen, sind zu nennen das Paraffin, Asphalt, Schwefel, Naphthalin und Wasser.

Paraffin ist ein Kohlenwasserstoff vom spezifischen Gewicht 0,92, der bei Zimmertemperatur eine feste, durchscheinende Masse bildet. Er besteht im Mittel aus 85 v. H. C und 15 v. H. H, besitzt einen Heizwert von 10400 WE und ist in fast allen Erdölen und auch im Braunkohlenteer in wechselnden Mengen enthalten. Bei höherem Paraffingehalt des Treiböls wird ein Vorwärmen des Brennstoffs notwendig, das im Ölmaschinenbetrieb durch die zur Verfügung stehenden Kühlwassermengen sowie die Auspuffgase ohne Schwierigkeiten zu erreichen ist.

Asphalt findet sich in größeren Mengen besonders in den Erdölen Mexikos und Kaliforniens. Die Verbrennung asphaltreicher Brennstoffe in der Ölmaschine bereitet meist keine Schwierigkeiten, da sich die Asphaltprodukte in der heißen Verbrennungsluft ziemlich leicht spalten. Erforderlich ist dagegen fast immer ein hinreichendes Vorwärmen derartiger Erdöle und eine gute Zerstäubung.

Da die stark asphalthaltigen Treiböle niedriger im Preise stehen als die reinen Gasöle, liegt es nahe, für die verschiedenen Ölmaschinenbauarten die Grenzwerte für Asphalt und Schwefel — die fast immer vereint auftreten — festzustellen, die ohne Nachteil noch in der Ölmaschine verbrannt werden können.

Untersuchungen an Viertakt- und Zweitaktmaschinen auf längeren Reisen haben gezeigt, daß Treiböle mit hohem Asphaltgehalt und einem spezifischen Gewicht bis zu 0,94 sowie einem Schwefelgehalt bis zu 1 v. H. unbedenklich Verwendung finden können. Die Hauptsache ist nur, daß die Zerstäubung so vollkommen wie irgend möglich ist, damit der eingespritzte Brennstoff mit dem am Ende der Kompressionsperiode kon-

zentrierten Sauerstoffgehalt der Luft eine möglichste innige Mischung zur Erzielung restloser Verbrennung eingeht.

Zu den Beimengungen, von denen die Treiböle möglichst frei sein sollten, gehört vor allem der Schwefel; jedenfalls sollte der Schwefelgehalt nicht mehr als 1,0 v. H. betragen. Durch die Verbrennung des Schwefels im Arbeitszylinder der Maschine bildet sich schweflige Säure (SO_2), die durch Hinzutreten von Wasser, besonders in den Auspuffleitungen und Schalltöpfen der Ölmaschine in Schwefelsäure übergeführt wird und eine Zerstörung der eisernen Wandungen dieser Teile bewirkt. Schwefel ist nahezu in allen Treibölen enthalten; besonders reich vertreten ist er in den mexikanischen und südamerikanischen Rohölen.

Naphthalin, das sich in allen Steinkohlenteerölen vorfindet, verhält sich ähnlich wie Paraffin. Bei etwa 0°C scheidet es sich als schmutziggraue Masse aus dem Öl aus, so daß auch bei Teerölen zur Verhinderung des Ausscheidens des Naphthalins bei eintretender Kälte Heizvorrichtungen in den Ölbunkern vorzusehen sind.

Ein zu hoher Wassergehalt des Treiböls setzt den Heizwert herunter und führt namentlich bei den an und für sich schwerer entzündlichen Teerölen leicht zu einem völligen Aussetzen der Zündung. Bei der gleichzeitigen Anwesenheit von Schwefel wird die vorerwähnte nachteilige Bildung von schwefliger Säure stark gefördert. Enthält das Wasser auch noch Salze, so ergeben sich nach der Verdampfung des Wassers starke Ablagerungen auf den Zylinderwandungen, damit ein Festsetzen der Kolbenringe, eine Verschmutzung der Brennstoffdüsen u. a. m.

Ähnlich nachteilig auf den Betrieb der Ölmaschine wirkt der Aschengehalt des Treiböls, der meist eine Folge der mechanischen Verunreinigung ist und einen starken Verschleiß der Zylinderlaufflächen und Kolbenringe bewirkt. Der Gehalt an unverbrennbaren mechanischen Beimengungen soll bei einem guten Dieselmotorenöl $\frac{1}{10}$ v. H. nicht übersteigen.

Schlecht bewährt im Dieselmotorenbetrieb haben sich gewisse Texasöle, die an ihrer Fundstelle Sandsteinschichten durchfließen und hierbei feinsten Sand (= reines Silizium) aufnehmen, der auch durch sorgfältige mechanische Filterung nicht zu entfernen ist. Da der Sand bei der Zündung des Treiböls im Arbeitszylinder nicht mit verbrennt, bleibt reines Silizium als Rückstand im Zylinder und schmirgelt Zylinderbüchse und Kolbenringe in kurzer Zeit stark aus.

Auf jeden Fall ist zur Ausscheidung der mechanischen Verunreinigungen eine sorgfältige Filterung des Brennstoffs vorzunehmen, ehe derselbe den Treibölpumpen zugeführt wird.

Im allgemeinen kann gesagt werden, daß heute jedes nicht zu leicht entflammbare Erdöl und Erdölprodukt (Flammpunkt) über 65°C), das einen unteren Heizwert von wenigstens 10000 WE/kg hat und keine erheblichen mechanischen Verunreinigungen aufweist, in der Ölmaschine Verwendung finden kann.

In der nachfolgenden Zahlentafel 1, S. 26, sind eine Reihe der wichtigsten handelsüblichen Motoröle zusammengestellt, für die sich an Hand

Zahlentafel I.

Ölart	Spezi- fisches Ge- wicht	Zähflüssigkeit (Viskosität)	Flamm- punkt in °C	Erstar- rungs- punkt in °C	Siedeanalyse in v. H.			Elementaranalyse in v. H.			$\frac{H}{C} \times 12$	Asche	Ver- wendbar für Öl- maschine
					250 bis 300 °	300 bis 350 °	350 bis 400 °	Kohlen- stoff C	Wasser- stoff H	Schwe- fel S			
Galizisches Gasöl	0,87	50 bei 60 °C; 4 „ 100 °C	126	-15 fest	23	62	12	85,6	12,7	0,6	1,78	0,00	gut
Rumänisches Gasöl	0,89	10 bei 20 °C; 1,5 „ 100 °C	87	-15 dünn- flüssig	39,3	6,3	12,9	87,1	12,1	0,2	1,665	0,00	gut
Russ. Dieselöl (Baku)	0,95	149 bei 20 °C; 2,4 „ 100 °C	138	-15 fast fest	39,7	1,3	17,5	87,5	11,3	0,4	1,55	0,81	schlecht
Nordamerik. Gasöl	0,865	1,03 bei 80 °C	95	-15 fest	—	—	—	86,5	12,3	0,5	1,70	0,05	gut
Texas Gasöl	0,892	—	86	-18 flüssig	31	3,1	56,3	86,7	11,6	1,1	1,605	—	gut
Mexikanisches crude oil	0,929	77,2 bei 20 °C; 2,3 „ 100 °C	36	±0 dick- flüssig	11,5	49,5	Rest dick- flüssig	84,2	11,4	3,6	1,62	15,8	schlecht
Braunkohlen- teeröl	0,887	1,35 bei 20 °C; 0,48 „ 100 °C	96	-15 flüssig	41	11	—	86,2	11,3	0,8	1,57	—	gut
Deutsches Stein- kohlenteeröl	1,006	—	73	-1 fest	58	24	350 ° 15	87,6	7,6	0,2	1,04	1,5	wenig geeignet
Grenzwerte	0,94	2,1 bei 80 °C	65	+4 flüssig	—	—	Rest 27 %	—	—	2,0	1,55	0,2	—

der angegebenen Elementaranalysen, der Heizwerte und Flammpunkte ihre Geeignetheit für die Verwendung im Dieselmotor nachprüfen läßt.

Die unterste Spalte der Zahlentafel 1 gibt Grenzwerte an, denen ein Treiböl mindestens noch entsprechen muß, um mit Sicherheit in der Ölmaschine zu zünden und restlos zu verbrennen. Der in der Tafel angegebene Verhältniswert Wasserstoff zu Kohlenstoff $\left(\frac{H}{C}\right)$ bildet, wie oben ausgeführt, den sichersten Gradmesser für die Wertigkeit eines Diesel-Treiböls. Praktische Erfahrungen haben gezeigt, daß der Ausdruck $\frac{H}{C} \times 12$ wenigstens den Wert 1,55 erreichen muß, um die Menge Ölgas zu bilden, die für die Zündung des Treibmittels beim Einspritzen desselben in den Arbeitszylinder unter allen Umständen notwendig ist.

Wie die Zahlentafel zeigt, sind die Steinkohlenteeröle nur unter gewissen Voraussetzungen für die Ölmaschine verwendbar. Sinkt für sie der Ausdruck $\frac{H}{C} \times 12$ infolge des geringen Wasserstoffgehalts von 7,6 v. H. auf 1,04, so reicht die geringe Ölgasbildung zur Einleitung einer Verbrennung beim Einführen in die hoch erhitzte Luft am Ende der Kompressionsperiode des Dieserverfahrens nicht mehr aus. Man hilft sich, wie oben ausgeführt, dadurch, daß man den Teerölen dauernd oder doch während der ersten Minuten einer jeden Arbeitsperiode leicht entzündbares Gasöl zusetzt oder wohl auch mit diesem allein den Betrieb einleitet.

Aus der geringen Fähigkeit, Ölgas zu bilden und damit die Verbrennung nur zögernd einzuleiten, folgt, daß die Teeröle bei langsam laufenden Dieselmotoren meist befriedigende Resultate ergeben, bei Schnellläufern aber sehr oft versagen.

3. Lagerung der Treiböle an Bord.

Die Unterbringung des Treiböls an Bord erfolgt in Doppelboden- und Hochtanks. Wenigstens 20 v. H. des gesamten Ölvorrats müssen nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften (vgl. Anhang) in letzteren untergebracht werden, um im Falle einer Bodenbeschädigung und eines Verlustes der in den Bodenzellen gefahrenen Vorräte den Motorbetrieb noch für längere Zeit aufrechterhalten zu können.

Da für den Schiffsölmaschinen-Betrieb durchweg nur Treiböle mit einem höheren Flammpunkt als 65° C zur Verwendung kommen, ist die Gefahr der Bildung brennbarer und explosibler Gase bei den normalen Maschinenraumtemperaturen nicht allzu groß. Man wird daher im allgemeinen auf eine Isolierung der Hochtanks verzichten können und diese nur vornehmen, soweit durch die Nähe eines Hilfskessels, von Heizöfen und Abgase oder Dampf führenden Rohren eine unzulässige Erwärmung der Tankwände zu befürchten steht.

Um in besonderen Fällen eine Entzündung des flüssigen Brennstoffes unter allen Umständen zu verhindern, würde eine Entfernung der sauer-

stoffhaltigen Luft aus den Brennstoffbehältern und Auffüllen derselben mit einem nicht oxydierenden Gase erforderlich sein. Voraussetzung zur Anwendung eines derartigen Verfahrens ist außer der öldichten auch die gasdichte Nietung der Ölvorratsbehälter.

Fast durchweg wird es jedoch für eine möglichste Beschränkung der Feuersgefahr auf Motorschiffen genügen, wenn zum Auffüllen der Tanks eine nur von Deck oder außenbords zu bedienende geschlossene Rohrleitung benutzt wird und alle etwa entstehenden Ölgase sowie die verdrängte Luft durch hinreichend weite, mehrfach durch Drahtsiebe gegen das Durchschlagen offener Flammen und Funkenflug gesicherte Rohrleitungen abgeführt werden.

Außer den eigentlichen Ölvorratsbehältern, den sogenannten Öl-bunkern, werden an Bord stets Verbrauchsbehälter angeordnet, etwa von der Größe des Tagesbedarfs der Ölmaschinenanlage. Zweck dieser gewöhnlich im oberen Teil des Maschinenraumschachtes angeordneten Behälter ist, dem Treiböle Gelegenheit zu geben, mitgeführte mechanische Beimengungen abzusetzen und etwaiges Wasser auszuschcheiden. Da ein größerer Wassergehalt als 1 v. H. schon zu Störungen bei der Zündung führt, muß, namentlich bei Treibölen von höherem spezifischen Gewicht, dem Brennstoff hinreichend Zeit gegeben werden, Wasser auszuschcheiden. Als zweckmäßig im Bordbetrieb hat es sich erwiesen, zwei Verbrauchsbehälter anzuordnen, die abwechselnd für je 12 Stunden der Ölmaschinenanlage den erforderlichen Betriebsstoff zuführen. Diese Tagesbehälter werden mit Anzeigevorrichtungen des jeweiligen Ölstands versehen und bieten damit ein einfaches und sicheres Mittel, den Ölverbrauch der Anlage laufend zu kontrollieren. (Vgl. auch S. 131, Brennstoffbehälter.)

Unumgänglich notwendig ist aber, auch beim Vorhandensein großer Tagesbehälter, die Anordnung von Brennstofffiltern zwischen diesen Verbrauchsbehältern und den Treibölpumpen an der Maschine, da auch ein längeres Ruhen des Treiböls erfahrungsgemäß nicht ausreicht, um die in den Brennstoffbunkern stets enthaltenen, unvermeidlichen Unreinigkeiten von den Zerstäubern der Brennstoffventile vollkommen fernzuhalten.

III. Gemischbildung und Regelung der Ölmaschinen.

1. Gemischbildung bei Viertakt-Ölmaschinen.

In der vor dem Eintritt der Verbrennung im Arbeitszylinder der Ölmaschine notwendigen Bildung eines Gemisches aus dem Treiböl und der Verbrennungsluft liegt der wesentlichste Unterschied der Ölmaschinen gegenüber den mit einem Kraftmittel von stets gleichbleibender Zusammensetzung, dem Wasserdampf, arbeitenden Dampfmaschinen.

In der Ölmaschine muß aus den durch die Brennstoffpumpen nach dem Arbeitszylinder geförderten flüssigen Brennstoffen und der im Zylinder hoch verdichteten Verbrennungsluft mit jedem Hub von neuem

ein Gemisch gebildet werden, das sich durch die Verdichtungswärme der in dem Arbeitszylinder eingeschlossenen atmosphärischen Luft entzündet und verbrennt.

Bei den Viertakt-Ölmaschinen beginnt die Gemischbildung kurz vor dem Ende des Verdichtungshubs, an dem der flüssige Brennstoff durch hochgespannte Einblaseluft gegen den Verdichtungsdruck in den Arbeitszylinder in fein verteilterm Zustande eingespritzt wird, wobei durch die auftretende Luftwirbelung eine innige Mischung der Brennstoffteilchen mit der Verbrennungsluft eintritt. Da die erst kurz vor dem Ende des Verdichtungshubs eingeleitete Gemischbildung bald nach Beginn des anschließenden Verbrennungs- und Arbeitshubs bereits beendet sein muß, also nur eine sehr kurze Zeit für die Mischung zur Verfügung steht, wird die Gemischbildung je nach dem Grade der Ölzerstäubung, der für die Luftwirbelung geeigneten Form des Verbrennungsraums und der Reinheit der verdichteten Verbrennungsluft mehr oder weniger vollkommen sein.

Je größer die für die Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit ist, um so besser wird eine vollständige Mischung des zerstäubten Brennstoffs mit der Verbrennungsluft eintreten, so daß eine gleichmäßige Verbrennung ohne explosive Anfangszündungen oder störende Nachverbrennungen eintritt.

Die Einspritzung des Brennstoffs beginnt $\frac{1}{2}$ bis 1 v. H. des Kolbenwegs vor dem Ende des Verdichtungshubs und endet etwa 10 bis 12 v. H. des Kolbenwegs nach Überschreitung des Kolbentotpunkts.

2. Gemischbildung bei Zweitakt-Ölmaschinen.

Die Gemischbildung der Zweitakt-Ölmaschine ist der der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Viertaktmaschine im Grunde gleich. Auch hier erfolgt die Bildung des Öl-Luftgemischs am Ende des Verdichtungshubs und muß bis zu der mit Beginn des anschließenden Hubs einsetzenden Verbrennung durchgeführt sein.

Da die Spülung und Ladung der Arbeitszylinder mit Verbrennungsluft bei der Zweitaktmaschine infolge der gegenüber der Viertakt-Ölmaschine zur Verfügung stehenden erheblich geringeren Zeit stets mangelhafter ausfallen wird, eignen sich die Zweitaktmaschinen nicht für hohe Umdrehungszahlen. Die größere Schwierigkeit, mit der das Dieselverfahren bei raschlaufenden Zweitakt-Ölmaschinen durchzuführen ist, hat dazu geführt, daß besonders im Unterseebootsbau der Viertaktmaschine meistens der Vorzug gegeben wird.

3. Mittel zur Herbeiführung der Gemischbildung.

Außer der zur Zerstäubung und zur Einführung des Treiböls in den Arbeitszylinder benutzten Druckluft werden für die Zerteilung des flüssigen Brennstoffs auch noch mechanische Einrichtungen, wie Loch-

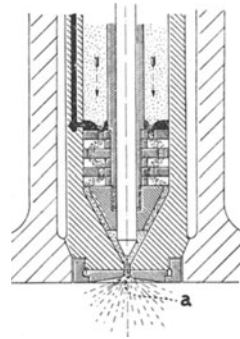


Abb. 9. Plattenzerstäuber.

platten, Spiralen, Siebe usw., in den Brennstoffventilen vorgesehen. Außer dieser Zerlegung des Brennstoffs in feine Strahlen findet durch die Düsenwirkung in Verbindung mit der Entspannung und Volumenvergrößerung der Einblase-Druckluft auch noch eine wirksame Ausbreitung des zerstäubten Treiböls im Verbrennungsraum statt. Die Einzelheiten derartiger Ventile sind in Teil V, Abschnitt 6, eingehend beschrieben. Eine schematische Darstellung der Ölzerstäubung in dem Plattenzerstäuber eines Brennstoffventils zeigt die Abb. 9.

Die erforderliche Einblaseluft von 45—70 at wird in Stufenkompressoren mit Zwischenkühlung hergestellt (vgl. Abb. 64), da die Druckluft aus betriebstechnischen Gründen — um Frühzündungen innerhalb des Einblaseventils zu verhindern — möglichst kalt gehalten werden muß. Auch bei weitgehender Berücksichtigung aller vorerwähnten Gesichtspunkte würde die Mischung des Brennstoffs mit der Verdichtungsluft und demzufolge auch die Verbrennung selbst nur unvollkommen bleiben, wenn nicht ein Luftüberschuß im Arbeitszylinder der Ölmaschine vorhanden wäre. Zum Teil wird dieser Luftüberschuß von der Einblaseluft beschafft, die mit jedem Anheben der Nadel des Brennstoffventils in den Zylinder eingeführt wird. Da die Einblaseluft sich nach ihrem Eintritt in den Ölmaschinenzylinder infolge des dort herrschenden geringeren Druckes erheblich ausdehnt, also der Verdichtungsluft Wärme entzieht, muß Sorge getragen werden, daß nach der ersten Eröffnung des Brennstoffventils nicht sofort kalte Einblaseluft, sondern zunächst zerstäubter Brennstoff und erst allmählich Brennstoff mit Einblaseluft gemischt eintritt.

Für normale Handelsschiff-Ölmaschinen mit Verdichtungsdrücken im Zylinder von 32—35 at reichen im allgemeinen Einblasedrucke von 40—60 at aus; bei raschlaufenden Dieselmotoren von größeren Leistungen wird zur Erzielung vollständiger Verbrennung oft eine Steigerung des Einblasedrucks bis zu 90 at notwendig. In den Abschnitten 2a—c, Teil V, sind eine Reihe gebräuchlicher Einblaseluftpumpen näher erläutert.

IV. Der konstruktive Aufbau der Schiffs-Ölmaschinen.

1. Konstruktionsgrundlagen.

Nachdem durch die überaus eingehenden und grundlegenden, jahrelangen Studien der Augsburger Maschinenfabrik und der Firma Krupp die erste brauchbare Dieselmotore dem Markte übergeben war, hätte man glauben sollen, daß alle Arbeiten auf dem Gebiete des Ölmaschinenbaus einer Vervollkommnung dieser Grundtype unter Berücksichtigung der laufend gemachten Betriebserfahrungen gegolten hätten. Ruheloser Erfindergeist aber dachte anders. Die Zahl der Ausführungsformen der im In- und Auslande den Dieselmotorenbau aufnehmenden Firmen wurde Legion, ohne daß damit die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschine sonderlich gewonnen hätte. Mit dem Ablauf der Diesel-

patente im Jahre 1908 nahm die Zahl der den Ölmaschinenbau aufnehmenden Firmen noch erheblich zu. Besonders waren es die Werften und Schiffsmaschinenbauanstalten, die nicht in allen Fällen aus wirklich innerer Überzeugung, als vielmehr um den Wünschen der Reedereien entgegenzukommen, in die Herstellung von Großschiffsmotoren eintraten. Das Fehlen eines eigenen motortechnisch gebildeten Ingenieurstabes, ungenügende Prüfstandseinrichtungen und -erfahrungen haben dazu geführt, daß nicht allen in Bau genommenen, von den bekannten Bauarten teilweise gänzlich abweichenden Konstruktionen sofort ein voller Erfolg beschieden war.

Die nicht zu leugnenden Nachteile, die dieser stürmische Entwicklungsgang der Verwendung der Großdieselmachine, wenigstens in Deutschland, in der Schifffahrt gebracht hat, kennzeichnen sich am besten in der während der Jahre 1913/14 geübten Zurückhaltung der Reederkreise, neue Aufträge auf Motorschiffe zu erteilen. Hinzu kam, daß durch die nicht vorauszusehende Steigerung der Treibölpreise während der Jahre 1913/14 die Wirtschaftlichkeit der Ölmotorschiffe außerordentlich beeinträchtigt wurde. Vier Jahre des Weltkrieges und der Raub der deutschen Handelsflotte durch die Alliierten waren notwendig, um auch in den deutschen Reederkreisen, gestützt durch die während des Krieges besonders in den nordischen Staaten mit Ölmaschinen auf Handelsschiffen gemachten ausgezeichneten Erfahrungen, erneut die Überzeugung zu festigen, daß das Großmotorschiff berufen sein wird, einen wesentlichen Faktor zur wirtschaftlichen Erstarkung der neuen deutschen Nachkriegs-Handelsflotte zu bilden. In der Entwicklung des konstruktiven Aufbaues des Dieselmotors für Schiffszwecke hat die ohne inneres Bedürfnis erfolgte Vielgestaltigkeit der Ausführungsformen uns im Augenblick weiter denn je von der Normalmaschine entfernt, als die wir die Dampfkraftanlagen in der Form der stehenden Maschinen wenigstens an Bord von Handelsschiffen heute kennen.

2. Stehende und liegende Bauart.

Infolge der an Bord vorliegenden Raumverhältnisse kann für die Hauptantriebsmaschinen nur die stehende Bauart in Frage kommen. Für Kriegsschiffbauten sind allerdings auch liegende Ölmaschinen-Konstruktionen vorgeschlagen worden, da hier durch das zum Schutze des Maschinenraums in Höhe der Wasserlinie liegende Panzerdeck die zulässigen Höhenmaße für die Hauptmaschinen stets beschränkt sind. Abgesehen von diesem besonderen Falle wird aber der stehende Motor durch den nicht einseitigen Verschleiß der Arbeitszylinder und Stopfbüchsen, die günstigere Beanspruchung der Kolbenstangen, des Maschinengestes und -fundamentes sowie den geringeren Bedarf an Grundfläche dem liegenden Motor stets vorzuziehen sein. Hinzu kommt, daß, da bei der stehenden Bauart alle Ventile im Deckel aufgehoben werden können, ein leichtes Ausheben und Einsetzen der Kolben möglich ist und alle bei der Verbrennung des Treiböls im Arbeitszylinder sich niederschlagenden Rückstände auf dem Kolbenboden zur Ablagerung kommen, so daß das

bei liegenden Motoren oft beobachtete Riefinglaufen des unteren Teils der Zylinderwandungen als Folge abgelagerter Schmieröl- und Brennstoffreste vollkommen in Fortfall kommt.

3. Maschinen mit und ohne Kreuzkopfführung.

Da der hohe Verbrennungsdruck beim Gleichdruckverfahren eine wesentlich größere Zahl von Liderungsringen für die Abdichtung des Arbeitskolbens gegenüber den Zylinderwandungen als im Dampfmaschinenbetrieb verlangt, glaubte man bei den ersten Ausführungen größerer Schiffsölmaschinen den langen Motor-Tauchkolben die Aufgabe einer Gradführung mit zuweisen zu können. Das Fehlen der Kreuzkopfführung hat sich sehr bald gerächt. Sollte das Dichthalten der Kolben nicht nach kurzer Betriebszeit in Frage gestellt werden, so mußten schon bei mittelgroßen Zylinderabmessungen ungewöhnlich lange und damit schwere Kolben zum Einbau gelangen. Man kam zu Sonderkonstruktionen der Kolben mit nachstellbaren Führungsflächen, die größte Sorgfalt beim Nachpassen erforderten und doch immer nur ein Notbehelf blieben. Die Mehrzahl der heute Ölmaschinen für Handelsschiffe bauenden Firmen führt ihre Konstruktionen mit Kreuzkopf aus, wenn auch hierdurch die Bauhöhe des Motors um die Schubstangenlänge vergrößert und die Herstellungskosten nicht unerheblich erhöht werden. Nur für kleinere Maschinenleistungen, bis etwa 175 PS_i für 1 Arbeitszylinder, kann auch die kreuzkopfloose Bauart unbedenklich ausgeführt werden.

Derartige Maschinen in 6-Zylinder-Anordnung mit Leistungen bis zu 1000 PS_i fangen als Einwellen-Anlagen in zunehmendem Maße an, die Dampfmaschine auch auf den kleinen Seeschiffen von 2000—3000 t Ladefähigkeit mit Erfolg zu verdrängen, da die Baukosten kaum höher als die entsprechender Kolbenmaschinenanlagen, ihre Betriebskosten dagegen ganz erheblich geringer sind.

Im Unterseebotsbau, mit seinen beschränkten Raumverhältnissen zur Aufstellung der Ölmaschinenanlagen innerhalb des Druckkörpers, herrschen die kreuzkopfloosen Dieselmotoren unumschränkt. Die von den Tauchkolben derartiger Maschinen auf die Zylinderwandungen und weiter auf die Kastengestelle übertragenen Kolbenkräfte verlangen eine besonders sorgfältige Versteifung der Kastengestelle und Fundamentrahmen, wie vielfache, im Betriebe aufgetretene Schäden dieser Teile dargetan haben.

4. Einfach- und doppelwirkende Ölmaschinen.

Für die doppelwirkende Ölmaschine läßt sich die Anordnung eines besonderen Kreuzkopfes nicht umgehen. Außer einigen Versuchsmaschinen und einem von der Firma Blohm & Voß, Hamburg, für eigene Rechnung erbauten, im Frühjahr 1915 erstmalig in Fahrt gekommenen Motorschiffe, liegen praktische Erfahrungen von seegehenden Schiffen mit doppelwirkenden Ölmaschinen bisher nicht vor. Jahrelang hat die wirksame Kühlung der im unteren Verbrennungsraum arbeiten-

den Kolbenstange sowie die geeignete Durchbildung der unteren Verbrennungsräume große Schwierigkeiten gemacht. Der an und für sich für die Unterbringung der Ventile im Zylinderdeckel meist schon recht beschränkte Platz wurde durch die für die Kolbenstange notwendige Stopfbüchsenanordnung noch weiter beengt und in seiner Festigkeit ungünstig beeinflußt. Auf der andern Seite drängten aber die verlangten größeren Zylinderleistungen zur Ausgestaltung der doppeltwirkenden Maschine, da nur bei dieser durch beiderseitige Ausnutzung der Kolbenflächen eine wirtschaftlichere Ausnutzung der Maschine ohne Vermehrung der Triebwerksteile zu erreichen ist.

Seit Ende 1922 wird in den rühmlichst bekannten Werkstätten der Firma Burmeister & Wain, Kopenhagen, eine doppeltwirkende Viertaktmaschine von 1000 PS_e Zylinderleistung eingehenden Dauererprobungen unterworfen. Die Ventile für die untere Zylinderseite sind nicht im Zylinderdeckel, sondern in einer besonderen, seitlich vom Zylinder angeordneten Verbrennungskammer untergebracht. Der untere Zylinderboden ist von der Laufbüchse des Zylinders vollkommen getrennt; die durch die Verbrennungswärme auftretende Längenänderungen des Zylinders werden durch die bekannten Längsanker der Maschine (vgl. S. 139) als elastische Formveränderungen aufgenommen.

Die mit der Maschine vorgenommenen Versuche haben bisher sehr befriedigt, so daß zu erwarten steht, daß demnächst Einzelleistungen von Viertakt-Ölmaschinen in 6-Zylinder-Anordnung von 6000 PS_e und Zweiwelkenmotoranlagen in 6- und 8-Zylinder-Anordnung bis zu 12000 und 18000 PS_e zur Ausführung kommen werden. Über die von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gebaute und infolge der Bestimmungen des Versailler Friedensvertrags wieder zerstörte doppeltwirkende Zweitakt-Ölmaschinen von 12000 PS_e wird in Abschnitt: Ausgeführte Ölmaschinen, Bauart Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, S. 150 eingehender berichtet werden.

Die praktische Durchbildung erster doppeltwirkender Ölmaschinen hat von den bauausführenden Firmen große Opfer verlangt; aber das heute Erreichte läßt doch hoffen, daß die geschaffenen Ausführungsarten sich auch im angestrengten Dauerbetriebe als lebensfähig erweisen und auch für größere zu erbauende Einheiten die Grundlage zu weiteren Fortschritten bilden werden. Erst in der großen doppeltwirkenden Ölmaschine werden wir an Bord die Verbrennungskraftmaschine haben, die hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit den Vergleich mit der hochentwickelten Dampfmaschine und Dampfturbine nicht mehr zu scheuen braucht.

5. Zylinderanordnung.

Die Gründe für die Verteilung der Leistung auf mehrere Arbeitszylinder sind im Schiffs-Ölmaschinenbau wesentlich andere als im Dampfmaschinenbau. Die 3- und 4-Zylinder-Anordnungen der Mehrfach-Expansionsmaschinen bezwecken eine Brennstoffverminderung durch weitgehendere Expansion des Dampfes. Bei der Verbrennungskraftmaschine sind für die Mehrzylinder-Anordnung heute fast aus-

schließlich fabrikationstechnische Gründe maßgebend. Die Zahl der Arbeitszylinder für Großschiffs-Ölmaschinen schwankt zwischen drei für doppeltwirkende Zweitaktmotore und acht bis zehn für einfachwirkende Viertaktmaschinen.

Die Unterteilung wird notwendig, um

1. eine hinreichende Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine zu erzielen, ohne allzu große Schwungmassen — und damit totes Gewicht — im Schiff einbauen zu müssen,
2. ein leichteres Anspringen der Maschine und damit sicheres Manövrieren zu erreichen,
3. den Betrieb auch beim Ausfallen eines oder mehrerer Arbeitszylinder noch durchführen zu können,
4. durch möglichste Beschränkung der Zylinderabmessungen nicht nur leichtere und damit billigere Maschinen zu bekommen, sondern auch um den mit zunehmendem Zylinderdurchmesser außerordentlich wachsenden Schwierigkeiten genügender Materialfestigkeit infolge unzulänglicher Wärmeabfuhr durch das Kühlwasser möglichst aus dem Wege zu gehen.

Da zudem der Verbrennungsdruck beim Viertaktmotor nur nach jedem vierten, beim Zweitaktmotor nach jedem zweiten Hube auf den Kolben und damit auf die Triebwerksteile wirkt und dieser auch während des Expansionshubes vom höchsten Druck auf den Enddruck sehr rasch abnimmt (vgl. Abb. 1 und 2), müssen die Triebwerksteile sowie der gesamte übrige Motor für diesen hohen Verbrennungsdruck bemessen werden. Das erfordert kräftige Abmessungen aller Zapfen, Wellen und Gestänge und bringt damit große Maschinengewichte, so daß auch im Hinblick hierauf eine Beschränkung der Zylinderdurchmesser der Ölmaschinen geboten erscheint.

Auf die Schwierigkeiten der Herstellung großer doppelwandiger Arbeitszylinder und ihrer hinreichenden Kühlung wird in Teil V, Abschnitt 5 näher eingegangen werden.

Da die Oberfläche der wärmeabführenden Wandungen des Verbrennungsraumes mit steigendem Durchmesser verhältnismäßig weniger zunimmt als die Menge der durch die Verbrennung des Hubvolumens frei werdenden Wärmeeinheiten und zudem Zylinder- und Deckelwandungen für größere Durchmesser aus Festigkeitsgründen immer dickwandiger gemacht werden müssen, ist es notwendig, um die Materialfestigkeit der Wandungen nicht zu gefährden, die mittleren Arbeitsdrücke im Zylinder kleiner zu halten. Damit sinkt aber wieder die Leistung für die Zylindereinheit und der thermische Wirkungsgrad der Ölmaschine.

Diese durch praktische Betriebserfahrungen bestätigte Überlegung hat dazu geführt, heute Leistungen von 350—500 PS und Zylinderdurchmesser bis zu höchstens 850 mm als obere, betriebssicher herzustellende Grenze für Viertaktmotoren anzusehen. Für Zweitaktmotore gelten, von einzelnen Versuchsstandausführungen abgesehen, für die dem Dauerbetriebe gewachsenen Zylindereinheiten etwa die gleichen Grenzwerte; dabei ist der oben angegebene Zylinderdurchmesser für in Fahrt befindliche Zweitaktmotorschiffe bisher noch nicht erreicht worden.

Die Mehrzylinderanordnung ermöglicht aber auch, den gerade im Bordbetriebe so sehr erwünschten Massenausgleich der Triebwerksteile vorzunehmen. Wie bekannt, ist für Ein- und Zweizylindermaschinen ein vollkommener Massenausgleich nicht möglich. Bei der

Dreizylindermaschine mit unter 120° versetzten Kurbeln können die Getriebemassen ausgeglichen werden, es bleiben aber erhebliche Kippmomente in der Längsachse der Maschine übrig,

Vierzylindermaschine mit Kurbeln unter 180° kommt das Kippmoment in Wegfall; es bleiben nur geringe, von der endlichen Schubstangenlänge abhängige Massenwirkungen übrig,

Vierzylindermaschine mit Kurbeln unter 90° sind Massen- und Kippmomente vollkommen ausgeglichen,

Sechs- und Achtzylindermaschine ist ein ruhigerer Gang gegenüber der Vierzylindermaschine nicht mehr zu erreichen.

Eine besonders neuerdings für Viertaktmotore häufiger gewählte Anordnung ist die der Sechszylindermaschine, in der Ausführung eines verdoppelten Dreizylindermotors. Bei dieser Bauart sind nicht nur die Getriebemassen, sondern auch die bei Dreizylindermotoren vorhandenen Kippmomente völlig ausgeglichen. Da der Dreizylindermotor selbständig anspringt, findet das Anlassen dieser Motoren zunächst mit Luft in allen sechs Zylindern statt.

Sobald der Motor angesprungen ist, erfolgt das Abstellen der Anlaßluft für drei Arbeitszylinder und Umschalten derselben auf Brennstoff. Zünden diese Zylinder, so werden auch die restlichen Zylinder auf Treiböl geschaltet und damit ist der normale Betriebszustand erreicht. Die Kurbeln derartiger Maschinen sind zur Erzielung eines gleichmäßigen Drehmomentes gewöhnlich sämtlich unter 60° angeordnet; die Zündung der Arbeitszylinder erfolgt dann in der Reihenfolge 1—3—5—2—4—6.

V. Allgemeine Bauteile der Schiffs-Ölmaschinen.

Da es Aufgabe der vorliegenden Schrift ist, Wesen und Eigenheiten der Schiffsölmaschine nur soweit zu erläutern, wie deren Kenntnis für den praktischen Bordbetrieb notwendig ist, kann sich die Besprechung der Bauteile der Verbrennungskraftmaschinen auf diejenigen Elemente beschränken, die auf Grund der Natur der Ölmaschine anderen Kräften und Beanspruchungen ausgesetzt oder in anderer Weise ausgebildet worden sind, als wir es von den Schiffs-Dampfmaschinenanlagen her gewohnt sind. Hinzu treten dabei selbstverständlich die besonderen Bauteile, die der Ölmaschine allein eigen sind.

1. Maschinenständer, Kastengestelle, Grundplatten und Kurbelgehäuse.

Das Material für diese Bauteile ist fast durchweg ein zäher, dichter Maschinenguß; für die Ölmaschinen der Kriegsfahrzeuge wohl auch Stahlguß und Bronze; die letztere besonders für die leichten Ausführungen der Torpedoboote und Unterseeboote.

Der die Arbeitszylinder der Schiffsmotoren tragende Maschinenkörper besteht aus den Ständern und dem Fundamentrahmen. Die ersteren werden entweder als geschlossene Kastengestelle oder als offene Ständer ausgeführt. Das geschlossene Kastengestell hat sich namentlich für kleinere, raschlaufende Verbrennungsmotore, besonders im Unterseebootsbau eingebürgert, wird aber heute mit der in zunehmendem Maße durchgeführten Trennung der Pumpen von den Hauptmotoren auch für Großschiffsmaschinen mit Vorteil ausgeführt.

Die dichte Einkapselung des Motors, die bei schnelllaufenden Ölmaschinen zur Verringerung der Spritzölverluste zur Notwendigkeit

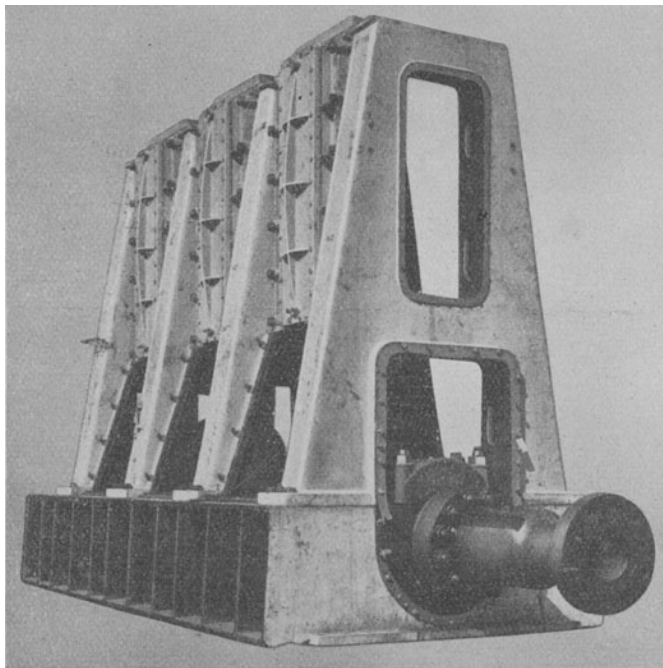


Abb. 10. A-förmige Maschinenständer.

wird, verbindet eine gut durchzubildende Versteifung mit dem nicht zu unterschätzenden Vorteil einer leichten Reinhaltung des Maschinenraums. In den Frontwänden der Kastengestelle sind gut verschließbare, hinreichend große Öffnungen anzubringen, durch die die Triebwerksteile und Kurbelwellenlager für die Wartung und Instandhaltung zugänglich sind.

Die vollkommen geschlossene Maschinenbauart hat sich auch für die größten, langsam laufenden Schiffsölmaschinen in den letzten Jahren immer mehr eingeführt, da die hochbeanspruchten Kurbel- und Pleuelstangenlager der Ölmotore Druckschmierung verlangen und

diese zur Vermeidung von Schmierölverlusten unbedingt eine völlig geschlossene Maschine voraussetzt.

Die von den Ständern der einfachwirkenden Ölmaschinen aufzunehmenden Beanspruchungen sind in erster Linie Zugkräfte, herrührend von den in der Zylinderachse wirkenden Kolbenkräften.

Da Gußeisen als Konstruktionsmaterial für auftretende Zugkräfte nicht immer zuverlässig ist¹⁾, verwenden einzelne Firmen durchgehende flußeiserne Anker, die vom Zylinderdeckel bis zum Fundamentrahmen hindurchgehen und die Ständer von Zugbeanspruchungen völlig entlasten.

Der in der Abb. 10 dargestellte Maschinenständer stellt den von der Firma Burmeister & Wain zuerst angewandten A-Ständer dar, der heute immer mehr auch bei den übrigen Ölmaschinen bauenden Firmen Eingang findet und neben großer Steifigkeit eine besonders gute Zugänglich-

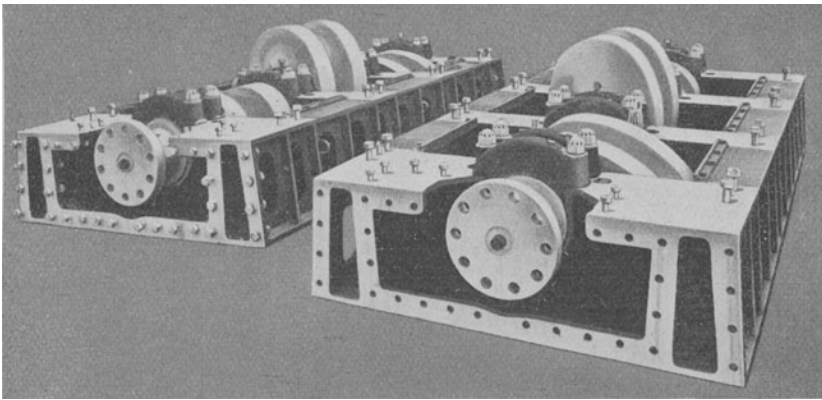


Abb. 11. Grundplattenteile einer 6-zylindrigen Ölmaschine.

keit der Triebwerksteile der Maschine ermöglicht. Da der Ständer nicht wie vom Schiffsdampfmaschinenbau her bekannt auf Mitte Kurbelzapfen, sondern auf Mitte Grundlager steht, kann die Pleuelstange zwischen je zwei benachbarten Ständern bequem ausgeschwungen werden.

Eine abweichende Gestaltung der Ölmaschinenständer haben neuerdings die Deutschen Werke, Kiel, vorgenommen, die die vorderen Maschinenständer auf Mitte Grundlager, auf der Hinterseite der Maschine für jeden Arbeitszylinder dagegen den Ständer auf Mitte Kurbellager vorgesehen haben.

Die Fundamentrahmen werden in Anlehnung an die üblichen Ausführungen des Schiffsmaschinenbaues meistens als Hohlgußkörper — neuerdings auch als verrippte Träger — hergestellt, die durch Rippen und Querwände kräftig zu versteifen sind (Abb. 11). Die Ausführung erfolgt

¹⁾ Vgl. Zeitschrift Werft, Reederei u. Hafen. 3. Jahrg., Heft 22 v. 22. 11. 1922. M. S. „Rheinland“, der Bruch der gußeisernen Maschinenständer.

für kleinere Motore in einem Stück, für größere werden die Rahmen ein- oder mehrmals geteilt. Zweckmäßig wird der zwischen den Rahmentstücken liegende Boden geschlossen und so eine dichte Kurbelbilge gebildet, in der das herniedertropfende Öl gesammelt und abgesaugt wird, um nach erfolgter Abscheidung des Wassers, Kühlung und erneuter Reinigung von neuem Verwendung zu finden.

Die auf den Fundamentrahmen zur Wirkung kommenden Kräfte sind hauptsächlich Biegebeanspruchungen, die als Folge der vertikal wirkenden Kolbenkräfte durch die Schubstangen auf die Grundlager und damit die Grundplatte übertragen werden. Eine wirksame Unterstützung kann dem Fundamentrahmen geboten werden durch die vorerwähnte Anordnung besonderer, die Zylinderdeckel mit dem Fundament verbindender Anker, eine Konstruktion, die bei den Motoren von Gebr. Sulzer und Burmeister & Wain durchgebildet worden ist und bei Besprechung dieser Maschinen (vgl. VII. Teil, Abschnitt 1a und 2b) noch eingehende Behandlung finden wird. Die Beengung der Kurbelbilge hat allerdings dazu geführt, daß die Firma Sulzer bei den schweren Maschinen für Großmotorschiffe, bei denen keine Rücksicht auf äußerste Gewichtersparnis der Maschinenständer genommen zu werden braucht, neuerdings von der Anordnung durchgehender Anker wieder abgekommen ist.

Bei den Zweitaktmotoren mit Kastengestellen wird das Oberteil desselben vielfach als Aufnehmer für die Spülluft ausgebildet. Durch Handöffnungen ist für die Zugänglichkeit dieser Räume, die auch mit Entwässerungsleitungen zu versehen sind, Sorge zu tragen.

Die Grundplatten sind die Träger der Kurbelwellenlager, die wie im Schiffsmaschinenbau üblich, aus Gußeisen mit Stahlguß-Lagerschalen bestehen, die mit Weißmetall ausgegossen werden. Zu berücksichtigen bleibt, daß bei Viertakt-Ölmaschinen, im Gegensatz zu doppeltwirkenden Dampfmaschinen, die nach Überschreitung des unteren Totpunktes frei ausschwingenden Massen der Kolben und der zugehörigen Triebwerksteile nicht unerhebliche Beanspruchungen der Lagerdeckel und der Deckelschrauben hervorrufen.

Das hierdurch hervorgerufene Atmen der Lager begünstigt die Schmierung; dennoch sollte bei den Hauptmotoren von Schiffen auf eine Druckschmierung der Grundlager nicht verzichtet werden. Für die langsam laufenden Handelsschiffsmaschinen genügt es hierbei, wenn ein Schmiergefäß einige Meter über den Lagerstellen aufgestellt wird, aus dem dauernd Schmieröl mit größerem Überschuß durch die Lager nach der Kurbelbilge abfließt, um nach erfolgter Reinigung von neuem den Kreislauf anzutreten. Schnellaufende Motore größerer Leistung erhalten ausschließlich Druckschmierung.

Für alle mittelgroßen und großen Schiffsölmaschinenanlagen sollten die Grundlager im Hinblick auf die wesentlich höheren Kolbendrucke als im Schiffsdampfmaschinenbau stets Wasserkühlung erhalten.

Erfahrungen: Ein öldichter Abschluß der Maschinengestelle hat sich zur Vermeidung von Spritzölverlusten nicht nur bei den schnellaufenden Kriegsschiffsmotoren, sondern auch bei den langsamer laufen-

den Handelsschiffsmaschinen als überaus vorteilhaft erwiesen. Neben erheblicher Ersparnis an Schmieröl und größerer Sauberkeit des Maschinenraums bleibt die Luft im Maschinenraum frei von Öldämpfen, was für die Leistungsfähigkeit des Bedienungspersonals, besonders in tropischen Gegenden, von ganz besonderem Vorteil ist. Zur Unterstützung des letzteren Umstandes ist bei geschlossenen Maschinengestellen stets eine Ventilation der Maschinenbilge anzuordnen, die an einen mechanisch angetriebenen Ventilator oder einen Luftschtach anzuschließen ist.

Falls die Bauart der Motore nicht eine gute Verrippung der Maschinengestelle zuläßt und nicht ganz einwandfreie Gußausführung sichergestellt ist, sollte eine Versteifung der Maschinengestelle durch flußeiserne Anker zur Aufnahme der Zugbeanspruchungen angestrebt werden.

Aus den gleichen Gründen sind die Grundplatten ausschließlich in geschlossener Bauart auszuführen. Möglichst restlose Wiedergewinnung des Tropföls ist für eine ökonomische Betriebsführung eine zwingende Notwendigkeit.

Die Kurbelwannen erhalten Ölabflußleitungen nach den gewöhnlich im Doppelboden angeordneten Schmieröltanks, aus denen die Schmierölpumpen saugen und das Öl im dauernden Kreislauf durch alle Lagerstellen der Maschine drücken. Die Kurbelwannen werden von den unter ihnen liegenden Öltanks durch Ventile abgesperrt, so daß bei Bodenbeschädigungen des Schiffes die Öltanks gleichzeitig als Schmierölbehälter dienen und die Schmierölversorgung der Maschinen nicht in Frage gestellt wird (Abb. 104).

Für ein leichtes Nachpassen der Lager haben sich runde Kurbelwellen-Lagerschalen vorteilhaft erwiesen. Um ein Drehen der Lager zu verhindern, sind in diesem Falle die Oberschalen in den Lagerdeckeln zu sichern.

Zum Einstellen der Lager werden, wie üblich, Paßbleche benutzt, die an ihren äußeren Enden nur sehr geringes Spiel an der Welle erhalten dürfen, um ein Austreten des Öls aus dem Lager zu vermeiden.

2. Kurbelwellen.

Das Material der Kurbelwellen besteht gewöhnlich aus Siemens-Martinstahl mit einer Mindestfestigkeit von 45 kg/qmm und einer Dehnung von etwa 22—25 v. H. Für die raschlaufenden Motore von Unterseebooten findet ein Spezial-Nickelstahl mit erheblich höherer Festigkeit bis etwa 70 kg/qmm und einer Bruchdehnung von 12 bis 15 v. H. Verwendung.

Die je nach der Zylinderzahl 3-, 4-, 6- und 8- oder 10-fachgekröpften Kurbelwellen erhalten für jede Kröpfung zwei Grundlager, die zur Vermeidung von Biegebeanspruchungen in den Kurbelwangen so dicht als möglich an diese heranzubringen sind.

Die Ausführung einer derartigen Welle für eine 6-zylindrige Schiffsölmachine mit angehängtem Einblaseluftkompressor von etwa 1600 PS_v, aus der im besonderen Anordnung und Bemessung der Lagerstellen und des Lagerspiels zu ersehen sind, zeigt Abb. 12.

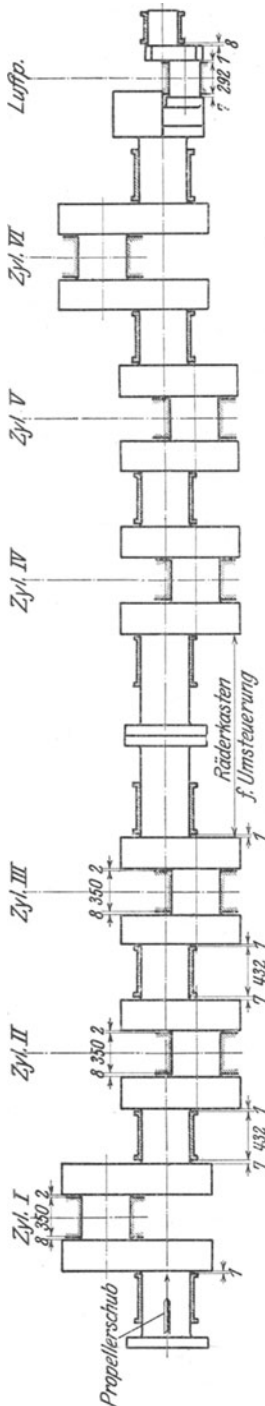


Abb. 12. Kurbelwelle.

Die Kurbelwelle liegt in 8 Grundlagern; in allen Grundlagern hat die Welle axiales Spiel. In den Lagerstellen sind Bohrungen vorgesehen, durch die der hohl gebohrten Welle Schmieröl von den Lagerdeckeln aus zugeführt wird. Durch die hohl gebohrten Kurbelwangen gelangt das Öl zu den Kurbelzapfen und Kurbellagern. (Abb. 12.)

Nur bei den Ölmaschinen Junkerscher Bauart (vgl. S. 180) muß man sich aus konstruktiven Gründen mit nur einem Hauptlagerpaar für je 3 Kurbeln begnügen.

Zwecks Gewichtersparnis und zur Feststellung der Materialbeschaffenheit werden die Wellen und Kurbelwangen vielfach, im Kriegsschiffbau ausnahmslos, hohl gebohrt. Diese Bohrungen, die Wellen- und Kurbelzapfen miteinander verbinden, benutzt man mit Vorteil zum Schmieren der Lagerstellen und, falls es sich um eine kreuzkopflose Ölmaschine handelt, wird auch der Kolbenbolzen vom Kurbellager aus durch die in diesem Falle hohl gebohrte Pleuelstange geschmiert.

In der Abb. 14 ist eine derartige Anordnung dargestellt, bei der das Schmieröl den Grundlagern durch eine Schmierpumpe unter Druck zugeführt wird, durch Bohrungen in den Wellenzapfen in das Innere der hohl gebohrten Welle eintritt und durch die Kurbelwangen nach den Kurbelzapfen und schließlich durch die ausgebohrte Pleuelstange nach dem Kolbenbolzen gelangt.

Statt des Öleintritts durch die Grundlager kann den Lagerstellen der Welle das Öl auch von der Stirnseite der Welle zugeführt werden. Welcher Ausführung im besonderen Falle der Vorzug zu geben ist, richtet sich nach den jeweiligen Platzverhältnissen an Bord; die erstere Ausführungsart hat jedoch den Vorzug, daß jedes einzelne der hoch beanspruchten Grundlager unter dem vollen Öldruck der Schmierpumpe steht, also auch noch Öl bekommt, falls die von der Lagerschale nach dem Inneren der Welle führende kleine Schmierölbohrung verstopft sein sollte.

Die Bohrungen der Wellen und Kurbelzapfen werden durch Gewindestopfen (Abb. 14) oder konisch eingesetzte Bolzen mit Spannschrauben verschlossen.

Besonders zu beachten bleibt bei der Ausführung der Kurbelwellen von Ölmaschinen, daß alle Querschnittsübergänge von den Lagerstellen nach den Kurbelwangen mit reichlicher Abrundung ausgeführt werden. Scharfe Übergänge an diesen Stellen haben mehrfach zu verhängnisvollen Wellenbrüchen geführt, besonders wo durch die notwendig gewordene Anordnung eines besonderen Schwungrades auf der Kurbelwelle — wie bei den langsam laufenden Ölmaschinen großer Handelsschiffe — ein Pendeln der Massen der Triebwerksteile und des Schwungrads eintrat.

Erfahrungen: Um die Lage der Kurbelwelle in der Längsschiffsebene eindeutig festzulegen, wird, namentlich in den Fällen, wo die Ölmaschine außer zum Antrieb des Propellers gleichzeitig oder wechselweise noch zum Antrieb von Dynamos, Spülpumpen oder Einblaseluftpumpen benutzt wird, die durch Kupplungseinrichtungen

mit der Ölmaschinenwelle verbunden sind, ein Grundlager als Paßlager ausgebildet. Die anderen Wellenlager und die Pleuelstangenlager sind dagegen so zu bemessen, daß die Kurbelwelle den Wärmeausdehnungen ungehindert folgen kann.

Zur Beseitigung der Ausscheidungen aus dem Schmieröl in den Wellenbohrungen sowie nach jedem Warmlaufen von Lagerstellen sind die Verschlußpfropfen in den Wellenbohrungen aufzunehmen, um das Innere der Wellen von evtl. eingedrungenen Metallteilen oder Schmierölausscheidungen zu reinigen. Die Verschlußeinrichtungen der Wellenbohrungen sind daher zum leichten Lösen einzurichten; die Bohrungen selbst sind, um eine gründliche Reinigung aller Ölkanäle sicherzustellen, so weit zu bohren, wie es die Festigkeit der Welle nur irgend erlaubt.

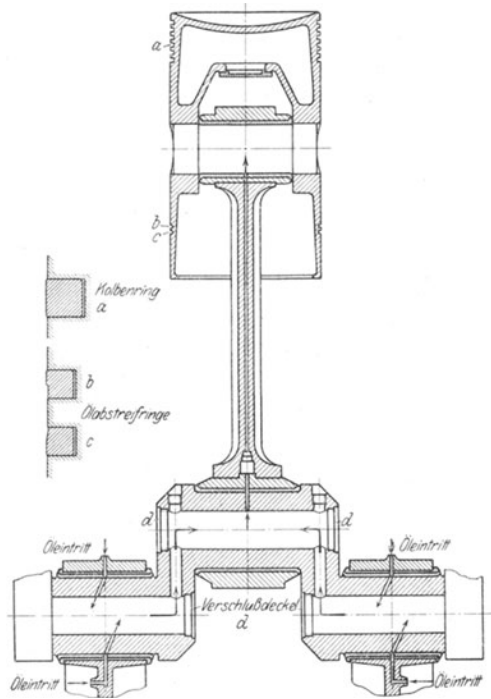


Abb. 13—14. Schmiereinrichtung für Grundlager, Kurbellager und Kolbenbolzen.

3. Schubstangen.

Das Material der Schub- oder Treibstangen ist im Handelsschiffsbau meist Schmiedestahl, im Kriegsschiffsmaschinenbau dagegen durchweg ein Spezial-Nickelstahl. Für die Schraubenbolzen der Stangenköpfe sind ausschließlich die zähesten Stahlsorten, wie Elektromanganstahl, zu verwenden.

Da diese Bolzen weit höheren Beanspruchungen als im Dampfmaschinenbau ausgesetzt sind, sollte das vielfach noch übliche Abschmieden der Bolzen unterbleiben. Da die Bearbeitung derartiger Stähle unter dem Hammer das Material unsicher macht und eine Wärmebehandlung vergüteter Stähle sich ohnehin verbietet, sollten diese hochbeanspruchten Kolbenstangenbolzen ausschließlich aus dem vollen Material ausgedreht werden. Bei der Ausführung der Bolzen ist besonders darauf zu achten, daß alle Übergänge an den Bolzen auf einen anderen Durchmesser nicht scharfkantig, sondern mit möglichst flachen Hohlkehlen ausgeführt, die Gewindegänge im Grunde nicht scharfkantig geschnitten werden und auf eine volle Auflage der Bolzenköpfe und Muttern Bedacht genommen wird, um Biegebeanspruchungen von den Bolzen fernzuhalten.

Die Ausführungsform der Schubstangen weicht von den bekannten Marinekonstruktionen kaum wesentlich ab, wie die Abb. 104, 125 und 140 zeigen.

Die unteren Stangenköpfe sind stets geteilt und von der Stange getrennt durchzuführen, um durch Zwischenlegen von Paßblechen die Höhe des Kompressionsraumes im Arbeitszylinder einstellen zu können. Als Lagermetall findet in den Stangenköpfen ausschließlich Weißmetall Verwendung, das unmittelbar in die Lagerschalen eingegossen wird.

Die Schmierung der Lagerschalen erfolgt bei vorhandener Druckschmierung durch den hohl gebohrten Kurbelzapfen, von dem aus bei kreuzkopflosen Maschinen gleichzeitig auch die Schmierung des Kolbenzapfens durch den gewöhnlich hohl gebohrten Schubstangenschaft vorgenommen wird.

Erfahrungen: Macht sich ein Klopfen in den Schubstangenlagern bemerkbar, so läßt dies auf zu große Lose in den Lagern als Folge von Abnutzung der Lagerschalen oder auf ausgelaufene Lager schließen. In beiden Fällen sind die Lager sofort zu überholen und nachzupassen.

Das Lagerspiel soll in den Kreuzkopfzapfen im allgemeinen nicht mehr als 0,075—0,10 mm, in den Kurbelzapfenlagern nicht mehr als 0,1—0,2 mm je nach Größe des Lagers betragen. Für alle im Dauerbetrieb arbeitenden Haupt- und Hilfsdieselmotoren sollte eine Nachstellbarkeit der Lager bei geschlossenen Schubstangenköpfen vorgesehen werden.

4. Kolben und Kolbenstangen.

Für die Kolben der Ölmaschinen soll ein nicht zu hartes, zähes Gußeisen Verwendung finden; bei geteilten, wasser- oder ölgekühlten Kolben besteht das Bodenstück aus Stahlguß oder Gußeisen.

Die Arbeitskolben der einfach wirkenden Zwei- und Viertakt-Ölmaschinen sind vielfach als Tauchkolben ausgebildet, auch wenn den Kolben durch das Vorhandensein einer besonderen Kreuzkopfführung nicht die Aufgabe einer Gradführung des Schubstangenendes zufällt (Abb. 16). Beim Zweitaktmotor mit Spülluft- und Auspuffschlitzen im unteren Teil der Zylinderwandungen wird die große Baulänge des Kolbens zur Steuerung der Auslaßkanäle notwendig, während bei den Viertaktmaschinen im allgemeinen nur die Lage der Nabe zur Befestigung der Kolbenstange für die größte Abmessung der Kolbenkörper bestimmend ist.

Der in Abb. 15 dargestellte Arbeitskolben einer Zweitaktmaschine besteht aus dem eigentlichen gußeisernen Kolbenkörper, der nach unten seine Fortsetzung in einem Stahlgußstück findet, das die Posaunenrohre für die Kolbenkühlung trägt. Außer den eigentlichen Kolbenliderungen sind in dem unteren Teil des Tauchkolbens (Abb. 16) Öl-abstreifringe angeordnet, die das Mitreißen von an die Zylinderwandungen gespritzten Ölteilchen nach dem Innern des Zylinders verhindern sollen; bei Zweitaktmaschinen wird durch die Abstreifringe ein Abdichtung der Auspuffkanäle gegen die Pleuelbilge erreicht. Ausführungsformen der Öl-abstreifringe zeigen die Abb. 13 und 16.

Neuere Kolbenkonstruktionen der Firma Burmeister & Wain, Kopenhagen, für Viertaktmotoren verzichten, wie Abb. 106 zeigt, nahezu ganz auf die langen Kolbenmäntel, ohne daß sich bisher im Betriebe irgendwelche Anstände gezeigt hätten.

Auf eine Kühlung der Kolben sollte in Schiffsbetrieben mit Rücksicht auf die unumgänglich notwendige Betriebssicherheit auch bei kleinen Ausführungen nicht verzichtet werden. Neben der größeren Haltbarkeit der Kolbenkörper wird durch die Kolbenkühlung eine Verminderung der Reibungswiderstände an den Zylinderwandungen und damit eine Verringerung des Schmierölverbrauchs sowie eine Beschränkung der in den Maschinenraum übertretenden Öldünste und Wärmestrahlungen herbeigeführt.

Als Kühlmittel kommen für Schiffsölmaschinen in Betracht Öl und Wasser, letzteres als Frischwasser oder als Seewasser.

Da durch Ölkühlung nur geringere Wärmemengen abgeführt werden können als durch Wasserkühlung, beschränkt sich die Verwendung der ersteren auf langsam laufende Handelsschiffsmaschinen oder kleinere bis mittelgroße Kriegsschiffs-Anlagen. Ein großer Vorzug der Kolbenölkühlung besteht darin, daß Undichtigkeiten in den Zuführungsleitungen von keinerlei nachteiligem Einfluß auf die unter Schmieröl laufenden Zapfen und Wellen der Maschine sind und daß das zu erneuter Verwendung wiederaufzufangende Tropf-Schmieröl frei von Wasser und Salzen bleibt. Die baulichen Einrichtungen einer Kolbenkühlung durch Öl sind in der Abb. 16 dargestellt. Von der Pleuelstange tritt das Drucköl durch den Kreuzkopfpapfen nach der hohl gebohrten Kolbenstange über und gelangt außerhalb des in die Kolbenstangenbohrung eingeführten Ölrohrs zum Arbeitskolben, nimmt hier Wärme aus den Kolbenwandungen auf und tritt durch das Innere des erwähnten Ölrohrs nach

dem Kolbenstangenende im Kreuzkopf zurück, von dem es nach den Ölkühlern abgeleitet wird.

Bei Zylinderdurchmessern von mehr als 500 mm und höheren Maschinenumdrehungszahlen wird zweckmäßig zur Wasserkühlung übergegangen. Frischwasserkühlung verlangt im Hinblick auf den an Bord von Seeschiffen naturgemäß nur beschränkt vorhandenen Wasservorrat eine ausreichende Rückkühlanlage; werden die Kolben dagegen mit Seewasser gekühlt, so ist dauerndes Augenmerk auf die unbedingte Dichtheit aller Seewasser führenden Kolbenkühlleitungen zu legen. Das Seewasser

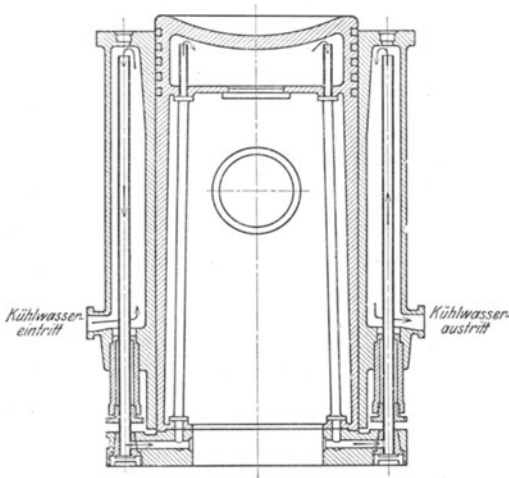


Abb. 15. Tauchkolben einer Zweitaktmaschine.

selbst ist vor dem Eintritt in die Kolben, namentlich bei Fahrten im Revier, von mechanischen Unreinigkeiten, Sand, Schlick usw. in geeigneten Filtern (vgl. Abb. 92—93) zu reinigen.

Da zwischen den hin- und hergehenden Arbeitskolben und der fest verlegten Kühlwasserleitung eine starre Verbindung nicht möglich ist, muß die Wasserzuführung durch ausgebohrte Schwinghebel oder Posaunenrohre erfolgen. Eine Ausführung derartiger Rohre zeigt die Abb. 106—107.

Die Posaunenrohre tauchen gewöhnlich in besondere Räume der Zylinderkühlmäntel ein; für eine gute Entlüftung des Oberteils dieser Räume muß Sorge getragen werden.

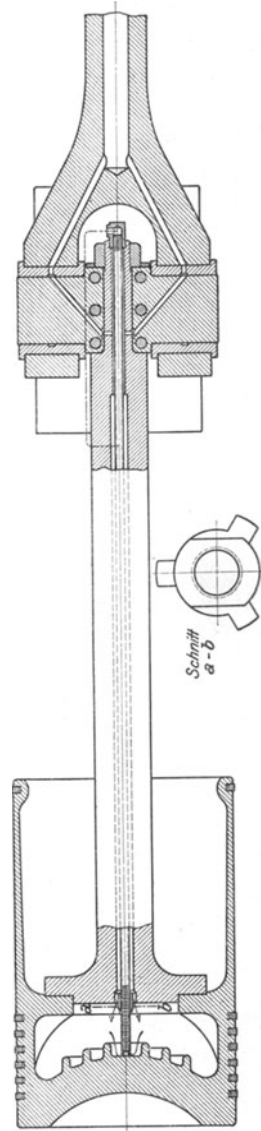


Abb. 16. Ölkühleinrichtung für einen Arbeitskolben.

Die Weiterführung des Kühlwassers nach dem Kolbenboden erfolgt durch Kühlwasserrohre entlang der inneren Kolbenwandung oder durch besondere, in die Kolbenwandungen eingegossene Kanäle. Die letztere Anordnung hat den Nachteil, daß die Kolbenwandungen sehr ungleichen Temperaturen ausgesetzt sind und damit notwendigerweise ein Verziehen des Kolbens eintreten muß, das bei plötzlicher Änderung der Wassertemperaturen oder zeitweiligem Versagen der Kühlung bei dem üblicherweise kleinen Spiel der Kolben von nur wenigen Zehnteln eines Millimeters zu einem Festklemmen des Kolbens in der Arbeitsbüchse oder auch einem Reißen der Kolbenwandungen führen kann.

Die konstruktive Ausbildung der Kolben zeigt eine große Mannigfaltigkeit. Fast jedes Ölmaschinen bauende Werk hat zur Begegnung der auftretenden Wärmespannungen und der aufzunehmenden Druck- und Zugkräfte in diesem Konstruktionselement eine Summe praktischer Betriebserfahrungen niedergelegt, ohne daß es bis heute zu einer allgemein anerkannten und auch allen praktischen Betriebsanforderungen genügenden Bauart gekommen wäre.

Soll ein solcher, den hohen Verbrennungstemperaturen und damit den großen Wärmespannungen ausgesetzter Kolben auch noch den recht erheblichen Verbrennungsdrücken widerstehen, so muß für eine genügende Steifigkeit des Kolbenbodens Sorge getragen werden. Mit Rücksicht auf das Gewicht der hin und her gehenden Massen und die abzuführenden Wärmemengen dürfen bestimmte Stärken der Wandungen nicht überschritten werden. Die Widerstandsfähigkeit des Bodens muß daher durch geeignete Formgebung oder Rippenanordnung erreicht werden. Man findet sehr oft eine muldenförmige Aushöhlung des Kolbenbodens, der zwar eine große Festigkeit, aber einen weniger günstig gestalteten Verbrennungsraum schafft.

Die Anordnung von Verstärkungsrippen innerhalb des Kolbenkörpers erfordert viel Überlegung, da außer den meist nur schwer vorher zu bestimmenden Wärmespannungen noch mit den unvermeidlichen Gußspannungen der Versteifungsrippen gerechnet werden muß.

Eine neuzeitliche Kolbenkonstruktion, bei der auf die Anordnung von Verstärkungsrippen ganz verzichtet worden ist und bei der die Festigkeit des Kolbenbodens nur durch geeignete Formgebung erzielt worden ist, zeigt die Abb. 106. Das dem Verbrennungsraum zugekehrte Ende des Kolbens ist leicht konisch eingezogen, um bei der im Betriebe als Folge der Dehnung des Kolbenbodens eintretenden Erweiterung des Kolbendurchmessers nicht mit den Wandungen der Zylinderlaufbüchse in Berührung zu kommen. Wegen der Materialbewegung in diesem Kolbenbereich sind die Kolbenringe erst in dem kühleren, keiner Formveränderung mehr ausgesetzten unteren Teil des Kolbens angeordnet. Die für diesen Kolben vorgesehene Kühlung erfolgt durch Seewasser, das dem Kolben durch Tauchrohre zu- und abgeführt wird. Seewasserkühlung für Kolben hat sich auch bis zu den größten Abmessungen bewährt, da infolge der großen Kolbengeschwindigkeit von 4—5 m/sec eine so intensive Planschkühlung im Innern des Kolbens erfolgt, daß die

Gefahr von mechanischen Ablagerungen und Salzausscheidungen erfahrungsgemäß nicht besteht.

Ob das Kühlwasser im Kolben unter einigen Atmosphären Druck zu halten ist oder besser frei in den Kühlräumen spielt, ist eine Frage des praktischen Betriebs, die bisher noch nicht endgültig geklärt ist. Wesentlich bleibt für eine einwandfreie Kolbenkühlung, daß laufend ein möglichst gleichmäßiger, der jeweiligen Maschinenleistung angepaßter Kühlwasserstrom den Kolben durchfließt. Zur Sicherstellung dieser Forderung sind die frei abfließenden Kühlwasserleitungen gut sichtbar in möglichster Nähe des Maschinistenstandes anzuordnen. Das freie Spiel des Kühlwassers im Kolbennern ohne Überdruck hat namentlich bei der Verwendung von Posaunenrohren den großen Vorteil, daß die Dichtungen der Posaunenrohre vollständig vom Wasserdruck entlastet sind. Die für die Schmierung der Ölmaschine so bedenkliche Vermischung der unter Öl laufenden Triebwerksteile mit Seewasser kommt damit ganz in Fortfall. Ausgeführte große Schiffsmaschinen haben den Beweis erbracht, daß von einem Kühlwasserüberdruck im Innern der Arbeitskolben ganz Abstand genommen werden kann.

Dient zur Kühlung des Kolbens Schmieröl, so ist wegen der geringeren Fähigkeit des Öls, Wärmemengen abzuleiten, für eine besonders gute, eindeutig bestimmte Führung des Kühlmittels, bei der tote Ecken unter allen Umständen zu vermeiden sind, Sorge zu tragen.

Von einer besonderen Schmierung der Kolbenauflflächen wird heute im Schiffsölmaschinenbau, namentlich bei gekapselten Maschinen, meist ganz Abstand genommen. Das von den Triebwerksteilen gegen die Zylinderbüchse geschleuderte Öl reicht zur Schmierung der Laufflächen vollkommen aus. Trotzdem ist fast stets eine Hilfsschmierung vorgesehen, die aus 4—6, auf den Zylinderumfang gleichmäßig verteilten Schmierlöchern in der unteren Hälfte des Zylinders besteht, die an eine Druckölleitung angeschlossen ist, und durch die den Kolbenauflflächen vor der Ingangsetzung der Maschine nach längeren Betriebspausen Schmieröl zugeführt wird. Um dieses Öl möglichst gleichmäßig auf den Kolbenumfang zu verteilen, werden bisweilen im unteren Teil der Arbeitskolben Ringnuten vorgesehen, die in der oberen Totpunktlage mit den Schmierlöchern in den Zylinderwandungen korrespondieren.

Die Kolbenringe bestehen bei den Schiffsölmaschinen ausnahmslos aus gußeisernen, selbstspannenden Ringen von nicht zu großer Breite, aber genügender Zahl von etwa 6—9 Stück für den Arbeitskolben (Abb. 106). Die Kolbenringe sind gegen Drehen zu sichern. Der unterste Kolbenring wird vielfach als Ölabstreifring ausgebildet, falls nicht besondere Ölabstreifringe am unteren Ende der Kolbenführung vorgesehen sind, um das namentlich bei Viertaktmotoren zu beobachtende Hineinsaugen des Schmieröls in den Verbrennungsraum des Zylinders möglichst zu verhindern. Verschiedene Formen von Ölabstreifringen zeigen die Abb. 13 und 106.

Die Befestigung der Kolbenstange mit dem Kolben erfolgt bei Kreuzkopfmaschinen in der Regel durch eine Schraubenverbindung des zu einem Flansch erweiterten oberen Endes der Kolbenstange mit dem

Inneren des Kolbens. Ausführungsbeispiele derartiger Verbindungen zeigen die Abb. 16, 106 und 114.

Bei kreuzkopflosen Maschinen, wie sie in den Abb. 122, 127 und 170 dargestellt sind, wird das obere Ende der Pleuelstange in einem Kolbenbolzen gelagert, der in der Kolbenwandung durch Keile oder konische Stifte gegen seitliche Verschiebung gesichert wird. Statt der beiderseitigen Sicherung wird neuerdings auch vielfach nur eine einseitige Festlegung des Bolzens vorgenommen, um eine Ausdehnung des Bolzens in der Längsachse zu gestatten.

Erfahrungen: Vielfach beobachtete Risse in den Kolbenböden waren auf ungenügende Kühlung infolge Verschmutzung der Kolbenböden von der Kühlraumseite aus zurückzuführen. Eine Reinigung der Kühlräume in regelmäßigen Zeitabständen wird daher namentlich bei Ölkühlung stets notwendig sein.

Bei kreuzkopflosen Ölmaschinen wurde bisweilen ein Verziehen des Kolbens festgestellt, das auf das Festlegen des Kolbenbolzens im Kolbenkörper an beiden Enden zurückgeführt werden mußte. Ausführungen, die den Befestigungskeil an dem einen Ende des Bolzens in Fortfall kommen lassen, um eine Längenausdehnung desselben zuzulassen, haben sich gut bewährt.

Gegen das Mitreißen von Schmieröl in den Verbrennungsraum hat sich die Anordnung von Ölabbstreifringen, besonders bei Viertaktmaschinen, als notwendig erwiesen. Da diese gleichzeitig auch eine gute Abdichtung der Pleuelbilge gegen die Abgase in den Auspuffkanälen bilden, werden Ölabbstreifringe auch bei Zweitaktmaschinen stets mit Vorteil angewandt. Bedingung für ein richtiges Arbeiten der Abbstreifringe ist, daß dieselben, wie in der Abb. 13 dargestellt, zum Einbau gelangen. Für den Ring *b* muß der zylindrische Teil des Abbstreifringes von größerem Durchmesser dem Zylinderdeckel zugekehrt sein, damit die untere scharfe Kante der zylindrischen Ringfläche beim Abwärtsgange des Kolbens das Öl von den Zylinderwandungen abstreift und in dem ausgesparten Ringraum auffängt.

Die ölabbstreifende Wirkung des Ringes *c* beruht darauf, daß sich das an den Zylinderwandungen haftende Öl beim Aufwärtsgange des Kolbens infolge der eintretenden Keildruckwirkung an dem Abbstreifring vorbeipreßt und beim nachfolgenden Abwärtsgang des Kolbens von der scharfen Unterkante des Ringes *c* gefaßt und abgestreift wird.

5. Arbeitszylinder und Zylinderdeckel.

Aufbau der Zylinder.

Da die Zylinder und Zylinderdeckel der Ölmaschinen ganz bedeutend höheren Drucken und Temperaturen ausgesetzt sind als die gleichen Elemente im Dampfmaschinenbau, erfordert nicht nur die konstruktive Durchbildung dieser Teile, sondern auch die zweckmäßige Wahl der zur Verwendung gelangenden Materialien ganz besondere Sorgfalt und Erfahrung. Das Material der Zylinderlaufbüchsen besteht aus einem harten Spezialgußeisen; für die Zylindermäntel findet Gußeisen, bis-

weilen auch Stahlguß und Bronze Verwendung. Als Material für die Zylinderdeckel herrscht Gußeisen vor; für die Deckel von Unterseebootsmaschinen findet man bisweilen auch Bronze.

Weder im Aufbau noch in der Wahl des Materials bedeuten die heute gebräuchlichen Ausführungen die endgültige Lösung dieser Fragen.

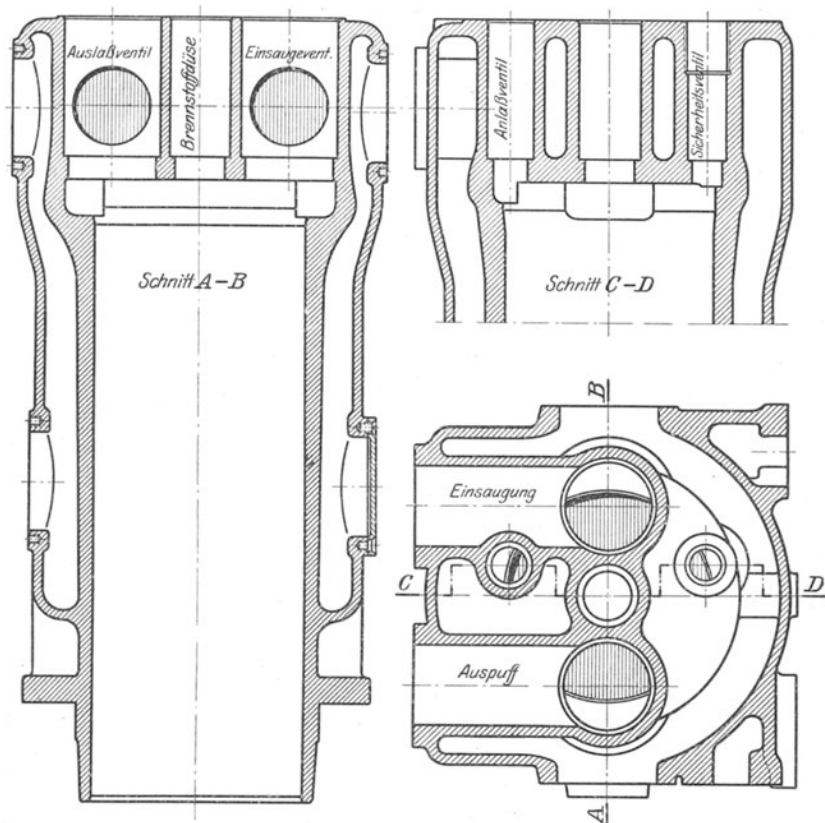


Abb. 17—19.

Von den mannigfaltigen Zylinderbauarten mögen folgende vier Hauptgruppen angeführt werden:

1. Zylindermantel, Laufbüchse und Deckel aus einem Stück (Abb. 17—19).
2. Zylindermantel und Laufbüchse zusammengewossen, Zylinderdeckel für sich (Abb. 20).
3. Zylindermantel, Deckel und Laufbüchse für sich gegossen (Abb. 21).
4. Zylinderdeckel nicht vorhanden (Junkers Doppelkolbenmaschine), Laufbüchse und Zylindermantel ein-, zwei- oder dreiteilig (Abb. 149, und 150).

Die von den Zylindern und Deckeln aufzunehmenden Kräfte setzen sich zusammen aus Beanspruchungen

1. infolge des inneren Verbrennungsdruckes,
2. infolge von Temperaturunterschieden,
3. infolge von Gußspannungen und
4. infolge von Zugbeanspruchungen, falls durchgehende Ankerbolzen vom Zylinderdeckel nach der Grundplatte nicht vorhanden sind.

Zylinderbauarten der ersten Gruppe kommen nur für kleine Maschinen in Betracht. Für Schiffsmotore größerer Abmessungen ist diese Bauart allein von der Germaniawerft zur Ausführung angenommen, heute aber wieder verlassen worden. Abgesehen von gießereitechnischen Schwierigkeiten hat eine derartige Konstruktion bei größeren Zylinderabmessungen für den praktischen Bordbetrieb hinsichtlich Montage, leichter Überholung und Wartung sowie hoher Kosten eventueller Ersatzstücke offensichtliche Nachteile.

Bei den Zylindern der zweiten Gruppe (Abb. 20) kommen diese Nachteile in Fortfall, dafür entstehen bei größeren Zylinderabmessungen Schwierigkeiten infolge der ungleichen Ausdehnung des inneren Laufzylinders und Wassermantels, von denen der erstere dem heißen Verbrennungsraum, der letztere dem Kühlwasserstrom ausgesetzt ist.

Die in Gruppe 3 aufgeführte Zylinderbauart hat heute die weiteste Verbreitung gefunden. Da die innere Laufbüchse sich infolge der Wärmeausdehnung gegenüber dem äußeren kalten Zylindermantel verschieben können muß, ist die Laufbüchse an ihrem unteren Ende gegenüber dem Zylindermantel durch eine Stopfbüchse gegen den Kühlwasserdruck abzudichten; das obere Ende der Zylinderbüchse wird mit Versatz gut passend in den Wassermantel eingesetzt.

Bei Zweitaktmotoren findet man auch bisweilen eine Teilung der Laufbüchse in der Ebene der Auspuffschlitze. Der obere, dem Verbrennungsraum zugekehrte Teil der Laufbüchse ist dann gewöhnlich von einem in sich geschlossenen, wassergekühlten Mantelgehäuse umgeben, während das untere, meist nicht gekühlte Führungsende der

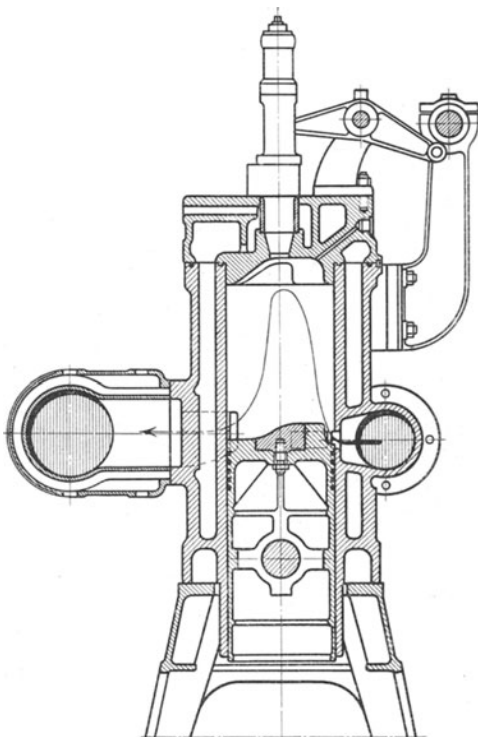


Abb. 20.

Büchse fest in dem Maschinengestell gelagert ist. Die in der Ebene der Auspuffschlitze liegende Teilfuge gestattet beiden Büchsenhälften sich gegeneinander zu verschieben.

Bei Zweitaktmaschinen größerer Leistung werden nicht, wie die Abb. 17 zeigt, Zylindermantel und Zylinderlaufbüchse in einem Stück gegossen, sondern eine besondere Einsatzbüchse vorgesehen, deren anschließende Spülluft- und Auspuffkanäle sorgfältig gegen den umgebenden Kühlwasserraum abgedichtet werden müssen, da ein Eindringen von Seewasser in den Verbrennungsraum zu Spannungsrissen, Fressen der Kolbenringe auf den Zylinderwandungen wegen Aufhebung der Schmierung und Undichtwerden der Kolben infolge Festbrennens der Kolbenringe führen würde.

Der große Vorzug der Arbeitszylinder nach Gruppe 4 besteht in der ungehinderten axialen Ausdehnung der Laufbüchse und des Wassermantels. Sind beide einteilig gegossen, so schneidet man den Wassermantel zur ungehinderten Längenausdehnung der Laufbüchse gewöhnlich an einem Ende dem Umfang nach auf und dichtet diesen durch eine Stopfbüchse wieder ab. Die gleiche Vorsichtsmaßregel ist auch für die Durchführung der Brennstoff- und Anlaßventile anzuwenden. (Vgl. Abb. 32.)

Die Versorgung der Zylindermäntel mit Kühlwasser erfolgt von der allgemeinen Kühlwasserleitung aus, an die die einzelnen Arbeitszylinder parallel angeschlossen werden (Abb. 94—96). Das Kühlwasser tritt am unteren Ende der Kühlmäntel ein und verläßt den Wasserraum an der höchsten Stelle des Kühlwasserraums, da andernfalls die Bildung von Luftsäcken und damit eine unzureichende Kühlung eintreten würde.

Um die Kühlwasserräume auf Schmutzablagerungen kontrollieren zu können, sind, auf den Umfang der Wassermäntel verteilt, hinreichend große Handlöcher vorzusehen. (Abb. 17.)

Die Laufbüchsen der Arbeitszylinder sind möglichst mittels Schleifmaschinen genau auf Maß zu bringen. Die zulässige Toleranz der Zylinderbohrungen beträgt bei Ölmaschinen ohne Kreuzkopfführung, bei denen also der Arbeitskolben dem Kreuzkopfdruck auf die Laufbüchse übertragen muß, und mittelgroßen Ausführungen etwa 0,3 bis 0,4 mm; bei Schiffsölmaschinen mit besonderem Kreuzkopf, bei denen dem Arbeitskolben nur die Aufgabe der Abdichtung der Verbrennungsraumes gegenüber der freien Atmosphäre zufällt, kann das Spiel zwischen Kolbenkörper und Wandung der Laufbüchse auf 1,0—1,5 mm, je nach dem Durchmesser des Zylinders, erhöht werden.

Zylinderdeckel.

Als geeignetes Material für die Zylinderdeckel der Verbrennungsmaschinen hat sich ein zähes, dichtes Spezialgußeisen erwiesen. Alle Versuche, die Festigkeit der Deckel durch die Verwendung von Stahlguß zu erhöhen, müssen zur Zeit als fehlgeschlagen bezeichnet werden. Zur Ermittlung einer geeigneten Zusammensetzung eines Gußeisens, das insbesondere Maße befähigt ist, hohen Temperaturen und gleichzeitig auch einem größeren Temperaturwechsel zu widerstehen, sind eine große Reihe

Versuche erster Fachleute angestellt worden, ohne daß dadurch die Frage bisher endgültig gelöst worden wäre.

Am widerstandsfähigsten hat sich ein Spezial-Graugußeisen von feinem Korn gezeigt, das einen Kohlenstoffgehalt von etwa 3 v. H. aufweist, in dem etwa 0,5—0,6 v. H. als gebundener, der Rest als freier, graphitischer Kohlenstoff vorhanden ist.

Parallel mit den Versuchen zur Feststellung der geeignetsten Eisenlegierung sind umfangreiche Prüfstandsarbeiten gegangen, um auch in konstruktiver Hinsicht die geeignetste Deckelform festzulegen. Besonders ist man im Zweitakt-Maschinenbau durch die mehr und mehr bevorzugte Verwendung von Spülluftsclitzen im Arbeitszylinder zu einfachen Deckelkonstruktionen gekommen, da bei diesen Maschinen nur noch das Brennstoff- und Einblaseventil in einem gemeinsamen Gehäuse, so daß der Zylinderdeckel nur noch von einem einzigen, zentral im Deckel angeordneten Rohrkanal unterbrochen wird und somit durch eindeutig bestimmte Kühlwasserwege eine sehr wirksame Deckelkühlung durchgeführt werden kann. Immerhin sind auch damit noch nicht alle Schwierigkeiten behoben. Die notwendigen Durchdringungen für das Brennstoff- und Anlaßventil werden den Deckel stets zu einem Arbeitsstück machen, das schon von Haus aus leicht mit Gußspannungen behaftet ist, und das infolge der weiteren zusätzlichen Bie-

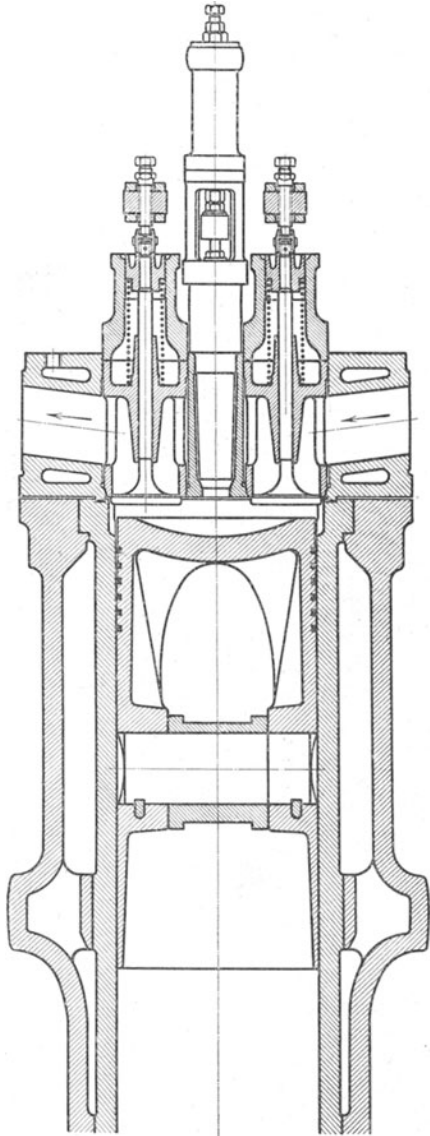


Abb. 21.

gungs- und Wärmespannungen, denen dasselbe im Betriebe ausgesetzt ist, vorläufig noch das gefährdetste Konstruktionsdetail der ganzen

Ölmaschine ist. Besonders an den Durchdringungen der Ventile mit dem Zylinderdeckelboden finden infolge der unumgänglich notwendigen Querschnittsverengungen Wärmestauungen statt, die eine sorgfältige Ausbildung der Durchdringungskanten notwendig machen.

Um das bei hochbelasteten Zweitaktmaschinen noch bisweilen beobachtete Reißen der Zylinderdeckel fernzuhalten, oder bei Eintritt von Beschädigungen die auszuwechselnden Teile auf ein Mindestmaß zu beschränken, ist vorgeschlagen worden, die Zylinderdeckel in einer Horizontalebene unterzuteilen.

Eine außenliegende Stahl- oder Stahlgußplatte soll die in axialer

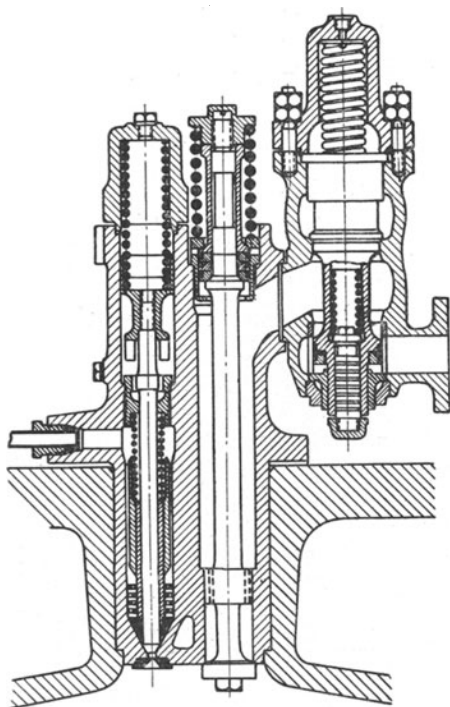


Abb. 22.

Richtung wirkenden Kolbenkräfte aufnehmen, während ein zwischen dieser Platte und dem Zylinder liegendes, dem Verbrennungsraum zugekehrtes, wassergekühltes Zwischenstück die Abdichtung der Ventile übernimmt. Das beim Reißen dieses Zwischenstücks erforderlich werdende Ersatzteil ist damit auf ein Mindestmaß beschränkt.

Der an den zylinderdeckellosen Dieselmotoren oft gerühmte Vorzug, daß bei ihnen das Eintreten von Deckelrissen unmöglich sei, ist auch nur ein bedingter. Praktische Betriebserfahrungen haben gezeigt, daß durch das Fehlen der den Verbrennungsraum abschließenden Deckel und die Anordnung der notwendigen Ventile in der Mitte des Arbeitszylinders (Abb. 126) nicht alle Betriebsschwierigkeiten behoben, vielmehr

nur auf die Zylinder selbst abgewälzt sind.

Die Dichtung zwischen Zylinderdeckel und Zylinder wird für Schiffsölmaschinen stets durch Nut und Feder ausgeführt, da nur diese Dichtungsart ein Herauspressen des Packungsmaterials, das nie zu stark, möglichst unter 1 mm sein sollte, gegenüber dem hohen, inneren Verbrennungsdruck, sicher verhindern kann. Als Material für die Dichtungsringe findet meistens Kupfer Verwendung, falls nicht rein metallische Dichtung durch Einschaben vorgesehen wird.

Die Kühlung der Zylinderdeckel erfolgt allgemein durch Wasser, das gewöhnlich aus den Zylindermänteln nach den Deckeln durch besondere, die Teilfuge zwischen dem Arbeitszylinder und dem Zylinder-

deckel überbrückende Rohre überströmt oder auch unmittelbar durch Rohrstützen übertritt, die in der Dichtungsebene von Zylinder und Deckel angeordnet sind. Da die Zylinderdeckel die zur Durchführung des Arbeitsvorganges notwendigen Ventile, wie Anlaßventil, Brennstoffventil, Einsaugventil, Auspuffventil und Sicherheitsventil aufnehmen müssen,

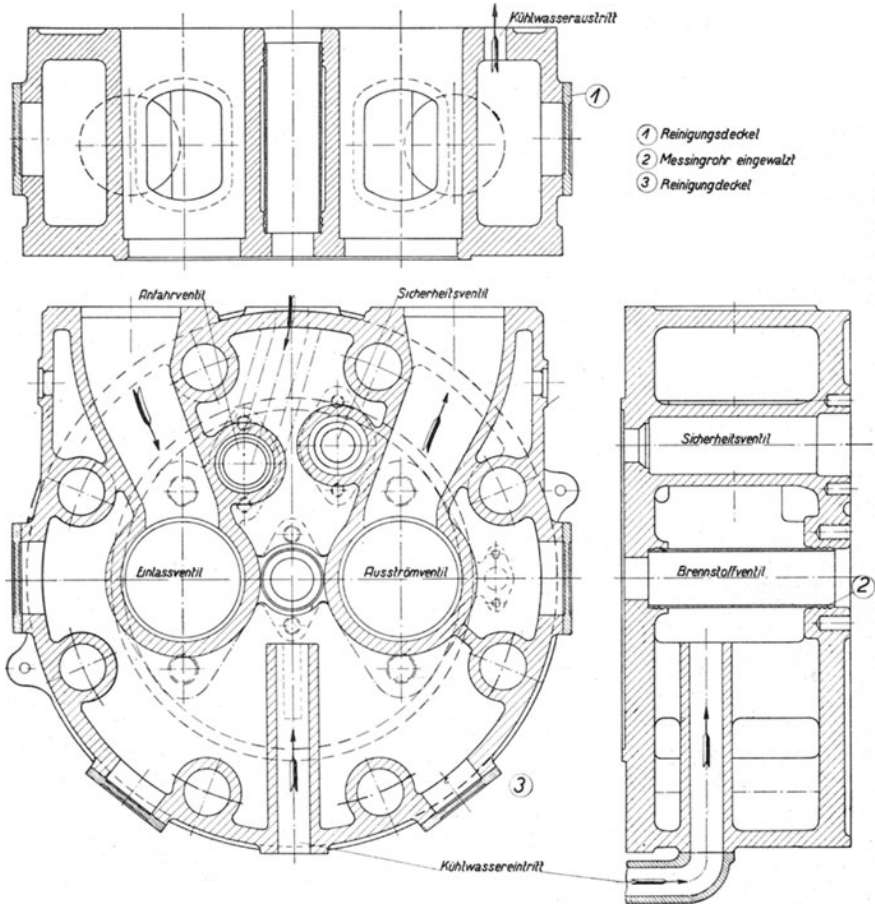


Abb. 23—25. Zylinderdeckel einer Viertakt-Ölmaschine.

bilden die Zylinderdeckel meist recht komplizierte Gußstücke mit sehr unregelmäßigen Kühlräumen und sich stark ändernden Leitungsquerschnitten, deren wirksame Kühlung viel Überlegung und große Erfahrung erfordert. Durch Kernlochschauben in den Deckeln sind die Kühlräume für Reinigungszwecke zugänglich zu machen.

Die konstruktive Durchbildung des Zylinderdeckels einer Viertakt-Ölmaschine in der Bauart der Firma Burmeister & Wain zeigen die Abb. 23—25. Außer dem aus dem Querschnitt ersichtlichen, zentral

angeordneten Brennstoffventil ist links von diesem das Luftinsauge-, rechts das Auspuffventil und außer dieser Gruppe noch das Anlaßventil unterzubringen. Da alle diese Ventildurchdringungen weitgehend zu kühlen sind und außerdem in dem Zylinderdeckel noch eine größere Zahl Reinigungsöffnungen und Anschlußstutzen für Kühlwasserein- und -austritt vorzusehen sind, ergibt sich, wie besonders aus dem Seitenschnitt ersichtlich, ein recht verwickeltes Gußstück. Besonderes Interesse bietet die aus einem Bronzerohr bestehende, in den Zylinderdeckelkühlraum eingewalzte, dünnwandige Hülse, die das Brennstoffventil umgibt, und eine nachhaltige Kühlung des Ventils sicherstellt.

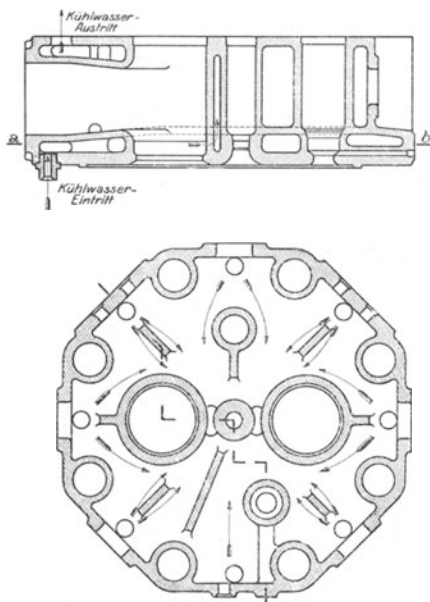


Abb. 26—27. Zylinderdeckel mit stark gekühltem Zwischenboden, Bauart MAN.

Erfahrungen: Es sind Fälle bekannt geworden, bei denen die Wassermäntel der Arbeitszylinder von Ölmaschinen nach fast zweijähriger Betriebsdauer von oben nach unten aufrissen. Der Grund der Zerstörung war in der ungeeigneten Anordnung der Kühlwasseraustrittsstutzen zu suchen, die nicht an höchster Stelle des Kühlwasserraums, sondern einige Zentimeter tiefer angeordnet waren. Luftauscheidungen in dem toten Raum oberhalb der Austrittsstelle und Schlammablagerungen zwischen Wassermantel und Arbeitszylinder bewirkten lokale Temperaturerhöhungen und damit Wärmeausdehnungen der Zylindereinsatzbüchsen, denen die nur für wenige Atmosphären Kühlwasserdruck berechneten Zylindermäntel nicht gewachsen waren. Neuzeitliche Kon-

struktionen verwenden daher zur Vermeidung der Verschmutzung der Kühlraumwandungen an Stelle der Seewasser- Frischwasserkühlung für die Zylindermäntel (vgl. S. 120).

Da in der hinreichenden Wärmeabfuhr letzten Endes das ganze Geheimnis zur Vermeidung der auf Wärmespannungen zurückzuführenden Risse in den Zylinderdeckeln und -wandungen beruht, sollte der für die einzelne Ölmaschinenanlage von der Erbauerfirma jeweils festgelegte mittlere indizierte Druck von der Maschinenleitung möglichst nicht überschritten werden. Da jede Leistungssteigerung eine vermehrte Abfuhr von Wärmeeinheiten durch die Zylinderwandungen verlangt, wenn nicht die vorstehend angedeuteten Materialschwierigkeiten auftreten sollen, sollten zeitweise Überlastungen von Ölmaschinen nie ohne ganz zwingende Gründe vorgenommen werden.

Vorschläge und Versuche, das Kühlwasser für Zylinder, Deckel und Kolben unter erhöhtem Druck bis zu etwa 8 at durch die Kühlwasserräume zu schicken, um die Bildung eines Dampfpeizes an den zu kühlenden Zylinderwandungen zu verhindern, sind aus praktischen Gründen gescheitert. Die durch die Druckerhöhung eintretenden Schwierigkeiten, die sich einer sicheren Abdichtung der Kühlwassergelenke und Posaunenrohre entgegenstellen, waren so erheblich, daß dieser Weg bald wieder verlassen wurde.

Dagegen haben Bestrebungen, mit möglichst geringen Kühlwasserdrukken zu arbeiten, namentlich bei den an und für sich etwas schwerer zu dichtenden Posaunenrohren zu befriedigenden Ergebnissen geführt. Die Mündung des Kühlwasserrohrs wird in diesem Falle zweckmäßig düsenförmig ausgebildet, so daß eine Umsetzung der Druckenergie des Kühlwassers in Geschwindigkeit erfolgt und das mit dieser Geschwindigkeit gegen den Kolbenboden geschleuderte Wasser ohne Überdruck abfließen kann.

Durch eine derartige Kühlmethode hat sich trotz geringeren Wasserverbrauchs eine nachhaltigere Kühlwirkung erzielen lassen.

Bestehen Einsatzzylinder und Zylindermantel aus verschiedenen Metallen (Gußeisen-Stahlguß oder Gußeisen-Bronze), wie namentlich für Kriegsschiffsmaschinen, so sind bei Seewasserkühlung stärkere Anfressungen der Mäntel oft festgestellt worden. Durch Anordnung von Zinkschutzstreifen an den Kernpfropfen und Handlochdeckeln wird den Zerstörungen wirksam begegnet.

Um Verstopfungen der Kühlwasserkanäle und Rohrleitungen während des Betriebes rasch beseitigen zu können, hat sich die Anordnung von Schlauchverschraubungen an den Kühlwasserleitungen, die von den Einblaseluftflaschen gespeist werden können, als vorteilhaft erwiesen.

Zylinderzwischenstücke.

Bei der Mehrzahl der bekannten Schiffsmotorausführungen sind die unteren Zylinderflanschen auf den Ständern aufgesetzt. Eine Ausnahme bildet die geschlossene Bauart der Firma Burmeister & Wain, Kopenhagen, die neuerdings auch von anderen Motorbaufirmen angenommen worden ist, bei denen zwischen dem unteren Ende des Arbeitszylinders und dem Maschinenständer ein Zwischenstück, eine sogenannte Laterne mit Boden, eingeschaltet ist, durch die ein Abschluß zwischen dem allseitig geschlossenen Kurbel- und Gleitbahnraum und dem unteren offenen Ende des Arbeitszylinders hergestellt wird (Abb. 104). Zweck dieses Zwischenstückes ist es, ein Verschmutzen des sich in der Kurbelbilge sammelnden Tropföls durch Zylinderrückstände und Verbrennungsprodukte zu verhindern. Der schräg angeordnete Laternenboden, durch den die Kolbenstange mit einer Metallstopfbüchse geführt wird, läßt alles vom Zylinder und Kolben tropfende Öl durch eine besondere Ölleitung abfließen.

Erfahrungen: Durch allseitigen Abschluß des Zwischenstückes ist die Möglichkeit geboten, die Laternenräume an eine wirksame Ventilationssaugeleitung anzuschließen, so daß alle Öldämpfe und evtl. auch die durch den Kolben tretenden Verbrennungsgase nicht in den Ma-

schinenraum gelangen, sondern unmittelbar nach außenbords abgeführt werden können. Besonders für Fahrten in den Tropen hat sich durch eine derartige Entlüftungsanlage für das Bedienungspersonal eine große Erleichterung für den Wachdienst im Maschinenraum ergeben.

Wärmedurchgang und Spannungsrisse in Arbeitszylindern und Deckeln.

Die in den Arbeitszylindern und an den Zylinderdeckeln der Verbrennungskraftmaschinen im Betrieb aufgetretenen Risse, unter denen heute noch besonders manche Zweitaktbauarten zu leiden haben, wegen der bei gleichem Zylinderdurchmesser abzuführenden größeren Wärmemengen gegenüber dem Viertaktmotor, sind die unangenehmsten Erscheinungen, mit denen die Maschinenleitungen bis zum Augenblick leider noch immer zu rechnen haben.

Die wesentlichen Ursachen dieser Rißbildungen sind, abgesehen von ungenügender Bemessung der Zylinder- und Deckelwandungen, Gußspannungen oder mangelhafter Materialbeschaffenheit, hauptsächlich auf Wärmespannungen der hoch erhitzten Zylinderwandungen, als Folge unzulässig gesteigerter Leistungen der Arbeitszylinder, auf mangelhafte Kühlung, infolge ungenügender Wasserzufuhr oder Verschmutzung der Wandungen im Kühlwasserraum, auf größere Schwankungen in der Kühlwasserzufuhr oder auf plötzliche Temperaturdifferenzen im Zylinderinneren zurückzuführen. Es liegt in der Natur des Dieselverfahrens begründet, daß das dem Zylinderdeckel zugekehrte Ende des Arbeitszylinders, das den Verbrennungsraum einschließt, besonders stark erhitzt wird. Es ist daher Sache des Konstrukteurs, durch reichliche Wasserkühlung dieses Teils, evtl. unter Erhöhung der Wassergeschwindigkeit, sowie durch geeignete Materialverteilung, Vermeidung zu großer Wandstärkungen, Gußanhäufungen und unvermittelter Querschnittsübergänge den zerstörenden Einflüssen der Wärmespannungen soweit als möglich zu begegnen. Ganz wird dies selbst beim einfachsten Zylindereinsatz nicht möglich sein, da durch die auftretenden Verbrennungstemperaturen und -drucke der Innenzylinder in axialer und radialer Richtung verschiedenen großen Spannungen unterworfen ist.

Nach den Untersuchungen von Junkers¹⁾ ist für den Verbrennungsraum einer Ölmaschine mit einem Wärmedurchgang von etwa 260 000 cal qm/st zu rechnen, was bei einer 4 cm starken Zylinderwandung einem Temperaturgefälle von über 200 ° C innerhalb der gußeisernen Wandung entsprechen würde. Unter Berücksichtigung des Wärmeausdehnungskoeffizienten $\alpha = 0,000011$ pro mm und 1 ° C und des Elastizitätsmoduls für Gußeisen von $E = 800000$, würde sich in der Oberfläche der gekrümmten Zylinderwand eine größte Zugspannung auf der Wasserseite bzw. Druckspannung auf der Verbrennungsseite von

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot E \cdot t}{2} = \frac{0,000011 \cdot 800000 \cdot 200}{2}$$

$$\sigma = 880 \text{ kg/qcm}$$

¹⁾ Junkers: Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft 1912.

ergeben. Zu dieser durch die Wärmespannungen hervorgerufenen Belastung der Zylinderwandung tritt außerdem der Verbrennungsdruck, der bei einer Einstellung des Sicherheitsventils auf 55 at bei einem Arbeitszylinder von 600 mm Durchmesser und 4 cm Wandstärke

$$\frac{60 \cdot 55}{2 \cdot 4} = 420 \text{ kg/qcm beträgt.}$$

Damit ergibt sich als Summe dieser beiden Spannungswerte

$$880 + 420 = 1300 \text{ kg/qcm.}$$

Dieser Wert stellt eine Größe dar, die die Elastizitätsgrenze des Gußeisens bei weitem überschreitet und die Bruchgrenze, die für gewöhnliches Gußeisen zwischen 1200—1500 kg/qcm liegt, bereits erreicht. Prof. Junkers sagt daher mit Recht in seiner oben angegebenen Schrift: „Wenn man die erstaunlich hohen Zahlen berücksichtigt, welche obige Versuche ergeben, so kann man sich über die vielen in Rissen, Brüchen und Formänderungen sich äußernden Überanstrengungen des Materials nicht wundern, im Gegenteil, die rechnungsmäßige Verfolgung der Spannungsvorgänge ergibt solche Erscheinungen als eine Notwendigkeit. Hier ist meines Erachtens der springende Punkt für die Lösung der Aufgabe zur Verwirklichung einer betriebssicheren Großölmaschine zu suchen.“

Neben der Höhe der vorerwähnt auftretenden Spannungen haben sich, wie durch die praktischen Betriebserfahrungen nachgewiesen ist, auch die nicht vermeidlichen, namentlich während längerer Manöverperioden, bei schwankender Leistung der Kühlwasserpumpen oder bei sich periodisch ändernder Belastung der Arbeitszylinder auftretenden Temperaturschwankungen als überaus nachteilig für die Festigkeit der Zylinder, Deckel und Kolben der Verbrennungsmotoren erwiesen.

Hohen Beanspruchungen durch die Wärmespannungen ausgesetzt sind im besonderen alle Bohrungen und Durchdringungen in den Zylinderdeckeln und Arbeitszylindern, wie sie zur Aufnahme der verschiedenen Ventile zur Regelung des Arbeitsganges der Maschine und für den Indikator notwendig sind. Infolge der diese Durchdringungen umschließenden kälteren Materialschichten werden die Ränder dieser Öffnungen zufolge der von innen nach außen tretenden Wärme über das zulässige Maß auf Druck beansprucht. Der stete Wechsel dieser Wärmespannungen im Betriebe führt allmählich zu einer Ermüdung des Materials, bis zuletzt Risse an den Rändern der Bohrungen und Öffnungen auftreten, als eine Folge der tangential an den Rändern derselben wirkenden Kräfte.

Eine besonders häufig zu beobachtende Erscheinung ist das Eintreten von Spannungsrissen in den dem Verbrennungsraum zugekehrten Deckelwandungen zwischen dem Brennstoffventil *BV* (Abb. 28—29) und den Auspuff- und Einlaßventilen *A* und *E*. Infolge der hohen Temperaturen im Arbeitszylinder haben die dem Verbrennungsraum zugekehrten Deckelteile, besonders an den Stellen, wo durch Zusammenstoßen mehrerer Wandungen schon an und für sich eine mangelhaftere Kühlung eintritt, das Bestreben, sich auszudehnen. Hieran werden diese Teile gehindert durch den fest eingespannten, kalten Umfang des Deckels mit Flansch sowie den aus der Abb. 28 ersichtlichen Zwischen-

boden, der den unteren Kühlwasserraum W_u von dem oberen Kühlraum W_o scheidet. Der Zwischenboden setzt somit der Ausdehnung der mittleren Ventildurchdringung einen Widerstand entgegen und ruft damit erhebliche Druckkräfte in der Richtung der inneren Pfeile D hervor.

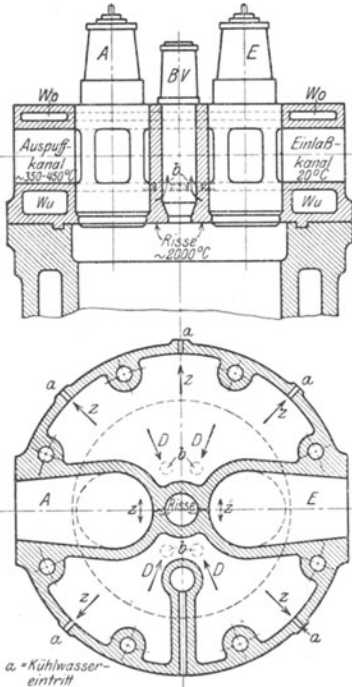


Abb. 28—29. Spannungsverteilung in Zylinderdeckel einer Viertaktmaschine.

Im Bereich der großen Ausparungen für die Einsätze der Einlaß- und Auspuffventile fehlt aber dieser Gegendruck, so daß hier die Wärmeausdehnung der Wandungen vor sich gehen kann und damit in der Oberfläche der Kanalwandung an den mit Z bezeichneten Stellen erhebliche Zugbeanspruchungen auftreten müssen, die bei nicht genügender Kühlung dieser Materialquerschnitte sehr leicht zu Spannungsrissen in der Richtung von den Ventilen E und A nach dem Brennstoffventil führen.

Durch die Anordnung des Zwischenbodens in der unteren Hälfte des Zwischendeckels soll eine besonders ausgiebige Kühlung des mittleren Deckelteils durch Herbeiführung großer Wassergeschwindigkeiten erreicht werden. Das Kühlwasser tritt in die untere Wasserkammer W_u an einer größeren Anzahl Stellen a am Umfang ein, wird durchweg den besonders hohen Temperaturen ausgesetzten Ventilwandungen zugeführt und muß nach Kühlung derselben durch die in dem Zwischenboden angeordneten Löcher b nach der oberen Wasserkammer W_o übertreten. Auf diese Weise wird nicht nur das gesamte, dem Zylinderdeckel zugeführte Kühlwasser zur Kühlung der Wandungen der Ventildurchdringungen herangezogen, sondern auch durch an diesen Wandungen auftretende große Wassergeschwindigkeit eine äußerst wirksame Kühlung erreicht.

Solange es unserer Gießereitechnik nicht gelingt, die gießbaren Materialien so zu verbessern, daß diese entweder geringere Formveränderungen durch die Wärme erleiden oder aber größere Formveränderungen als bisher ohne Ermüdung ertragen, und zwar auch bei den für den Ölmaschinenbetrieb in Frage kommenden höheren Temperaturen, so lange werden auch auf Wärmespannungen zurückzuführende Risse bei gut durchgebildeten Konstruktionen nicht ganz zu vermeiden sein.

Als weiterer Umstand, der das Eintreten von Rissen begünstigt, ist das Verschmutzen der gekühlten Wandungen und das Eintreten von Wärmestauungen in denselben in Folge eines Anhaftens von Gas-

Luft- und Wasserdampfblasen an denselben zu nennen. Es muß daher namentlich bei der Anordnung der Kühlwasserwege im Zylinderdeckel wegen der hier zahlreichen Durchdringungen der Ventile vom Konstrukteur sorgfältig darauf geachtet werden, daß eine eindeutige Wasserführung unter Vermeidung toter Winkel, in denen besonders leicht Luftausscheidungen eintreten, stattfindet. An Stellen, die infolge größerer Wandstärke reichlicherer Kühlung bedürfen, wird durch geeignete Bemessung der Kanalquerschnitte für größere Wassergeschwindigkeit gesorgt werden müssen. Alle plötzlichen Querschnitts- und Richtungsänderungen sind gleichfalls zu vermeiden, da diese Geschwindigkeit und Druckänderungen der strömenden Kühlwassermenge und damit eventuell Luft- und Dampfausscheidungen im Gefolge haben.

Neben den Zug- und Druckspannungen in radialer Richtung ist der Laufzylinder auch noch Formveränderungen in seiner Längsachse unterworfen, besonders an den Einspannungsstellen an den Zylinderenden. Um die hier auftretenden Biegekräfte möglichst gering zu halten, wird bei einfach wirkenden Motoren der Einsatzzylinder gewöhnlich nur am Deckelende fest eingespannt, das freie Ende der Laufbüchse gegen den Wassermantel aber durch eine Stopfbüchse oder durch eingestemte Kupferringe abgedichtet (Abb. 104 und 126).

6. Die Ventile der Ölmaschine.

a) Brennstoffventile (Einblaseventile); Nadelhubregulierung.

Zweck des Brennstoffventils ist es, den durch die Treibölpumpe dem Ventil zugeführten flüssigen Brennstoff möglichst fein zu zerstäuben und zur Herbeiführung einer innigen Gemischbildung in dem Verdichtungsraum des Zylinders gleichmäßig zu verteilen. Die Einführung des Treiböls in die hochverdichtete Verbrennungsluft des Arbeitszylinders erfolgt hierbei durch Druckluft (Einblaseluft), deren Aufgabe es ist, das Treiböl in kleinste Teilchen zu zerreißen.

Man wird die Schwierigkeit, diese Aufgabe einwandfrei zu erfüllen, sofort ermessen können, wenn man die Zeiten, die zur Vornahme des Zerstäubungs- und Einblasevorganges zur Verfügung stehen, in Berücksichtigung zieht. Für die im Schiffsmaschinenbau mit Rücksicht auf einen günstigen Propellerwirkungsgrad für Handelsschiffs-Ölmaschinenanlagen zulässigen Umdrehungszahlen von

$$n = \frac{80 \quad 100 \quad 120 \quad 140}{\frac{1}{16} \quad \frac{1}{20} \quad \frac{1}{24} \quad \frac{1}{28}} \text{ in der Minute stehen etwa } \text{sec/Hub zur Verfügung,}$$

während der Verbrennungsvorgang auf ungefähr ein Zehntel des Kohlenwegs durchgeführt werden muß.

Die Mittel zur Erreichung dieses Zieles sind hochgespannte Einblaseluft von 50—80 at, die in einem meist an die Ölmaschine angehängten Einblaseluftkompressor erzeugt wird, zweckentsprechende Durchbildung der inneren Brennstoffventileile sowie der zur Betätigung des Ventils erforderlichen äußeren Steuerungseinrichtungen.

Einen Schnitt durch ein Brennstoffventil üblicher Bauart mit Plattenzerstäuber zeigt die Abb. 30.

In dem Brennstoffventilgehäuse der Abb. 30 ist axial die Brennstoffnadel gelagert, die von der Zerstäuberhülse umschlossen wird und die durch

die Stopfbüchse und ein gewöhnlich aus Ledermanschetten, Bleiasbest oder einer Knetpackung bestehendes Dichtungsmaterial nach außen abgeschlossen wird.

Das zu zerstäubende Treiböl tritt durch die untere, die erforderliche Druckluft durch die obere Leitung in den Ringraum zwischen die Zerstäuberhülse und das Ventilgehäuse ein. Die Zerstäubung des Treiböls beruht darauf, daß der flüssige Brennstoff durch eine Reihe übereinanderliegender gelochter Platten (Abb. 9), die durch Distanzringe von 1—2 mm Höhe voneinander getrennt sind, hindurchgepreßt und zerteilt wird und sich hierbei gleichzeitig innig mit Luft mischt.

Durch die in dem Kronenstück angeordneten tangentialen Nuten wird dem Luftgemisch beim Anheben der Brennstoffnadel

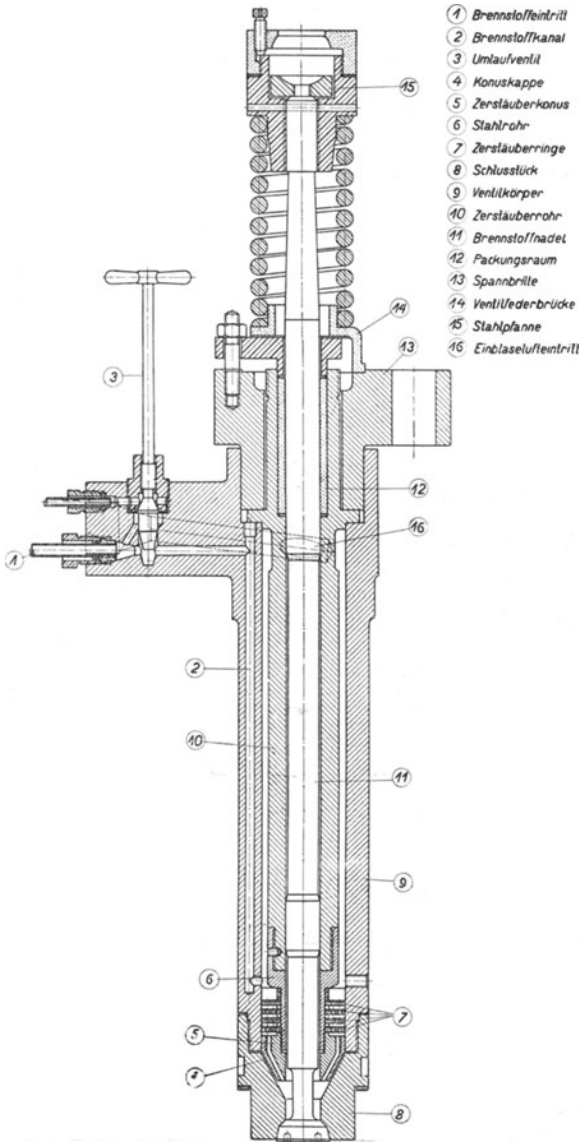


Abb. 30. Brennstoffventil mit nach innen öffnender Nadel.

stehten Luftdruck von 50—55 at eine sehr erhebliche Beschleunigung erteilt. Die Geschwindigkeit des Öl-Luftgemischs erreicht einen größten

Wert beim Anheben der Brennstoffnadel in dem verengten Spalt-raum zwischen dem Kegel der Brennstoffnadel und der umschließenden Wandung des Ventilgehäuses.

Durch den gleichzeitig auftretenden erheblichen Widerstand, den die Ölteilchen an den scharfen Kanten des Ventilgehäuses finden und die konische Ausbohrung des letzteren, wird das Ölgemisch vollkommen zerstäubt und gleichzeitig über die ganze Breite des scheibenförmigen Verbrennungsraums verteilt.

Die Betätigung der Brennstoffnadel erfolgt durch einen von der Steuerung betätigten Brennstoffventilhebel, während der Schluß der Nadel durch eine auf dem Gehäuse angebrachte Spiralfeder bewirkt wird.

Da die Zerstäuberplatten nur lose übereinanderliegen, hat diese Ventilbauart den großen Vorzug, daß die Zahl der Platten je nach der Art des zur Verwendung kommenden Brennstoffs leicht geändert werden kann. Die nach den Arbeitszylindern eröffnenden Ventile haben sich gut bewährt bei Verwendung jeder Art von Gasölen.

Soll jedoch der Ölmaschinenbetrieb auch mit Teeröl durchgeführt

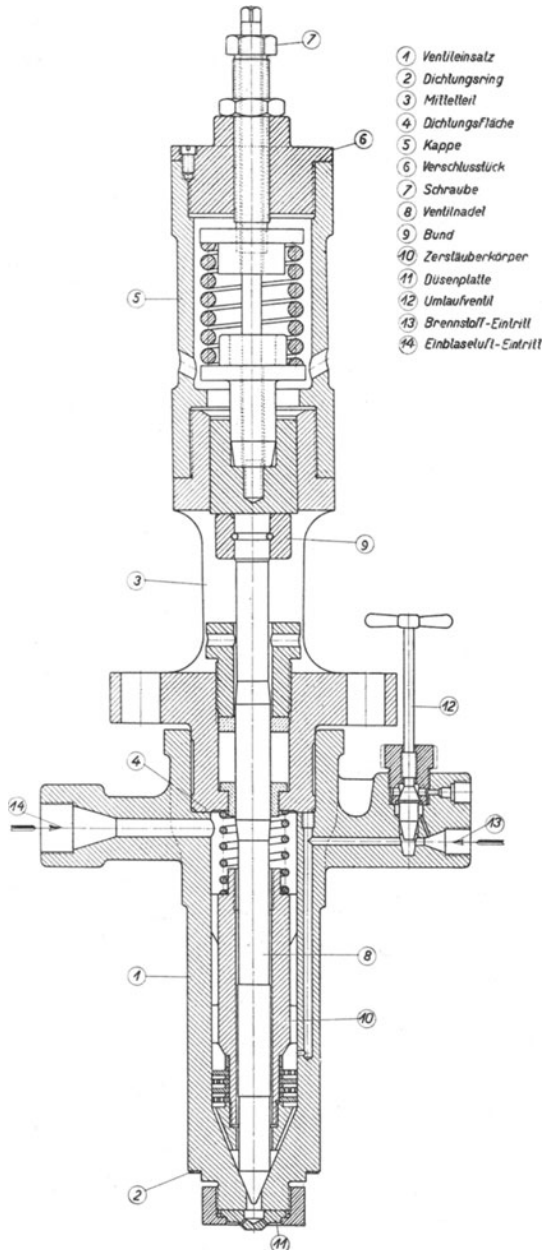


Abb. 31. Brennstoffventil mit nach außen öffnender Nadel.

werden, so ist es notwendig, dem bei jedem Arbeitshub in den Zylinder einzuspritzenden Teeröl eine geringe Menge Gasöl im Kopf des Brennstoffventils vorzulagern, um die erste Zündung nach dem erfolgten Einspritzen des Treiböls in den Arbeitszylinder einzuleiten. Um mit einer möglichst geringen Menge des teureren Zündöls auszukommen und dieses im Brennerkopf vor dem Teeröl zu lagern, muß der den Kopf der Ventilsnadel umgebende Ölraum kegelförmig ausgebildet werden, so daß die Ventilsnadel nach außen eröffnet (Abb. 31).

Der weitere Vorzug dieser Nadelkonstruktion besteht darin, daß die Nadel den heißen Verbrennungsgasen nicht in dem gleichen Maße ausgesetzt ist, wie das nach dem Zylinderinnern eröffnende Ventil, sie hat aber den Nachteil, daß die Streuung des Brennstoffs in den Verbrennungsraum weniger gut ist als bei dem Tellerventil.

Die konstruktive Durchbildung eines horizontal liegenden nach außen eröffnenden Brennstoffventils für eine Maschine mit gegenläufigen Kolben, Bauart A.E.G., ist in der Abb. 32 dargestellt.

In einem Ventilkörper aus Siemens-Martin-Flußeisen, der mit zwei Schrauben in den Arbeitszylinder eingelassen ist, ist der gleichfalls aus Stahl bestehende Zerstäuber, der die zentral gelagerte Brennstoffnadel umschließt, und die Stopfbüchse untergebracht. Gegen das Innere des Arbeitszylinders ist der Ventilkörper durch eine Düsenplatte abgeschlossen, die durch eine Überwurfmutter gehalten wird.

Die Brennstoffnadel wird durch Federdruck auf ihren Sitz niedergedrückt. Nach außen ist die Nadel durch das Federgehäuse hindurchgeführt, um den Nadelhub im Betriebe kontrollieren zu können. Das Ende der Nadel trägt einen Schlitz und eine Gewindebohrung, um dieselbe auf ihrem Sitz drehen und nach Entfernen des Federgehäuses auch während des Betriebes gegebenenfalls auswechseln zu können.

Das Anheben der Brennstoffnadel erfolgt mittels eines exzentrisch gelagerten Nockenhebels, der von einer unrunder Scheibe der Steuerwelle betätigt wird.

Brennstoff und Einblaseluft werden durch die links und rechts am Umfang des Ventilkörpers sitzenden Verschraubungen zugeführt, von denen aus der Abb. 32 ersichtliche Bohrungen nach dem Inneren des Brennstoffventils führen. Vor dem Eintritt in das Ventilgehäuse durchfließt das Treiböl ein auf dem Ventilkörper aufgeschraubtes Entlüftungsventil, das auch zum eventuellen Abschalten eines Zylinders der Ölmaschine im Betriebe dient.

Zu beachten bleibt, daß für verschiedene Belastungen der Ölmaschine auch der Einblasedruck jeweils geändert werden muß, wenn eine vollkommene Verbrennung erzielt werden soll. Da bei der normalen Belastung der Ölmaschine der Einblasedruck so gewählt ist, daß beim Schließen des Brennstoffventils noch eine geringe Treibölmenge in unmittelbarer Nähe des Nadelventils zurückbleibt, würde dieser Ölrest bei abnehmender Belastung, also geringerer Treibölaufuhr, aber gleichem Einblasedruck, restlos aus dem Brennstoffventil in den Arbeitszylinder geblasen werden. Die Folge würde sein, daß beim nächsten Eröffnen des Nadelventils infolge Fehlens der die Zündung einleitenden kleinen rest-

lichen Ölmenge gar keine oder eine Spätzündung, eventuell mit explosionsartigen Erscheinungen eintreten würde. Die jeweilige Änderung der Umdrehungszahl der Ölmaschine verlangt daher auch eine Änderung des Einblasedrucks.

Die gegenseitigen Beziehungen des Durchmessers der Brennstoffventilnadel, der Größe und der Zahl der Düsenplatten, der Form des Nadelkopfes

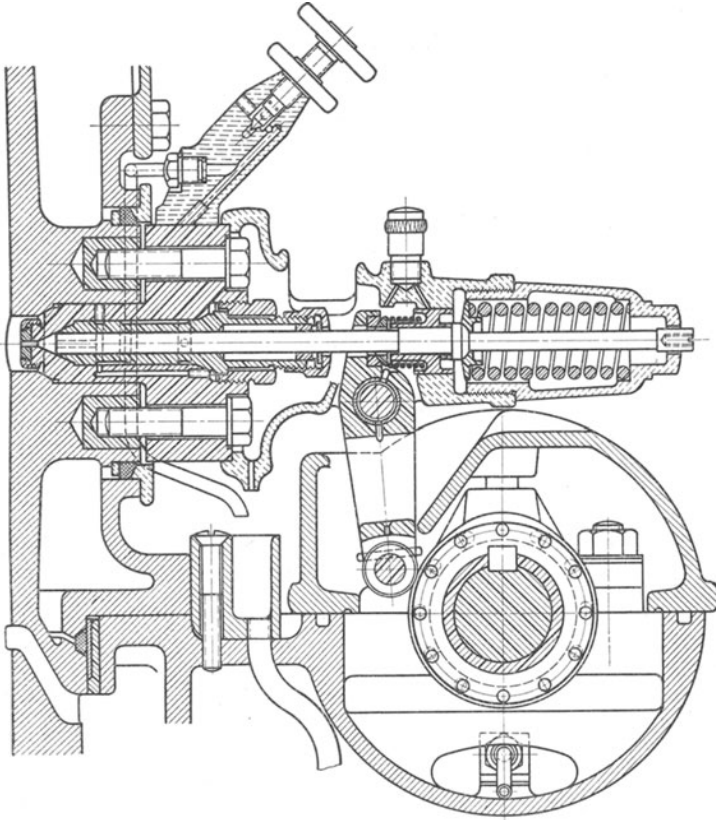


Abb. 32. Horizontal arbeitendes Brennstoffventil (Bauart AEG).

sowie der Größe und Form der Düse, die bald als Einloch-, Mehrloch- oder auch als Schlitzdüse ausgeführt wird, sind heute noch wenig geklärt. Für die endgültige Festlegung der Abmessungen der Brennstoffventilteile ist man daher heute noch in erster Linie auf den Versuch angewiesen.

Eine wichtige Einrichtung des Brennstoffventils bleibt stets die Nadelhubregulierung, mit deren Hilfe heftigen Zündungen als Folge des Einblasens zu großer Brennstoffmengen, namentlich bei längeren Fahrten mit geringeren Leistungen sowie während längerer Manöverperioden, vorgebeugt werden kann. Die gewöhnlich vom Maschinistenstand zu bedienende Nadelhubregulierung besteht üblicherweise aus

einer federnden Verbindung zwischen Brennstoffnadel und Steuerhebel, mittels der durch einen Anschlag der Nadelhub reguliert wird.

Eine derartige Regulierung ermöglicht durch Verminderung der in den Arbeitszylinder einzublasenden Brennstoffmengen stoßfreie und sichere Zündungen beim Anlassen der Maschine auch in kaltem Zustande, verhindert das Auftreten von Aussetzern und einer unvollständigen Verbrennung beim Fahren mit geringen Umdrehungszahlen und vermindert damit auch vor allem den Verbrauch an Einblaseluft. Dieser letztere Umstand ist besonders für längere Manöverfahrten und Fahrten mit niedrigen Umdrehungszahlen wichtig, da hierbei der Lieferungsgrad der angehängten Einblaspumpen erheblich sinkt und somit jede Ersparnis

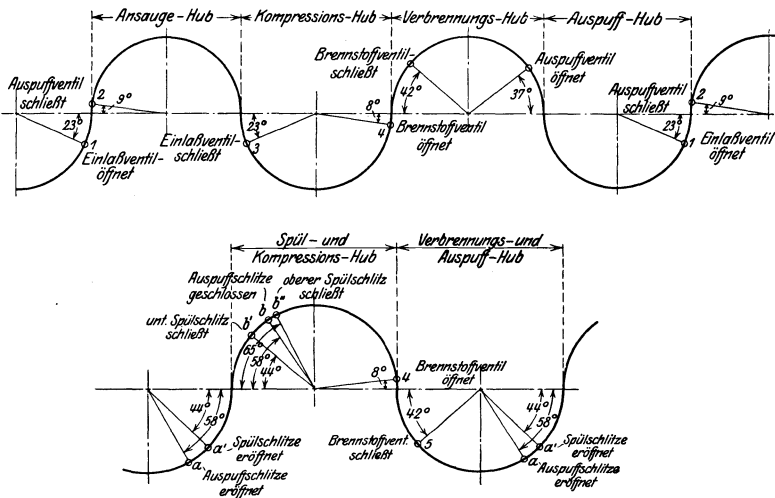


Abb. 33—34. Steuerdiagramm einer Viertakt- und Zweitaktmaschine.

an Einblaseluft den für Manöverzwecke notwendigen Vorrat an Anlaßluft weitgehendst schont.

Die Durchbildung der äußeren Steuerungsteile des Brennstoffventils erfordert wesentlich größere Sorgfalt als die der Einlaß- und Auspuffventile, da der Einblasevorgang des Brennstoffs sich auf einem Kolbenweg von etwa $30\text{—}35^\circ = 10\text{—}12\%$ des Kolbenwegs abspielt, während die Öffnungszeiten der letztgenannten Ventile sich über einen Kolbenweg von etwa $110\text{—}120^\circ$ erstrecken. (Vgl. Abb. 33—34.)

Erfahrungen: Ein häufig im Betriebe von Ölmaschinenanlagen beobachteter Übelstand ist das sogenannte Aufhängen der Brennstoffnadeln. Die Ursache ist teils in dem zu harten Anziehen der Stopfbüchse der Brennstoffventilnadel — ein Nachziehen bei in Betrieb befindlicher Maschine muß unter allen Umständen unterbleiben — und der Verwendung ungeeigneter Packung, teils in dem Auftreten explosiver Zündungen beim Anlassen, Umsteuern oder Manövrieren der Maschine als Folge zu großer, in den Arbeitszylinder eingeführter Brennstoffmengen zu suchen.

In beiden Fällen finden die Verbrennungsgase Gelegenheit, in das geöffnete Brennstoffventil zu schlagen und hier eine Zerstörung der Brennstoffventilnadel und der Zerstäuberplatten herbeizuführen. Besonders bei längeren Manöverfahrten muß darauf geachtet werden, daß der Druck in den Einblasegefäßen unter allen Umständen einige Atmosphären höher bleibt als der Verbrennungsdruck im Arbeitszylinder.

Lange Führungen der Brennstoffnadeln in den Zerstäuberhülsen, wie sie aus der Abb. 30 zu ersehen sind, müssen daher im mittleren Teil frei gedreht werden. Ebenso wird die nach dem Inneren des Arbeitszylinders öffnende Brennstoffnadel, die unter Fortfall einer besonderen Düsenplatte unmittelbar im Brennstoffventilgehäuse gelagert ist, leichter der Verbrennung den Eintritt in das Innere des Brennstoffventils ermöglichen als Konstruktionen nach den Abb. 31 und 32.

Um das für die Lebensdauer der Brennstoffventile überaus nachteilige Hängenbleiben der Nadeln zu verhindern, ist ein öfteres Herausnehmen der Nadeln und sorgfältiges Schmieren der Nadelführungen mit Zylinderöl erforderlich. Vor dem Herausnehmen der Nadel ist die Brennstoffdruckleitung zum Ventil zu entlüften und der Einblasedruck abzustellen, um zu verhindern, daß Treiböl in den Zylinder gelangt, wodurch heftige Zündungen hervorgerufen werden würden.

Eine Reihe bekannt gewordener Fälle von Schmierölexplosionen in den zu den Brennstoffventilen führenden Einblaseleitungen stehen hiermit in unmittelbarem Zusammenhange. Ist die zum Brennstoffventil führende Einblaseluftleitung gegen das Ventil nicht durch ein Rückschlagventil gesichert, so können beim Eintreten explosiver Zündungen, die im Ölmaschinenbetriebe durchaus keine Seltenheit darstellen, die heißen Verbrennungsgase aus dem Arbeitszylinder durch das Brennstoffventil nach den Luftleitungen übertreten und dort ihrerseits eine Zündung der in der Einblaseluft stets in größeren oder kleineren Mengen enthaltenen Öldämpfe, die von den Kolbenshmiermaterialien der Druckluftpumpe herrühren, einleiten. Da in diesen Luftleitungen durch die vorhandenen Öldämpfe bei gleichzeitiger Anwesenheit hochgespannter Luft, also einem reichen Sauerstoffvorrat, alle Vorbedingungen für eine explosive Verbrennung gegeben sind, treten leicht umfangreiche Zerstörungen der Einblaseluftleitungen ein. Als bestes Schutzmittel hiergegen hat sich die Anordnung kurzer, dünnwandiger, kupferner Rohrstutzen oder in die Leitungen eingebauter gußeiserner Sprengplatten erwiesen, die bei einem Druck von etwa 90 bis 100 at bersten. Um einen noch weitergehenden Schutz gegen das Eindringen des Kompressionsdruckes in die Einblaseluftleitung zu erreichen, hat die Germaniawerft eine ihr patentamtlich geschützte Einrichtung konstruiert, bei der ein unter dem Druck der Einblaseluftleitung stehendes Absperrorgan die Brennstoffzufuhr nach dem Arbeitszylinder unterbricht, sobald der Einblaseluftdruck unter den Druck im Arbeitszylinder sinkt.

Die Vorrichtung besteht darin, daß ein in einem beiderseits geschlossenen Zylinder arbeitender Kolben einerseits unter dem Druck der Einblaseluftleitung, auf der anderen Seite unter dem Kompressionsdruck des Arbeitszylinders steht. Das freie Ende der Kolbenstange betätigt ein in der Saugleitung der Brennstoffpumpe angeordnetes Absperrorgan.

Überwiegt der Druck im Arbeitszylinder den der Einblaseluftleitung, so nimmt der Kolben die andere Endstellung im Zylinder ein und unterbricht damit die Brennstoffzufuhr zum Zylinder.

Da zur Erzielung einer restlosen Verbrennung im Dauerbetriebe erforderlich ist, daß der Einblaseluftdruck möglichst konstant ist, darf der Durchmesser der nach den Brennstoffventilen führenden Einblasleitungen nicht zu klein gewählt sein. Trotzdem sind Schwankungen, namentlich auch in der Menge der zuzuführenden Luft, infolge von Schwingungen derselben in den Rohrleitungen meist unausbleiblich. Vielfach werden daher in der Nähe der Brennstoffventile keine Luftsammler angeordnet, die die Luftschwankungen ausgleichen sollen. So vorteilhaft derartige Sammelbehälter auch sein können, darf nicht verkannt werden, daß sie bei stark weggefallenem Einblasedruck auch nachteilig wirken können, da infolge der größeren Luftvolumen, die in den Sammelbehältern auf höheren Druck zu bringen sind, die Zeit zur Erhöhung des Druckes in der Einblaseluftleitung eine größere sein muß als beim Fehlen der Behälter. Werden derartige Luftsammler dennoch angeordnet, so muß deren Größe auf jeden Fall in angemessenen Grenzen gehalten werden.

Mit abnehmenden Belastungen der Ölmaschine ist auch die Höhe des Einblasedruckes zur Zerstäubung des Treiböls entsprechend zu vermindern. Zu große Mengen kalter Einblaseluft zehren einen erheblichen Teil der Verdichtungswärme im Arbeitszylinder auf und wirken damit der auf der Zufuhr von Verbrennungswärme beruhenden Zersetzung der zerstäubten Ölteilchen entgegen.

Allgemein gilt auf Grund der praktischen Borderfahrungen, daß die durch das Brennstoffventil einzuleitende Zerstäubung des Treiböls bei normalen Belastungen um so besser ausfällt, je geringer die Zähflüssigkeit des Treiböls, je höher die Temperatur der Verbrennungsluft und damit der Kompressionsdruck ist und je mehr der Einblasedruck im Brennstoffventil den Druck im Arbeitszylinder übersteigt.

Instandhaltung: Vor der Untersuchung der inneren Teile eines Brennstoffventils ist die Treiböldruckleitung zu entlüften und die Einblaseluft abzustellen, um das Übertreten von Brennstoff nach dem Arbeitszylinder zu verhindern.

Die Brennstoffnadeln sollen in der Stopfbüchse so leicht gehen, daß sie von Hand ohne Kraftanstrengung in der Packung auf und ab bewegt werden können.

Nach jeder längeren Reise sind die Nadeln herauszunehmen, auf Roststellen im Schaft und Dichtigkeit in der Düsenplatte zu untersuchen und unter reichlicher Schmierung genau zentrisch wieder einzusetzen. Um letzteres zu erreichen, wird die Nadelspitze mit Ruß angeschwärzt, leicht auf den Sitz heruntergedrückt, und nach dem Herausziehen, aber ohne sie zu drehen, kontrolliert, ob der Konus allseitig trägt.

Beim endgültigen Einsetzen der Nadeln sind diese unter stetiger Drehung auf und ab zu bewegen und in allen Stellungen zu prüfen, daß kein Klemmen eintritt. Zeigen die Nadeln hierbei wechselnden

Widerstand, so sind dieselben gewöhnlich krumm und müssen unbedingt sofort ausgewechselt werden.

Zerstäuberplatten und Brennstoffkonusse sind möglichst nach jeder längeren Reise, wenigstens aber alle 4—6 Monate, zu reinigen.

Als Packungsmaterial wird für die Stopfbüchsen der Brennstoffnadeln meist eine knetbare Weichpackung verwandt. Die Verpackung erfolgt in der Weise, daß das Packungsmaterial bei in das Stopfbüchsengehäuse eingeführter Brennstoffnadel mit Hilfe eines Stopfers fest in den Packungsraum in dünnen Lagen eingestampft wird. Als oberer Abschluß wird zweckmäßig ein fester Ring aus Bleiasbest oder einer ähnlichen Zusammensetzung eingelegt. Während des Stopfens

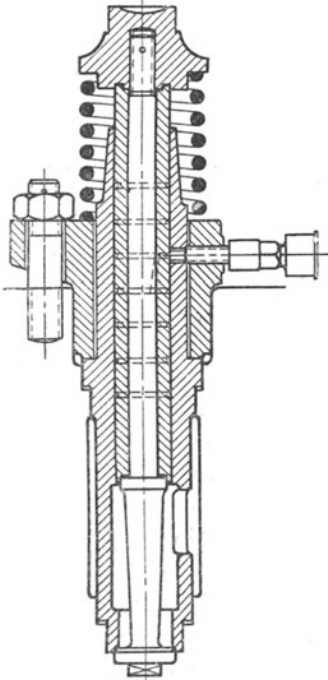


Abb. 35.

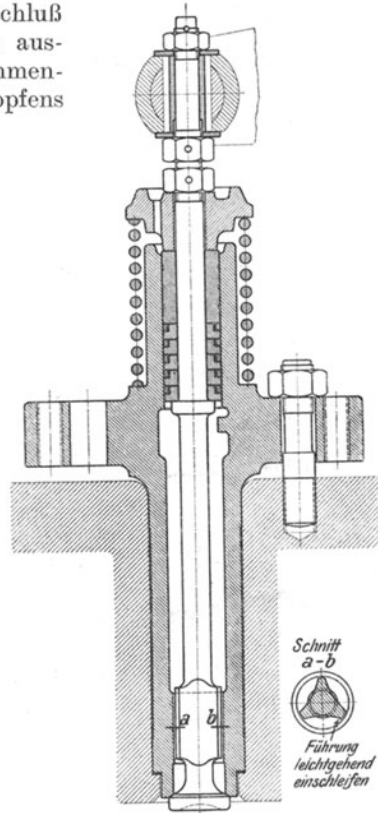


Abb. 36 und 37.

der Packung ist die Nadel dauernd auf und nieder zu bewegen und gut in der Hülse zu führen, damit ein schiefes Verpacken vermieden wird.

Da beim Einsetzen des Brennstoffventils leicht ein Verziehen des Gehäuses eintreten kann, soll die Nadel beim Einbau des Ventils stets im Gehäuse eingesetzt sein, so daß durch Bewegungen derselben jederzeit ein schiefes Anziehen der Befestigungsschrauben festgestellt werden kann.

Ist das Brennstoffventil fertig zusammengebaut, so ist die Dichtigkeit der Nadel durch Anstellen der Einblaseleitung bei geöffneten Indikatorhähnen am Zylinder nachzuprüfen.

Auf die gleiche Weise sind die richtige Eröffnung und der Schluß des Ventils zu prüfen. Das Brennstoffventil soll eröffnen bei etwa 4° bis 10° vor dem Zündungstotpunkt, gemessen im Kurbelkreis, bei Maschinen normaler Drehzahl und etwa 12° — 15° bei schnelllaufenden Ölmaschinen.

Theoretisch entspricht die Einstellung eines Brennstoffventils nur einer einzigen Ölart von ganz bestimmter Viskosität, bestimmtem spezifischen Gewicht, Flammpunkt und Wärmeinhalt. Praktisch nimmt man das Einstellen der Brennstoffventile an Hand der Indikatordiagramme vor und sucht durch Verändern der Zahl der Zerstäuberringe, Versetzen des Brennstoffnockens oder Verändern des Rollenspiels, die Luft-Ölmischung, den Zündzeitpunkt oder die Dauer der Ventileröffnung, den Verbrennungsvorgang möglichst vollkommen durchzuführen.

Die Verbrennung kann als einwandfrei gelten, wenn die Auspuffgase völlig farblos sind und der durch

Rauchgasprüfungen festgestellte notwendige Luftüberschuß nicht mehr als 10—15 v. H. beträgt.

b) Anlaßventile.

Das Anlassen und Umsteuern der Schiffsölmaschinen erfolgt, wie bereits erwähnt, ausschließlich durch Druckluft. Das zum Einführen der Luft in den Arbeitszylinder erforderliche Ventil wird also nur während weniger Umdrehungen beim Ingangsetzen der Maschine betätigt und ruht während der eigentlichen Betriebsdauer der Maschine fest auf seiner Sitzfläche auf. Bauausführungen von Anlaßventilen zeigen die Abb. 38—40.

Das Material der Ventilgehäuse besteht in der Regel aus Gußeisen, das der Ventilkegel aus

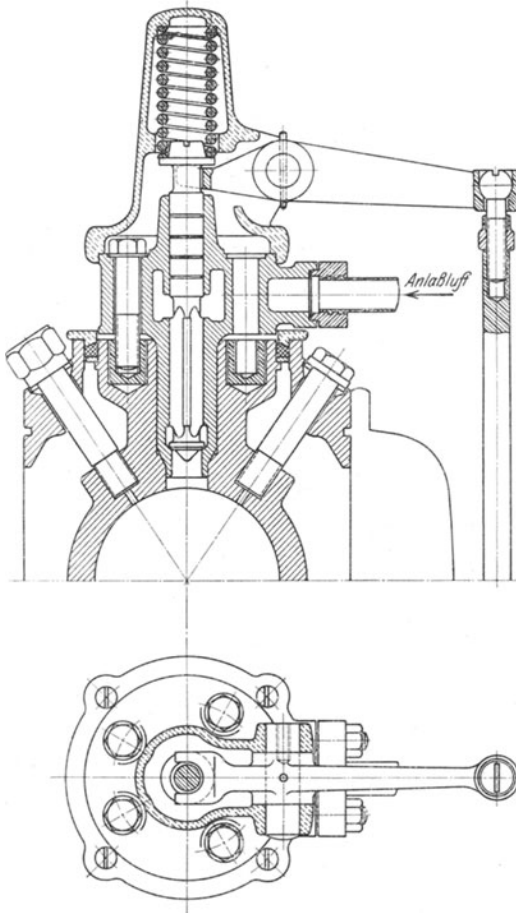


Abb. 38—39. Anlaßventil mit nach außen öffnender Spindel.

Rübelbronze oder Nickel- bzw. Tiegelstahl. Die bisweilen als Entlastungskolben ausgebildete Ventilspindel (Abb. 40) ist in der gußeisernen Führungsbüchse sauber einzuschleifen, falls nicht der Kolben zur Abdichtung mit besonderen federnden Ringen ausgerüstet ist. Das Ventilgehäuse, das vielfach noch durch einen besonderen Überwurfflansch oder eine Überwurfmutter gehalten wird, ist zur sicheren Abdichtung stets konisch in den Zylinderdeckel einzulassen.

Die Betätigung der durch Federdruck belasteten Ventile erfolgt ausnahmslos durch Hebel, die von einer Nockenwelle gesteuert werden.

Öffnen die Anlaßventile nicht, wie in der Abb. 40, nach dem Inneren des Arbeitszylinders, sondern nach außen (Abb. 38), so kann das Anlaßventil gleichzeitig als Sicherheitsventil dienen. Eine derartige Anordnung für ein horizontal liegendes Anlaßventil einer Ölmaschine mit gegenläufigen Kolben zeigen die Abb. 38—39.

Das Anlaßventil besteht aus einem hohlen, gußeisernen Ventilkörper, der in die Wandung des Arbeitszylinders eingelassen ist und an den die Anlaßluftleitung seitlich angeschlossen ist. Die nach außen öffnende Ventilspindel ist durch eine Feder belastet, die in der auf dem Ventilkörper aufgesetzten Haube gelagert ist. Die Steuerung des Ventils erfolgt in üblicher Weise durch einen Nockenhebel, der in der Federhaube gelagert ist.

Erfahrungen: Da sich die Anlaßventile infolge des auf ihnen lastenden Überdrucks meist nach dem Inneren des Zylinders öffnen, sind sie

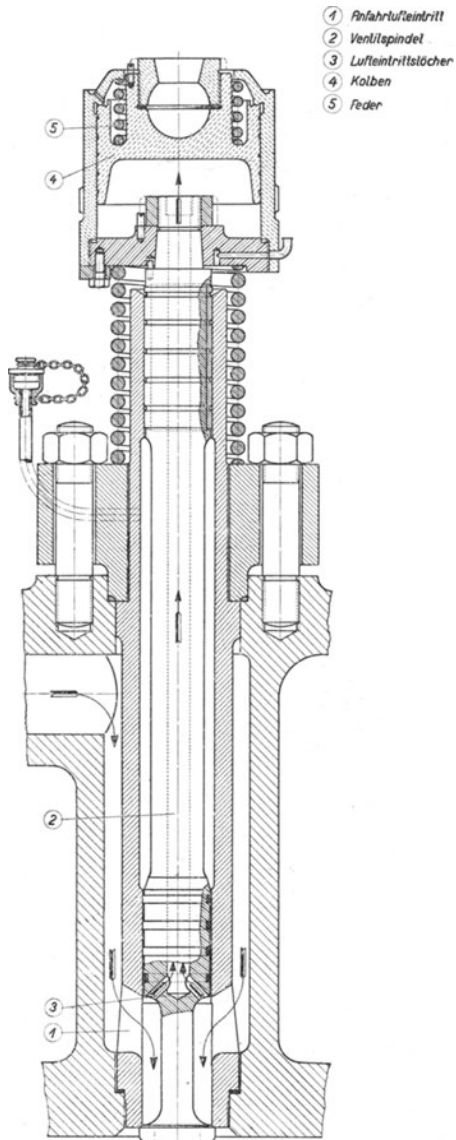


Abb. 40. Anlaßventil
(Bauart Burmeister & Wain).

während der langen Ruhepausen in besonderem Maße der hohen Temperatur des Verbrennungsraumes ausgesetzt. Um kein Festbrennen der Ventile eintreten zu lassen, sind sie in kürzeren Zwischenräumen, jedenfalls aber vor jeder in Aussicht stehenden Manöverperiode, auf ihre

Gangbarkeit zu untersuchen und von Hand oder unter Zuhilfenahme einer Hebelvorrichtung zu bewegen.

Undichte Anlaßventile erschweren das Ingangsetzen der Maschine oder machen es unter Umständen unmöglich, da durch die durch das Ventil hindurchtretende kalte Anlaßluft die Zündtemperatur stark herabgemindert wird bei gleichzeitiger Verdünnung des Gasgemisches.

Instandhaltung: Undichtigkeiten des Anlaßventils zeigen sich durch stärkere Erwärmung der an den Zylinderdeckel anschließenden Anlaßluftleitung. Die Prüfung der Ventile auf Dichtheit wird durch Unterdrucksetzen der Anlaßleitung bei geöffneten Indikatorhähnen vorgenommen. Zweckmäßig wird hierbei die Umsteuerung der Ölmaschine in die Mittelstellung gelegt, da in dieser Lage alle Steuerventile geschlossen sind. Die Anlaßventile sind mindestens alle 6 Monate auszubauen und in allen Teilen gründlich zu überholen.

Die Anlaßventilgehäuse sind einem Prüfungsdrucke von 75 at zu unterziehen.

e) Auspuffventile.

Das gewöhnlich nur bei Viertaktmotoren vorhandene Auspuffventil ist infolge der hohen Temperatur und Geschwindigkeit der aus-

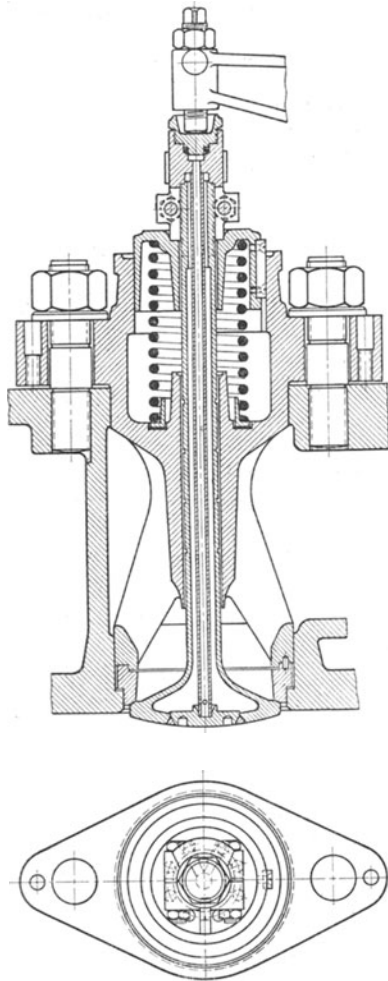


Abb. 41—42. Auspuffventil mit Innenkühlung.

strömenden Verbrennungsgase besonders der Zerstörung ausgesetzt. Um den schädlichen Temperatureinflüssen auf die Sitzflächen des Ventils zu begegnen, werden im Schiffsölmaschinenbau die Ventilkegel oder doch wenigstens die Ventilgehäuse mit Wasser gekühlt.

Die Abb. 41—42 zeigen eine Ausführung eines Auspuffventils, bei dem das Kühlwasser dem Ventilkegel durch ein in der Ventilspindel angeordnetes Einsteckrohr zugeführt wird, um außerhalb desselben wieder

aufwärts zu steigen und die Spindel und Spindelführung zu kühlen. Die Verbindung zwischen der Ventilspindel und der Kühlwasserleitung wird durch ein biegsames Rohr oder eine Schlauchverbindung hergestellt.

Als Material für die Ventilsitze hat sich ein hitzebeständiges, dichtes Gußeisen gut bewährt; zum Schutze gegen Zerfressen der Ventilteller wird besonders bei leichten Ausführungen mit Vorteil auch ein 10—12-prozentiger Nickelstahl verwandt.

Andere Ausführungsformen, bei der nur die Ventilgehäuse gekühlt werden, sind in den Abb. 43, 44 und 45 wiedergegeben.

Die Öffnung der Ventile erfolgt durchweg zwangsläufig durch Rollenhebel und Nocken; der Schluß wird durch Federkraft bewirkt. Der

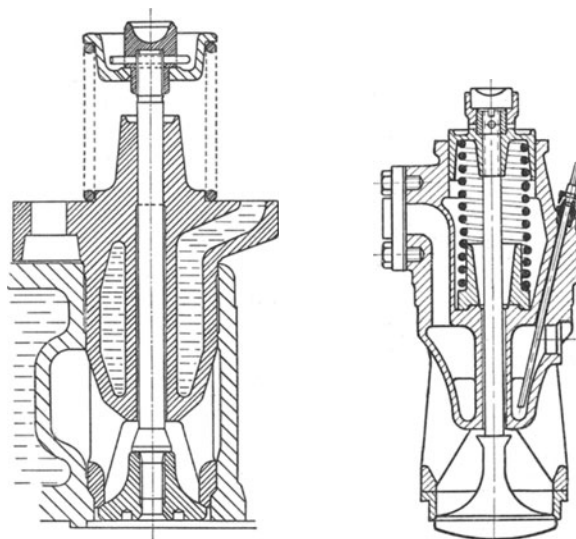


Abb. 43—44. Auspuffventile mit gekühlten Gehäusen.

Ventilsitz ist meistens auswechselbar (Abb. 45); durch den Druck des Ventilgehäuses wird der Sitz in der konischen Bohrung des Zylinderdeckels festgehalten.

Erfahrungen: Nicht ausreichende Kühlung der Umgebung der Auspuffventile hat vielfach dazu geführt, daß Risse in den Zylinderdeckeln der Ölmaschinen, ausgehend von den Auspuffventilsitzen, eintraten (vgl. S. 58). Die Ursache derartiger Zerstörungen ist meistens in einer Verschmutzung der Kühlwasserräume oder einer zu hohen Kühlwassertemperatur der Deckel zu suchen, die 55—60 °C nicht übersteigen sollte, da sich anderenfalls in der Nähe der den hohen Temperaturen ausgesetzten Auspuffventilsitze schon bei den angegebenen Kühlwassertemperaturen tatsächlich kein Wasser mehr, sondern Dampf befindet, der die Kühlung völlig unterbindet. Um Schmutzablagerungen fernzuhalten, geht man neuerdings, besonders bei großen Zylinderleistungen und hohen mittleren indizierten Drucken, zur Frischwasserkühlung über (vgl. S. 120).

Instandhaltung: Falls sich nicht besondere Undichtigkeiten der Auspuffventile im Betriebe zeigen, die sich im Aussetzen der Zündung als Folgen ungenügender Kompression bemerkbar machen, sind die Ventile wenigstens alle 3—4 Monate gründlich nachzusehen und neu einzuschleifen. Die Dichtheit der Ventile wird dabei, wie für die Einlaßventile

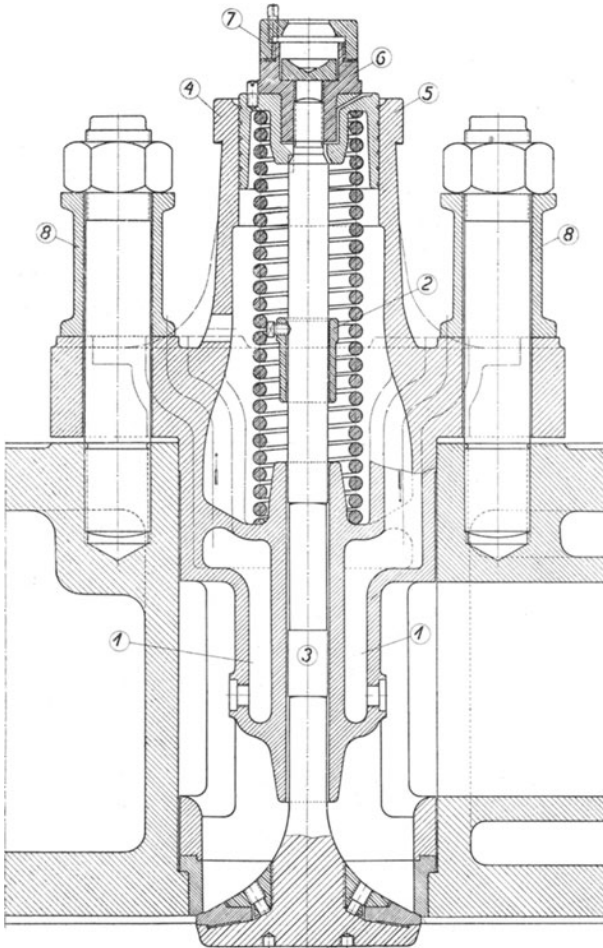


Abb. 45. Auspuffventil mit auswechselbarem Ventilsitz.

(vgl. S. 70) beschrieben, durch Unterdrucksetzen des Verbrennungsraums mittelst Einblaseluft geprüft. Durch Öffnen der Proberöhre der Auspuffleitung kann festgestellt werden, ob Druckluft durch die Auspuffventile entweicht. Vor allem sind auch das Innere der Ventilkegel sowie die Kühlwasserräume des Ventilgehäuses gründlich von Ablagerungen zu reinigen.

Die Auspuffventile müssen leicht zu bewegen sein. Gewöhnlich wird von den Ölmaschinen bauenden Firmen eine Hebelvorrichtung mitgeliefert, mittelst der die Steuerhebel der Ventile angelüftet werden können, um die leichte Gangbarkeit der Ventile besonders nach längeren Ruhepausen nachprüfen zu können.

d) Einsaugventile.

Durch das bei Viertaktmotoren stets vorhandene, bei Zweitaktmaschinen auch durch Spülschlitze in den Zylinderwandungen ersetzbare Einsaugventil wird dem Arbeitszylinder die für die Durchführung des Dieselffahrens notwendige Verbrennungsluft unter atmosphärischem Druck zugeführt.

Die Einsaugventile werden für Schiffsölmaschinen ausschließlich zwangsläufig gesteuert, und zwar in gleicher Weise wie die Auspuffventile am einfachsten durch Nocke und Hebelrolle. Da die Ventile durch die in den Zylinder einströmende Verbrennungsluft wirksam gekühlt werden, kann von einer besonderen Wasserkühlung Abstand genommen werden.

Ihrer Bauart nach sind die Einsaugventile meist federbelastete Kegelveile; normale Ausführungsformen zeigen die Abb. 46—48. Ventilteller und -spindel sind meistens aus einem Stück geschmiedet.

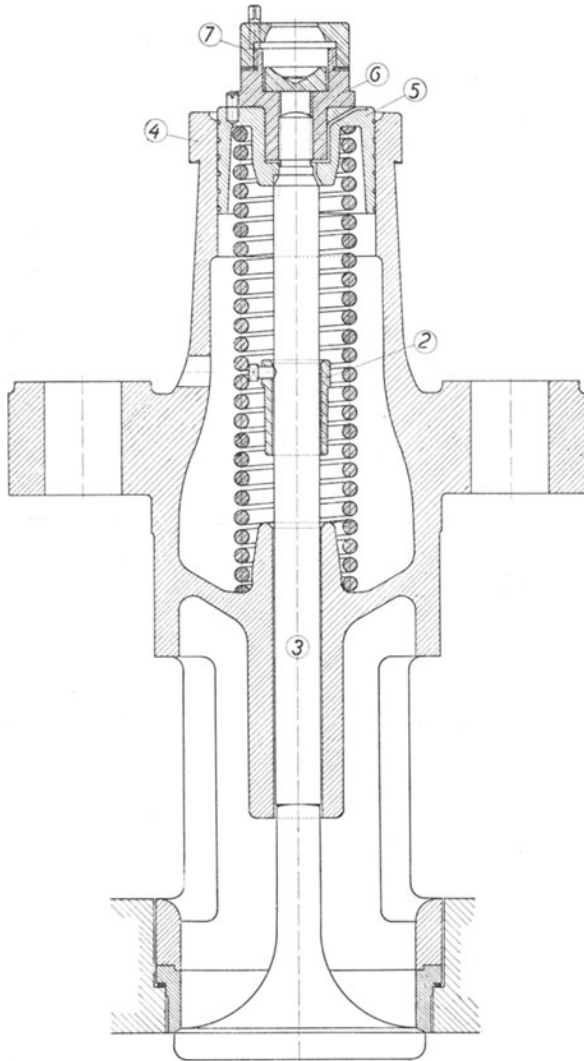


Abb. 46. Einsaugventil.

Der Federteller wird gewöhnlich durch eine Begrenzungsmutter gesichert; das obere Ende der Ventilspindel ist gehärtet, um den Druck des Ventilhebels aufzunehmen. Die Einstellung des Rollenhebels, der das Ventil betätigt, erfolgt durch Verdrehen der Begrenzungsmutter.

Der auswechselbare Ventilsitz wird durch den Druck des Ventilgehäuses in der Aussparung des Zylinderdeckels festgehalten; die Abdichtung erfolgt durch eine zwischen Ventilsitz und Zylinderdeckel liegende gewellte Kupferscheibe. Da die dem Arbeitszylinder bei Viertaktmaschinen zuströmende Verbrennungsluft nur unter Atmosphärendruck steht, müssen die Durchgangsquerschnitte für die Verbrennungsluft innerhalb des Ventilkörpers möglichst groß sein. Je geringer die Einsaugwiderstände in den Luftzuführungsleitungen und Einsaugventilen,

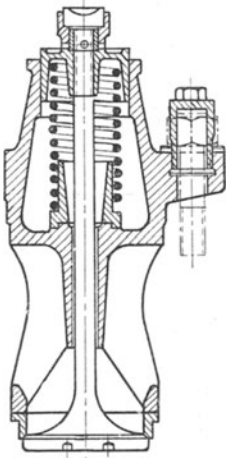


Abb. 47. Einsaugeventil.

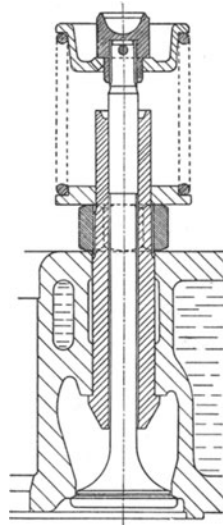


Abb. 48. Einsaugeventil.

um so besser wird die Verbrennung und desto höher wird die mögliche Zylinderbelastung sein können.

Erfahrungen: Die einfache Befestigung der Ventilspindel im Federteller mittelst Gewinde ist meist nur von kurzer Lebensdauer. Die Sicherung des Federtellers gegenüber der Spindel erfolgt daher besser durch Keile oder Klemmutter.

Undichte Einlaßventile sind im Betriebe meist daran zu erkennen, daß beim Zünden der einzelnen Arbeitszylinder Funken der Verbrennungsrückstände aus den Luft-Einsaugerohren auftreten.

Hängengebliebene Ventilspindeln sind durch Klappern der Ventilteller im Betriebe zu erkennen.

Instandhaltung: Die im Betriebe durch die in den Arbeitszylinder einströmende Luft dauernd gekühlten Einsaugventile sind kaum wesentlichen Abnutzungen unterworfen. Es genügt daher im allgemeinen,

diese Ventile nur gelegentlich der regelmäßigen Überholungsarbeiten der Gesamtmaschinenanlage nachzusehen.

Um die Dichtheit des Einsaugeventils zu prüfen, wird die Kurbel des betreffenden Zylinders in die obere Totpunktstellung gedreht, der Anlaßhebel in die Betriebsstellung gelegt und von dem Einblasegefäß Druckluft durch das Brennstoffventil in den Zylinder gegeben. Hört man keine Luft durch den Luft-Einsaugeraum entweichen, so ist das Einsaugeventil dicht.

e) Spülluftventile.

Aufgabe der Spülluftventile ist es, die Steuerung der den Arbeitszylindern der Zweitaktölmaschinen zum Austreiben der Verbrennungsgase zuzuführenden Spülluft und der für den folgenden Arbeitsprozeß erforderlichen Verbrennungsluft zu übernehmen.

Da die Luftauswaschung zur Verminderung der Spülpumpenarbeit mit möglichst geringem Überdruck vorgenommen werden muß, der nicht mehr als 0,1—0,2 at betragen sollte, sind die Querschnitte der Spülventile so groß als irgend möglich zu halten.

Je nach dem im Zylinderdeckel für die Anordnung der Ventile zur Verfügung stehenden Platz kommen dieselben als Einzelventile oder in Gruppenanordnung von zwei, drei und vier Stück zur Ausführung.

Das Spülventil entspricht seiner Bauart nach dem Auspuffventil; von einer besonderen Kühlung des Ventilkegels wird jedoch im Hinblick auf kühlende Wirkung der kalten Spülluft Abstand genommen.

Da die Spülluftventile meist in sehr kurzer Zeit auf große Hübe eröffnet werden müssen und bei geringsten Gewichten doch große Festigkeit aufweisen müssen, werden Ventilteller und Spindel meist aus einem Stück und S.-M.-Stahl gefertigt. Das in der Abb. 49 wieder-gegebene Spülventil einer Germania-Zweitaktmaschine besteht aus einer

in dem gußeisernen Ventilgehäuse *A* eingeschliffenen Stahl-Ventilspindel mit Teller *D*, die durch die Feder *E* auf den Ventilsitz *B* gepreßt wird und die sich gegen den Druck im Arbeitszylinder öffnet. Von einer besonderen Wasserkühlung des Ventilgehäuses *A*, die auch bisweilen angetroffen wird, ist im vorliegenden Falle Abstand genommen worden.

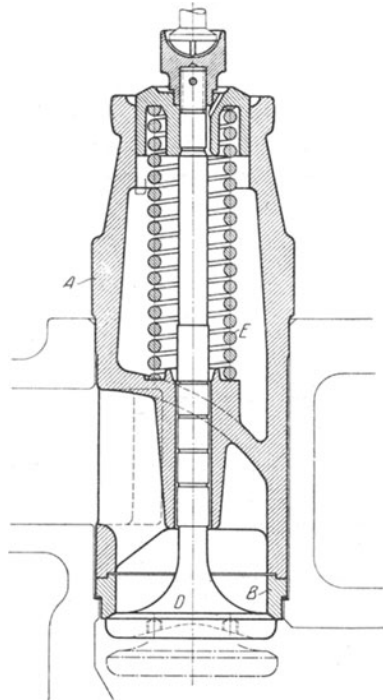


Abb. 49. Spülluftventil.

Da die praktische Durchführung des Zweitaktverfahrens im wesentlichen von der zweckmäßigen Durchbildung des Ausspül- und Ladevorgangs abhängt, ist man dazu gekommen, die in ihrer Größenbestimmung an die Deckelabmessungen gebundenen Spülventile ganz zu umgehen und durch Spülschlitze im unteren Teil des Zylinders zu ersetzen, die von der Bodenkante des Arbeitskolben gesteuert werden.

Die hierdurch erreichte wesentlich einfachere Gestaltung des Zylinderdeckels und die Möglichkeit, mit großen Spülluftmengen unter nur geringem Überdruck eine nahezu restlose Ausspülung des Zylinders von den Verbrennungsgasen zu erreichen, haben die Mehrzahl der Zweitakt-Schiffsölmaschinen bauenden Firmen veranlaßt, zu Spülluftschlitzen an Stelle von Spülventilen überzugehen. Hinzu kommt, daß bei Anordnung einer zweiten Reihe Spülluftschlitze ein Mittel gegeben ist, durch ein entsprechendes Nachfüllen von Verbrennungsluft durch die zweite Reihe Spülluftschlitze während der Kompressionsperiode den mittleren Arbeitsdruck und damit die Leistung der Ölmaschine zu erhöhen.

Die praktische Durchbildung einer derartigen Bauart wird in Teil VII Abschnitt 2 b näher erläutert.

Erfahrungen: Die wesentlichste Schwierigkeit bei der Verwendung von Spülventilen bietet die Ausgestaltung des äußeren Antriebs der Spülventile, namentlich wenn es sich um raschlaufende Ölmaschinen, wie etwa im U-Bootsbau mit 350—450 Umdrehungen in der Minute, handelt. Da die Spülventile etwa 10 v. H. vor Totpunkt eröffnen und etwa 25 v. H. nach Totpunkt schließen, umfaßt die Eröffnungsdauer der Spülventile einen Kurbelwinkel von rund 100°, entsprechend einer Eröffnungsdauer von

$$\frac{100}{360} \cdot \frac{60}{n} = \frac{16,7}{n} \text{ sec}$$

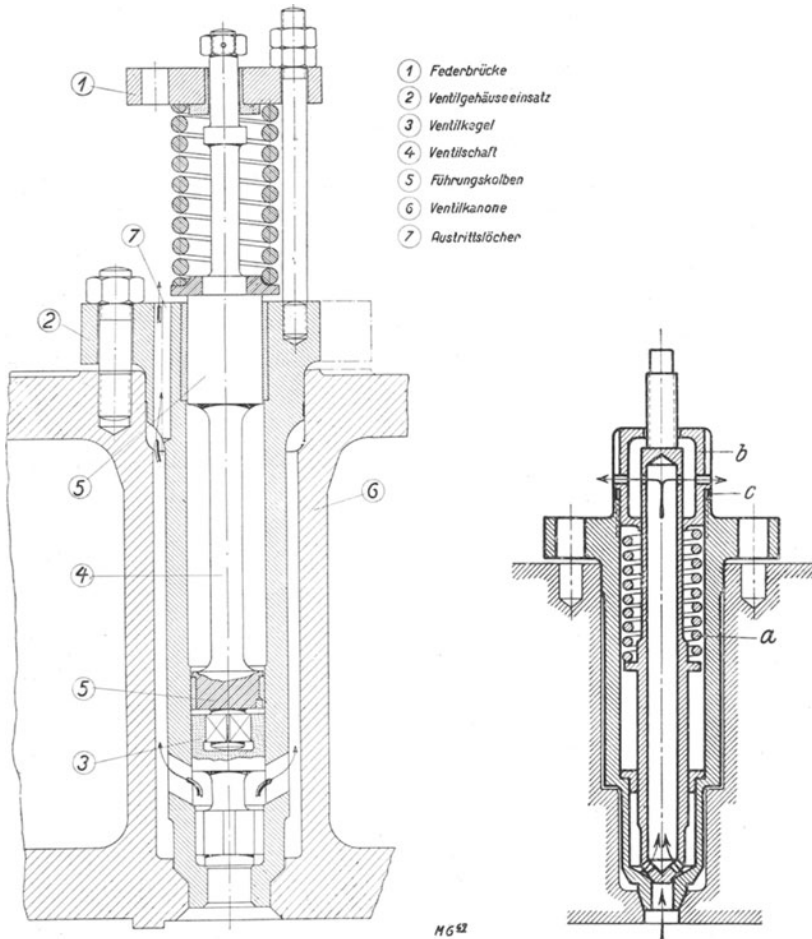
oder für eine Groß-Handelsschiffmaschine mit $n = 100$ Umdrehungen in der Minute $\frac{16,7}{100} = 0,167$ sec, für eine U-Boots-Ölmaschine mit $n = 380$

Umdrehungen in der Minute $\frac{16,7}{380} = 0,0439$ sec. Um die infolge der großen Geschwindigkeiten auftretenden Beschleunigungskräfte sicher zu beherrschen, ist leichteste Bauart und sorgfältigste Werkstattausführung der Ventile erforderlich.

f) Sicherheitsventile.

Das Sicherheitsventil soll das Auftreten unzulässiger Drucke, wie sie als Folge explosibler Zündungen infolge Hängenbleibens von Brennstoffnadeln oder beim Anlassen der Maschine mit zu hohem Einblasedruck eintreten können, verhindern. Seiner Bauart nach ist das Sicherheitsventil für Schiffsölmaschinen stets ein federbelastetes Kegel- oder Tellerventil, das meistens im Zylinderdeckel, bisweilen auch im Verbrennungsraum der Zylinderwandungen angeordnet wird.

In den in Abb. 50—51 dargestellten Ausführungsformen wird der Überdruck im Zylinderinnern nach Überwindung des Federdrucks durch die hohlgebohrte Ventilspindel ins Freie abgeleitet. Die Einstellung des Ventils wird durch mehr oder weniger starkes Anziehen der auf die Spiralfeder *a* drückenden Mutter *b* bewirkt, die gegen Nachspannen im Betriebe durch die Unterlegscheibe *c* gesichert wird.



Erfahrungen: Die zerstörenden Wirkungen explosibler Zündungen sind trotz des Vorhandenseins von Sicherheitsventilen nicht immer abgehalten worden, da die Ventile oft viel zu hoch eingestellt waren. Nach praktischen Erfahrungen sollten die Sicherheitsventile nicht höher als für 50—55 at eingestellt werden.

Undichtigkeiten der Ventile im Betriebe werden nur dann eintreten, wenn dieselben infolge unzulässig hoher Verbrennungsdrucke öfters ab-

blasen; daher muß auch ein Einstellen der Ventile unterhalb der angegebenen Grenze vermieden werden.

Weitere Ursachen häufigen Abblasens der Sicherheitsventile können außer den oben erwähnten in Undichtigkeiten der Brennstoffventile

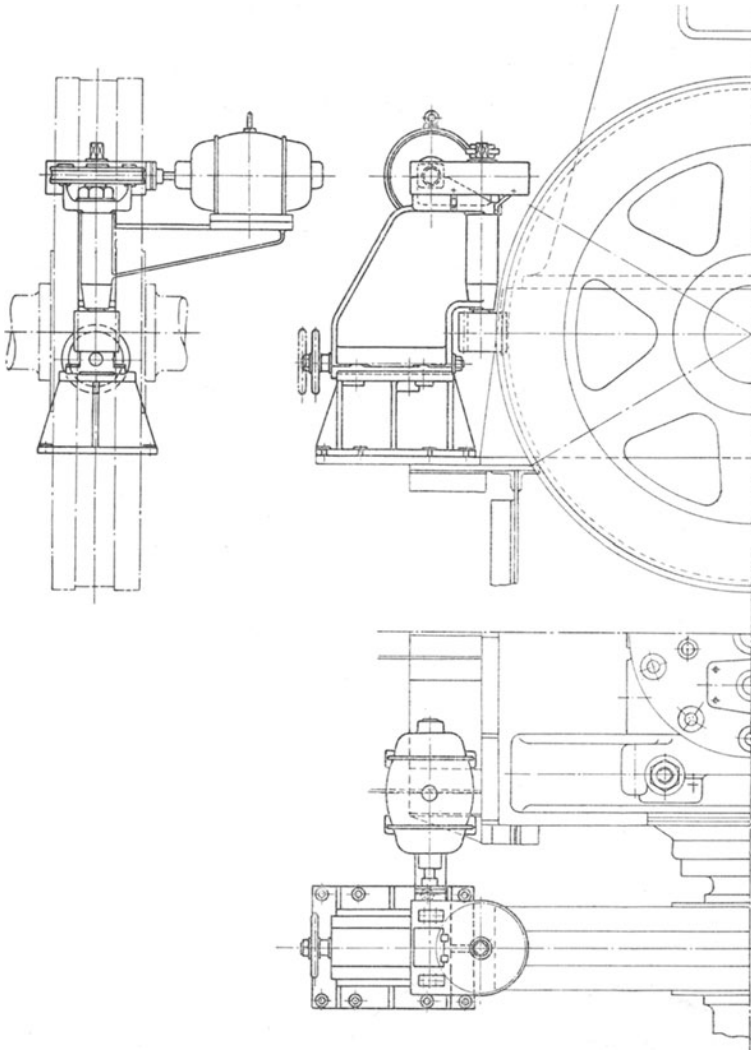


Abb. 52 a—c. Maschinendrehvorrichtung mit Benutzung des Schwungrades.

oder im Nachlassen der Federspannung zu suchen sein; schließlich können auch Undichtigkeiten in den Abstellvorrichtungen der Brennstoffpumpen vorliegen, so daß größere Treibölmengen in die Arbeitszylinder gelangen, die beim Anlassen der Maschine zu heftigen Zündungen führen.

Instandhaltung: Die Sicherheitsventile sind durch öfteres Anlüften der Ventilspindeln dauernd auf Gangbarkeit zu prüfen.

Undichtwerden der Ventile im Betriebe zeigt sich durch Heißwerden der Ventilgehäuse; die Ventilkegel sind in diesem Falle so bald als möglich nachzuschleifen.

g) Schwungräder.

Für die im Schiffsmaschinenbau üblichen Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen in Drei- und Vierzylinderanordnung sind Schwungräder im allgemeinen unbekannt. Einmal ist bei derartigen doppeltwirkenden Mehrzylinderdampfmaschinen der Ungleichförmigkeitsgrad nicht allzu erheblich, zum anderen liegt für die Schiffsdampfmaschine, ruhige See vorausgesetzt, dauernd der gleiche Propellerwiderstand vor, so daß sich die Notwendigkeit, durch Einbau eines Schwungrades eine Regulierung der Umlaufgeschwindigkeit der Maschine vorzunehmen, kaum ergibt.

Bei der Ölmaschine liegen die Verhältnisse wesentlich anders. Es fehlt hier die bei den Dampfkraftanlagen in dem Arbeitsdampf dauernd zur Verfügung stehende Kraftquelle, mit deren Hilfe die Massenträgheit der umlaufenden und hin- und hergehenden Maschinenteile bei der Inbetriebsetzung, dem Umsteuern und Manövrieren der Maschine überwunden wird. Dem Gleichdruckmotor steht zur Einleitung dieser Manöver für die ersten Umdrehungen der Maschine Druckluft zur Verfügung, die aber infolge des begrenzten Vorrates nach Eintritt der Zündungen baldmöglichst abgesetzt werden muß. Die Dauer dieses Übergangs von Druckluft- auf Ölbetrieb ist in vielen Fällen von der Geschicklichkeit des die Manöver ausführenden Maschinisten abhängig. Würde während dieser Periode nicht die in dem Schwungrad aufgespeicherte lebendige Kraft die Eigenwiderstände des Motors sowie die zum Ansaugen und Komprimieren der Gase aufzuwendende Arbeit überwunden helfen, so würde die Maschine wohl bei der Mehrzahl der Manöver, den Motor auf Treiböl zu schalten, wieder zum Stillstand kommen.

Bei allen in Fahrt befindlichen Motorschiffen, und zwar sowohl bei den nach dem Viertakt als auch nach dem Zweitakt arbeitenden Anlagen, sind daher bis heute ausnahmslos Schwungräder zum Einbau gelangt.

Die Schwungräder erhalten in ihrem Radkranz meistens eine Schneckenradverzahnung, die für die Drehvorrichtung der Maschine zum Einstellen der Steuerventile und für Überholungsarbeiten im Hafen Verwendung findet. Die Anordnung einer derartigen Einrichtung zeigt die Abb. 52 a—c.

VI. Besondere Bauteile und Einrichtungen.

1. Brennstoffpumpen und Brennstoffregulierung.

Der Brennstoffpumpe fällt die Aufgabe zu, das ihr aus dem Tagesbedarf- oder Verbrauchs-Brennstoffbehälter nach Durchströmen eines Filters zufließende Treiböl nach dem Brennstoffventil zu drücken. Von diesem wird es zu Beginn eines jeden Verbrennungshubes mittelst

der unter hohem Druck stehenden Einblaseluft fein zerstäubt in den durch den Kompressionshub mit hoch erhitzter Luft angefüllten Arbeitszylinder gedrückt, um hier in einer dem jeweiligen Kraftbedarf der Ölmaschine angepaßten Menge arbeitsleistend möglichst vollkommen zu verbrennen.

Bei den ersten Mehrzylinder-Schiffsölmaschinen war für je zwei und mehr Zylinder meist nur eine Brennstoffpumpe vorgesehen. Eine Regulierung der Brennstoffzufuhr für die einzelnen Arbeitszylinder war damit ausgeschlossen. Jede Störung in der Zufuhr des Treiböls für ein Brennstoffventil mußte zu einer ungleichmäßigen Versorgung auch aller übrigen Ventile führen.

Als anerkannter Grundsatz gilt heute, jeden Zylinder von Schiffsölmaschinen mit einer eigenen, möglichst vom Maschinistenstande aus leicht zu regulierenden Brennstoffpumpe auszurüsten.

Die Hauptteile einer derartigen Brennstoffpumpe sind der eingeschlifene, ohne besondere Packung, ohne besondere Packungen laufende Tauchkolben, das gesteuerte Saugventil, zwei hintereinander sitzende Druckventile und eine Vorrichtung zum Aufpumpen der Brennstoffdruckleitungen von Hand.

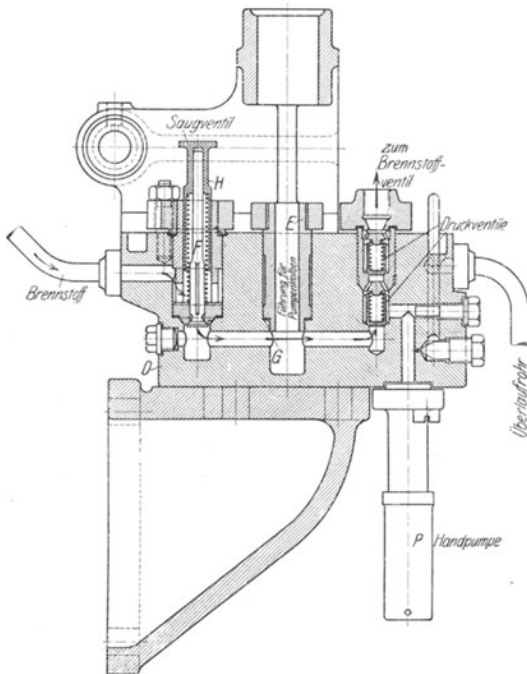


Abb. 53. Brennstoffpumpe.

Die Abb. 53 zeigt ein flußeisernes Brennstoffpumpengehäuse der Germaniawerft, dem der flüssige Brennstoff durch eine Rohrleitung zufließt, nach dem federbelasteten Saugventil *F* gelangt und von diesem durch die Bohrung *G* den Druckventilen zugeführt wird, die senkrecht übereinandersitzen und von denen das untere mit einer Überdruckvorrichtung in Verbindung steht. Der Pumpenkolben bewegt sich in der aus Tiegelstahl bestehenden Führungsbüchse *E*, in der der Kolben sauber eingeschliften ist. Eine Handpumpvorrichtung *P* dient zum ersten Aufpumpen der Brennstoffleitungen von der Brennstoffpumpe bis zum Brennstoffventil. Eine Brennstoffpumpe Bauart Burmeister & Wain zeigt die Abb. 54, deren Haupteinheiten aus der Abbildung zu ersehen sind.

Die Kolben der einzelnen Pumpenzylinder sind meist in Gruppen zusammengefaßt, die an einer gemeinsamen Traverse oder an einem Kreuzkopf hängen, die mittelst eines Exzenters oder von einer Kurbelwelle aus angetrieben werden.

Da die Pumpen pro Verbrennungshub nur sehr kleine, meist nur wenige Gramm betragende Treibölmengen gegen den hohen Einblase-

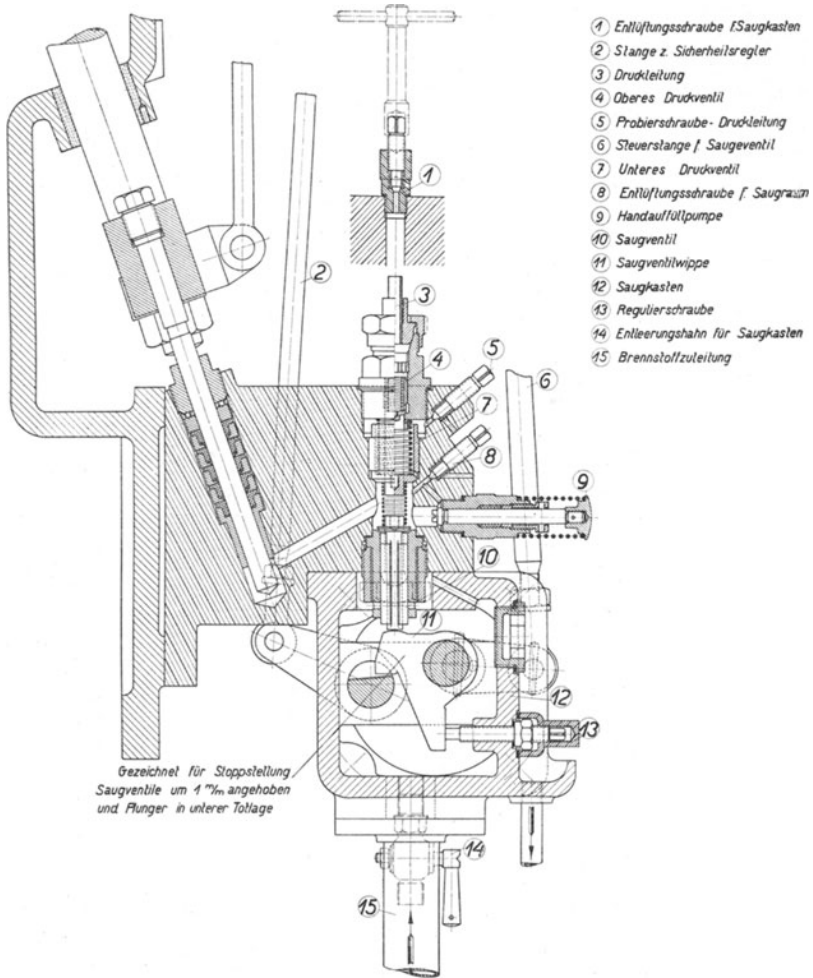


Abb. 54. Brennstoffpumpe (Bauart Burmeister & Wain).

druck von 50—60 at zu fördern haben, ist ein gutes Dichthalten der eingeschliffenen Pumpenkolben ein Haupterfordernis.

Das Pumpengehäuse besteht wegen der aufzunehmenden großen Drucke entweder aus einem Block aus geschmiedetem Stahl, Flußeisen oder aus einem massiven Bronzekörper, aus dem die Saug- und Druckkanäle ausgebohrt werden.

Der Brennstoff soll im allgemeinen von den Brennstoffpumpen nicht angesaugt werden, sondern den Saugventilen aus den Brennstoffbehältern zufließen. Zur Erzielung einer gleichbleibenden Druckhöhe ist zwischen Brennstoffbehälter und Saugventil der Pumpe meist noch ein kleinerer Ölbehälter mit einer Schwimmereinrichtung vorgesehen.

Die Regelung der Förderleistung der Brennstoffpumpe erfolgt ganz allgemein durch ein längeres oder kürzeres Offenhalten des Saugventils, dessen Eröffnung durch einen Schwinghebel mit veränderlichem Hub gesteuert wird (Abb. 54). Am Ende des Schwinghebels ist meist eine Stellschraube vorgesehen, mittelst der der frühere oder spätere Schluß der Ventileröffnung eingestellt und damit die Pumpenleistung geregelt werden kann. Die Größe dieser Hubveränderung kann sowohl von Hand als auch durch einen zwangsläufig angetriebenen Zentrifugalregulator erfolgen, der besonders bei plötzlicher Entlastung der Maschine, wie sie beim Austausch der Schiffsschraube eintritt, durch längeres Anlüften des Saugventils die dem Arbeitszylinder zuzuführende Brennstoffmenge mindert und damit ein Überschreiten der zulässigen höchsten Umdrehungszahlen verhindert.

Bei der Nullfüllung der Pumpe hält der Schwinghebel das Saugventil so lange angelüftet, bis sich der Kolben der Pumpe am Ende des Druckhubes befindet. In dieser Stellung der Regelvorrichtung wird kein Brennstoff der Öldruckleitung und damit dem Brennstoffventil zugeführt; die Arbeitsleistung im Ölmaschinenzylinder wird damit gleich Null, d. h. die Verbrennung setzt aus.

Ergibt sich daher aus irgendeinem Grunde im Betriebe die Notwendigkeit, die Zündung des Zylinders abzuschalten, so braucht nur das Saugventil der Brennstoffpumpe offengehalten zu werden. Gewöhnlich sind besondere Hebel vorgesehen, die mit einem Handgriff ermöglichen, die Saugventile dauernd zu öffnen und damit die Ölmaschine augenblicklich zum Stillstand zu bringen.

Diese Veränderung des Saughubes von Hand dient gleichzeitig zur Regulierung der Umdrehungszahlen der Maschine.

Besonders nachteilig für das ungestörte Arbeiten der Brennstoffpumpen ist das Vorhandensein von Luftsäcken im Pumpengehäuse. Da durchschnittlich gegen einen Druck von 60 at gefördert werden muß, werden schon geringe eingeschlossene Luftmengen infolge ihrer Expansion während des Saughubes größere Unregelmäßigkeiten in der Förderleistung der Pumpe hervorbringen. Da auch auf dem Druckventil von der Seite der Brennstoffdüse her dauernd der hohe Einblasedruck lastet, sollten in jeder Treibölpumpe zwei übereinanderliegende Druckventile, von denen das zweite als Rückschlagventil wirkt, angeordnet werden.

Erfahrungen: Ein Versagen der Brennstoffpumpen im Betriebe infolge abgenutzter Ventile ist äußerst selten; höchstens treten Störungen in der Brennstoffförderung infolge mit dem Treiböl eingedrungener Verunreinigungen ein, die sich zwischen den Pumpenventilen und Sitzen festklemmen.

Zeigen die Verbrennungsdiagramme, daß ein Arbeitszylinder zu wenig Brennstoff bekommt, da die Diagrammfläche zu schmal ausfällt, so sind, falls die Ventilerhebungen der Saugventile gleichmäßig eingestellt sind, zunächst die Ventile nachzuschleifen, da in diesem Falle meist Ventilundichtigkeiten vorliegen.

Erst wenn hierdurch keine Abhilfe geschaffen wird, sollte ein Nachregulieren der Stellschraube am Ventilhebel vorgenommen und dem Zylinder mehr Brennstoff gegeben werden. Die Farbe des Auspuffs ist hierbei sorgfältig zu prüfen. Schwärzlich-grauer Rauch deutet immer auf zu reiche Brennstoffzufuhr.

Beim Zusammenbau der Pumpe ist darauf zu achten, daß sich zwischen den Saug- und Druckventilen keine Luft befindet, da diese aus dem oben angeführten Grunde ein Versagen der Pumpe herbeiführen würde. Die Brennstoffpumpe ist daher nach jeder Überholung auf einwandfreies Arbeiten von Hand zu prüfen. Die Ölmaschine wird zu diesem Zweck derart gedreht, daß der Pumpenkolben etwa am Ende des Druckhubes steht; das Einsaugventil also vollständig geschlossen ist. Wird nun die Brennstoffpumpe bei geöffneten Probierhähnen oder -schrauben (zwischen den Saug- und Druckventilen) durch die Einblaseleitung unter Druck gesetzt, so darf bei dichten Druckventilen keine Einblasluft aus den Probierschrauben treten.

Sind die Druckventile in Ordnung, so wird das Pumpengehäuse mit der Handpumpvorrichtung aufgepumpt, bis keine Luftblasen mehr den Probieröffnungen entweichen. Nach Schließen derselben hat alsdann noch ein Aufpumpen der Treibölleitungen und des Brennstoffventilgehäuses zu erfolgen.

Da die Pumpenkolben meist keine Packung besitzen, sondern nur öldicht eingeschliffen sind, sind die Pumpenstengel von Zeit zu Zeit nachzuschleifen, oder sofern ein Dichtwerden gegen den Pumpendruck nicht mehr zu erreichen ist, durch neue zu ersetzen.

2. Einblasluftpumpen (Kompressoren).

a) Aufbau, Antrieb und Größenbemessung; Schmierölexplosionen.

Die für jede Gleichdruckmaschine notwendige Einblasluftpumpe hat die Aufgabe, die zur Zerstäubung des Treiböls sowie zum Anlassen und Umsteuern erforderliche Druckluftmenge zu beschaffen. Sie wird in der Regel so groß bemessen, daß sie während des normalen Betriebes auch die Anlaßgefäße mit aufzuspeisen vermag. Da von der Zuverlässigkeit der Einblasluftpumpe die Betriebssicherheit der Gesamtanlage abhängt, muß der an Bord eingebaute Kompressor auf das sorgfältigste durchgebildet sein und dauernd eingehendster Überwachung unterworfen werden.

Mit Rücksicht auf die Platzverhältnisse kommen für Schiffsanlagen nur stehende Einblasluftpumpen in Betracht. Sie sind zudem den liegenden in betriebstechnischer Hinsicht überlegen, da alle Ventile senkrecht, oder doch nur unter kleinem Winkel zur Zylinderachse geneigt, angeordnet werden können.

Da einstufige Luftpumpen wirtschaftlich nicht für höhere Drucke als 5—6 at gebaut werden können, finden wir an Bord der Motorschiffe durchweg zwei- und dreistufige, für neuere, große Anlagen auch vierstufige Kompressoren. Alle Luftpumpen müssen zur Vermeidung zu hoher Endtemperaturen Mantel- und Deckelkühlung erhalten, da durch die Wärmeabfuhr eine Verringerung des Luftvolumens und damit eine wesentliche Verminderung des Arbeitsaufwandes erzielt wird. Da die Mantelkühlung in erster Linie zur Schonung der Zylinderlaufflächen dient, wird der Luft außerdem noch in besonderen, zwischen den einzelnen Druckstufen angeordneten Luftkühlern die Kompressionswärme entzogen. Diese Luftkühler bestehen entweder aus Rohrschlangen, die unmittelbar in den die Arbeitszylinder der Luftpumpe umschließenden Wasserräumen eingebaut sind, oder aus außerhalb derselben angeordneten Röhrenapparaten. Die Anordnung von Kühlschlangen in den Wasserräumen hat den Nachteil, daß die Rohre zu Reinigungszwecken meist sehr schlecht zugänglich sind, so daß heute Röhrenapparate, besonders auch wegen ihrer größeren Leistungsfähigkeit, in steigendem Maße zur Verwendung gelangen.

Die im Schiffsölmaschinenbau üblichen Einblaseluftpumpen werden fast ausnahmslos mit Stufenkolben ausgeführt, bei denen sich also mehrere Druckstufen in derselben Zylinderachse übereinander befinden. Dreistufige Luftpumpen können dabei mit einem oder zwei Zylindern ausgebildet werden. Im ersten Falle liegen alle drei Stufen übereinander, und der Antrieb erfolgt nur von einer Kurbel, im anderen Falle wird die Niederdruckstufe untergeteilt. Die erste Kurbel treibt dann die eine Hälfte des Niederdruckkolbens und den Mitteldruckkolben, die zweite Kurbel die andere Niederdruckkolbenhälfte und den Hochdruckkolben.

Die gleiche Kolbenunterteilung findet man bei den vierstufigen Einblaspumpen, bei denen Niederdruck- und Mitteldruck I-Kolben von der einen und Mitteldruck II- und Hochdruckkolben von der anderen Kurbel angetrieben werden.

Eine andere Unterteilung der Druckstufen wird bisweilen bei vierstufigen Luftpumpen angewandt, um eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Arbeitsleistungen auf die beiden Kurbeln zu erreichen. Die Unterteilung erfolgt dann in der Weise, daß die beiden niedrigsten Druckstufen je zu einer Hälfte auf die beiden Kolben verteilt werden, während die zweite Mitteldruck- und Hochdruckstufe den dritten, obersten Kolben des einen und anderen Zylinders bilden.

Die Kolben der Einblaseluftpumpen gleichen ihrer Bauart nach den Arbeitskolben der Ölmaschinen. Außer einer größeren Anzahl gegen Drehen gesicherter, federnder, gußeiserner Kolbenringe sind stets ein bis zwei Ölabstreifringe an dem der Kurbelbilge zugekehrten Kolbenende vorzusehen, um zu verhüten, daß Schmieröl in die Kompressionsräume mitgerissen wird.

Die Schmierung der untersten Kolbenstufe erfolgt durch das von den Triebwerksteilen umhergeschleuderte Öl; für die übrigen Kolbenstufen werden Schmierölpresen vorgesehen.

Um die schädlichen Räume der einzelnen Kolben bei etwas ausgelaufenen Kolbenlagern wieder nachstellen zu können, sind die Pleuellstangen und Kurbellager stets geteilt auszuführen, so daß durch Zwischenlegen von Paßblechen die Höhe der schädlichen Räume wieder eingestellt werden kann.

Die Anordnung der Luft-Einsauge- und Überströmventile erfolgt für die Niederdruck- und Mitteldruckzylinder meist in seitlich am Gehäuse der Luftpumpe angeordneten Taschen mit schräg zur Zylinderachse stehender Mittellinie, während die Ventile der obersten Druckstufe im Zylinderdeckel der Pumpe untergebracht werden. Die Luftventile der einzelnen Stufen sind in der Regel federbelastete Plattenventile aus Chromnickelstahl, da gewöhnliches Stahlblech sich bei den hohen Lufttemperaturen leicht wirft und die Ventile undicht werden; sie bestehen aus dem Ventileinsatz, den Ventilplatten, dem Ventiltfänger, Ventildeckel, der Druckschraube und der Überwurfmutter. Eine Ausführungsform eines derartigen Ventils für eine Mitteldruckstufe zeigt die Abb. 55; Druckschraube und Überwurfmutter, die den Ventileinsatz in dem Pumpengehäuse festhalten, sind in der Zeichnung weggelassen.

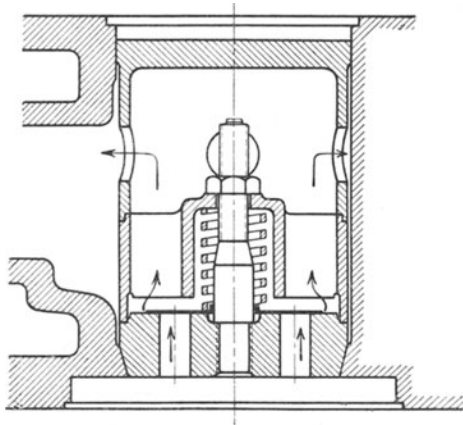


Abb. 55. Druckventil einer Einblaseluftpumpe.

Die anzugsaugende Luft wird entweder, nachdem sie einen Filter (Schlitzbleche) sowie einen vom Maschinistenstande aus zu bedienenden Drosselschieber durchströmt hat, unmittelbar dem Maschinenraum oder auch bisweilen der Kurbelbilge entnommen.

Die nicht unmittelbar nach dem Verlassen der Hochdruckstufe in den Brennstoffventilen verbrauchte Einblaseluft wird nach den Einblasegefäßen gefördert, die stets in größerer Zahl im Maschinenraum angeordnet sind.

Jede Druckstufe der Einblasepumpe wird mit einem Sicherheitsventil ausgerüstet, das abblasen soll, sobald der Druck in der betreffenden Stufe infolge undichter Ventile oder Kolben eine zu große Höhe erreicht. Als weitere Sicherheit sind außerdem in den Überströmleitungen von der einen zur folgenden Druckstufe sehr oft gußeiserne Sicherheits-Sprengplatten eingebaut, die durchbrechen, sobald in den Leitungen plötzliche Überdrücke auftreten, die auch durch Abblasen der Sicherheitsventile nicht rasch genug beseitigt werden können.

Ihrer Einrichtung nach sind die Sicherheitsventile federbelastete Kegellventile üblicher Bauart und gleichen den in Abb. 50 und 51 dargestellten Sicherheitsventilen für die Arbeitszylinder.

Wie bereits erwähnt, dient die Einblaselftpumpe auch zur Förderung der Anlaßluft. Durch ein vom Maschinistenstand aus zu bedienendes Ventil ist es meistens möglich, Einblaseluft nach den Anlaßflaschen überströmen zu lassen. Zu beachten ist dabei, daß das Überströmventil rechtzeitig geschlossen wird beim Stillsetzen der Ölmaschine oder während längerer Manöverperioden, bei denen der Einblasedruck gegebenenfalls unter den Druck der Anlaßgefäße fällt.

Die Bestimmung der Größe der Druckluftpumpen darf nicht allein von dem theoretischen, für Einblase- und Anlaßzwecke benötigten Luftbedarf abhängig gemacht werden; das Lieferquantum an Druckluft muß vielmehr um ein beträchtliches größer sein, da auch bei Langsamfahrt, also verringerten Umdrehungen der Ölmaschine, die Leistung der Luftpumpe noch eine hinreichende sein muß.

Während für Landölmaschinen die Größe der Luftpumpe meist ausreichend bemessen ist, wenn sie den Einblaseluftbedarf mit Sicherheit zu liefern imstande ist, kommt für die Schiffsölmaschine noch hinzu, daß auch die nötige Anlaß- und Manövrieluft in hinreichend kurzer Zeit beschafft werden muß. Die Größe des für eine Schiffsölmaschinenanlage erforderlichen Luftbedarfs kann etwa nach folgenden Gesichtspunkten festgelegt werden:

1. Einschrauben-Motorschiff.

Die Einblaselftpumpe ist unmittelbar mit der Hauptmaschine gekuppelt. Der Pumpenhubraum der Niederdruckstufe der Druckluftpumpe ist derart zu bemessen, daß derselbe außer der gesamten Einblaseluft für die Hauptmaschine noch eine mindestens 50 prozentige Reserve einschließt.

Ein weiterer, unabhängiger von der Hauptanlage angetriebener Hilfskompressor gleicher Größe ist erforderlich.

2. Zweischrauben-Motorschiff.

a) Die Einblaselftpumpen sind unmittelbar mit den Hauptmaschinen gekuppelt. Ihre Größe ist derart zu bemessen, daß jede der beiden Einblaselftpumpen in der Lage ist, die gesamte Einblaseluft für beide Hauptmaschinen zu liefern. Außerdem ist wenigstens ein unabhängig von den Hauptmaschinen angetriebener Kompressor vorzusehen, der ausreicht, eine der unmittelbar gekuppelten Einblasepumpen zu ersetzen und sämtliche vorhandenen Anlaßgefäße in etwa $\frac{1}{2}$ stündiger Betriebszeit aufzufüllen.

b) Die Einblaselftpumpen sind nicht mit den Hauptmaschinen gekuppelt. Zwei unmittelbar angetriebene Luftpumpen sind vorzusehen, von denen jede imstande ist, die für beide Hauptmaschinen erforderliche Einblaseluft zu liefern mit wenigstens 50 v. H. Reserve. Jede der beiden Luftpumpen muß außerdem der Bedingung genügen, alle vorhandenen Anlaßgefäße in höchstens $\frac{1}{2}$ stündiger Betriebszeit aufzufüllen.

In neuerer Zeit geht man vielfach dazu über, keine besonderen Reserve-Einblasekompressoren zu bauen, sondern die angehängten Ein-

blaseluftpumpen der Hilfs-Dieseldynamos, von denen an Bord der größeren Motor-Facht- und Passagierschiffe sich meist 3 bis 4 Stück befinden, soweit zu vergrößern, daß der Luftüberschuß dieser Kompressoren ausreicht, den Reservekompressor zu ersetzen (vgl. S. 89).

Ob die Einblasepumpen mit den Hauptmaschinen unmittelbar zu koppeln sind oder nicht, hängt von den jeweiligen besonderen Verhältnissen ab. Die Abtrennung verteuert die Gesamtanlage, erfordert erheblich mehr Platz, macht aber die Ölmaschinenanlage unabhängig in der Luftbeschaffung, namentlich während längerer Manöverperioden im Revier, engen Gewässern, vielbefahrenen Schifffahrtsstraßen, im Nebel und bei verminderter Fahrt in schwerem Wetter. Zudem gestattet der unabhängige Antrieb, raschlaufende, durch Verbrennungs- oder Elektromotoren angetriebene und damit im Aufbau kleinere und leichtere Luftpumpen einzubauen, die sich für große Anlagen auch mehr und mehr einzubürgern beginnen.

Bei unmittelbarem Antrieb der Einblasepumpe durch die Hauptmaschine kann dieser durch eine Stirnkurbel, eine oder zwei in der Verlängerung der Kurbelwelle der Ölmaschine angeordnete Kurbeln oder einen von der Schubstange eines Arbeitskolbens aus betätigten Schwinghebel erfolgen. Die letztere Anordnung, die bei den ersten Schiffs-Dieselmotoren ausschließlich verwandt wurde, ist möglichst zu vermeiden, da bei eventuellem Warmlaufen eines Luftpumpenkolbens, beim Brechen der Kolbenringe oder Abreißen eines Saugventils meist Zerstörungen von recht erheblichem Umfange eintreten.

Von den bedeutenderen Motorschiffe bauenden Werften wird heute der unmittelbar an die Hauptmaschine angehängte Luftkompressor, der meist von einer Stirnkurbel angetrieben wird, bevorzugt. Nur bei ganz großen Maschineneinheiten von mehr als 4000 PS wird die Abtrennung der Luftpumpe vorteilhaft sein, da Hilfseinrichtungen dieser Größe die Längenabmessungen der Hauptmaschinen und damit des Maschinenraums unnötig vergrößern.

Sind die Luftkompressoren mit der Hauptmaschine unmittelbar gekuppelt, so wird die Aufstellung von wenigstens einem unabhängigen Kompressor hinreichender Größe erforderlich.

Die Ausbildung dieser Hilfskompressoren erfolgt entweder als

a) Elektro-Kompressoren, als

b) Dieselkompressoren oder als

c) Dieseldynamos mit vergrößerter Einblaseluftpumpe.

Der in der Abb. 187 dargestellte Elektrokompessor ist ein stehender, dreistufiger Hochdruckkompressor für eine Luftverdichtung bis etwa 70 at in der Hochdruckstufe und enthält Einrichtungen, um die Luft aus der Mitteldruckstufe ganz oder zum Teil in die Anlaßgefäße mit einem Druck von etwa 20 at überzuschleusen. Der Kompressor ist unmittelbar mit einem Elektromotor gekuppelt, der seinen Strom von einem der an Bord für die Versorgung der Hilfsmaschinen mit Strom aufgestellten Dieseldynamos erhält.

Die Dieselkompressoren gelangen entweder in der Bauart unmittelbarer, starrer Kupplung von Dieselmotoren und Kompressor zur Aus-

führung oder der Kompressor wird auch vielfach mittelst schaltbarer Reibungskupplung mit einer der an Bord vorhandenen Dieseldynamos verbunden, so daß die Aufstellung einer besonderen Dieselantriebs-

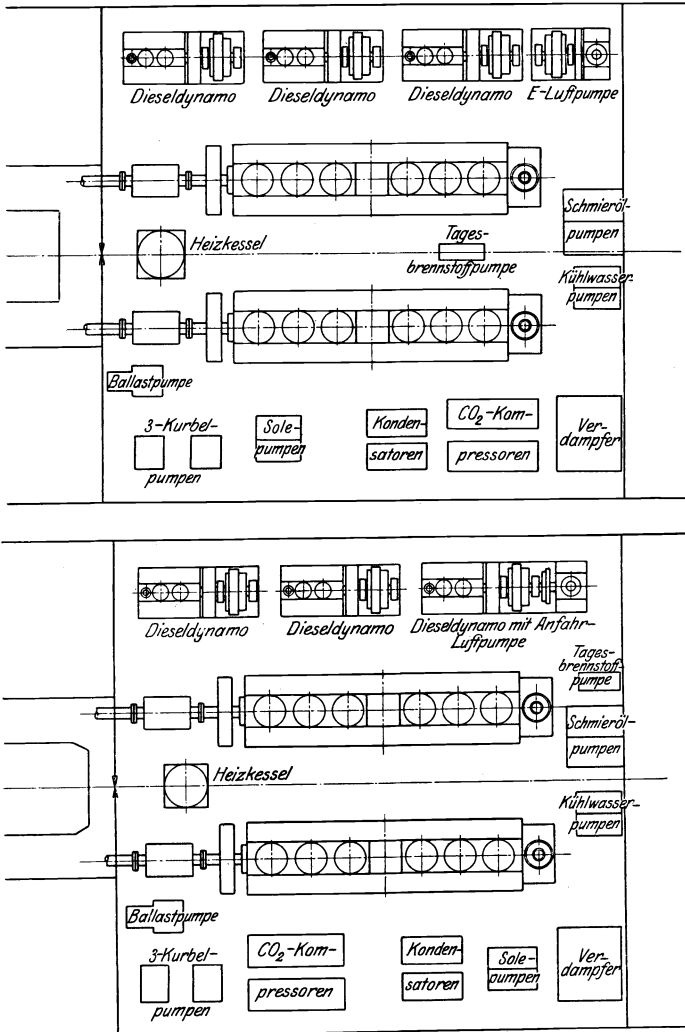


Abb. 56—57.

maschine erspart wird. Ausführungen derartiger Maschinen zeigen die Abb. 185 und 186.

Erreichen die Dieseldynamos an Bord der Motorschiffe eine gewisse Größe, so können die für den Betrieb dieser Hilfsmaschinen erforderlichen, und an die Maschinen angehängten Einblaselftpumpen mit Vorteil auch als Reserve-Einblaselftpumpen für die Hauptmaschinen verwandt

werden. Da derartige Hilfsmaschinen im normalen Seebetrieb meist nicht völlig ausgenutzt sind, kann durch eine entsprechende Vergrößerung der Zylinderdurchmesser der angehängten Luftpumpe die vorhandene Kraftreserve der Dieselmachine zur Erzeugung von Anfahr- und Einblaseluft herangezogen werden.

Für die Bemessung des Luftbedarfs zum Anlassen und Manövrieren ist neben dem konstruktiven Aufbau der Ölmaschine — ob einfach- oder doppeltwirkend, in Tandemzylinderanordnung oder nicht — vor allem die Zylinderzahl maßgebend, die für das Anlassen und Umsteuern der Maschine benutzt wird.

Grundsätzliche Anordnungen für die Aufstellung von Hilfskompressoren als selbständige Elektro-Luftpumpen, Dieselmotorkompressoren

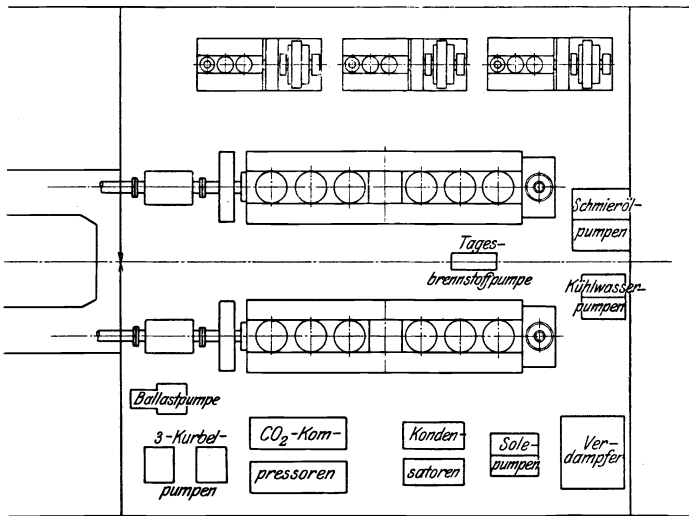


Abb. 58.

oder als Dieseldynamos mit vergrößerten Einblaselftpumpen zeigen die Abb. 56—58.

Eine schematische Darstellung der von einer Einblaselftpumpe abgehenden Luftleitungen sowie die Anordnung der vorzusehenden Ölabscheider, Lufterinblase- und Anlaßflaschen gibt die Abb. 59.

In dieser schematischen Darstellung bezeichnet *A* die als Drosselventil ausgebildete Ansaugöffnung der Luftpumpe *L*, die im vorliegenden Falle als dreistufige Pumpe mit Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckzylinder gezeichnet ist. Nach dem Verlassen der Niederdruckstufe durchströmt die Luft zunächst den Niederdruckkühler, scheidet in dem Abscheider Öl und Wasser ab und tritt dann in die Hochdruckstufe der Luftpumpe durch das im Zylinderdeckel angeordnete Ventil *B* ein, verläßt diese nach erfolgter Kompression durch ein zweites im Deckel angeordnetes Austrittsventil *D* und gelangt schließlich durch die Leitung *I*, nachdem der Luft in dem Hochdruckkühler erneut die Kom-

pressionswärme entzogen worden ist, nach der Einblasflasche *E*, von der aus die Einblasluft durch das Zuleitungsventil *F* den Brennstoffventilen der Ölmaschine durch die Rohrleitung 2 in den Arbeitszylindern zugeführt wird.

Die über den Bedarf für Einblasezwecke hinaus von der Luftpumpe geförderte Druckluft wird durch das Ventil *G* nach den Anlaßflaschen übergeleitet und gelangt von hier beim ersten Anlassen der Ölmaschine oder während der Manöverperioden durch die Leitung 3 nach den Anlaßventilen der Maschine.

Erfahrungen: Die Schmierung der Kolben der Einblasepumpen darf nur durch ein hierfür geeignetes Kompressoröl stattfinden und

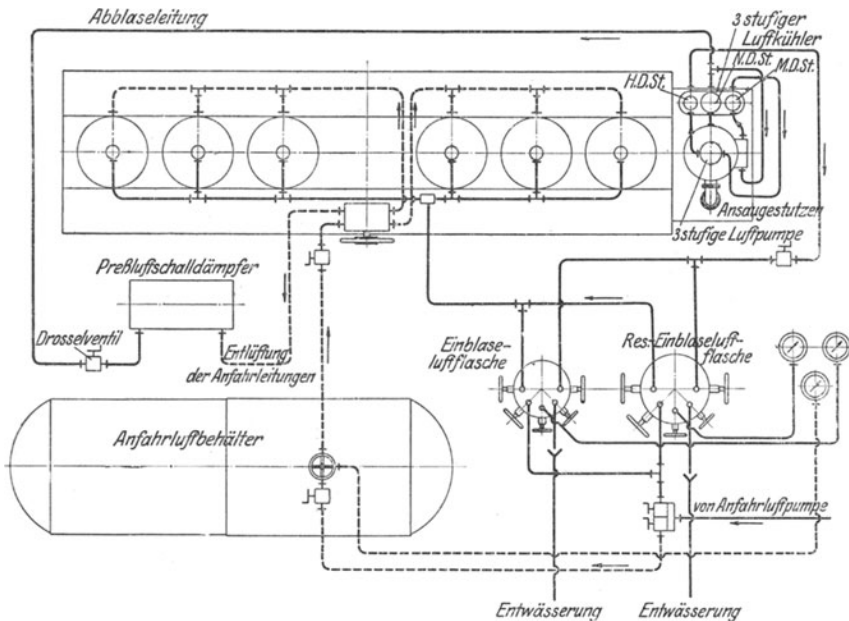


Abb. 59. Schema einer Druckluftleitung.

soll sich auf das für den sicheren Betrieb unbedingt notwendige, geringste Maß beschränken. Die Erfahrung hat gelehrt, daß aus der Kurbelwanne mitgerissenes Schmieröl und Niederschlagswasser aus der angesaugten Luft in den einzelnen Druckstufen im allgemeinen vollauf zum Schmieren der Zylinderlaufflächen genügt.

Zur Abscheidung des Öl-Wassergemisches sind die zwischen den einzelnen Druckstufen einzuschaltenden Luftkühler (Abb. 71) mit Entwässerungseinrichtungen zu versehen, die zweckmäßig während des Betriebes ganz wenig offen gefahren werden, um jede Wasseransammlung in den Luftkühlern zu verhindern.

Eine Ausführungsform eines derartigen Öl-Wasserabscheiders, wie er an Bord von Schiffen vielfach Verwendung findet, zeigt die Abb. 60.

Im Innern des Apparates befinden sich eine Anzahl Hohlkegel mit nach unten gerichteter Spitze unter Zwischenschaltung von angegossenen spiralförmig angeordneten Rippen, die abwechselnd in entgegengesetzter Richtung verlaufen und so eine fortgesetzte Wirbelung des Luftstromes bewirken. Das bei diesem Vorgang abgeschiedene Öl und Wasser gelangt von den tiefsten Stellen der Hohlkegel durch zentrale Bohrungen nach einem im Boden des Gehäuses angeordneten Sammelraum, aus dem das Öl und Wasser von Zeit zu Zeit abgelassen wird.

Als notwendig hat es sich herausgestellt, daß ein Reinigen der Luftpumpen nach jeder größeren Reise unbedingt vorgenommen werden muß, da das in den Rohren niedergeschlagene Öl die Wärmeleitfähigkeit der Kühlflächen sehr vermindert. Wird die regelmäßige Reinigung verabsäumt, so treten bald unzulässig hohe Temperaturen auf, die entweder ein Bersten der Rohrleitungen in-

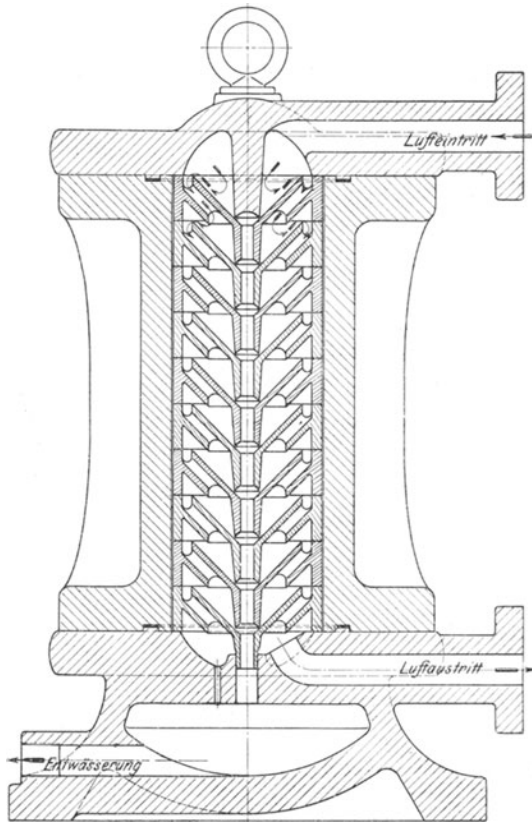


Abb. 60. Öl-Wasserabscheider für Einblasluft.

folge der durch die erhöhte Temperatur geminderten Materialfestigkeit oder die gefürchteten Schmierölexplosionen (vgl. S. 92) herbeiführen können.

Da bei der Anordnung von Rohrschlangen im Kühlwasserraum ein Aufreißen der Rohre auch den gußeisernen Mantel der Einblasluftpumpe dem Kompressionsdruck aussetzen würde, dem er wohl nur in den seltensten Fällen, auch beim Vorhandensein der üblichen federbelasteten Sicherheitsventile, widerstehen wird, sollten die Luftpumpen immer als selbständige Konstruktionsteile ausgebildet werden. Liegen die Kühlschlangen aber doch im Kühlwasserraum, so werden gußeiserne Sprengplatten oder Deckel auf federnden Schrauben von reichlichem Querschnitt bessere Sicherheitsvorkehrungen darstellen als die vorerwähnten, vielfach nicht als richtig eingestellten oder festgerosteten, federbelasteten Ventile.

An notwendigen Armaturen für die Betriebskontrolle und die Sicherung der einzelnen Druckstufen sind vorzusehen: Manometer, Sicherheitsventile und Sprengplatten, Kühlwasser-Probierhähne und Entwässerungshähne sowie Stutzen für Indikatoruntersuchungen und Temperaturbestimmungen.

Gebrochene Ventildfedern, abgerissene Stiftschrauben und gelöste Muttern haben vielfach zu umfangreichen Zerstörungen der Pumpengehäuse und Kolben geführt. Nach je 200—300 Betriebsstunden sollten daher sämtliche Pumpenventile überholt und gereinigt werden. Störungen in den Ventilen zeigen sich meist durch ein Verschieben der Drucke in den einzelnen Druckstufen. Bei ganz geöffnetem Drosselschieber sollten die Drucke in den einzelnen Stufen für eine vierstufige Einblaseluftpumpe nicht mehr betragen als:

I. Stufe	3,3—4,0 at,	II. Stufe	14,5—18,0 at,
III. „	48,0—69,0 at,	IV. „	nicht über 80 at.

Die entsprechenden Sicherheitsventile der einzelnen Druckstufen sollen demzufolge abblasen bei etwa 6, 25, 65 und 90 at.

Schmierölexplosionen.

Eine große Gefahr bei nicht sorgfältiger Wartung der Einblaseluftpumpen stellen die bereits erwähnten Schmierölexplosionen in den Luftleitungen zwischen den einzelnen Kompressionsstufen oder auf dem Wege von der Luftpumpe nach den Druckluftsammlgefäßen dar.

Die Ursachen derartiger Explosionen sind meist in zu reichlichem Schmieren der Luftpumpenzylinder, vielfach in Verbindung mit Verwendung eines ungeeigneten Kompressoröles, und in mangelhaften Entwässerungseinrichtungen der Kühler, Leitungen und Behälter zu suchen.

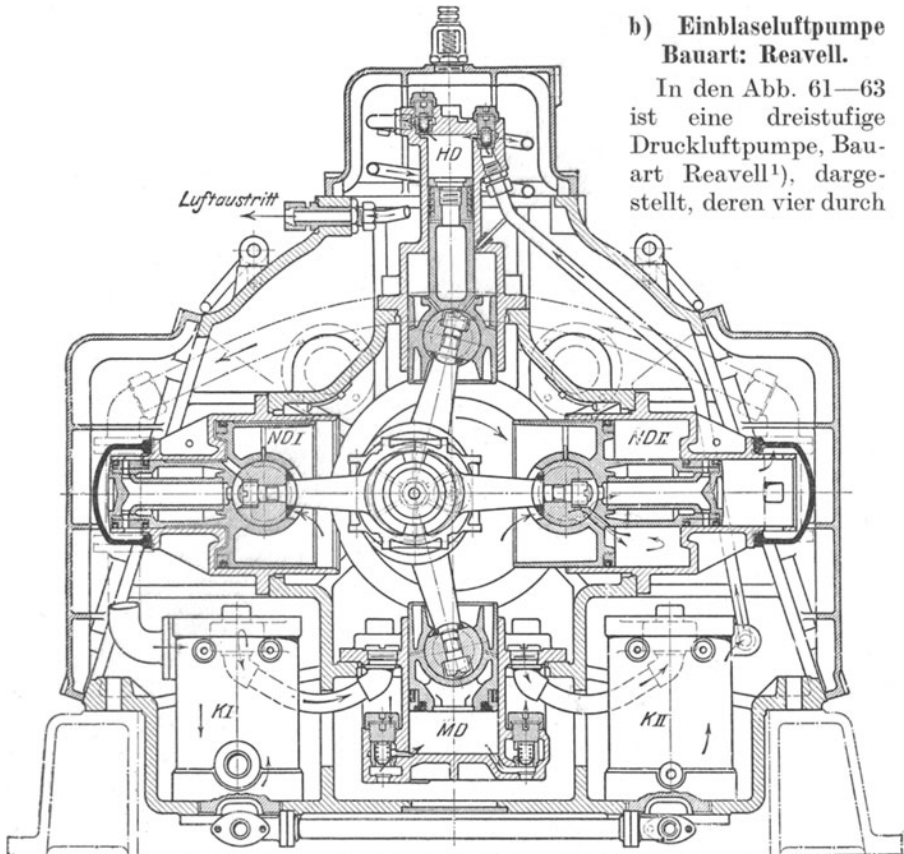
Die aus den einzelnen Zwischenstufen des Kompressors austretende Druckluft sollte keine höheren Temperaturen als höchstens 100° C zeigen, die nach Durchströmen der anschließenden Luftkühler auf wenigstens 40—45° C fallen sollten. Um diese Verhältnisse in Dauerbetriebe aufrechterhalten zu können, ist eine öftere, innere Reinigung der Luftkühlersysteme notwendig. Auch bei nicht übermäßiger Schmierung der einzelnen Kompressorstufen läßt es sich nicht vermeiden, daß Ölteilchen mit der verdichteten Luft durch die Ventile gelangen und sich in den anschließenden Rohrleitungen niederschlagen. Die unmittelbare Folge ist, daß die Wärmeabgabe der Druckluft an das die Kühlsysteme umgebende Wasser außerordentlich behindert wird, die Temperatur der verdichteten Luft damit rasch steigt und ein Teil der in der Luft enthaltenen Schmierstoffe verdampft, während der Rest derselben sich an den Rohrwandungen als zähe, klebrige, asphaltreiche Masse niederschlägt. Die Öldämpfe gelangen nach den Luftflaschen und bilden dort mit der hoch verdichteten Luft ein explosives Gemisch.

Ist die Verschmutzung der Rohrleitungen so weit fortgeschritten, daß die Temperatur der Luft eine erhebliche Zunahme erfährt, dann kann der im Rohr befindliche Niederschlag zur Selbstentzündung kommen, und die entstehende Wärme genügt, die Öldämpfe in den Leitungen und Luftflaschen zur Explosion zu bringen.

Die schweren Unfälle, die derartige Schmierölexplosionen zu wiederholten Malen im Gefolge gehabt haben, verlangen, daß zum Schmieren der Einblasluftpumpen nur Mineralöle mit möglichst hohem Flammpunkt verwendet werden. Neben dauernder Entwässerung der Zwischenkühler ist unbedingt auch für die Anordnung eines Öl-Wasserabscheiders (Abb. 60) zwischen dem Kompressor und den Luftsammelbehältern Sorge zu tragen. Vor allem aber sind die Kühlsysteme selbst in nicht zu großen Zwischenräumen zu reinigen und auf ihre Beschaffenheit zu untersuchen.

Beim Abbauen der an den Kompressor anschließenden Rohrleitungen, sowie beim Ausbau von Ventilen ist mit Vorsicht vorzugehen, da durch Undichtigkeiten der Armaturen der Druckluftsammlgefäße Ventileteile mit großer Gewalt herausgeschleudert werden können.

Der Spielraum zwischen den Arbeitskolben und den Zylinderböden ist in regelmäßigen Zeiträumen zu kontrollieren, da durch Vergrößerung des Lagerspiels der Pleuelstange erhebliche Maßunterschiede der Toträume und damit Leistungsänderungen der Pumpe eintreten.



b) Einblasluftpumpe
Bauart: Reavell.

In den Abb. 61—63 ist eine dreistufige Druckluftpumpe, Bauart Reavell¹⁾, dargestellt, deren vier durch

Abb. 61. Reavell-Einblasluftpumpe, Längsschnitt.

¹⁾ Erbauer Reavell & Co., Ipswich, England.

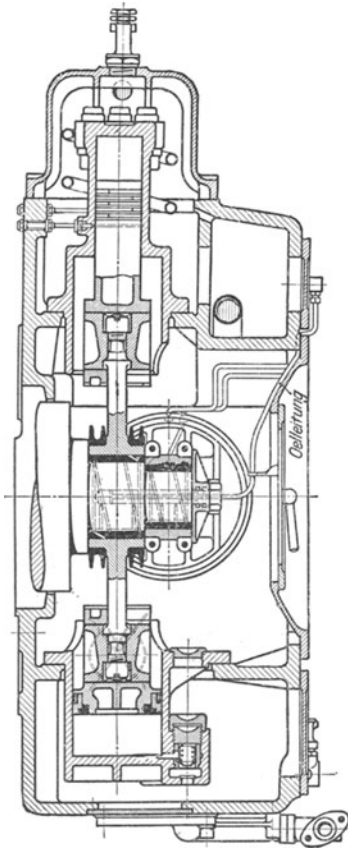


Abb. 62. Reavell-Einblaseluftpumpe, Querschnitt.

eine Kurbel angetriebene, sternförmig angeordnete Zylinder in zwei parallelen Ebenen liegen. Die anzusaugende Luft tritt axial durch eine Öffnung in das Pumpengehäuse, die gleichzeitig zur Durchführung eines Kupplungsflansches dient, mit dem der Kompressor an die Ölmaschinenkurbelwelle angebaut ist.

Der Niederdruckzylinder ist geteilt (*NDI* und *NDII* in Abb. 61); besondere Saugventile fehlen. Die Luft wird den Zylindern durch in den Schubstangenbolzen sitzende Rundschieber, die durch das Schubstangenauge gesteuert werden, zugeführt. Das Kompressionsverhältnis der drei Stufen beträgt etwa 1,5 : 20 : 60—70 at. Die Nachteile einer derartigen Konstruktion sind die hohen spezifischen Belastungen der Rundschieber, die vielfach Schwierigkeiten für eine einwandfreie Schmierung im Dauerbetriebe ergaben. Läuft ein derartiger Bolzen warm, so bleibt, da die Zugänglichkeit sehr beschränkt ist, meist nichts anderes übrig, als den ganzen Motor abzusetzen. Hinzu kommt, daß eine Regelung des anzusaugenden Luftquantums nicht möglich ist, die Zugänglichkeit der Zwischenkühler *KI* und *KII* sowie der Saug- und Druckventile, besonders der der

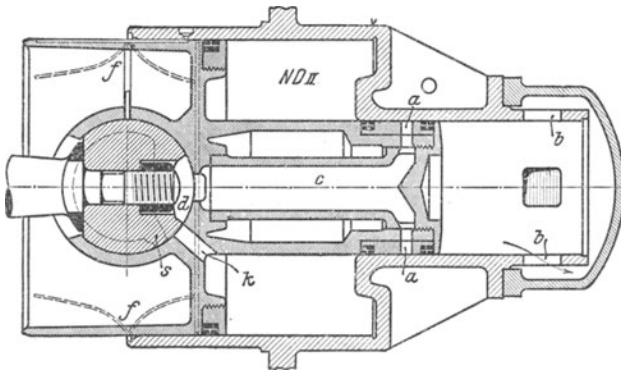


Abb. 63. Gesteuerter Niederdruck-Zylinder der Reavell-Einblaseluftpumpe.

M D-Stufe, die stets unter den Flurplatten liegen werden, eine sehr un-
bequeme ist, so daß, wenn nicht ganz zwingende Gründe dafür sprechen,

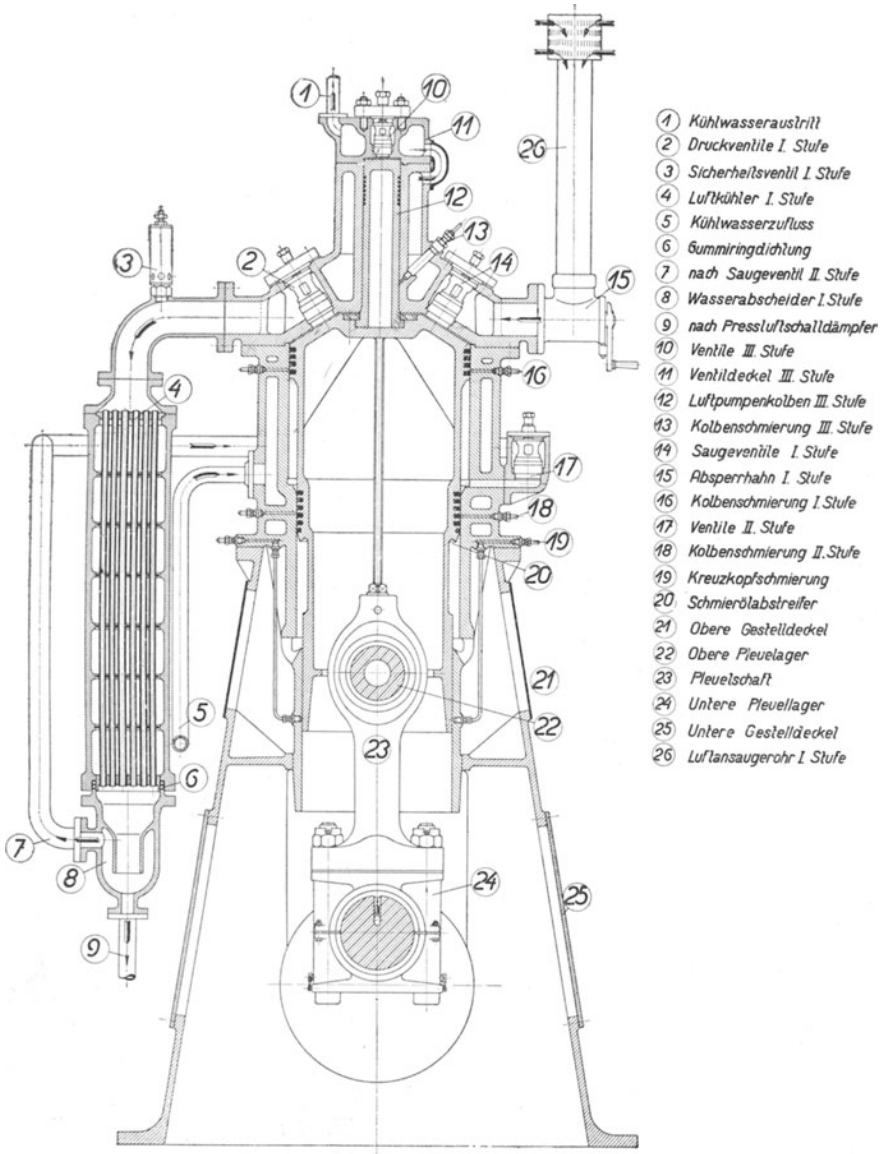


Abb. 64. 3-stufige Einblasluftpumpe (Bauart Burmeister & Wain) mit Luftkühler.

diese Bauart im Hinblick auf ihren gedrängten Aufbau zu verwenden,
von ihrem Einbau an Bord besser Abstand genommen wird.

c) Einblaseluftpumpe Bauart: Burmeister & Wain.

Die dreistufige Einblaseluftpumpe Abb. 64 hat einen einfachwirkenden Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckkolben, und zwar liegt der Niederdruckkolben in der Mitte, während der untenliegende Mitteldruckkolben gleichzeitig als Kreuzkopfführung dient. Die dem Niederdruckkolben zuzuführende Einsaugeluft wird durch einen Kolbenschieber gesteuert. Alle drei Zylinderstufen haben Seewasser-Mantelkühlung; ebenso wird die komprimierte Luft nach jeder Stufe in einem besonderen Zwischenkühler rückgekühlt. Grund-, Kurbel- und Pleuelstangenlager werden mit Drucköl geschmiert. Sämtliche Saug- und Druckventile sind als federbelastete Plattenventile ausgebildet; alle Saug- und Druckventile der ersten und zweiten Stufe sind gleich und untereinander austauschbar. Die Kompression beträgt in der Niederdruckstufe 3—4 at, in der Mitteldruckstufe 15 at und in der Hochdruckstufe 75 at.

3. Spülluftpumpen.

Die für die Erreichung eines günstigen Wirkungsgrades für den Zweitaktmotor so überaus wichtige Spülluftpumpe stellt ihrer Bauart nach eine gewöhnliche doppeltwirkende Luftpumpe dar, die zur möglichsten Kleinhaltung der erforderlichen Antriebskraft stets nur mit geringen Überdrucken von wenigen Zehnteln einer Atmosphäre arbeitet.

Wenn die Spülluftpumpe für das Zweitaktverfahren auch in jedem Falle gegenüber dem Viertaktmotor eine Vermehrung an Triebwerks teilen bedeutet, so braucht bei sachgemäßer Durchbildung der Pumpe hierin jedoch keineswegs eine Minderung der Betriebssicherheit der Zweitakt-Ölmaschine zu liegen.

Spülpumpenkonstruktionen, bei denen der untere Teil der Arbeitskolben der Ölmaschine gleichzeitig als Spülpumpenkolben (Stufenkolben) und das geschlossene Kurbelgehäuse als Pumpenraum ausgebildet war (Abb. 120—121), so daß jeder Arbeitszylinder seine eigene Spülpumpe hatte, sind heute, wenigstens im Handelsschiffs-Ölmaschinenbau, wegen des außerordentlich schlechten Wirkungsgrades nicht mehr anzutreffen, so daß auf eine eingehendere Behandlung verzichtet werden kann.

Die meistens als selbständige, doppeltwirkende, in einfacher und Tandemanordnung ausgeführten Spülpumpen werden entweder durch Schwinghebel von dem Kreuzkopf der Ölmaschine oder unmittelbar von der Kurbelwelle der Hauptmaschine aus angetrieben.

Das Hubvolumen der Spülpumpe gegenüber den pro Hub auszusplügenden Volumen der Arbeitszylinder beträgt bei Ölmaschinen mit in den Zylinderdeckeln angeordneten Spülventilen etwa das 1,5fache, bei Maschinen mit Spülschlitzen in den Zylinderwandungen etwa das 1,65—1,75fache des Inhalts des Arbeitszylinders.

Dieser Mindestüberschuß an Spülluft muß stets vorhanden sein, da bei dem Spülvorgang ein Teil der Spülluft durch die Auspuffwege entweicht und damit ein Rest an Verbrennungsgasen in dem Arbeitszylinder zurückbleibt, der nur durch überschüssige Spülluftmengen ausgetrieben werden kann.

Da es naturgemäß erwünscht ist, das Ausspülen der Arbeitszylinder mit möglichst gleichmäßigem Spüldruck vorzunehmen, wird die doppelt-wirkende Spülpumpe bessere Spülergebnisse liefern als eine einfache Luftpumpe. Geboten ist es daher immer, zwischen Pumpe und den Spülorganen an den Arbeitszylindern hinreichend große Luftaufnehmer vorzusehen, die entweder aus den entsprechend ausgebildeten Kasten-

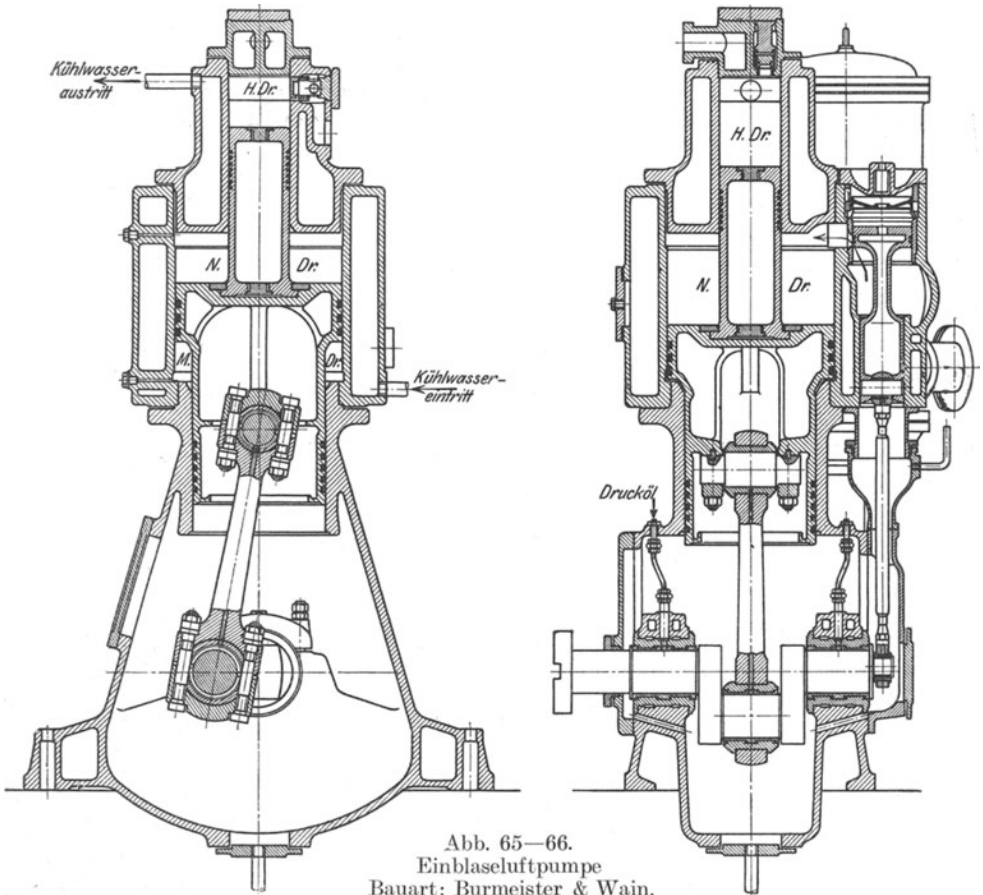


Abb. 65—66.
Einblaseluftpumpe
Bauart: Burmeister & Wain.

gestellen der Ölmaschinen oder entsprechenden Zylinderangüssen gebildet werden (Abb. 128 und 138).

Der Überdruck der Spülpumpen, der bei neuzeitlichen Handelschiffsanlagen mit weiten Spülluftleitungen und Spülschlitten im Zylinder 0,1—0,15 at nicht überschreitet, muß zur Verminderung der Pumpenarbeit und im Hinblick auf die gründliche Ausspülung des Arbeitszylinders so niedrig als möglich gehalten werden. Hoher Spüldruck wird eine heftige Wirbelung der Verbrennungsgase und damit Vermischung mit der gleichzeitig als Ladeluft dienenden Spülluft herbei-

führen, während gerade das Gegenteil, langsames Auswaschen der Gase und Verdrängen durch die Spülluft angestrebt werden muß.

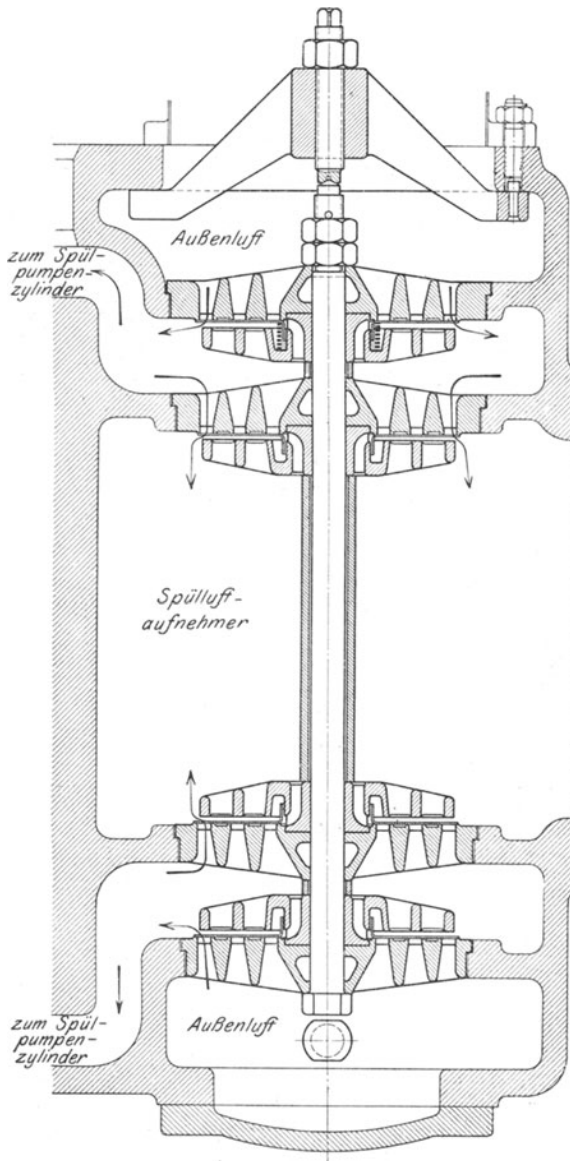


Abb. 67. Saug- und Druckventile einer Spülluftpumpe.

Darstellungen ausgeführter Spülluftpumpen zeigen die Abb. 128, 138 und 140.

Die recht beträchtliche Vergrößerung der Länge, die die Zweitakt-

Die Saug- und Druckventile der Spüllumpen sind meist als federbelastete Plattenventile ausgeführt, die stets so angeordnet sein sollten, daß sie zu Überholungen ohne Demontage anderer Pumpenteile leicht zugänglich sind. Eine praktische Ausführung derartiger Ventile in Form einer Gruppenventilanordnung für eine doppelwirkende Spülluftpumpe, Bauart Germania-werft, zeigt die Abb. 140.

Die angesaugte Luft wird entweder dem Maschinenraum entnommen, wodurch eine gute Ventilation desselben erreicht wird, oder die Saugleitungen werden bis zum Oberdeck geführt, um möglichst kalte Luft und damit große Luftmengen den Spüllumpen zuzuführen. In beiden Fällen sind die Saugleitungen zur Beseitigung der Luftgeräusche mit Schalldämpfern zu versehen.

maschine erfährt, sofern die Spülluftpumpe als Kolbenpumpe in der Achse der Hauptmaschine angeordnet wird, hat dazu geführt, die Spülluftpumpe von der Dieselmachine ganz abzutrennen und als selbständige Hilfsmachine mit Antrieb durch Dampfturbine oder Elektromotor auszurüsten.

Die Vorzüge des Turbogebläses gegenüber der Kolbenspülpumpe bestehen in dem wesentlich geringeren Raumbedarf und Gewichtsaufwand, gleichmäßigen Lieferungsgrad, der geringeren Wartung und Instandhaltung, geringem Kraftbedarf und sparsamem Schmierölverbrauch. Hinzukommt, daß sowohl bei Turbinen- wie Motorantrieb des Gebläses eine Regulierung in weiten Grenzen unabhängig von der jeweiligen Umdrehungszahl der Hauptmaschine möglich ist, vor allem aber bereits beim Ansetzen der Ölmaschine Spülluft in vollem Umfange zur Verfügung steht und damit bei jeder Leistung der Hauptmaschine eine ausreichende Spülung sichergestellt wird.

Die Umdrehungszahlen der Spülluftgebläse liegen zur Erzielung günstiger Wirkungsgrade je nach Größe etwa zwischen 2800 und 5000 in der Minute; um einen ruhigen Gang bei der großen Umfangsgeschwindigkeit zu verbürgen, sind alle rotierenden Teile dynamisch auszubalancieren und ist für reichliche Lagerung und gute Schmierung zu sorgen. Die Gehäuse der Gebläse werden zur Vermeidung von Luftvibrationen und hierdurch auftretenden Geräusche aus Gußeisen hergestellt.

Erfahrungen: Die Luftgeräusche an den Saugköpfen der Spülpumpen haben vielfach zu Klagen Veranlassung gegeben.

Für die grundsätzliche Ausführung geeigneter Vorrichtungen zur Beseitigung der Strömungsgeräusche beim Ansaugen des großen Spülluftbedarfs für Zweitaktmotoren gelten dieselben Gesichtspunkte, wie sie für die Auspuffleitungen auf S. 126 noch eingehend werden erörtert werden. Findet die Frischluftentnahme auf dem obersten Deck statt, so ist besonders darauf zu achten, daß durch das Saugegeräusch die Aufmerksamkeit des Wachthabenden auf der Brücke, wie sie besonders im Nebel von großer Wichtigkeit ist, nicht beeinträchtigt wird.

Hinzu tritt für die Luftschalldämpfeinrichtungen, daß diese auch mechanische Unreinigkeiten sowie Wasser, Öl und dergleichen von den Leitungen, Kanälen und Ventilen fernhalten müssen. Die Saugköpfe für die Spülpumpen werden gewöhnlich aus hinreichend weiten, fein geschlitzten Rohren gebildet. Da im Maschinenraum mit einer nennenswerten Staubeentwicklung kaum zu rechnen ist, kann von der Anordnung besonderer Luftfilter abgesehen werden. Zur Erreichung einer möglichst geringen Strömungsgeschwindigkeit der angesaugten Luft werden die Saugöffnungen der Spülluftpumpen vielfach in die Motorständer oder die kastenförmig ausgebauten Fundamente geschlossener Maschinen gelegt. In letzterem Falle nimmt man allerdings eine geringe Vorwärmung der Verbrennungsluft und damit eine Verschlechterung des Lieferungsgrades der Luftpumpe sowie eine Erhöhung der Verdichtungs- und Verbrennungstemperatur in Kauf.

Für kleinere Ölmaschinenanlagen kann die Verbrennungsluft meist unmittelbar dem Maschinenraum entnommen werden, da hierdurch die Ventilation des Raumes wesentlich unterstützt wird. Größere Viertakt-

motore sowie alle nach dem Zweitaktverfahren arbeitenden Ölmaschinen verlangen, da letztere außer der Verbrennungsluft auch noch erhebliche Spülluftmengen gebrauchen, eine unmittelbare Luftentnahme von Deck. Besonders für die in den Tropen fahrenden Schiffe ist die Anordnung besonderer von Deck nach den Saugventilen führender Kanäle sehr wünschenswert, da andernfalls infolge des hohen Feuchtigkeitsgehalts der Luft so erhebliche Wasserausscheidungen im Maschinenraum erfolgen, daß die Maschinenleitung gegen die starke Rostbildung auf allen blanken Triebwerksteilen machtlos wird.

4. Drucklufteinrichtungen.

a) Anlaß- und Einblaseleitungen.

Die Ölmaschinen gebrauchen zur Inbetriebsetzung eine äußere Kraft, die imstande ist, die Triebwerksteile zu beschleunigen und die Eigenwiderstände der Maschine zu überwinden.

Die für Explosionsmotore zum Anlassen üblichen Kurbelvorrichtungen kommen selbst für kleinste Dieselölmaschinen nicht in Betracht, da die für letztere erforderlichen Kompressionsdrucke von mindestens 32 at von Hand nicht mehr zu überwinden sind.

Das Anlassen der Gleichdruckölmaschinen erfolgt heute allgemein mittelst Drucklufteinrichtungen unter Verwendung von Anlaßdrucken von 16 bis etwa 25 at. Je nach Größe, Bauart der Maschine, Zylinderzahl und vorliegender Kurbelstellung sind entweder alle Arbeitszylinder oder nur ein Teil an die Luftanlaßleitung angeschlossen.

Die bei mehrzylindrigen Hilfsmaschinen noch bisweilen getroffene Anordnung, nur einen oder zwei Zylinder an die Anlaßleitung anzuschließen, dafür aber die Ölmaschine mit einem Einblasedruck von etwa 50 at in Gang zu setzen, sollte im Hinblick auf die erheblichen Beanspruchungen der Triebwerksteile unter allen Umständen vermieden werden.

Das Anlassen der Ölmaschinen für Schiffszwecke erfolgt, und zwar gleichgültig ob dieselben nach dem Zweitakt- oder Viertaktverfahren arbeiten, im Hinblick auf den stets vorhandenen großen Anfahrwiderstand ausschließlich im Zweitakt. Von dem Anlassen der Ölmaschine mittelst besonderer Luftturbine (Bauart Prätorius, bei der das Schwungrad mit Turbinenschaufelkränzen versehen und in einem Gehäuse eingeschlossen ist), die bisher im Schiffsölmaschinenbau keinen weiteren Eingang gefunden hat, kann abgesehen werden.

Bei unmittelbar mit den Hauptmaschinen gekuppelten Einblaseluftpumpen sind die in diesem Falle notwendigerweise vorhandenen Hilfsluftpumpen während aller Anlaß- und Umsteuermanöver zum Auffüllen der Anlaßluftbehälter unbedingt in Betrieb zu halten, da der Lieferungsgrad der angehängten Luftpumpen bei verminderter Umdrehungszahl erheblich sinkt, voll aufgefüllte Anlaßbehälter aber für die stete Manövrierbereitschaft der Schiffsölmaschine eine unerläßliche Voraussetzung sind.

Die Einblase- und Anlaßluft wird in kräftigen, nahtlos gezogenen Stahlflaschen untergebracht, die an dem einen Ende durch einen Ventil-

kopf abgeschlossen sind (Abb. 68). Dieser aus einem massiven Stahlblock bestehende Ventilkopf, in dem die erforderlichen Kanäle durch Ausbohren hergestellt sind, trägt ein Hauptabsperrenteil zur Entnahme der Druckluft, ein Absperrventil zur Verbindung der Flasche mit der Einblaseluftpumpe, ein Überströmventil zum Auffüllen weiterer Einblase- und Anlaßgefäße, Rückschlag- und Sicherheitsventil, sowie ein Absperrventil für die Manometerleitung. Nach dem Boden der Flasche ist außerdem stets ein Entwässerungsrohr zu führen. Das Lufteintrittsrohr setzt sich im Inneren der Anlaßflasche bis etwa zu einem Drittel derselben von oben fort, während die Entnahme der Luft unmittelbar an dem Ventilkopf erfolgt. Wegen der hohen abzudichtenden Drucke werden Stopfbüchsen zum Abdichten der Ventilspindeln in den Flaschenköpfen besser vermieden. Gut bewährt haben sich kegelförmige Rücksitze der Ventilspindeln, die sich gegen entsprechende Einsätze aus Hartgummi oder Vulkanfaser in den Ventilgehäusen legen.

Undichtigkeiten an den Ventilen der Anlaßgefäße müssen bei der Wichtigkeit derselben stets sofort durch Nachschleifen oder Erneuern der Sitze und Ventile beseitigt werden.

Die Anlaßgefäße selbst sind wenigstens einmal jährlich im Inneren auf Anrostungen zu untersuchen und alle 2—4 Jahre — sofern dem nicht andere Bestimmungen der Klassifikationsgesellschaften entgegenstehen — einer Wasserdruckprobe zu unterwerfen. Der Probedruck¹⁾ ist dabei gleich dem der Einblasegefäße zu nehmen, da auch die Anlaßflaschen gegebenenfalls bei undichten Ventilen und nicht rechtzeitig abblasendem Sicherheitsventil dem hohen Einblasedruck ausgesetzt werden können.

Das Auffüllen der Anlaßgefäße erfolgt während des normalen Betriebs der Ölmaschine durch das oben erwähnte Überfüllventil von der

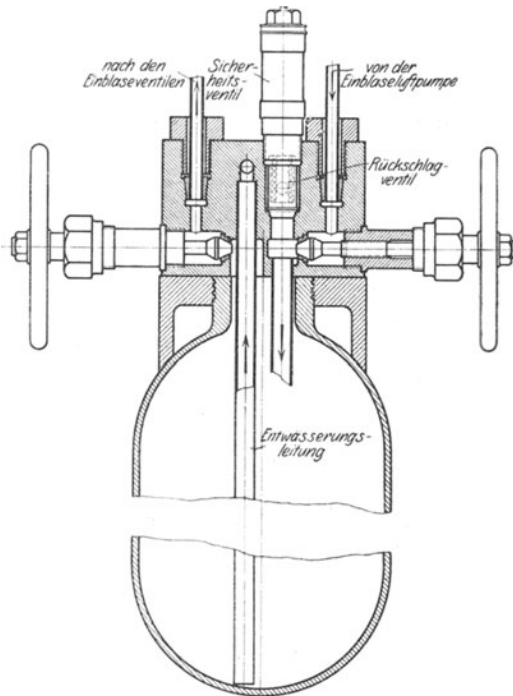


Abb. 68. Einblaseluftflasche.

¹⁾ Über die Höhe der von den Klassifikationsgesellschaften vorgeschriebenen Probedrucke vgl. Anhang § 9, S. 258.

Einblaspumpe her; während des Manövrierens und im Hafen durch die Hilfsdruckluftpumpen.

Ist, wie im Unterseebootsbau, die Anlaßluft zur Verringerung der Abmessungen der Anlaßbehälter unter erheblich höherem Druck aufgespeichert, so muß dieselbe vor ihrem Zutritt zum Anlaßventil der Ölmaschine durch ein Druckminderventil entspannt werden. Die nach den Lizenzen von Burmeister & Wain bauenden Firmen verwenden an Stelle der Anlaßflaschen meistens große, gebaute Anlaßbehälter, die einen großen Vorrat an Manöverierluft aufweisen und infolge erheblicher Verminderung der Zahl der Hochdruckluftarmaturen die Instandhaltungskosten sehr vermindern. Derartige Behälter werden gebaut für einen Betriebsdruck von 25 at und einem Probedruck von 40 at unterworfen.

Findet die Anlaßluft, wie vielfach im Handelsschiffbau, auch noch zum Betriebe von Hilfsmaschinen wie Pumpen, Rudermaschinen usw. Verwendung, so werden die Anlaßgefäße mit Heizvorrichtungen ausgerüstet, um bei der Expansion der Druckluft Eisbildung in den Rohrleitungen zu verhindern.

Das Material der Anlaßgefäße ist ausschließlich Siemens-Martin-Stahl bzw. -Flußeisen; die Leitungen bestehen aus nahtlosen flußeisernen Rohren.

In den Abb. 69—70 sind die für den Betrieb einer Schiffsölmachine erforderlichen gesamten Einblase- und Anlaßluftleitungen schematisch dargestellt.

Die vom Niederdruckzylinder der Einblaselftpumpe verdichtete Luft wird durch die Leitung 1 dem Niederdruckkühler zugeführt, gelangt von diesem durch das Übertrittsrohr 2 nach dem Niederdruckabscheider und weiter durch die Leitung 3 zum Mitteldruckluftpumpenzylinder. In der gleichen Weise führen Leitungen 4 und 5 über den Mitteldruckkühler und von da über den zugehörigen Wasserabscheider zum Hochdruckzylinder. Leitung 6 stellt das an den letzteren anschließende Überstromrohr nach dem Hochdruckkühler dar, von dem die gekühlte Luft nach Durchströmen des unterhalb des Kühlers liegenden Wasserabscheiders durch die Leitung 7 dem Anlaßventilkasten und weiterhin durch die Rohrleitung 8 dem Einblasegefäß zugeführt wird. Leitung 9 führt die Einblaseluft wieder zum Ventilkasten zurück, von dem die Einblaseluft zunächst nach dem Einblasedruckminderventil gelangt, dessen Wirkungsweise im Zusammenhang mit der Einblasedruckregelung S. 108 beschrieben ist.

Von dem Druckminderventil wird die Einblaseluft durch die Leitung 11 nach dem Verteilungsstück I geleitet, von dem drei weitere Leitungen 12 abzweigen, die in den Verteilungsstücken II endigen und von denen die vier Einblaseluftleitungen für die Brennstoffventile nach je zwei benachbarten Arbeitszylindern führen.

Die einzelnen Stufen der Einblaselftpumpe sowie die Verteilungsstücke II sind mit Sicherheitsventilen ausgerüstet.

Das von der Leitung 11 abzweigende Rohr 14 führt zu einem Entspannungsventil für die Einblaseleitung, das den Zweck hat, den in den Einblaseleitungen 11, 12, 13 etwa vorhandenen zu hohen Luftdruck vor

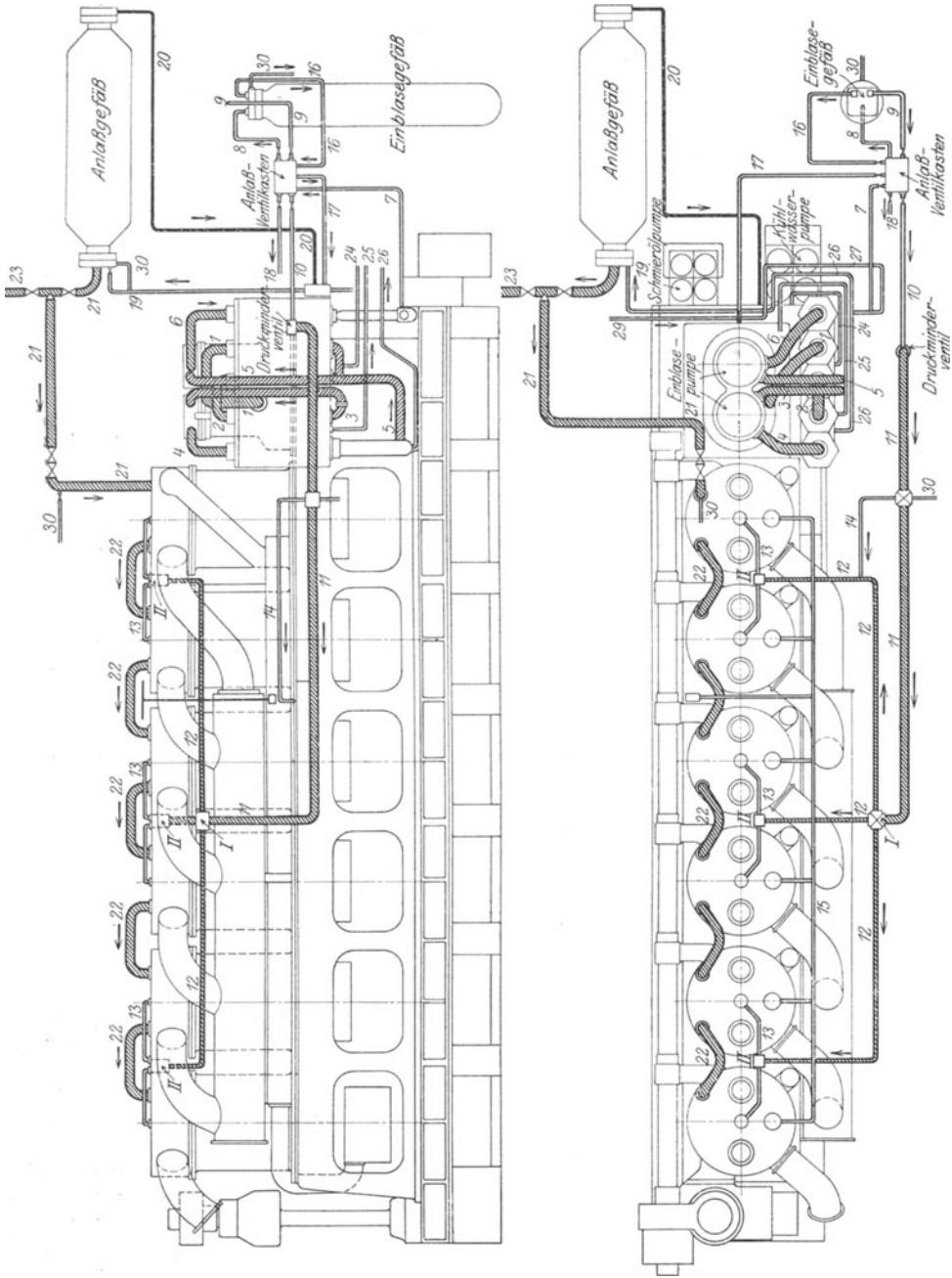


Abb. 69—70. Schema der Einblase- und Anlaßflulleitungen.

der ersten Zündung abzuleiten. Das Entspannungsventil wird zwangsläufig mittelst Gestänge von der oberen Anlaßwelle aus betätigt. Die Eröffnung des Ventils findet statt, sobald der Anlaßhebel aus der Betriebsstellung in die Stoppstellung gebracht ist.

Das Auffüllen der Anlaßgefäße erfolgt entweder durch unmittelbares Aufpumpen derselben von der Mitteldruckstufe der Luftpumpe oder, wie in der Abb. 59 dargestellt, durch Überschleusen der Luft von dem Einblasegefäß. Zu diesem Zweck führt von dem Einblasegefäß eine Leitung 16 über den Einblaseventilkasten und weiter als Leitung 17 zu einem Überfüllventil, das an der Stirnseite der Einblaseluftpumpe angeordnet ist, von dem aus die Leitung 19 die Verbindung mit dem Anlaßgefäß herstellt. Die Leitungen 16 und 17 dienen zur Entwässerung des Einblasegefäßes; Leitung 20 entwässert die Anlaßflasche.

In die zur Maschine führende Anlaßleitung 21 ist ein Absperr- und bisweilen auch noch ein besonderes Druckminderventil eingeschaltet, um den Anlaßdruck zur Schonung der Triebwerksteile und der Lager auf den geringsten, zum sicheren Anspringen der Maschine erforderlichen Anlaßdruck einstellen zu können.

Die Zuführung der Luft zu den Anlaßventilen erfolgt durch Kanäle in den Zylinderdeckeln und die Überströmleitungen 22. Ein am letzten Arbeitszylinder angeordnetes Sicherheitsventil sichert die Leitung gegen das Auftreten zu hoher Anlaßdrucke.

Die verschiedenen Entwässerungsleitungen der Luftpumpe 24, 25 und 26 sowie die Manometerleitungen und notwendigen Absperrorgane in den Luftleitungen sind der schematischen Darstellung Abb. 69—70 zu entnehmen.

b) Luftpumpe, Wasser- und Ölabscheider.

Bei der Beschreibung der Einblasepumpen (S. 83) war bereits darauf hingewiesen worden, daß angestrebt werden muß, nicht nur die Temperatur der von der Pumpe angesaugten Luft möglichst niedrig zu halten, sondern auch eine nachhaltige Kühlung der zu komprimierenden Luft nach jeder einzelnen Druckstufe vorzunehmen ist, um den Lieferungsgrad der Pumpe so weit als möglich zu erhöhen und den Arbeitsaufwand auf ein Mindestmaß herabzusetzen.

Die Einrichtungen, der Druckluft die Wärme zu entziehen, bestehen, wie gleichfalls bereits früher angedeutet wurde, in Rohrschlangen und Röhrenkühlern, die von Seewasser umspült werden, und von denen die letzteren infolge der Möglichkeit, große Kühlflächen auf kleinem Raume unterzubringen, die weitaus wichtigste Rolle im Schiffsölmaschinenbau spielen.

Das Material der Kühlrohre ist entweder Bronze oder Kupfer. Eine besonders für die Ölmaschinen von Unterseebooten und Handelsschiffen gleich gut bewährte Kühleranordnung zeigt die Abb. 71.

Die Luft wird bei derartigen Kühlern stets durch die Rohre, das Kühlmittel, in diesem Falle Seewasser, im Gegenstrom um die Rohre herumgeführt. Um eine gute Reinigung der Kühler sicherzustellen, von der die Wirksamkeit außerordentlich abhängig ist, werden die Systeme

ausschließlich aus geraden, dünnwandigen Rohren allerdings von verschiedenen Querschnitten, unter denen der Kreis- und Ellipsenquerschnitt vorwiegen, ausgeführt.

Der in der obigen Abbildung dargestellte Einblasluftkühler besteht

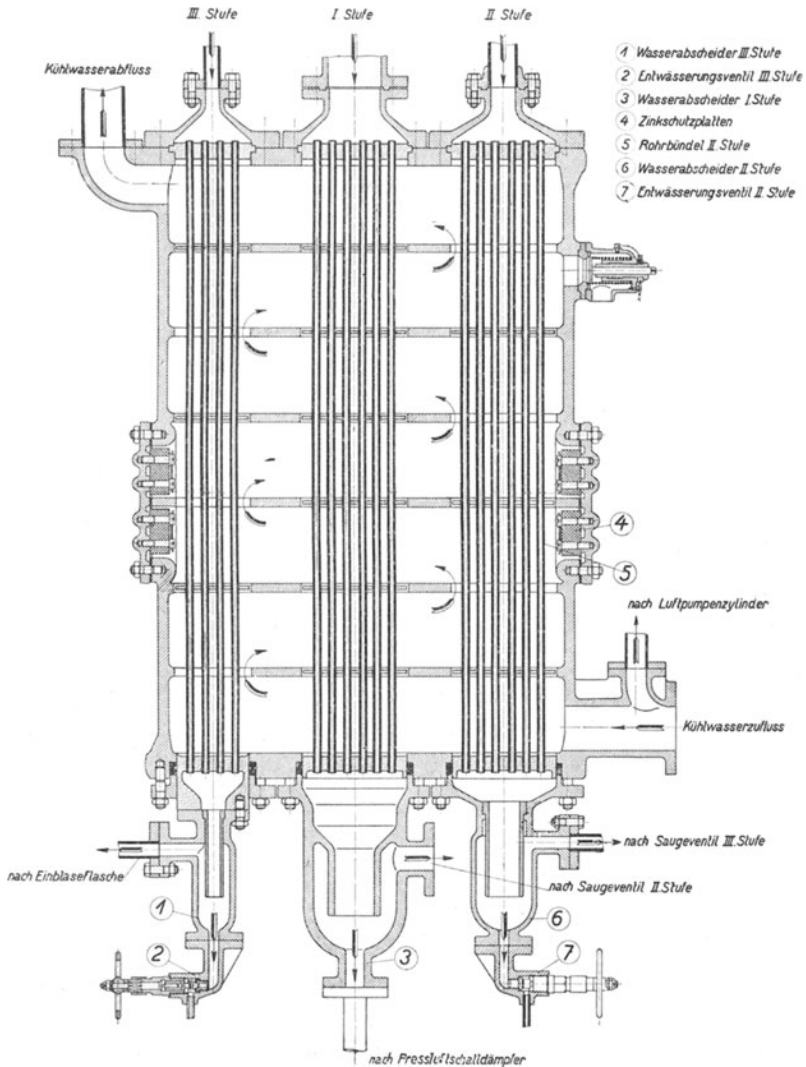


Abb. 71. 3-stufiger Röhren-Luftkühler.

aus einem Bronzegehäuse, in dem drei Röhrenbündel, und zwar je eins für die Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckstufe der Einblasluftpumpe, untergebracht sind. Die zu kühlende Luft durchströmt die Kühlrohre von oben nach unten, da die durch die Kühlung spezifisch

schwerer gewordenen Luftteilchen das Bestreben haben, nach unten zu sinken. Das Wasser spült den äußeren Umfang der Rohre, tritt an der Luftaustrittsseite ein und verläßt, nachdem es die Röhrenbündel für die Hochdruck-, Niederdruck- und Mitteldruckstufe nacheinander umströmt hat, das Kühlergehäuse an der Lufteintrittsseite.

Bemerkenswert ist die Befestigung der Kühlrohre in den Rohrböden, die mit Rücksicht auf die starke Längenausdehnung der Rohre durch die Wärme verschiebbar angeordnet werden müssen. Auf die aus Kupfer bestehenden Rohrböden wird ein Überwurfring aus Bronze mit Flachgewinde aufgesetzt und mittelst einer Anzahl in dem letzteren angeordneter Druckschrauben gegen eine den Anschlußflansch tragende Kappe gepreßt¹⁾. Die Dichtung zwischen Kappe und Rohrboden wird durch einen Asbestring hergestellt.

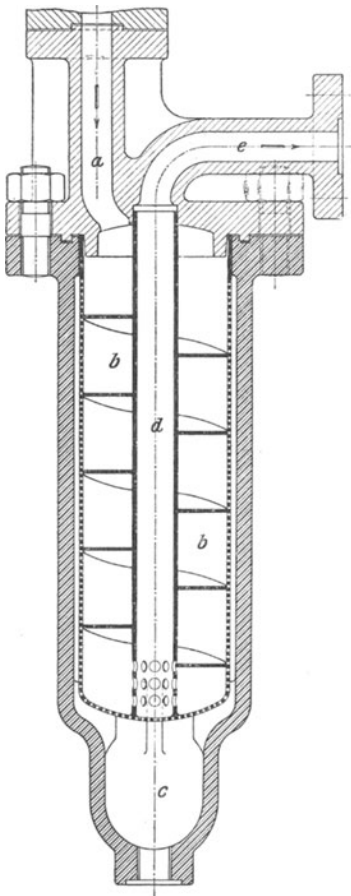


Abb. 72. Flüssigkeitsabscheider.

Die Abdichtung zwischen Rohrbündel und Kühlergehäuse erfolgt durch eine Stopfbüchse. Die Befestigung der Kühlrohre in den Rohrböden ist durch Hartlötung ausgeführt. Zinkschutzplatten werden zur Verhinderung von elektrolytischen Materialzerstörungen an geeigneten Stellen des Kühlergehäuses auf der Wasserseite angeordnet. Da im Falle von Rohrzerstörungen das Kühlergehäuse unmittelbar unter Preßluftdruck steht, für den es im allgemeinen nicht gebaut ist, sucht man durch Anordnung von gußeisernen Sprengplatten einer Zerstörung des Gehäuses vorzubeugen. Da durch die Abkühlung der Einblaseluft in den Luftkühlern der einzelnen Druckstufen Wasser und Öl ausgeschieden wird, sind unmittelbar hinter den einzelnen Kühl-

stufen Flüssigkeitsabscheider (Abb. 60) einzubauen, um die folgenden Kühler nach Möglichkeit rein und die durch die ölhaltige Luft gegebenenfalls auftretenden Betriebsstörungen (vgl. S. 92: Schmieröl-explosionen) hintenanzuhalten.

Eine weitere Ausführungsform eines derartigen Abscheiders ist in der Abb. 72 wiedergegeben. Die wasser- und ölhaltige Luft tritt durch den

¹⁾ Gesetzlich geschützte Bauart der Firma Fr. August Neidig, Mannheim.

Stutzen *a* ein, durchströmt den nach abwärts gerichteten Schneckengang *b*, wobei durch die Zentrifugalwirkung und die Reibung der Luft an den

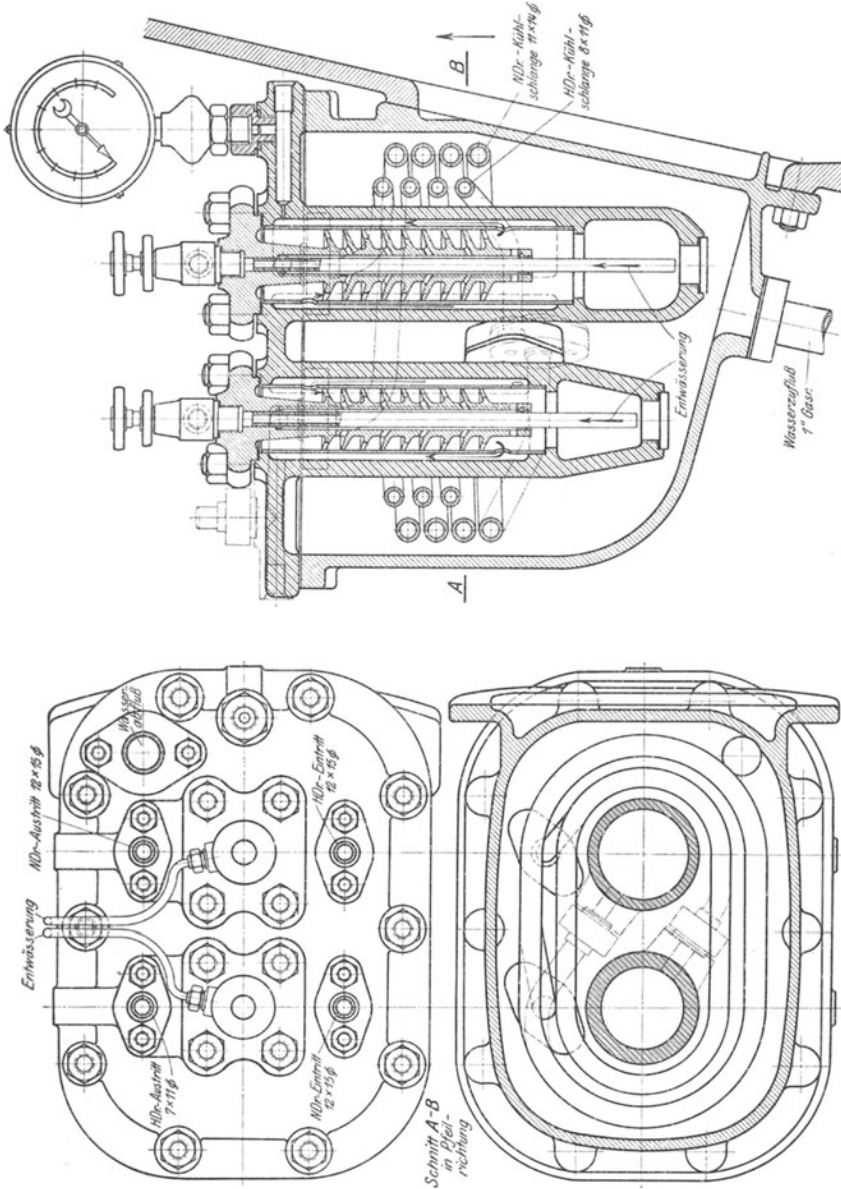


Abb. 73—75. Luftkühler und Flüssigkeitsabscheider.

gelochten Blechen der äußeren Kanalwandung Wasser und Öl nach dem äußeren Sammelraum *c* abgeleitet und das Wasser-Ölgemisch durch die untere Austrittsöffnung abgelassen wird. Die getrocknete Luft steigt

durch das zentral angeordnete Rohr d aufwärts und gelangt nach der nächsten Druckstufe bzw. dem Einblasegefäß.

Bei kleineren Anlagen findet man bisweilen eine Verbindung von Lufterkühler und Ölabscheider, wie sie in einer Bauart der A. E. G. in den Abb. 73—75 dargestellt ist.

Die zu kühlende Einblaseluft wird hierbei nach dem Austritt aus der Niederdruck- bzw. Hochdruckstufe durch je eine besondere Kühlschlange geleitet, die mit dem zugehörigen Öl und Wasserabscheider in einem gemeinsamen, am Maschinengestell angeordneten Kühlwasserbehälter untergebracht sind.

Die aus dem Niederdruckventil der Einblaseluftpumpe austretende Luft tritt durch den Deckel des Behälters in die N. D.-Kühlschlange ein und durchströmt den treppenartig ausgebildeten N. D.-Abscheider von oben nach unten, kehrt im unteren Teile desselben um und gelangt durch einen Zwischenraum zwischen dem Ölabscheider und dem umschließenden Gehäuse wieder nach dem Behälterdeckel und von da zu dem Saugventil der nächsten Druckstufe der Einblasepumpe. In gleicher Weise spielt sich der Kühlvorgang für die aus der Hochdruckstufe austretende Luft ab.

c) Einblasedruckregler.

Bei der Besprechung des Brennstoffventils (S. 59) wurde bereits darauf hingewiesen, daß die Höhe des Einblasedrucks des Brennstoffventils nach der jeweiligen Belastung der Ölmaschine zu regeln ist.

Besitzt die Ölmaschine keine selbsttätige Einblasedruckregelung, wie fast stets im Handelsschiffsbau, so muß die Regelung des Einblasedruckes durch den wachhabenden Maschinisten von Hand durch entsprechende Drosselung bzw. Öffnung des Regulierorgans der Einsaugleitung der Luftpumpe erfolgen.

Da für Handelsschiffs-Ölmaschinenanlagen die Fahrten im Revier immer nur einen verschwindend kleinen Teil der Gesamtreisedauer ausmachen werden, fällt diese Regelung von Hand nicht allzusehr ins Gewicht.

Anders im Kriegsschiffbau. Das Schema eines der hier fast stets vorhandenen Einblasedruckreglers, um je nach der Leistung und Umdrehungszahl der Maschine den Druck selbsttätig einzustellen, ist in der Abb. 76 dargestellt.

Das Druckminderventilgehäuse D ist durch das entlastete Kegellventil a in zwei Kammern getrennt, von denen die eine mit dem unter einem Druck von 60—70 at stehenden Einblasegefäß c durch die Leitung b verbunden ist, während die andere Kammer f durch die Leitung g unmittelbar mit dem Brennstoffventil in Verbindung steht. Der Kolben d des Druckminderventils wird außerdem durch eine Druckflüssigkeit (Schmieröl) beeinflusst, die die Wirkung der Feder e unterstützt. Die Erzeugung des Preßdrucks erfolgt durch zwei Preßpumpen h , die in ihrer Wirkungsweise und Bauart den Brennstoffpumpen entsprechen und meistens zusammen mit diesen angetrieben werden. Die Pumpen erzeugen einen Kreislauf der Druckflüssigkeit, indem sie das Schmieröl

durch die Leitung m ansaugen und durch die Ventile o_1 und o_2 nach der Leitung n und durch das einstellbare Ventil i in den Saugbehälter zurückdrücken. Je nach der größeren oder kleineren Eröffnung des Ventils i wird sich in der Leitung p ein größerer oder kleinerer Druck einstellen und damit das Druckminderventil mehr oder weniger eröffnen, also dem Brennstoffventil ein höherer oder niedriger Einblasedruck zugeführt werden.

Damit ist der erstrebte Zweck, dem Einblaseventil bei hoher Drehzahl der Maschine hohen, bei niederen Umdrehungen aber einen geringeren Einblasedruck selbsttätig zuzuführen, vollkommen erreicht.

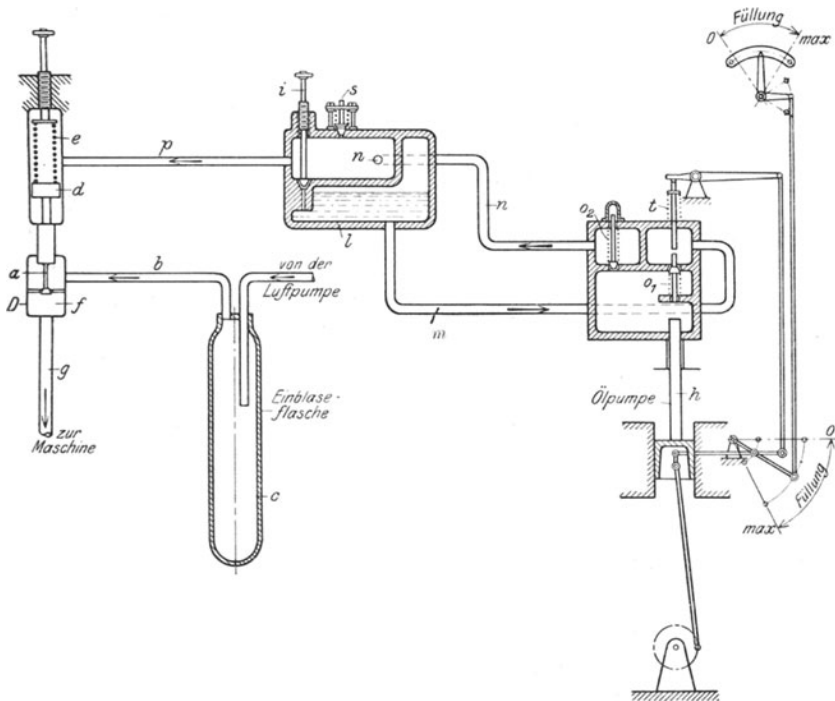


Abb. 76. Schema einer Einblasedruckreglung.

Außerdem kann die Förderleistung der Ölpumpen h aber auch noch durch die Brennstoff-Handregulierung geregelt werden, durch die je nach der Belastung der Ölmaschine, d. h. den den Brennstoffventilen zuzuführenden Brennstoffmengen das Saugventil o_1 längere oder kürzere Zeit durch den Anschlag t geöffnet gehalten wird, so daß eine entsprechende Druckänderung in der Leitung p eintritt. Der Einblasedruck in den Brennstoffventilen ist damit auch zwangsläufig abhängig von der jeweiligen Belastung der Maschine.

Die Einstellung des Druckminderventils erfolgt in der Weise, daß die Saugventile o_1 der beiden Ölpumpen h niedergedrückt werden, so daß die Förderleistung der Pumpen Null wird. Die Feder des Druck-

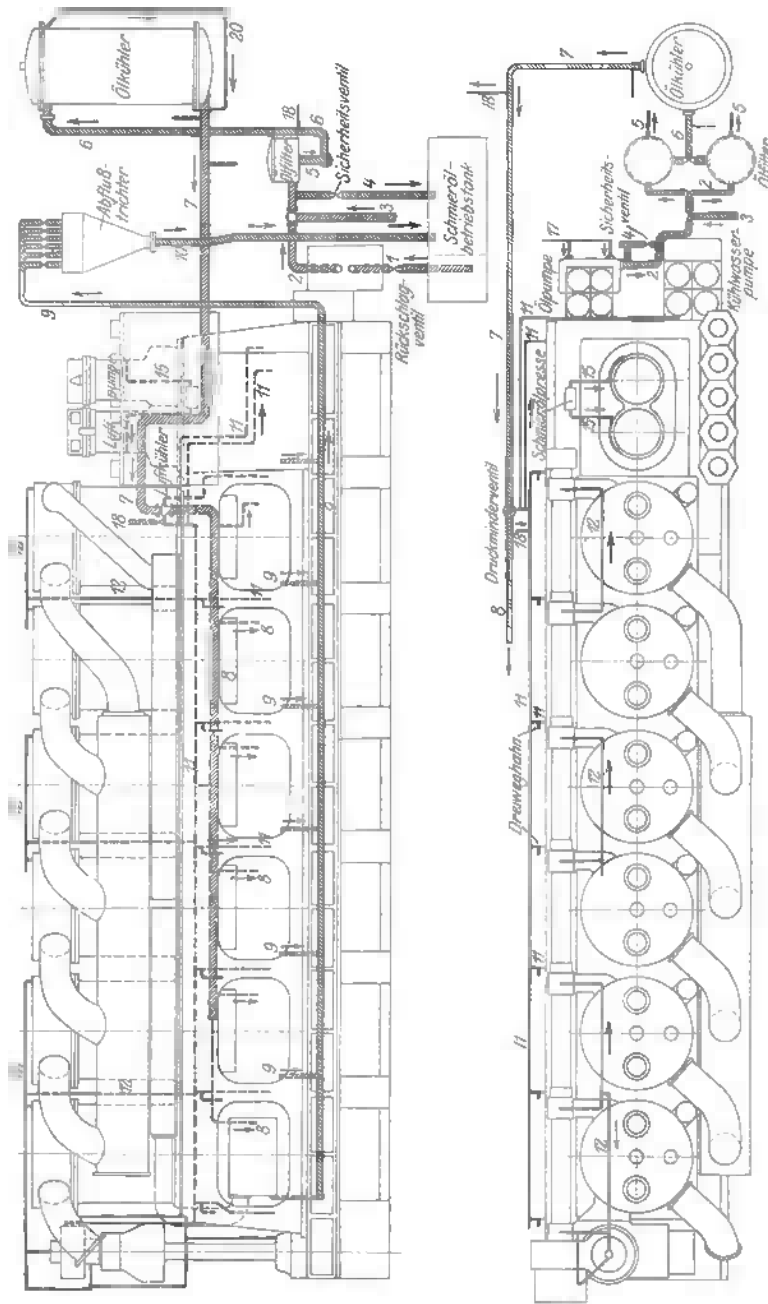


Abb. 77—78. Schema der Schmieröl- und Ölkühlleitungen einer Tauchkolbenmaschine.

minderventils wird dann bei einem Einblasedruck in der Flasche *c* von 60—70 at so eingestellt, daß der Druck in der Einblaseluftleitung 38 at beträgt, also gerade ausreicht, um den Kompressionsdruck im Arbeitszylinder von 32—35 at zu überwinden. Unter den Druck von 38 at darf der Einblasedruck unter keinen Umständen sinken.

5. Schmieröl- und Ölkühlleitungen.

Als Grundsatz gilt heute im Schiffsölmaschinenbau, daß alle wichtigen, in Bewegung befindlichen Wellen, Zapfen und Triebwerksteile durch Preßöl geschmiert werden. Hierzu gehören im besonderen die Grundlagen, Kurbellager, Kreuzkopfzapfen, Arbeitskolben und Führungskolben. Alle übrigen rotierenden und gleitenden Teile des Getriebes und der Steuerung können dagegen durch die im Schiffsdampfmaschinenbau üblichen Zentralschmiereinrichtungen oder von Hand versorgt werden.

Da es sich im Ölmaschinenbau infolge der erheblich größeren Zahl zu schmierender Teile meist auch um die Förderung wesentlich größerer Schmierölmengen als im Dampfmaschinenbau handelt, wird stets eine besondere Schmierölpumpe, die als Zahnrad- oder Zentrifugalpumpe ausgebildet ist, vorgesehen, der die Aufgabe zufällt, das Schmieröl in einem dauernden Kreislauf durch das gesamte Netz der Schmierölleitungen zu drücken. Der Druck in den Schmierölleitungen beträgt für die verschiedenen Lager etwa 1,5—2,0 at, für die Arbeitskolben etwa 3—4 at.

Das aus einem besonderen Schmierölbehälter angesaugte Öl sammelt sich, nachdem es den einzelnen Schmierstellen zugeführt worden ist, in der Kurbelbilge der Ölmaschine, wird von hier durch einen Filter, und wenn erforderlich durch einen Ölkühler, gesaugt oder gedrückt und dann von neuem den Öldruckleitungen zugefügt.

Erfolgt auch die Kolbenkühlung durch Schmieröl, so wird zweckmäßig eine zweite Schmierölpumpe und

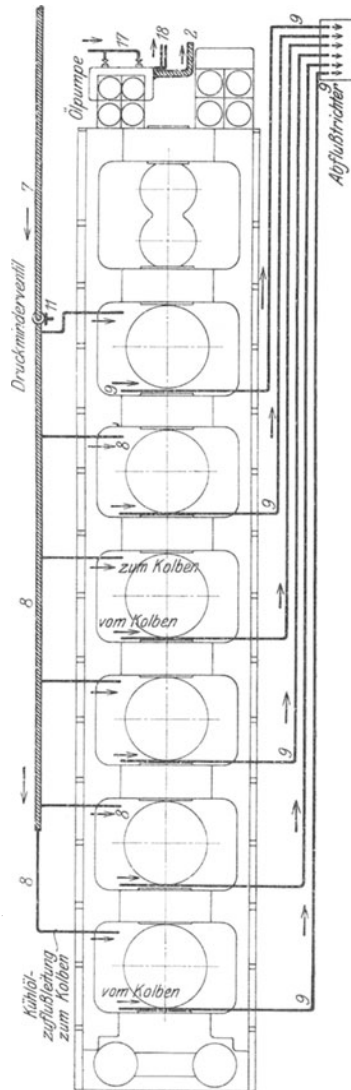


Abb. 79. Schema der Schmieröl- und Ölkühlleitungen einer Tauchkolbenmaschine.

zwar am besten eine Kurbelkolben- oder Zentrifugalpumpe vorgesehen, da es sich dann um die Förderung großer Ölmengen handelt, die infolge der hohen Kolbentemperaturen stets nachhaltig rückgekühlt werden müssen.

Werden die Arbeitskolben und die Grund- und Kurbellager durch die gleiche Schmierölpumpe gekühlt, so sind die einzelnen Rohrstränge mit Regulierorganen und Druckminderventilen für die Wellenlager zu versehen.

In den Abb. 1—5 der Tafel I ist der Schmierölplan für eine sechszyindrige Schiffsdieselmachine dargestellt. Eine unabhängig von der Ölmaschine angetriebene Schmierölpumpe drückt das Öl durch die Leitung (3) nach den Grundlagern, von denen aus es durch die hohl gebohrte Kurbelwelle den Kurbelzapfen und von hier weiter durch die ausgebohrte Pleuelstange auch den Kreuzkopfzapfenlagern zugeführt wird. Parallel geschaltete Ölleitungen versorgen die Gleitbahnen durch die Leitungen 1. Das aus allen unter Druck geschmierten Lagern ausfließende Öl sammelt sich in der Kurbelwanne 4, aus der es die Schmierölpumpe absaugt und nach Reinigung und gegebenenfalls Kühlung von neuem in stetem Kreislauf der Maschine wieder zuführt.

a) Schmierölpumpen.

Neben den Kolben- und Zentrifugalpumpen bekannter Bauart haben im Schiffsolmaschinenbau neuerdings besonders Zahnradpumpen Eingang gefunden, die bei einfachster Konstruktion, infolge des Fehlens besonderer Saug- und Druckventile den Vorzug recht geringen Raumbedarfs und der Verwendbarkeit in jeder gewünschten Lage verbinden.

Der Antrieb derartiger Zahnradpumpen erfolgt entweder durch Elektromotoren, durch ein Rädervorgelege von der Kurbelwelle oder einen einfachen Stirnrantrieb von der vertikalen Steuerwelle der Ölmaschine aus.

Eine besonders für Schiffsolmaschinen von der Firma August Neidig, Mannheim, gebaute Zahnradpumpe für Schmieröl zeigen die Abb. 80 bis 81.

Diese Pumpe besitzt eine der Firma Neidig patentierte Druckentlastung, die darin besteht, daß der Boden der Zahnücken des angetriebenen Zahnrades a mit Bohrungen b bis zu der feststehenden Welle versehen ist, die durch entsprechende Aussparungen d und e jeweils mit dem Saugraum S bzw. Druckraum D der Pumpe wieder in Verbindung stehen. Die Aussparungen d und e auf der feststehenden Welle sind durch die Rippe f derart voneinander getrennt, daß die Löcher b im Bereiche einer Aussparung immer auf derselben Pumpenseite liegen müssen.

Auf diese Weise wird für die Druckseite erreicht, daß das zwischen zwei zum Eingriff kommenden Zähnen g und h befindliche Schmieröl ungehindert durch die Bohrung b und die Aussparung d abfließen und durch die weitere Bohrung b_1 zum Druckraum zurücktreten kann. Um das Abfließen des Öls aus der Zahnücke nach der Bohrung noch zu erleichtern, sind außerdem die Zahnflanken mit Nuten i versehen. Beim

Additional information of this book

(*Schiffs-Ölmaschinen*; 978-3-642-98250-7) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

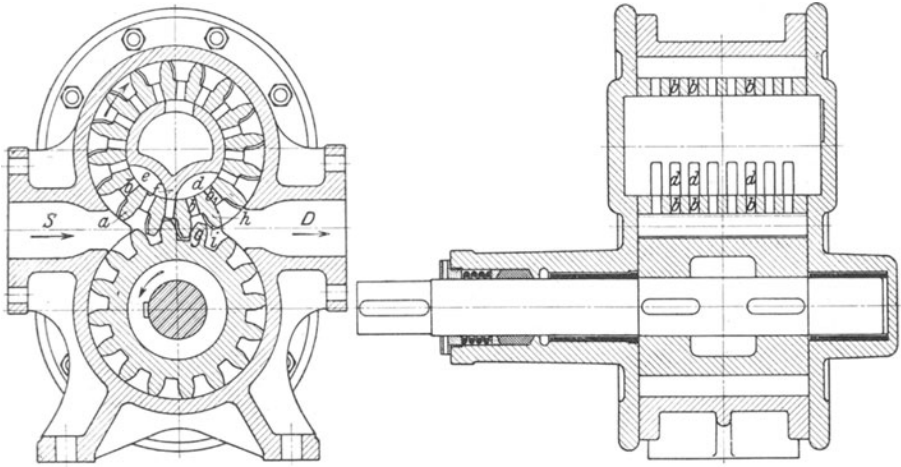


Abb. 80—81. Zahnrad-Schmierölpumpe.

Fehlen der Bohrungen b würde ein großer Druck auf die Wellenzapfen der Stirnräder kommen und damit eine starke Abnutzung der Lager bei erheblichem Kraftaufwand eintreten.

Da es bei angekuppelten Schmierölpumpen von Schiffsmaschinen wesentlich ist, daß auch nach erfolgter Umsteuerung der Maschine eine

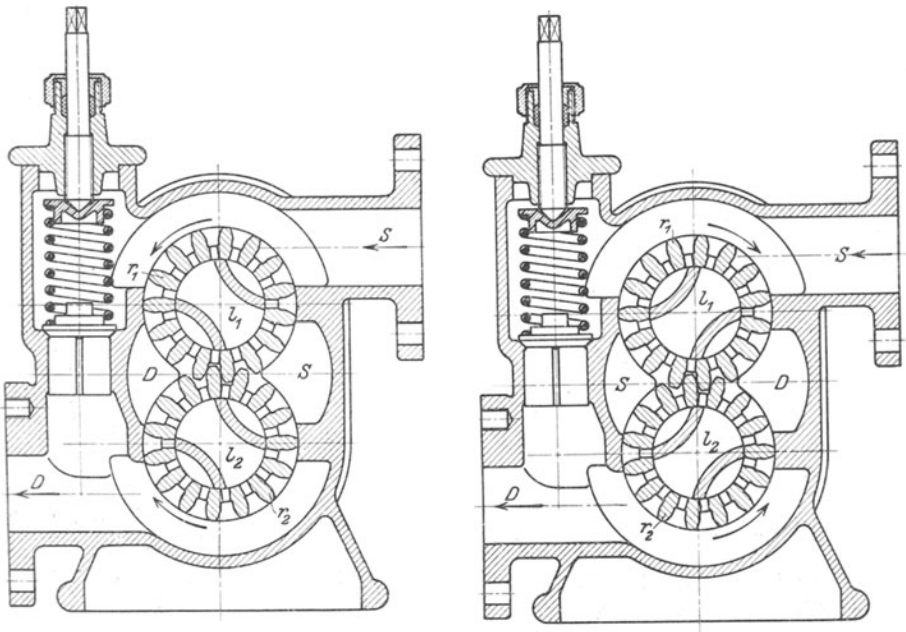
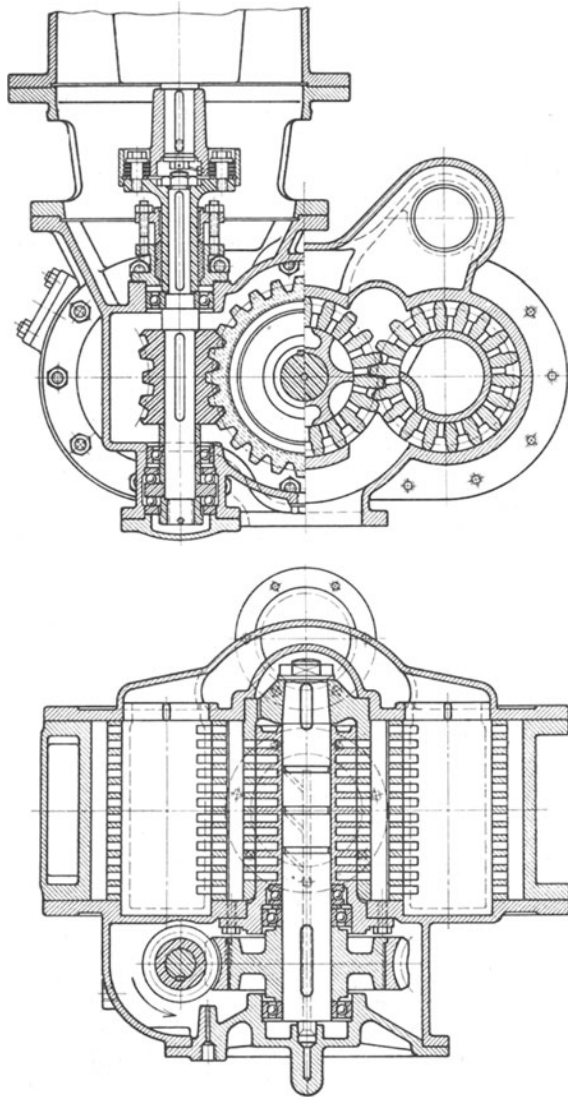


Abb. 82—83. Zahnradpumpe für wechselnde Antriebsrichtung.

Vertauschung der Saug- und Druckleitungen durch Umstellen von Hähnen oder Ventilen nicht vorgenommen zu werden braucht, hat die in den Abb. 82—83 dargestellte Zahnradpumpe weite Verbreitung



gefunden, da bei dieser Bauart eine selbsttätige Umstellung der als Drehschieber ausgebildeten Leitkanäle l_1 und l_2 im Inneren des angetriebenen und treibenden Zahnrades r_1 und r_2 erfolgt. Sobald die Ölmaschine in anderer Drehrichtung angelassen wird, werden die Drehschieber l_1 und l_2 durch die Reibung in den Räderbohrungen um einen gewissen Winkel bis zu einem Anschlag mitgenommen. Die Pumpe fördert damit, trotz wechselnder Umlaufrichtung, dauernd — wie aus den in den Abb. 82—83 in die Saug- und Druckleitungen eingetragenen Pfeilen ersichtlich — in der gleichen Richtung.

Um auch bei dieser Bauart eine gute Druckentlastung herbeizuführen, sind wegen der wechselnden Drehrichtung der Zahnräder sowohl das getriebene wie das antreibende Rad im Boden der Zahnluken mit den oben

Abb. 84—85. Zahnradpumpe für große Förderleistungen.

erwähnten Bohrungen versehen worden.

Die bauliche Ausgestaltung einer derartigen Zahnradpumpe für große Leistungen zum Fördern von Kolbenkühl- und Lagerschmieröl mit An-

trieb durch einen Elektromotor mit vertikaler Welle und unter Zwischenschaltung eines Globoidschneckengetriebes zeigen die Abb. 84—85.

Außer der an die Ölmaschine angehängten Schmierölpumpe ist stets eine selbständig angetriebene Reservepumpe vorzusehen, die ihrer Bauart nach eine der vorgenannten Pumpen sein kann und die gewöhnlich durch einen Elektromotor angetrieben wird.

Falls an Bord besondere Schmierölübernahmepumpen aufgestellt sind, wie stets für Ölmaschinenanlagen auf Handelsschiffen, so finden auch hierfür die vorerwähnten Bauarten, bisweilen auch, namentlich wenn eine Hilfskesselanlage an Bord vorgesehen ist, Duplex-Kolbendampfpumpen bekannter Konstruktion Verwendung.

b) Ölkühler.

Um die dem Schmieröl durch die Reibungsarbeit der hoch beanspruchten Ölmaschinenlager sowie durch die Kühlung der Arbeitskolben mitgeteilte Wärme wieder zu entziehen, werden Ölkühler eingebaut, in denen das Schmieröl in gleicher Weise wie bei der Beschreibung der Luftkühler (vgl. S. 105) ausgeführt, durch Seewasser rückgekühlt wird. Kühler aus einfachen, von Seewasser umspülten Rohrschlangen sind wegen ihres großen Platzbedarfs und ihres schlechten Wirkungsgrades in den letzten Jahren fast ganz von engrohrigen Kühlapparaten verdrängt worden, von denen die Abb. 86 und 87 zwei neuere Bauarten darstellen.

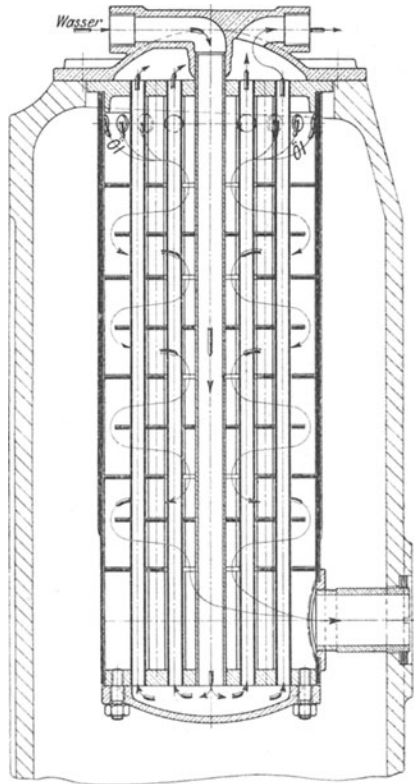


Abb. 86. Ölkühler.

Die Röhrenkühler bestehen in der Hauptsache aus einem Röhrenbündel vieler einzelner, paralleler, dünnwandiger Kupferrohre von 1—2 m Länge, die in einem flußeisernen Gehäuse derart untergebracht sind, daß das Kühlwasser durch die Rohre, das Öl dagegen um die Rohre geführt wird. Durch Anordnung von Führungswänden gelangt das zu kühlende Schmieröl abwechselnd von der Mitte des Röhrenbündels nach dem Mantel des Ölkühlers, so daß die Wärmeentziehung gleichzeitig im Quer- und Gegenstrom vorgenommen wird.

Da auch bei den Ölkühlern auf die Längenausdehnung der Kühlrohre sorgfältig Bedacht genommen werden muß, da jede Rohrundich-

tigkeit ein Verseifen des Schmieröls hervorrufen würde, wird gewöhnlich nur ein Rohrboden im Kühlergehäuse festgelegt, während dem zweiten

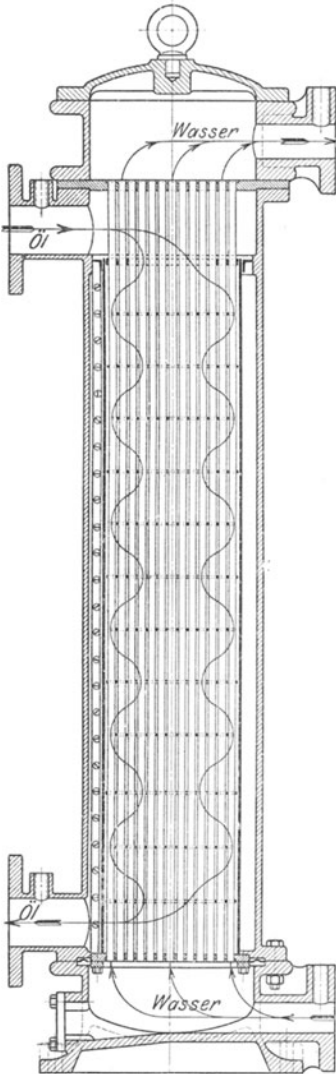


Abb. 87. Ölkühler.

soll ausreichend sein, um den ganzen Schmierölbedarf zu reinigen, so daß während des Betriebes der Ölmaschine die Filter einzeln für Reinigungszwecke abgeschaltet werden können.

Der in Abb. 88—89 dargestellte Doppelfilter, der für Treiböl und Schmieröl zu verwenden ist, besteht aus zwei Gehäusen aus Stahlguß

Boden eine gewisse Beweglichkeit in der Längsachse der Rohre zugestanden wird. In der in Abb. 87 dargestellten Bauart ist die Beweglichkeit des Rohrbodens dadurch erreicht, daß derselbe mittelst einer kräftigen gewellten Kupfermembran mit dem Kühlergehäuse verbunden ist.

Erfahrungen: Da im allgemeinen auf Seeschiffen keine hinreichenden Mengen Frischwasser mitgeführt werden können, kommt für die Rückkühlung des Schmieröls in erster Linie Seewasser in Betracht. Um Korrosionen der Röhrenbündel der Kühler zu verhindern, sind diese weitgehendst durch Anordnung von Zinkschutzplatten in den Seewasser führenden Räumen zu sichern.

Um auch während des Betriebes eine Reinigung der Röhrenbündel von eingedrunenem Sand und Schlamm vornehmen zu können, ohne die Bündel aus den Gehäusen auszubauen, wird zweckmäßig ein Preßluftanschluß an den Deckeln der Kühler und ein Entwässerungshahn von hinreichender Größe am anderen Kühlerende vorgesehen, so daß der Röhreninhalt in die Bilge abgeblasen werden kann.

c) Ölfilter.

Um das Schmieröl von mitgeführten mechanischen Unreinigkeiten, aber auch von eventuell in der Kurbelwanne aufgenommenen Verbrennungsrückständen aus den Arbeitszylindern zu befreien, werden in der Schmierölleitung, gewöhnlich vor dem Ölkühler, und zwar meist paarweise, Ölfilter eingebaut.

Die Größe jedes der beiden Filter

oder Gußeisen, die durch einen Doppel-Dreiweghahn einzeln oder zusammen in die Schmierölleitung eingeschaltet werden können. Die Filterkörper bestehen aus einer größeren Anzahl terrassenförmig über-

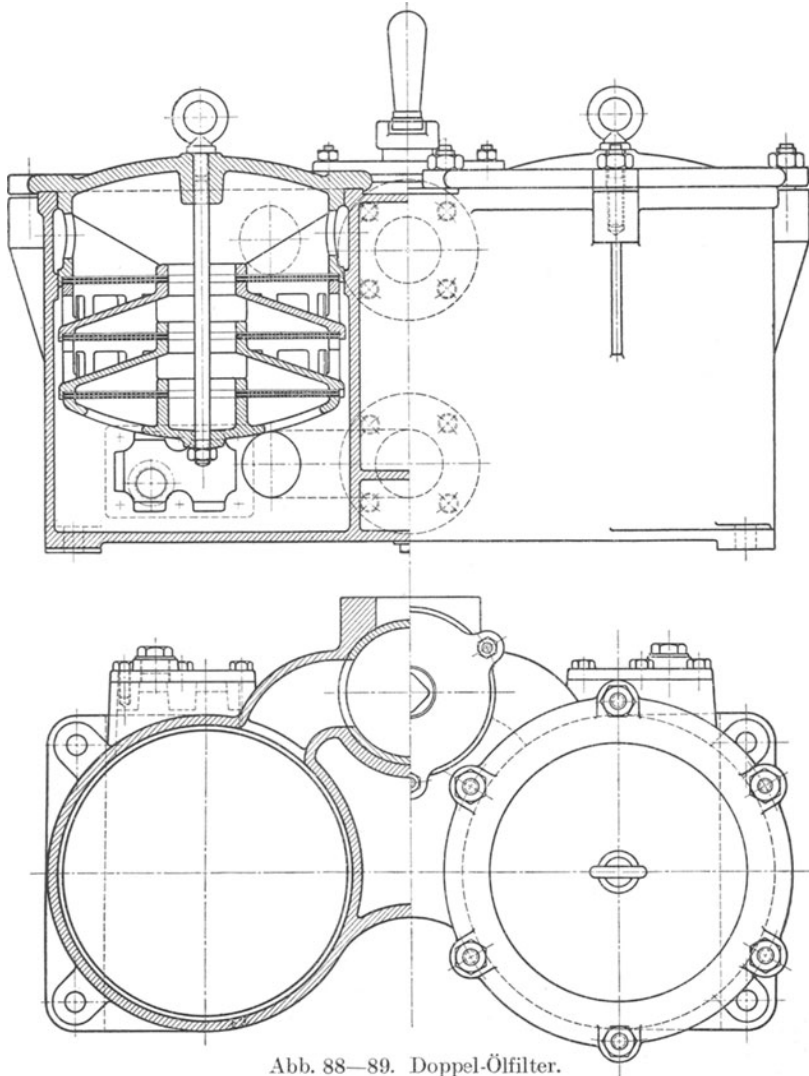


Abb. 88—89. Doppel-Ölfilter.

einander angeordneter Stahldrahtfiltersiebe, die durch zwischengelegte, gelochte Blechscheiben gegen ein Durchdrücken abgestützt sind und die unmittelbar mit dem oberen Abschlußdeckel des Filtergehäuses verbunden sind. Bei Abnahme des Deckels werden die Siebe mit diesem

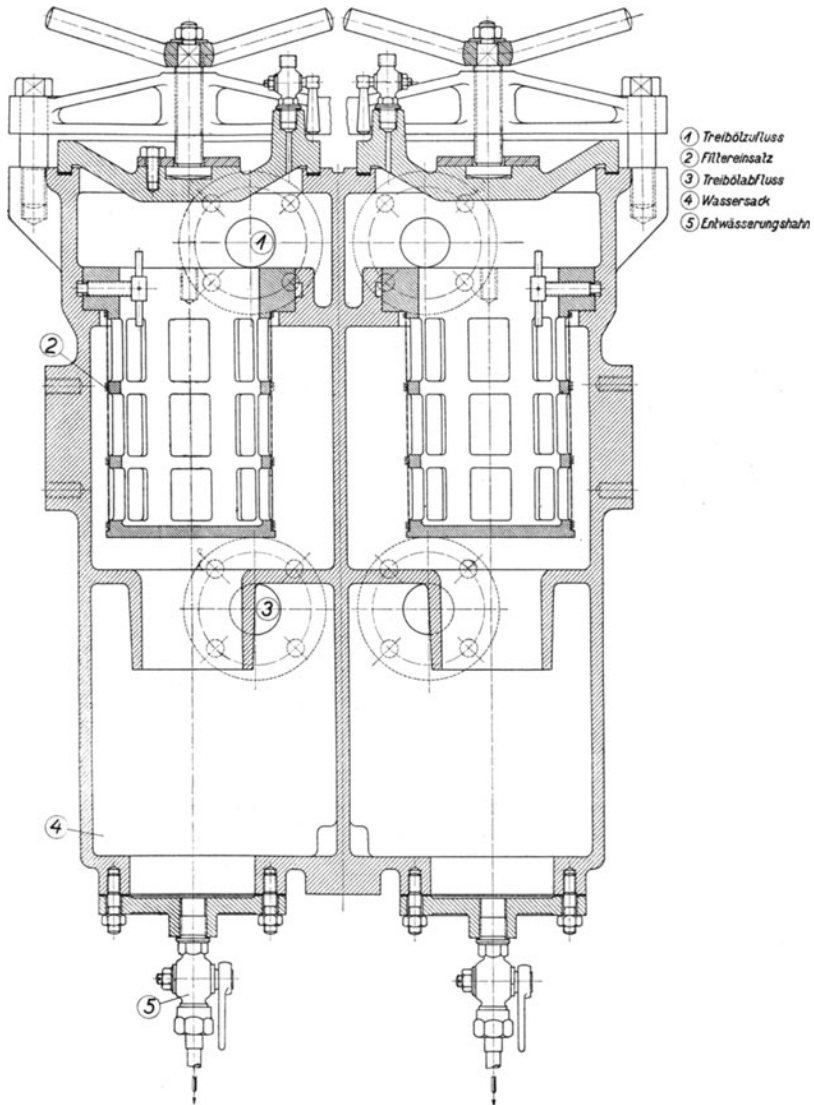


Abb. 90. Doppel-Ölfiler.

herausgezogen. Durch Reinigungsöffnungen im Unterteil des Filtergehäuses kann der hier ausgeschiedene Schlamm von Zeit zu Zeit entfernt werden.

6. Kühlwasserleitungen und -einrichtungen.

Die durch das Kühlwasser von den Ölmaschinen abzuführenden Wärmemengen werden durch zwei Forderungen bestimmt. Einmal müssen die Zylinder-, Deckel- und Kolbenwandungen dauernd so kühl

gehalten werden, daß infolge der durch die Verbrennungswärme im Zylinder erzeugten Temperatursteigerung die Festigkeit des Materials der den Verbrennungsraum umschließenden Konstruktionsteile nicht unzulässig beeinflußt wird, zum andern dürfen die infolge verschiedener Materialquerschnitte oder ungleichartiger Kühlung in den Wandungen der Maschine auftretenden Temperaturdifferenzen und die hierdurch verursachten ungleichen Wärmeausdehnungen nicht so groß werden, daß diese unzulässige Spannungen und damit Rißbildungen im Gefolge haben.

Nach den Untersuchungen von Professor Junkers belaufen sich die durch die Verbrennung des Treiböls von den Wandungen des Arbeitszylinders aufzunehmenden und an das Kühlwasser abzuführenden Wärmemengen für 1 qm und 1 st bei einem Temperaturgefälle von 208° C in den Zylinderwandungen auf etwa 260000 WE. Die hierdurch in den Zylinder-, Deckel- und Kolbenwandungen unvermeidlich auftretenden und mit zunehmender Größe der Zylinderabmessungen noch erheblich wachsenden Wärmespannungen werden ein zulässiges Maß nur dann nicht übersteigen, wenn für eine hinreichende Wasserkühlung der Wandungen gesorgt wird. Nimmt man für eine mittelgroße Schiffsölmachine einen Treibölverbrauch von 180 g/PS_e bei einem Heizwert des Öls von 10000 WE an, so sind von den durch die Verbrennung für die PS-Stärke frei werdenden

$$0,18 \cdot 10000 = 1800 \text{ WE}$$

erfahrungsgemäß etwa 1000 WE durch das Kühlwasser und mit den Auspuffgasen abzuführen. Und zwar entfallen von diesen etwa 60 v. H. auf das Kühlwasser, der Rest auf die Auspuffgase. Bei einer Temperaturzunahme des Kühlwassers um etwa 40° C — von einer Eintrittstemperatur $t_1 = 15^\circ \text{C}$ auf eine Austrittstemperatur $t_2 = 55^\circ \text{C}$ — verlangen die aufzunehmenden Wärmeinheiten eine Kühlwassermenge von

$$\frac{0,6 \cdot 1000 \text{ WE}}{40^\circ} = 15 \text{ l für } 1 \text{ PS}_e/\text{st.}$$

An der Aufnahme der abzuführenden Wärmemengen sind beteiligt:

der Zylindermantel	mit etwa 50 v. H.
„ Zylinderdeckel	„ „ 25 „ „ und
„ Kolben	„ „ 25 „ „

Wie die bereits oben angegebenen, grundlegenden Untersuchungen von Junkers dargelegt haben, verlangt die Ölmaschine eine ganz besonders sorgfältig durchgebildete Kühlung der den Verbrennungsraum einschließenden Wandungen, da die Wärmeübertragung auf die Wandungen nicht nur abhängig ist von der Höhe der Verbrennungstemperatur, sondern auch in ganz besonderem Maße von der Höhe des Verbrennungsdruckes und der Wirbelung der Gase im Verbrennungsraum.

Die Kühlung der Wandungen wird in den weitaus meisten Fällen durch Frisch- oder Seewasser, die der Kolben vereinzelt auch durch Öl vorgenommen.

Die Verwendung von Frischwasser wird stets die einwandfreieste Kühlung darstellen; leider fehlt es im Seeschiffahrtsbetriebe meist an

genügenden Vorräten, um sie durchweg zur Anwendung bringen zu können. Die neueren Anschauungen gehen jedoch dahin, bei Leistungen von etwa mehr als 350 PS_i für die Zylindereinheit und bei Maschinen mit höherem, mittleren indizierten Arbeitsdruck von mehr als 7,0 at Frischwasserkühlung wenigstens für die Zylindermäntel, Zylinderdeckel und doppelwandigen Auspuffrohre vorzusehen, während die Kolben selbst mit Seewasser gekühlt werden, sofern nicht Ölkühlung in besonderen Fällen vorgesehen wird.

Die Anordnung einer neuzeitlichen See- und Frischwasserkühlung für eine Ölmaschine von etwa 2600 PS_i in einer von der Deutsche Werft, Hamburg, ausgeführten Anordnung zeigt Abb. 91.

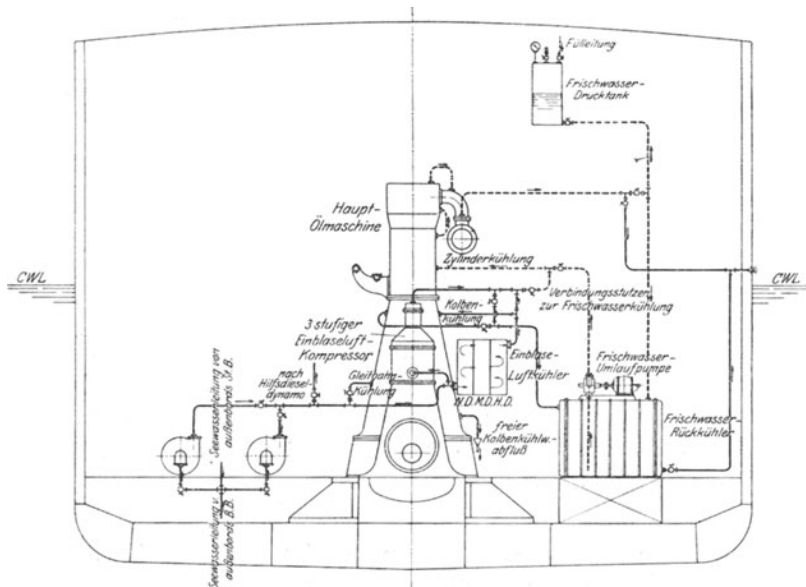


Abb. 91. Schematische Anordnung einer See- und Frischwasser-Kühlanlage.

Die Versorgung der Haupt- und Hilfsdieselmotore erfolgt im wesentlichen durch Seewasser, das durch eine Außenbordsleitung entnommen wird, und zwar sind, wie aus dem Schema ersichtlich, 2 Zentrifugal-Kühlwasserpumpen aufgestellt, von denen jede volle Reserve für die andere bildet. Von der gemeinsamen Druckleitung dieser Pumpen zweigen besondere Rohrstränge nach den Hilfsdiesel-Dynamos ab. Das Kühlwasser für die Hauptmaschine findet zunächst zur Kühlung des angehängten Kompressors Verwendung, von dem sowohl die Mäntel der einzelnen Druckstufen wie die zwischen jede Stufe geschalteten Luftkühler mit Seewasser gekühlt werden. Das aus den vorgenannten Teilen austretende Kühlwasser durchströmt alsdann die Arbeitskolben, aus denen es im freien Ausfluß nach der Bilge abgeführt und durch eine besondere Kolbenkühlwasser-Auswurfpumpe über Bord befördert

wird. Dasselbe Kühlwasser dient bei reiner Seewasserkühlung in der Hauptmaschine auch zum Kühlen der Zylindermäntel, Zylinderdeckel und Auspuffrohre, während bei Kühlung mit Frischwasser, wie aus der Schemazeichnung Abb. 91 hervorgeht, das in einem besonderen Frischwasserkühler rückgekühlte Kühlwasser durch eine besondere Zentrifugalpumpe durch die Kühlräume der Zylindermäntel, Zylinderdeckel und Auspuffrohre in stetem, geschlossenem Kreislauf gehalten wird. An diesen Kreislauf ist ein besonderer, im Maschinenschacht angeordneter Frischwasserdrucktank angeschlossen, der zur Luftausscheidung dient und den nötigen Überdruck erzeugt, um Dampfbildungen in der geschlossenen Rohrleitung zu vermeiden.

Seewasser- und Frischwasserleitungen sind derart miteinander verbunden, daß im Falle von Frischwasserverlusten Zylindermäntel, Deckel und Auspuffrohre durch Umstellen zweier Ventile auch unmittelbar an die Seewasserleitung angeschlossen werden können.

Die Seewasserkühlung für die Kolben kann unbedenklich beibehalten werden, da die hin- und hergehenden Kühlwassermassen im Innern des Kolbens bei der großen Kolbengeschwindigkeit von etwa 4,0—4,8 m/sec keine Zeit finden, Unreinigkeiten auszuschleiden.

Bei der großen Wichtigkeit, die der Kühlung der Zylinder, Deckel, und Kolben zukommt, empfiehlt es sich, für die genannten Teile gesonderte Kühlleitungen zu verlegen, deren Abflußleitungen das Kühlwasser möglichst frei austreten lassen, um der Maschinenleitung eine dauernde, sichtbare Kontrolle des ungeminderten Kühlwasserdurchflusses zu geben. Soweit gleichartige Konstruktionsteile an dieselbe Kühlwasserleitung angeschlossen werden, sind die Ein- und Austrittsleitungen stets parallel und nicht hintereinander zu schalten, um die Kühlwassertemperaturen jedes einzelnen Kühlraums beobachten zu können.

Auf die Reinheit des Kühlwassers ist besonderer Wert zu legen. Wird Seewasser von außenbords verwandt, so ist dieses zur Befreiung von mechanischen Unreinigkeiten durch geeignete Filter zu leiten, die stets in den Saugleitungen der Kühlwasserpumpen anzuordnen sind. Die Abb. 92—93 zeigen einen derartigen Seewasserfilter, der aus zwei gleichartigen Filterkörpern besteht, die einzeln oder zusammen in Betrieb genommen werden können. Außer den aus den Abbildungen ersichtlichen Drahtsieben in dem Filterkorb wird letzterer gewöhnlich noch mit einem Sack aus Filtertuch überspannt. Um die Ausscheidung von Kesselsteinbildern hintenan zu halten, sollte die Temperatur des austretenden Zylinder- und Deckelkühlwassers 40—45° C nicht übersteigen. Für Anordnung einer genügenden Anzahl Handlöcher zur Entfernung abgelagerter Schlammengen in den Kühlwasserräumen muß Sorge getragen werden.

Neben der Kühlung der Verbrennungsräume mit kaltem Wasser sind verschiedentlich auch Vorschläge gemacht worden, die Kühlung der Wandungen der Verbrennungsräume auf einem höheren Temperaturniveau vorzunehmen, d. h. die Temperatur des ablaufenden Kühlwassers, die im Mittel auf etwa 40° C gehalten wird, auf etwa 100° C und noch darüber zu erhöhen.

Die Anwendung dieses Kühlverfahrens, unter dem Namen Siedekühlung bekannt geworden, geht davon aus, daß die Wärmespannungen

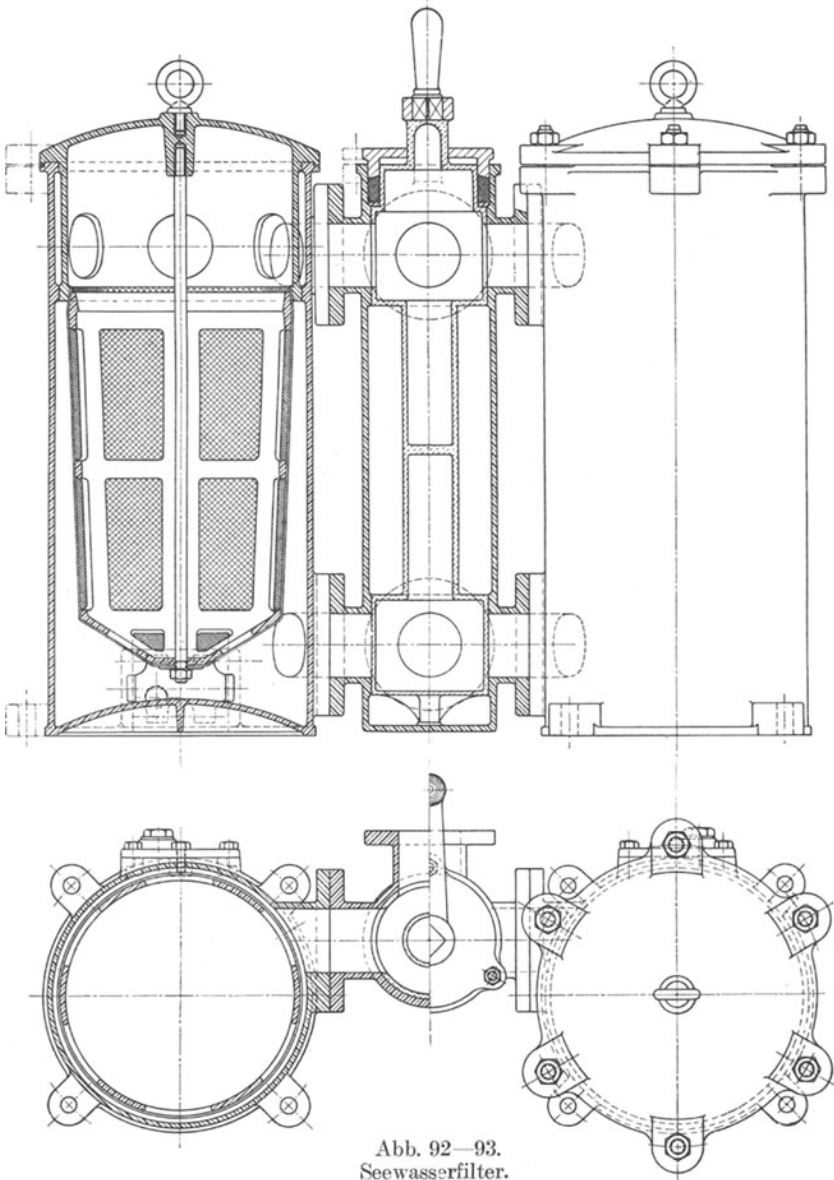


Abb. 92—93.
Seewasserfilter.

in den Wandungen der Verbrennungsräume, vor allem also in den Wandungen der Arbeitszylinder und Zylinderdeckel wachsen mit der Größe des Temperaturunterschiedes oder, was gleichbedeutend ist mit der

Größe des Temperaturgefälles innerhalb der Wandungen. Jede Temperaturerhöhung auf der Wasserseite der Kühlraumwandungen muß demnach auf eine Verminderung der Wärmespannungen in diesen Wandungen | bei gleicher Höhe der Verbrennungstemperaturen wirken.

Nimmt man das Wärmegefälle innerhalb der Wandungen eines Dieselmotors üblicher Bauart mit etwa 600°C an, so würde bei einer Erhöhung der Kühlwassertemperatur von 40°C auf $100^{\circ}\text{C} = 60^{\circ}\text{C}$ eine Verminderung der Wärmespannung um etwa 10 v. H. eintreten.

Die Erhöhung der Temperaturbasis des austretenden Kühlwassers hat aber auch noch den weiteren Vorteil, daß auch der thermische Wirkungsgrad des Ölmotors nicht unbeträchtlich verbessert wird, da der Wärmeübergang infolge verringerter Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Wandung des Verbrennungsraumes nicht mehr so intensiv wie bei kälterem Kühlwasser ist und somit ein größerer Wärmeinhalt der Verbrennungsgase für Nutzarbeit und als Wärmeinhalt der Auspuffgase zur Verfügung steht.

Die Zuführung des Kühlwassers zu den ruhenden Kühlwasserräumen der Zylinder, Deckel, Ventilgehäuse und Auslaßventilkegel bereitet keinerlei Schwierigkeiten. Als Kühlwasserdruck für diese Teile genügen, da hinreichend weite Kühlwasserräume vorgesehen werden können, 2—3 at. Für die Kolbentriebwerksteile erfolgt die Wasserzufuhr durch Posaunenrohre (Abb. 106—107) oder Gelenkrohre (Abb. 139). Auf die Anordnung und Ausbildung dieser Teile wird bei der Besprechung ausgeführter Schiffsölmaschinenanlagen zurückgekommen werden. Der Kühlwasserdruck muß für die hin und her gehenden Triebwerksteile auf wenigstens 4—5 at gehalten werden, da andernfalls die Gefahr eines Abreißen des Wasserstroms besteht.

Eine schematische Darstellung der für eine Schiffsölmaschine erforderlichen Kühlwasserleitungen ist in den Abb. 94—96 gegeben.

Zur Versorgung der Kühlwasserleitungen ist im vorliegenden Falle eine von der Ölmaschine unmittelbar angetriebene Kolbenpumpe vor-

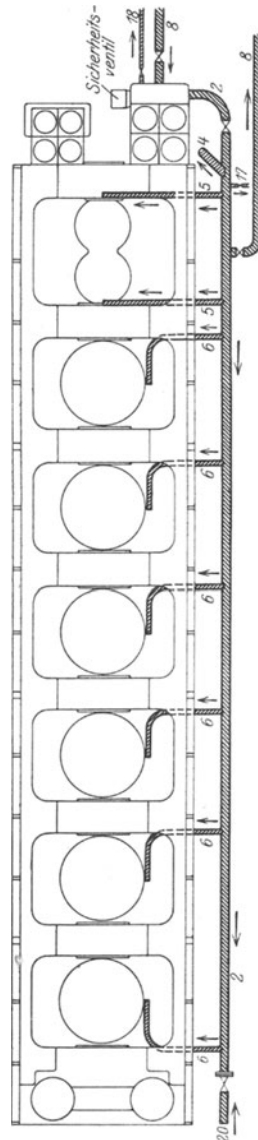


Abb. 94. Schema der Kühlwasserleitungen.

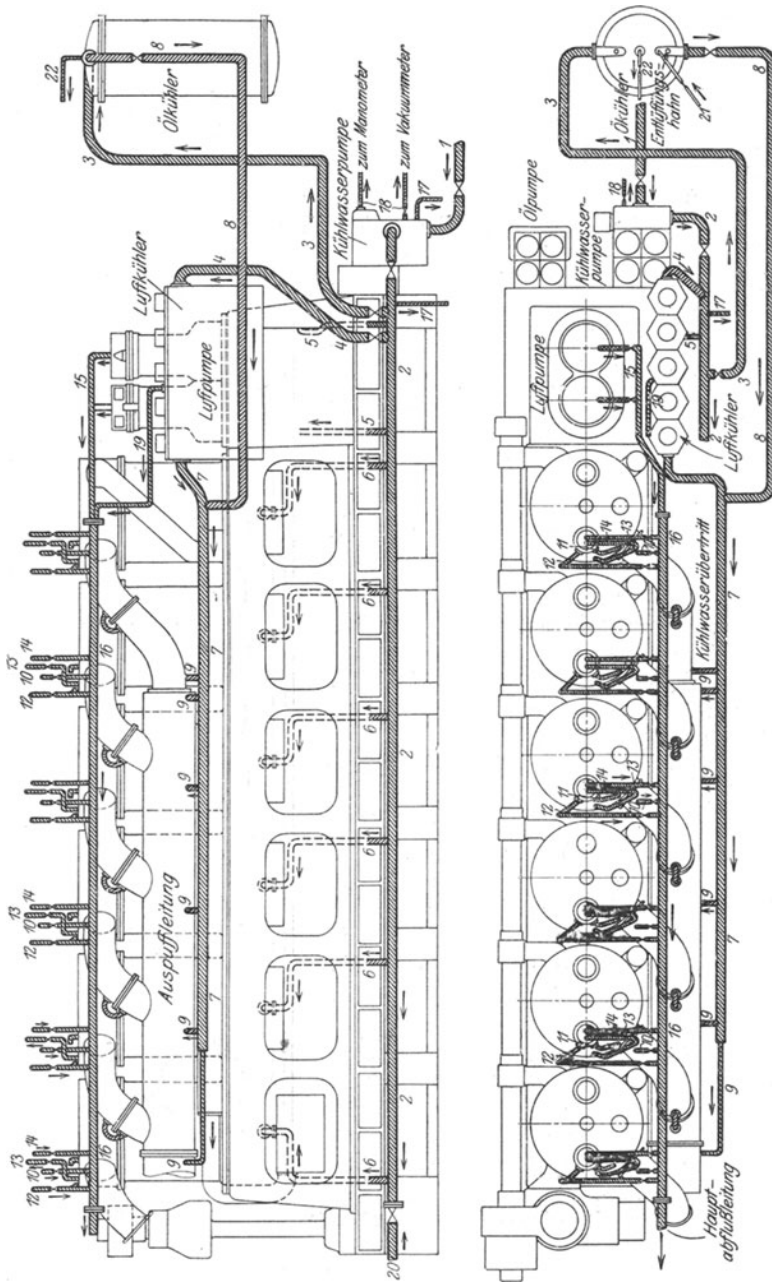


Abb. 95—96. Schema der Kühlwasserleitungen.

gesehen, deren beiden, gegenläufig arbeitenden Tauchkolben das Kühlwasser von außenbords durch die Leitung 1 zufließt. Die Pumpe drückt in die Hauptkühlwasserleitung 2, von der die Kühlleitungen nach den

Kühlräumen der Arbeitszylinder (6), der Luftpumpenzylinder (5), den Luftkühlern (4) und dem Ölkühler (3) abzweigen. Von den Kühlräumen der Arbeitszylinder führen Rohrstützen, die in der Dichtungsebene der Zylinderdeckel mit den Arbeitszylindern liegen, nach den ersteren. Durch die Leitung 11 wird das Kühlwasser aus den Deckeln nach den Auspuffventilen und von diesen durch die Rohre 12 nach der Hauptabflußleitung 16 geführt. Zum Kühlen der Auspuffventilkegel ist an jedem Zylinderdeckel eine besondere Kühlwasserentnahmestelle vorgesehen, von der aus der Ventilspindel mittelst eines Rohrstücks und Gummischlauchs 13 Kühlwasser zu- und durch die Schlauchleitung 14 abgeführt wird, die gleichfalls in die allgemeine Abflußleitung 16 mündet.

Die Kühlwasserrückleitungen des Ölkühlers 8 und die der Luftkühler 7 vereinigen sich zu einer gemeinsamen Abflußleitung, die das zum Kühlen der Auspuffleitung erforderliche Wasser durch die Zweigleitungen 9 abgibt, aus der es dann durch die Rohre 10 der Hauptabflußleitung 16 wieder zugeführt wird. Durch die Leitung 20 ist das Kühlrohrsystem an die Reservekühlwasserpumpe angeschlossen.

Die erforderlichen Anschlußstützen 17 der Kühlwasserleitungen zum Entwässern der Rohre nach der Bilge und zum Ausblasen der Leitungen und Kühler für Reinigungszwecke und bei eintretender Frostgefahr sind aus der schematischen Darstellung der Leitungen zu entnehmen.

Erfahrungen: Bekannt geworden sind Fälle, bei denen schon geringe Schlammausscheidungen und Niederschläge von 1—2 mm auf der Kühlwasserseite der Zylinderwandungen die Kühlwirkung derart beeinträchtigt haben, daß die durch die Temperatursteigerung verursachten Wärmeausdehnungen den die Arbeitszylinder umschließenden Wassermantel gesprengt haben. Die Ursache der Ausscheidungen war darauf zurückzuführen, daß der Kühlwasseraustritt am Wassermantel nicht an der höchsten Stelle des Kühlwasserraums angeordnet war. Infolgedessen traten Schmutzablagerungen und Luftausscheidungen in dem Raum zwischen Laufbüchse und Kühlwassermantel oberhalb des Austrittsstützens ein. Da Reinigungsöffnungen im Kühlmantel auch noch fehlten, wurden die Ausscheidungen nicht bemerkt; die Wärmeabfuhr der Zylinderbüchse im oberen Teil wurde eine ungenügende und damit die Ausdehnung derselben eine stetig zunehmende, so daß schließlich der kalte, an der Wärmedehnung nicht teilnehmende Mantel gesprengt wurde und von oben nach unten aufriß. Durch Verlegung der Austrittsleitung nach der höchsten Stelle des Kühlwasserraums und Anordnung von auf den Umfang verteilten Handlöchern wurde der Übelstand beseitigt.

Die Temperatur des austretenden Kühlwassers soll, sofern nicht besondere Vorschriften der Bauwerft vorliegen, auf etwa 50° C gehalten werden. Wird im normalen Betrieb die Kühlwassertemperatur zu hoch, sei es, daß Kühlwassermangel vorliegt oder die austretende Kühlwassertemperatur, wie etwa in tropischen Gewässern bereits zu hoch liegt, so muß, falls sich nicht durch vermehrten Kühlwasserumlauf eine Temperaturminderung herbeiführen läßt, die Drehzahl der Maschine herabgesetzt werden. Durch Öffnen der Lufthähne in den Zylinderdeckeln sind evtl. Dampfkissen in den Zylinderräumen zu beseitigen.

Da bei der Kühlung durch Seewasser elektrolytische Anfressungen der Kühlraumwandungen eintreten, sind in allen zugänglichen Kühlräumen der Arbeitszylinder, der Zylinderdeckel sowie auch besonders in den aus verschiedenen Metallen bestehenden Luft- und Schmierölkühlern Zinkschutzplatten vorzusehen.

Da die Wirksamkeit dieser Schutzplatten nach erfolgter Oxydation der Oberfläche aufhört, sind die Zinkplatten in regelmäßigen Zeitabständen nachzusehen, zu reinigen und gegebenenfalls zu erneuern.

Den gleichen zerstörenden Wirkungen sind fast ausschließlich aus Kupfer bestehende Kühlwasserleitungen ausgesetzt. Um die an die Kühlwasserleitungen anschließenden Maschinenteile von den zerstörenden Einflüssen freizuhalten, wird zwischen die Kühlleitungen und die Maschine an leicht zugänglicher Stellen häufig ein Eisenschutz in Form kurzer Leitungsteile gebaut, der die elektrolytischen Zersetzungen aufnimmt und nach stärkerer Zerstörung ohne große Kosten ausgewechselt werden kann.

7. Schalldämpfung der Auspuffgase.

Durch die mit großer Geschwindigkeit die Arbeitszylinder der Ölmaschine verlassenden Verbrennungsgase treten an den Austrittsstellen erhebliche Geräusche auf, zu deren Milderung besondere Schalldämpfungsmittel eingebaut werden müssen.

Der Grundgedanke aller derartigen Einrichtungen beruht auf der Verminderung der Strömungsgeschwindigkeit der Auspuffgase durch Erweiterung der Auspuffleitung, gewöhnlich zu einem besonderen Gefäß, dem sogenannten Auspufftopf (Abb. 97). Soll durch einen derartigen Behälter eine wirksame Schalldämpfung erreicht werden, so muß der Inhalt desselben wenigstens gleich dem 20fachen Hubvolumen der pro Umdrehung des Motors in den Auspufftopf ihre Verbrennungsgase abgebenden Arbeitszylinder sein. Ein- und Austrittsstutzen sind dabei so anzuordnen, daß innerhalb des Schalldämpfers eine möglichst weitgehende Richtungsänderung der Gase stattfindet.

Die Auspufftöpfe werden zweckmäßig in möglichster Nähe der Arbeitszylinder angeordnet, um die infolge des Ausschubwiderstandes auftretenden, namentlich bei größeren, raschlaufenden Motoren recht erheblichen Stoßkräfte von den Auspuffleitungen fernzuhalten.

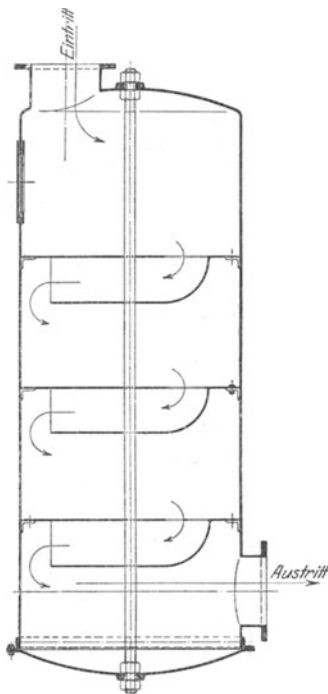


Abb. 97. Schalldämpfer für Auspuffgase.

Ist die Unterbringung der großen Auspufftöpfe aus Platzmangel im Hauptölmaschinenraum nicht zu erreichen, so sollten diese nicht, wie heute noch vielfach zu finden, in den oberen Decks untergebracht werden, sondern eine Unterteilung des Schalldämpfers für je zwei oder drei Arbeitszylinder versucht werden. Man verbindet damit den weiteren Vorteil, die Auspufftöpfe noch in Gußeisen ausführen zu können, was sowohl für diese als die gesamten Auspuffleitungen von Vorteil ist. Da je nach dem Gehalt des Treiböls an Schwefel die Auspuffgase größere oder kleinere Mengen schwefliger Säure enthalten, stehen beim Vorhandensein von feuchten Niederschlägen, die in den Auspuffleitungen nicht ganz zu vermeiden sind, bei der Verwendung von Gußeisen für diese Leitungen weit geringere Korrosionen zu befürchten als bei der Ausführung dieser Teile in Flußeisen. Zur Entwässerung ist jeder Topf mit einer Bodenverschraubung, zur Ermöglichung einer inneren Überholung mit einem verschließbaren Mannloch oder Handloch zu versehen.

Da namentlich beim Ansetzen der Ölmaschinen oft unverbrannte Gase sowie Schmier- und Treiböle nach den Auspuffleitungen und Schalldämpfern gelangen, muß auch die Möglichkeit einer Entzündung bzw. Explosion dieser Rückstände ins Auge gefaßt werden. Zur Verhinderung eines Berstens dieser Gefäße durch inneren Überdruck werden die Auspuffleitungen mit Überdruckventilen, -platten oder auch gußeisernen Sprengplatten versehen.

Zur Milderung der bei größeren Schalldämpfern recht beträchtlichen Wärmeausstrahlungen und zur Verkleinerung des Gasvolumens ist versucht worden, dem Auspufftopf unmittelbar Kühlwasser durch einen Zerstäuber zuzuführen. Da Frischwasser für diesen Zweck an Bord im allgemeinen kaum vorhanden sein wird und die Verwendung von Seewasser zu Salzablagerungen im Auspufftopf und den anschließenden Rohrleitungen führen muß, sollte für Schiffsbetriebe hiervon abgesehen werden. Hinzu kommt, daß bei Liegezeiten im Winter im Hinblick auf die Frostgefahr stets eine sehr sorgfältige Entwässerung vorgenommen werden muß und auch für die Arbeitszylinder die stete Gefahr eines Rücktretens von Kühlwasser durch die Auspuffleitungen bestehen bleibt. Durch stetiges Dampfen der Auspuffleitung wird endlich auch die Beurteilung des Farbzustandes der Verbrennungsprodukte, die für die Maschinenleitung das einfachste und sicherste Kennzeichen einer restlosen Verbrennung abgibt, sehr erschwert.

Die Fernhaltung der strahlenden Wärme der Abgase von den Motorräumen wird daher zweckmäßig durch eine ausreichende Isolierung mit Wärmeschutzmasse (Kieselgur, Glasgospinst) oder durch Verwendung doppelwandiger, wassergekühlter Gefäße und Leitungen vorgenommen werden.

Auf Unterseebooten werden die Auspufftöpfe im Hinblick auf den Raummangel im Inneren des Bootes stets außerhalb des Druckkörpers angeordnet. Die Auspuffleitungen müssen daher auf U-Booten, im Gegensatz zu Ölmaschinenanlagen auf Handelsschiffen, stets durch doppelte Abschlußorgane von den Arbeitszylindern sicher abgesperrt werden können, da die Maschine anderenfalls bei der Unterwasserfahrt

voll Wasser laufen würde. Um die nach dem Auftauchen von U-Booten in den unterhalb der über Wasser mündenden Auspufföffnungen liegenden Auspuffleitungen enthaltenen Wassermengen entfernen zu können, sind an den Auspuffleitungen große, vom Inneren des Bootes zu bedienende Entwässerungshähne anzubringen, die das eingedrungene Außenbordwasser nach der Bilge abfließen lassen.

Erfahrungen: Lange Auspuffleitungen zwischen den Ölmaschinenzylindern und den Auspufftöpfen haben namentlich bei scharfen Rohrkrümmern vielfach zu heftigen Stößen infolge stehender Schwingungen in den Leitungen und Beschädigungen der Rohrflanschen geführt. Diese Mängel konnten beseitigt werden durch Anordnung der Auspufftöpfe in unmittelbarer Nachbarschaft der Ölmaschinenzylinder und Unterteilung der Auspufftöpfe für je eine Gruppe von 2 oder 3 Zylindern.

Um häufiger aufgetretene Verstopfungen in den doppelwandigen Auspuffleitungen beseitigen zu können, sind Handlöcher von hinreichender Zahl und Größe anzuordnen. Eine Reinigung der Auspufftöpfe sollte wenigstens halbjährlich vorgenommen werden.

Die Einbauten in die Schalltöpfe zur Erzielung der Richtungsänderung der abzuführenden Auspuffgase sollten sich mit Rücksicht auf die Schwierigkeiten der inneren Konservierung der Töpfe auf einfache, kräftige Prallbleche beschränken, da derartige Einbauten besonders bei den dauernd dem Seewasser ausgesetzten Auspuffbehältern von Unterseebooten sehr starker Verrostung ausgesetzt sind.

Die Abführung der Auspuffgase wird zweckmäßig in möglichst großer Entfernung von der Kommandobrücke vorgenommen, um die Aufmerksamkeit des Wachhabenden, namentlich im Nebel, nicht zu beeinträchtigen.

8. Abgasverwertung.

Wie man in allen Dampfkraftbetrieben im letzten Jahrzehnt dazu übergegangen ist, die Abwärme des Auspuffdampfes mehr und mehr noch wirtschaftlich auszunutzen, hat man sich auch im Ölmaschinenbau von Anfang an bemüht, die Wärmebilanz durch Ausnutzung der in den Auspuffgasen enthaltenen Wärmeeinheiten noch günstiger zu gestalten.

Für die unmittelbare Verwertung der Verbrennungsprodukte der Ölmaschinen unter einem an Bord vorhandenen Hilfskessel, evtl. auch in Verbindung mit einer Ölfeuerungsanlage, sind erst in allerletzter Zeit wirklich brauchbare Ausführungsformen gefunden worden.

Erfahrungsgemäß verteilt sich die Energieumsetzung beim Betrieb einer Ölmaschine wie folgt:

1. Wärmeumsetzung im Arbeitszylinder für 1 PS./st = 2000 — 1850 WE.
2. Abwärmeverluste für 1 PS./st = 1150 — 1000 WE.

Dieser letztere Wert setzt sich zusammen aus dem:

1. Wärmeabgang im Kühlwasser für 1 PS./st = 500 — 450 WE.
2. Wärmeabgang in den Abgasen „ 1 PS./st = 650 — 550 WE.

Die Kühlwassertemperatur soll für Schiffsölmaschinen in den Arbeitszylindern und Deckeln 55—60° C im allgemeinen nicht übersteigen.

Die Kühlwasserwärme läßt sich im Schiffsbetrieb leicht verwenden, besonders wenn größerer Bedarf an Warmwasser, wie etwa zu Badezwecken auf Passagierdampfern, vorhanden ist, oder auch durch Anordnung einer Warmwasserheizung, wie sie bereits zu wiederholten Malen auf Motorschiffen zur Ausführung gekommen ist. Allerdings werden im letzteren Falle meist auch noch die Abgase der Ölmaschine für den gleichen Zweck herangezogen, deren Ausnutzung in besonderen Abgasverwertern erfolgt. Es sind dies aus Flußeisen gebaute Behälter, die von den heißen Abgasen durchströmt werden, und in denen gußeiserne, vom Wasser durchflossene Strahlkörper eingebaut sind. Gas und Wasser werden im Gegenstrom durch den Apparat geführt. Mit derartigen Apparaten kann man das aus der Ölmaschine abfließende Kühlwasser auf etwa 70—80° C anwärmen; höhere Temperaturen verbieten sich bei Seewasser im Hinblick auf die Ausscheidungen in den Strahlkörpern.

Im allgemeinen macht es erheblich größere Schwierigkeiten, den Wärmeinhalt der Abgase als den des Kühlwassers ausnutzen, da die ersteren infolge ihres Ausströmungsdruckes von 2—3 at eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und außerdem infolge ihrer geringen spezifischen Wärme eine sehr schlechte Wärmeabgabefähigkeit (200mal schlechter als Dampf) besitzen sowie vielfach durch Öl, schweflige Säure und Ruß verunreinigt sind.

Für den Schiffsölmaschinenbau lassen sich hauptsächlich zwei Verwertungsmöglichkeiten der in dem Kühlwasser und den Abgasen enthaltenen Wärmemengen unterscheiden. Entweder wird das Kühlwasser unmittelbar und die Abgase vermittelt besonderer Abgasverwerter zu Heizzwecken verwandt, oder es findet durch die Abgase eine weitere Erwärmung des angewärmten Kühlwassers bis zur Dampfbildung statt, die in besonderen Dampfkraftmaschinen ausgenutzt wird.

Bei der Ausnutzung der Wärmemengen des Kühlwassers und der Auspuffgase in Abgasverwertern ergibt sich für die Ölmaschine folgende Wärmebilanz¹⁾:

In effektive Arbeit umgesetzte Wärme in der Ölmaschine (1 PS = 632 WE)	33,5 v. H.
Im Kühlwasser abgeführte Wärme	27,4 „ „
Durch Abgasverwerter gewonnene Wärme	21,1 „ „
Gesamte in der Anlage nutzbar gemachte Wärme	<u>82,0 v. H.</u>
Demnach: Wärmeverlust in den Auspuffgasen und Verlust durch Strahlung der Anlage	18,0 „ „

Eine graphische Darstellung der Wärmeverteilung einer Ölmaschinenanlage mit Abgasverwertung zeigt das Diagramm Abb. 98.

Die hohe Ausnutzung der im Treiböl enthaltenen Wärme bis zu über 80 v. H. zeigt, daß, wenn neben der reinen Kraftleistung des Motors auch größere Warmwassermengen im Schiffsbetriebe gebraucht werden, der Einbau einer Abgasverwertungsanlage durchaus vorteilhaft sein kann, wie an mehreren derartigen an Bord von Motorschiffen zum Ein-

¹⁾ Vgl. Versuche an einer 300 pferdigen Sulzermaschine mit Abwärmeverwertung. Von Prof. J. Cochand und M. Hottinger. Zeitschr. d. V. d. Ing., 1912. S. 458 u. ff.

bau gelangten Anlagen durch praktische Dauererprobung nachgewiesen werden konnte.

Die hohe Temperatur der Abgase von 400—500 ° C befähigt dieselben

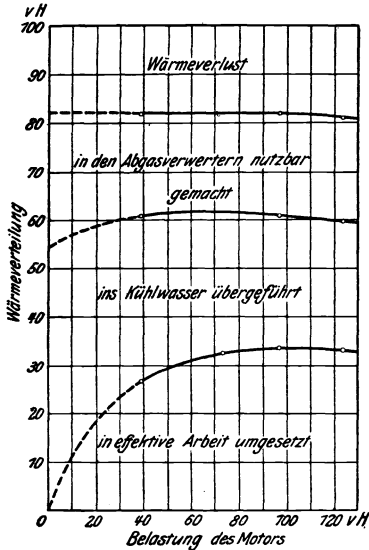


Abb. 98. Wärmeverteilung in der Ölmaschine.

auch zur unmittelbaren Erzeugung von Dampf zu dienen. Ausgeführte Abwärmanlagen von Dieselmotoren der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg haben bei einer Wärmeausnutzung des Brennstoffs in der Ölmaschine von 31,5 v. H. noch weitere 17 v. H. des Wärmehalts des Treiböls in den Abgasverwertern durch Erzeugung von Arbeitsdampf erzielt.

Praktische Anwendung haben derartige Anlagen auf englischen Torpedobooten durch die Firma J. E. Thornycroft gefunden, die Dampfturbinen und Ölmaschinen in der Weise vereinigte, daß auf jeder Schraubewelle eine Dampfturbine *a*, Abb. 99, und gleichzeitig je eine Ölmaschine, oder letztere vermittelt eines Rädervorgeleges auf beide Schraubewellen gemeinsam arbeitete.

Die Anlagen sind derart durchgebildet, daß bei voller Fahrt die Dampfturbinen allein arbeiten und etwa 15000 PS entwickeln, bei Marschfahrt aber nur die Ölmaschine

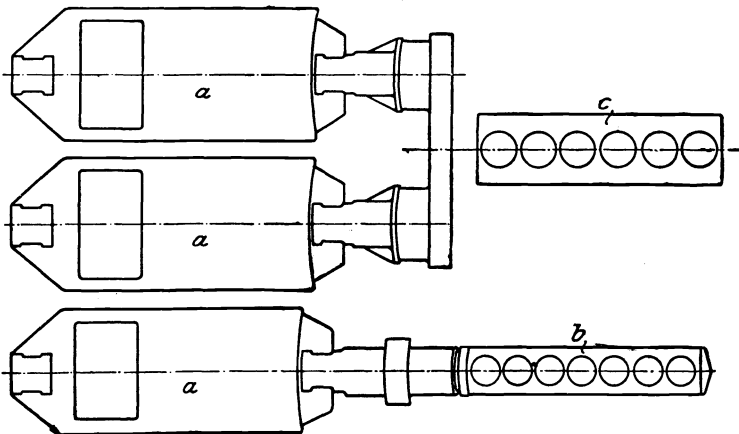


Abb. 99.

mit 2 × 600 beziehungsweise 1 × 1200 PS arbeitet, während die Dampfturbinen leer mitlaufen.

Zur Herabsetzung des Leerlaufwiderstandes erhalten die Dampfturbinen auf den Marschfahrten Dampf aus einem besonderen Abgas-

verwerter, der in Abb. 100 im Schnitt dargestellt ist, und der aus einem oberhalb der Dieselmachine schräg liegenden Röhrenkessel besteht, die durch die Abgaswärme der Ölmaschine geheizt wird.

Die auf diese Weise zu gewinnenden Dampfmenngen sind allerdings nur recht gering. Da die Verbrennungsgase nicht unter die Kondensationsgrenze von etwa 175° C abgekühlt werden können, gelingt es bei der unmittelbaren Dampferzeugung meist nicht, mehr als 10 v. H. der gesamten in der Ölmaschine aufgewandten Wärmemengen für diesen Zweck nutzbar zu machen. Da zur Verwandlung von einem Kilogramm Kühlwasser in Dampf von 100° C rund 580 WE gebraucht werden, so können für eine Schiffsölmaschinenanlage von 2000 PS und einem Ölverbrauch von 180 g PS/st bei einem Wärmeinhalt des Treiböls von 10 000 WE nicht mehr als

$$\frac{2000 \cdot 0,180 \cdot 10000 \cdot 0,10}{580} = \underline{\underline{620 \text{ kg Wasser/st}}}$$

verdampft werden.

Die unmittelbare Verwendung der Auspuffgase für Heizungszwecke verbietet sich infolge der hohen mittleren Temperatur derselben von 400—600° C aus hygienischen und praktischen Gründen. Hinzu kommt, daß der Gegendruck der Auspuffgase aus Betriebsrücksichten möglichst gering gehalten werden muß, und außerdem die engen Heizrohre durch die unreinen Gase bald verschmutzt sein würden.

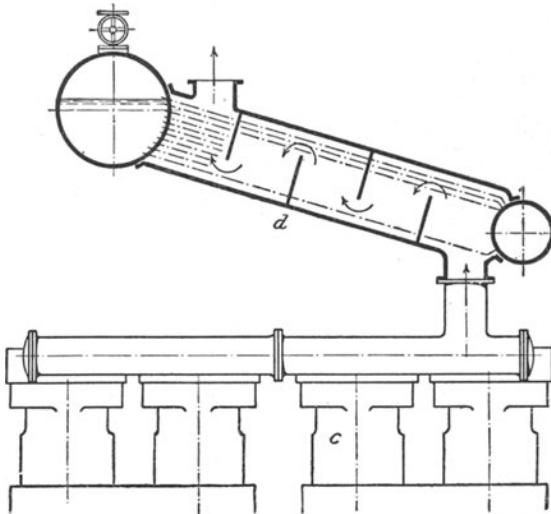


Abb. 100.

9. Brennstoffbehälter.

Für die Lagerung des flüssigen Brennstoffes kommen auf Schiffen neben den Doppelbodentanks noch Hochtanks und auf Unterseebooten auch Außenbordtanks in Betracht. Die Unterbringung des Treiböls im Doppelboden hat den Vorzug, daß frachtbringender Laderaum nicht in Anspruch genommen wird. Als Nachteil steht dem gegenüber, daß eine Reinigung der Bodenzellen schwierig ist, die Ölpumpen sehr tief angeordnet werden müssen, um auch bei nicht auf ebenem Kiel liegendem Schiff noch sicher anzusaugen und außerdem die Abscheidung von

Unreinigkeiten, im besonderen von Wasser, nur mangelhaft ist. Da gerade das letztere unbedingt vor der Verwendung des Treiböls in der Ölmaschine weitmöglichst abgeschieden werden muß, sind für die Hauptmotoren stets hochgelegene, sogenannte Tagesbedarfsbehälter vorzusehen, in denen dem flüssigen Brennstoff vor der Zuführung nach den Brennstoffpumpen wenigstens während einer 10—12stündigen Dauer Gelegenheit zur Abscheidung von Wasser und Unreinigkeiten gegeben werden muß.

Die Tagesbehälter erhalten zur laufenden Betriebskontrolle Schwimmermeßvorrichtungen, Ölstandsanzeiger, Wasserablaßhähne, Entlüftungsrohre sowie Reinigungsluken in der Nähe des Bodens. Entlüftungsrohre sind auch an den Boden- und Hochtanks anzubringen.

Damit bei eventuellen Bodenschäden des Schiffes nicht ein Verlust des gesamten Treibölvorrates eintreten kann und damit die Betriebsbereitschaft der Ölmaschinenanlage in Frage gestellt wird, müssen nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften 20 v. H. des überhaupt mitgeführten Betriebsstoffes auf Ölmaschinenschiffen in Hochtanks untergebracht werden, und zwar so, daß sie durch Außenhautbeschädigungen des Schiffes nicht verloren gehen können.

VII. Ausgeführte Schiffs-Ölmaschinenanlagen.

1. Viertakt-Ölmaschinen.

a) Bauart: Burmeister & Wain, Kopenhagen.

(Deutsche Werft — AEG)

Trotz der in Deutschland geleisteten grundlegenden Arbeiten für die Herstellung der ersten betriebssicheren Dieselmotoren blieb es doch einer dänischen Firma, der Schiffswerft und Maschinenfabrik von Burmeister & Wain in Kopenhagen vorbehalten, die ersten Großschiffs-Dieselmotoren für ein seegehendes Schiff herzustellen und mit vollem Erfolg an Bord einzubauen.

Nach Erwerb der Dieselpatente im Jahre 1898 gelang es der Firma nach längeren, durchaus selbständigen Versuchen 1903, einen ersten zufriedenstellenden Motor abzuliefern, dem sich im Laufe der Jahre 1909—1910 die ersten brauchbaren umsteuerbaren Schiffsdieselmotoren anschlossen.

Und zwar war es die Ostasiatische Kompagnie in Kopenhagen, die der Schiffswerft von Burmeister & Wain den gleichzeitigen Auftrag zur Lieferung von drei Schwesterschiffen „Selandia“, „Fionia“ und „Jutlandia“ von je 7400 t Tragfähigkeit mit je einer Zweiwelken-Ölmaschinenanlage von je 2500 PS_i erteilte.

Bereits die Lieferung dieser ersten drei im Jahre 1912 abgelieferten Schiffe, von denen die „Fionia“ als „Christian X.“ durch Kauf in den Besitz der Hamburg-Amerika-Linie überging, bedeutete einen vollen Erfolg und trug der Bauwerft zahlreiche Neubaufträge ein, so daß die Firma heute von sämtlichen seegehende Motorschiffe bauenden Schiffswerften weitaus an erster Stelle steht und diese zusammen mit ihren Lizenznehmern, zu denen die ersten Werften der großen Schiffbauländer

der Welt gehören, weit mehr als 100 große Motorschiffe in Dienst gestellt hat und die zurzeit größten im Bau befindlichen Motor- und Passagier-Frachtschiffe mit Ölmaschinen ihrer Bauart ausgerüstet werden.

Den Erfolg verdankt die Firma einmal der richtigen Erkenntnis, daß dem Viertaktmotor für Handelsschiffe infolge seines günstigeren Brennstoffverbrauchs, sowie des Fortfalls der Spülluftpumpe unbedingt der Vorzug gegenüber dem Zweitaktmotor zu geben ist, zum anderen aber auch der folgerichtigen und unbeirrten Ausgestaltung der Dieselmachine als Verbrennungskraftmaschine, die in der geschlossenen Bauart und Lostrennung der für den Schiffsbetrieb erforderlichen Hilfspumpen nichts mehr mit dem althergebrachten Äußeren der Schiffsdampfmaschine gemein hat.

Die Werft von Burmeister & Wain ist das erste Schiffsdieselmachinesbauende Werk gewesen, das zu der gruppenweisen Anordnung der Arbeitszylinder, der Trennung der Arbeitszylinder vom Kurbelgehäuse der Maschine durch einen geschlossenen Zwischenboden, der Anordnung A-förmiger Ständer, die nicht gleichzeitig als Kreuzkopfgleitbahn, sondern vielmehr als reine Ständer dienten, zwischen denen die Gleitbahnen angeordnet wurden, sowie zu der vollkommen geschlossenen, druckgeschmierten Ölmaschine übergegangen ist.

Außer der normalen Maschine haben Burmeister & Wain in den letzten Jahren, besonders für Einwellen-Anlagen, eine langhubige Maschine durchgebildet, bei der sie in der Festlegung des Zylinder-Durchmessers zum Hub der Maschine bis zu dem Verhältnis 1:2 gegangen sind, während die normalen Umdrehungszahlen dieser langhubigen Maschine zwischen 85—95 in der Minute liegen.

Die Entwicklung dieser Maschine hat zweifelsohne einem Bedürfnis nach langsam laufenden Maschinen für Einwellen-Anlagen entsprochen, der Erfolg ist jedoch durch reichlich großes Gewicht und recht bedeutende Höhe der Maschine erkauft worden.

Die Deutsche Werft, Hamburg, die Lizenzinhaberin der B. & W.-Maschine für das Gebiet des Deutschen Reiches ist, hat daher einen mittleren Weg eingeschlagen und durch nur geringe Vergrößerung des Hubes gegenüber dem normalen Typ eine Maschine geschaffen, die sowohl für Einwellen- wie für Zweiwellen-Anlagen durch geeignete Wahl der minutlichen Umdrehungszahl in weiten Grenzen brauchbar ist.

So sind von der D. W. bereits die ersten von ihr gebauten 4000-t-Motortankschiffe „Julius Schindler“ und „Ossag“ mit Hauptmaschinen von 125 Umdr./min als Einwellen-Anlagen, ausgerüstet worden, die trotz der für Schiffe dieser Größe bis dahin als reichlich hoch angesprochenen Drehzahl in bezug auf erreichte Geschwindigkeit und Propulsions-Wirkungsgrad nach jeder Richtung hin einen vollen Erfolg darstellen. Im allgemeinen geht auch weiter die Tendenz dahin, den Hub der normalen Maschine zu vergrößern bis zur Grenze der zulässigen Kolbengeschwindigkeit von etwa 5—6 m/sec, zur Erreichung eines möglichst günstigen Wirkungsgrades des Propellers, ohne jedoch das Gewicht der Maschine mit Bezug auf die Einheit der Leistung zu vergrößern.

In der gleichen Richtung liegen die von der D. W. gemeinsam mit der A.E.G. durchgeführten Untersuchungen, die Leistung der Ölmaschine

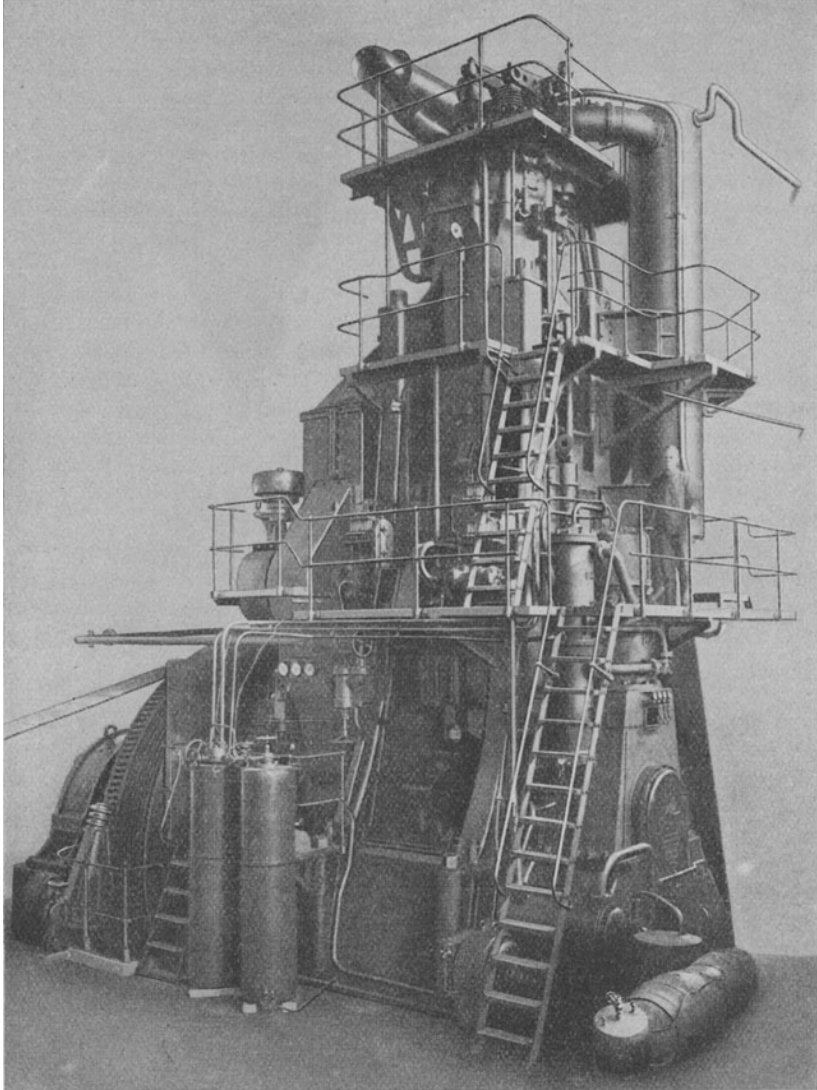


Abb. 101. Doppeltwirkender Viertaktmotor, 1000 PS_c-Zylinderleistung.

normaler Bauart durch zusätzliche Anordnung eines Frischluftgebläses zu steigern, Untersuchungen, die für die von der Deutschen Werft gebauten Motorschiffe „Tiradentes“, „Tampa“ und „Tortugas“ bereits mit

vollem Erfolg in die Tat umgesetzt worden sind. Über Einzelheiten der Leistungssteigerung von Viertakt-Maschinen vgl. Abschnitt IX Seite 202.

Die letzte Entwicklungsstufe der B. & W.-Maschine zeigt den doppeltwirkenden Viertakt-Motor, der in einer ersten Zylindereinheit, Abb. 101, von 840 mm Zylinder-Durchmesser und 1500 mm Hub, etwa 1000 PS₂ pro Zylinder leistet, und von dem eine erste Ausführung für die Skandinavien-Amerika-Linie für ein Zweiwellen-Passagierschiff bestimmt ist, das bei etwa 17000 Br.-Reg.-Tons 2 Hauptmaschinen von je 6500 PS₂ mit abgetrenntem Einblaseluftkompressor aufweisen wird.

Besondere Sorgfalt haben B. & W. und ihre Lizenznehmer vor allem aber auch der sorgfältigen Durchbildung und richtigen Bemessung der Hilfsmaschinen für den Betrieb der Hauptmaschine zugewandt. Als Beispiel einer derartigen Entwicklung mögen 3 Maschinenräume normaler Motorfrachtschiffe angeführt sein, vgl. Abb. 56—58, wie sie von der Deutschen Werft im Laufe der letzten Jahre zur Ablieferung gebracht worden sind, und die klar die Entwicklung in der Anordnung der Hilfsmaschinen zeigen.

Bei der Einrichtung aller drei Maschinenräume ist davon ausgegangen worden, eine leistungsfähige Generatoranlage aufzustellen, um den für den See- und Hafenbetrieb erforderlichen Strom zum Antrieb der Hilfsmaschinen an Deck und im Maschinenraum unter allen Umständen auch beim Ausfall eines Aggregats sicher liefern zu können.

Leitender Gesichtspunkt für die Größenbemessung der Hilfsdieseldynamos war dabei, auf See mit einem einzelnen Maschinensatz auszukommen, diesen aber andererseits so groß zu bemessen, um den Motor des aufgestellten Elektrokompessors mit einer Hilfsmaschine speisen zu können.

So entstand die Anordnung des Maschinenraumes Abb. 56, mit drei Hilfsdieseldynamos gleicher Größe, von denen jede in der Lage ist, den Antriebsmotor des Hilfskompessors zu speisen.

Im Maschinenraum Abb. 57 ist der unabhängig angetriebene Hilfskompressor ganz in Fortfall gekommen. Die eine Hilfsdieseldynamo ist dafür durch eine ausrückbare Kupplung mit einem Hilfskompressor verbunden. Erleidet die Dieselantriebsmaschine dieses Aggregats eine Störung, so kann die zugehörige Dynamo als Motor geschaltet und durch eine der beiden weiteren Dynamos gespeist werden.

Die Zuverlässigkeit der den Hauptmaschinen angehängten Einblaseluftpumpen hat dazu geführt, auf die Anordnung einer besonderen Hilfseinblaseluftpumpe ganz zu verzichten und durch eine entsprechende Vergrößerung der den Hilfsdieseldynamos angehängten Luftpumpen diese während der Manöverperioden der Hauptmaschine und im Falle eines Ausfalls der angehängten Einblaseluftpumpen als Reserveluftpumpen zu benutzen. Diese letzte Entwicklungsstufe zeigt die Anordnung des Maschinenraumes Abb. 58.

Um einen Überblick über die Anordnung und die für den Betrieb einer großen Schiffsmotoranlage nötigen Hilfsmaschinen zu geben, soll im folgenden kurz eine typische Anlage, und zwar die des Motorschiffes „Fionia“, eines für die Ostasiatische Kompagnie, Kopenhagen, gebauten

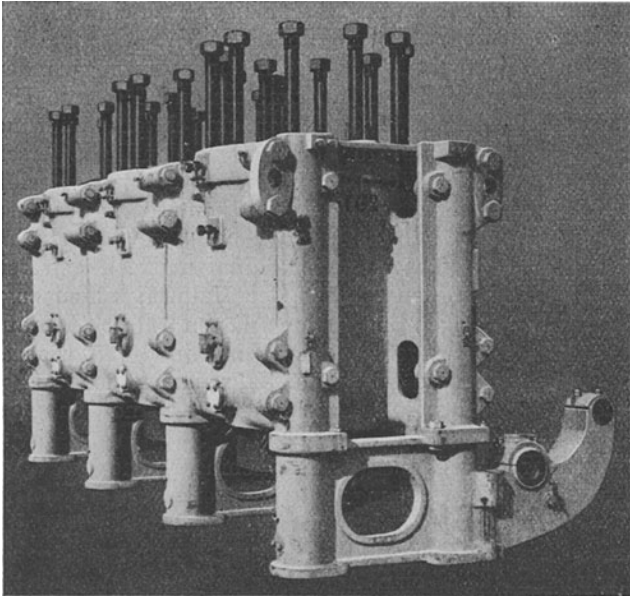


Abb. 102. Zylinderblock mit Zylinderfüßen.

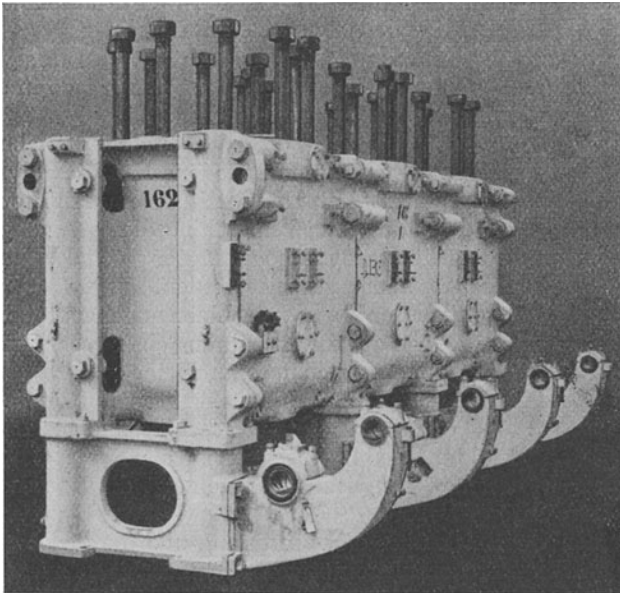
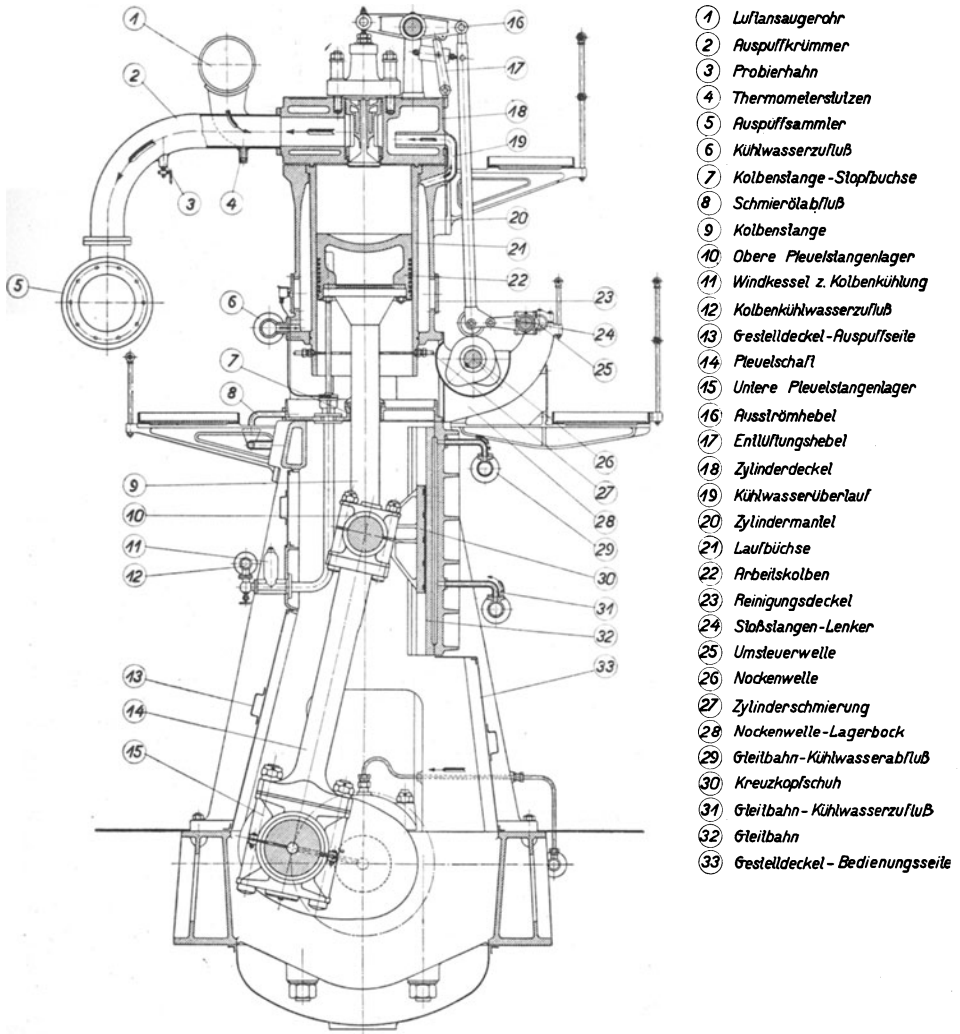


Abb. 103. Zylinderblock (Steuerwellenseite).

Schiffes mit einer Zweiwellenmotoranlage von 4000 PS, beschrieben werden.

Die Ölmaschinen unterscheiden sich in ihrem äußeren Aufbau von dem der ersten Schiffe durch den Übergang von der Achtzylinderan-



- ① Luftsaugerrohr
- ② Auspuffkrümmer
- ③ Proberhahn
- ④ Thermometerstützen
- ⑤ Auspuffsammler
- ⑥ Kühlwasserzuluß
- ⑦ Kolbenstange - Stopfbuchse
- ⑧ Schmierölabfluß
- ⑨ Kolbenstange
- ⑩ Obere Pleuelstangenlager
- ⑪ Windkessel z. Kolbenkühlung
- ⑫ Kolbenkühlwasserzuluß
- ⑬ Gestelldeckel - Auspuffseite
- ⑭ Pleuelschaft
- ⑮ Untere Pleuelstangenlager
- ⑯ Ausströmhebel
- ⑰ Entlüftungshebel
- ⑱ Zylinderdeckel
- ⑲ Kühlwasserüberlauf
- ⑳ Zylindermantel
- ㉑ Laufbüchse
- ㉒ Arbeitskolben
- ㉓ Reinigungsdeckel
- ㉔ Stoßstangen-Lenker
- ㉕ Umsteuerwelle
- ㉖ Nockenwelle
- ㉗ Zylinderschmierung
- ㉘ Nockenwelle - Lagerbock
- ㉙ Gleitbahn - Kühlwasserabfluß
- ㉚ Kreuzkopfschuh
- ㉛ Gleitbahn - Kühlwasserzuluß
- ㉜ Gleitbahn
- ㉝ Gestelldeckel - Bedienungsseite

Abb. 104. B. u. W.-Viertakt-Ölmaschine (Querschnitt).

ordnung auf die 2 × 3-Zylinderanordnung Abb. 102 und 105, da sich diese Zylindergruppierung für das Manövrieren am vorteilhaftesten erwiesen hat. Diese Vereinfachung im Aufbau war möglich, nachdem die betriebssichere Durchbildung größerer Arbeitszylinder bis zu 740 mm auf Grund mehrjähriger Betriebserfahrungen gelungen war.

Die Abb. 104 zeigt die B. u. W.-Ölmaschine im Schnitt. Fundamentrahmen, die A-förmigen Ständer und Kreuzkopfführungen sind in Anlehnung an die Schiffsdampfmaschine durchgebildet. Die Kurbelbilge ist aus muldenförmigen, geschweißten Blechen gebaut, die als Ölsammelbehälter dienen.

Das untere Ende der Arbeitszylinder ist mit Füßen versehen (Abb. 102 und 103), die eine sogenannte Laterne bilden und die durch einen Zwischenboden mit Stopfbüchse für die Kolbenstange gegen das Kurbelgehäuse abgeschlossen sind. Durch eine Entwässerung des Laternenbodens ist Sorge getragen, daß abtropfendes Schmieröl und Verbrennungsrückstände aus dem Zylinder nicht in das Kurbelgehäuse gelangen können. Dieser Zwischenboden, der auch bei eventuellen Un-

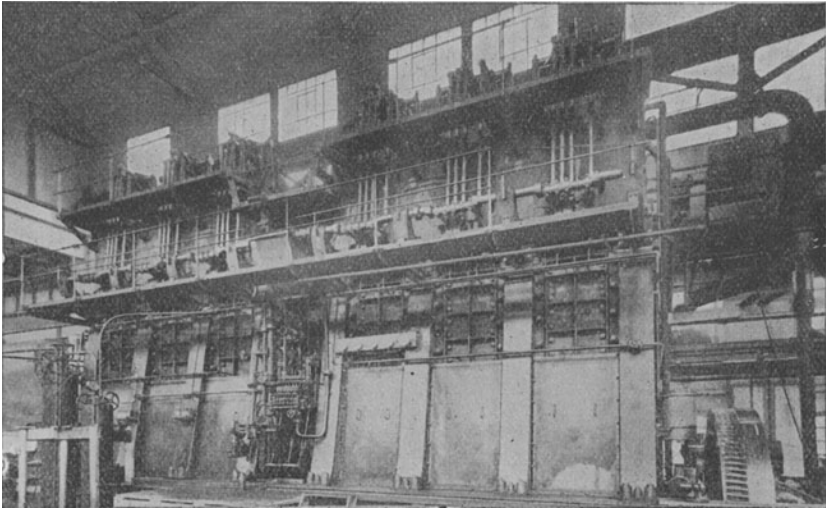


Abb. 105. Hauptmaschine M. S. „Fionia“.

dichtigkeiten der Stopfbüchsen der Kolben-Kühlwasserrohre verhindert, daß austretendes Kühlwasser das Schmieröl in der Kurbelwanne verunreinigt, stellt ein wertvolles, charakteristisches Kennzeichen der Burmeister-Maschine dar. Die Anwendung dieses Zwischenbodens ist in der Zweitaktmaschine infolge des dort notwendigen langen Trunkkolbens meist nicht möglich.

Die zwischen den Ständern an der Vorder- und Rückseite des Motors verbleibenden Öffnungen, durch die der Motor in allen Teilen leicht zugänglich ist, sind durch wegenehbare, öldichte Türen abgedeckt. Alle gleitenden und rotierenden Triebwerksteile, einschließlich der Grundlager, sind mit Preßschmierung versehen. Die Arbeitszylinder sind nicht, wie im Schiffsmaschinenbau üblich, unmittelbar mit den Maschinenständern verschraubt. Um alle Beanspruchungen, die bei den einfach wirkenden Motoren in Gestalt von Zugbeanspruchungen auf die Zylinder und Ständer und Biegebeanspruchungen auf die Fundamentrahmen

kommen, so weit als möglich auszuschließen, sind schwere Anker angeordnet, die die Oberseite der Zylindermäntel und die Unterseite der Fundamentplatte miteinander verbinden.

Schubstangen, Kolbenstangen und Kreuzköpfe zeigen kaum Abweichungen von den normalen Handelsschiffsausführungen.

Bei den Arbeitskolben ist infolge der vorhandenen Kreuzkopfführung

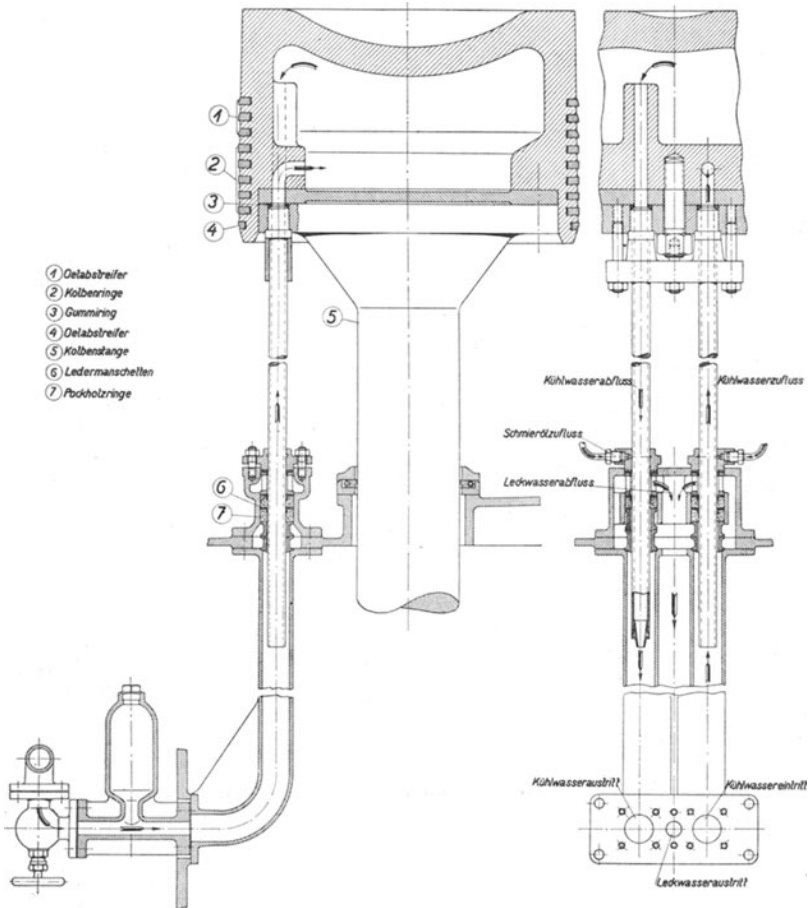


Abb. 106—107. Tauchrohr-Kolbenkühlung.

auf die bei einfach wirkenden Ölmaschinen sonst üblicherweise angewandte Tauchkolbenbauart verzichtet worden.

Die Kühlung der Kolben erfolgt durch Seewasser, das diesen durch Tauchrohre, die unmittelbar am Kolbenboden anschließen, zugeführt wird, und die durch Lederstopfbüchsen, die bequem innerhalb der oben erwähnten Laterne zugänglich sind, abgedichtet werden, Abb. 106—107. Die Werft ist hierbei erstmalig von der bisher bei ihr für kleinere

Leistungen üblichen Ölkühlung der Kolben zur Wasserkühlung übergegangen. Maßgebend hierfür war lediglich der Umstand, daß es schwierig gewesen wäre, die für die Kühlung erforderlichen großen Öl-mengen genügend rasch zurückzukühlen.

Die Umsteuereinrichtung besteht, wie aus Abb. 108—109 ersichtlich,

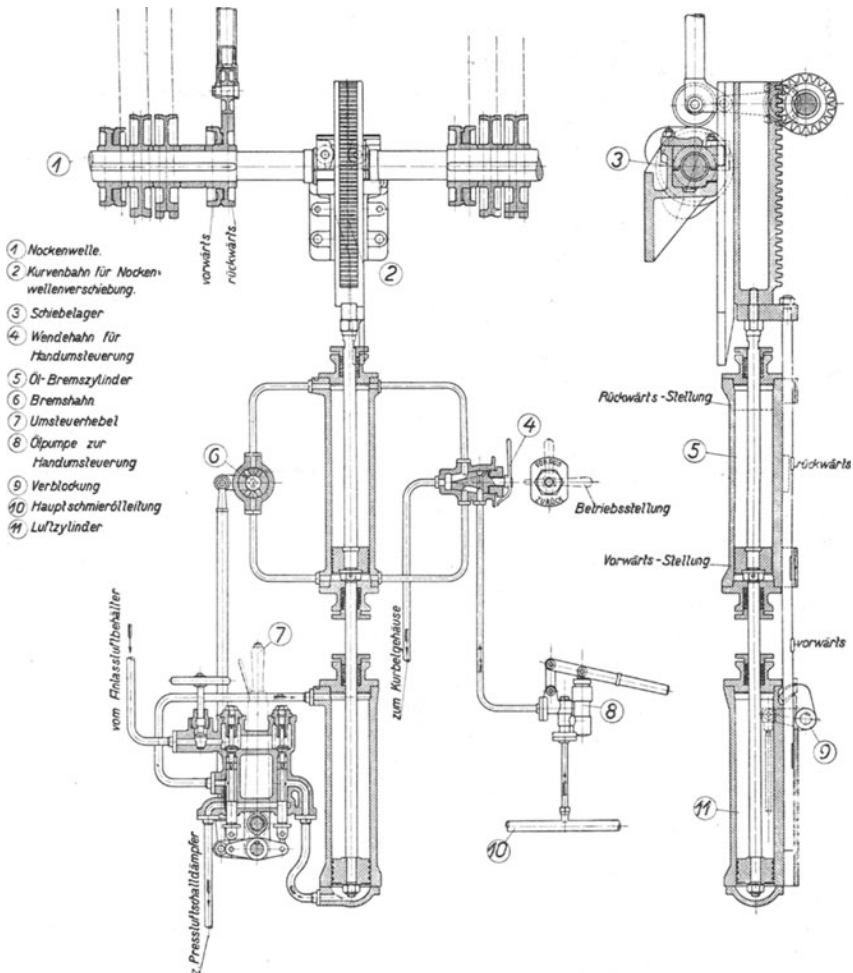


Abb. 108—109. Druckluft-Umsteuereinrichtung.

aus einer der bekannten Brownschen Umsteuermaschine nahezu gleichen Einrichtung, nur mit dem Unterschied, daß diese nicht durch Dampf-, sondern durch Druckluft betrieben wird. Die früher gebräuchlichen rotierenden Preßluftmotoren sind damit durch einen wesentlich ökonomischer und präziser arbeitenden Mechanismus ersetzt worden. Die Kolbenstange des Luftzylinders der Umsteuermaschine ist in ihrer

Verlängerung als doppelseitige Zahnstange ausgebildet, die mit der einen Seite die Nockenwelle verschiebt, während mit der anderen die Umsteuerwelle um einen gewissen Winkel verdreht wird.

Die Brennstoffpumpen, von denen für jeden Zylinder ein Stück vorgesehen ist, sind in unmittelbarer Nähe des Maschinistenstandes angeordnet, um unter dauernder Kontrolle zu stehen. Der Antrieb der Pumpen erfolgt durch Balanciers von einer der Übertragungswellen der Nockenwelle.

Die Einblaseluft wird bei den Fioniamotoren von unmittelbar an die Kurbelwelle angehängten Reavell-Kompressoren¹⁾ von je 175 PS geliefert, die aber bei den letzten Neubauten der Firma wieder verlassen und durch stehende dreistufige Kompressoren eigener Konstruktion ersetzt worden sind.

Das Anlassen der Motoren erfolgt wie üblich durch Preßluft von 20—25 at, für die zwei große Behälter von je 22,8 cbm vorgesehen sind. Das Auffüllen der Behälter wird im Dauerbetriebe von den angehängten Kompressoren besorgt, während für den Hafebetrieb und beim Manövrieren ein weiterer, durch einen Elektromotor von 200 PS angetriebener Kompressor zur Verfügung steht.

Die Erzeugung der für diesen Motor sowie die elektrisch angetriebenen Hilfsmaschinen, Winden, die Rudermaschine und die Beleuchtung benötigten elektrischen Energie wird durch zwei Viertakt-Dieseldynamos von je 200 PS bewirkt. Ein Motor genügt, um die gesamten Winden und Schiffshilfsmaschinen sowie auf See die Rudermaschine und das Ankerspill zu betreiben.

Restlos ist bei dieser Anlage der Grundsatz verfolgt worden, alle für die Ölmaschinen und den Schiffsbetrieb erforderlichen Pumpen von den Hauptmaschinen abzutrennen und unmittelbar durch Elektromotoren anzutreiben. Bei der Wichtigkeit dieser Hilfseinrichtungen für den gesamten Ölmaschinenbetrieb und der abweichenden Bauart derselben, gegenüber Dampfkraftanlagen, sollen die üblicherweise auf Motorschiffen vorhandenen diesbezüglichen Einrichtungen kurz aufgeführt werden. Vorhanden sind im einzelnen:

- 2 Kühlwasserpumpen, die als vertikale Zentrifugalpumpen mit möglichst tief liegendem Flügelrad ausgeführt sind mit einer Förderleistung von 1600 l/min bei $n = 1400$ Touren pro min und einer Druckhöhe von 25 m. Kolben, Zylindermantel und Zylinderdeckel werden ausschließlich durch Seewasser gekühlt.
- 2 Satz Pumpen für die Preßschmierung, die gleichfalls als rotierende Flügelradpumpen gebaut sind. Der Antriebsmotor jeder Pumpe hat eine Leistung von 0,75 PS. Das Öl wird von den Pumpen aus den in den Doppelboden eingelassenen Schmierölsammeltanks gesaugt, denen das Öl aus den Kurbelbilgen zufließt. Haupt- und Hilfsölmaschinen sind hierbei vollkommen voneinander getrennt, um zu verhindern, daß das von den Hauptmaschinen zurückfließende Öl durch das weit leichter mit Verbrennungsrückständen versetzte

¹⁾ Konstruktion der Reavell-Kompressoren siehe S. 93.

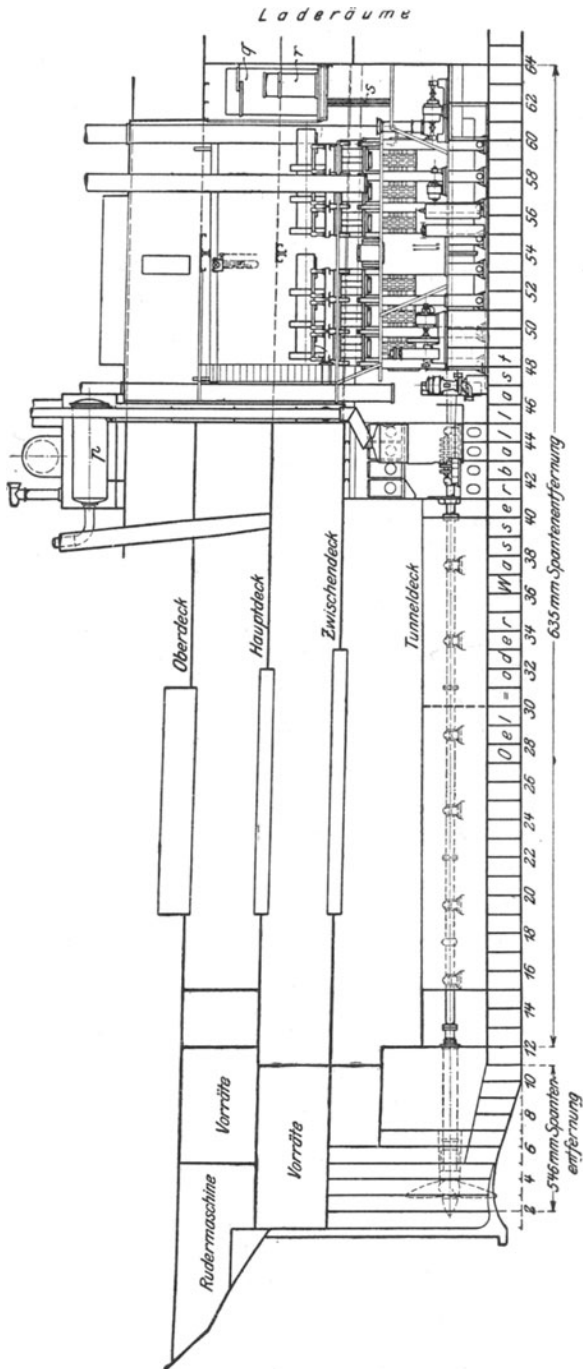


Abb. 110. Längsschnitt.

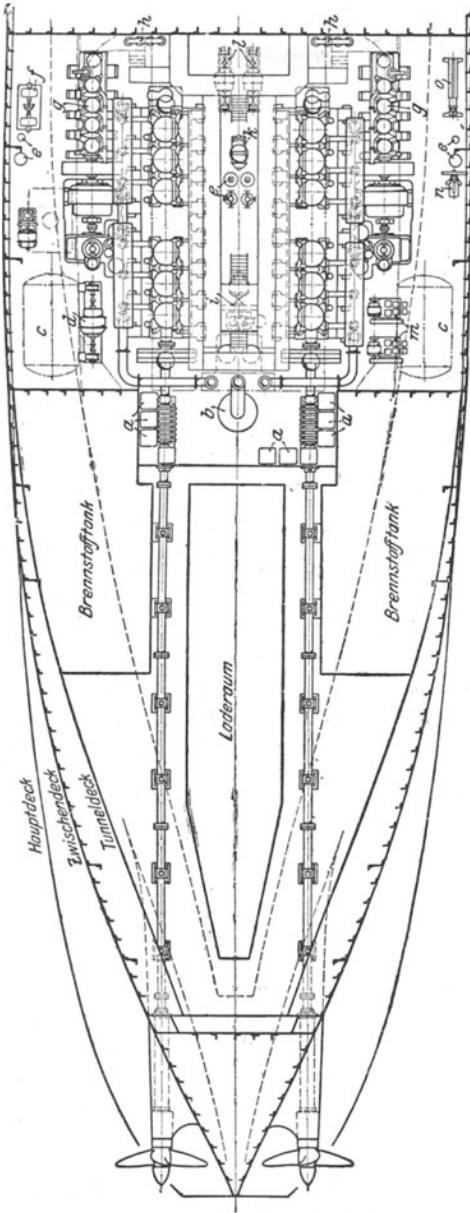


Abb. 111. Grundriß.

- | | |
|--|---|
| a) Ölbehälter; | k) Brennstoffpumpe; |
| b) Heizkessel; | l) Schmierölpumpe; |
| c) Behälter für Anlaßdruckluft; | m) Bade- und Klosettpumpe; |
| d) Ballastpumpe; | n) Bohrmaschine; |
| e) Druckluftflaschen; | o) Drehbank; |
| f) Umformer; | p) Schalldämpfer; |
| g) Hilfsdieselmachine mit Dynamo und Kompressor; | q) Brennstoffbehälter für Tagesverbrauch; |
| h) Ölkühler; | r) Schmierölbehälter; |
| i) Motordynamo für Hafendienst; | s) Schalttafel. |

Schmieröl der Hilfsmaschinen verunreinigt wird. In der Druckleitung sind die erforderlichen Ölfiler und -kühler eingebaut.
 2 Satz Lenz-, Klosett- und Kolbenkühlumpen, die als dreikurbelige Plungerumpen ausgeführt und durch Elektromotor und

Zahnradvorgelege angetrieben werden. Die Lenzpumpen können gegebenenfalls auch als Reservekühlwasserpumpen gebraucht werden.

- 1 Ballastpumpe, die nicht als reine Zentrifugalpumpe — da diese Konstruktion, namentlich beim Saugen durch Ventilkästen mit ihren unvermeidlichen Luftsäcken, den Bordanforderungen nicht entsprochen hat —, sondern als Exzenter-Flügelradpumpe gebaut ist; sie wird durch einen Motor von 24 PS angetrieben. Die Umdrehungszahl des Flügelrades beträgt 200 pro min. Die Übersetzung zwischen Motor und Pumpe ist durch Kettenräder mit zwischengeschalteter Zahnkette ausgeführt.
- 1 Feuerlösch- und Deckwaschpumpe in Form einer einstufigen, durch einen 7-PS-Motor von $n = 550$ Umdrehungen pro min angetriebenen Zentrifugalpumpe.
- 1 Frischwasserpumpe. Auch hierfür hat eine Rotationspumpe von 6 PS mit Windkessel Verwendung gefunden.
- 1 Brennstoffförderpumpe von gleicher Konstruktion der Plungerlenzpumpen. Sie hat das Treiböl aus den Bodentanks zu saugen und durch einen Filter nach den beiden je ca. 12 cbm fassenden Tagesbedarfstanks zu drücken. Jeder der beiden Behälter faßt genügend Öl für eine 12stündige Betriebszeit, so daß durch abwechselnde Benutzung der beiden Tanks dem aus den Bodentanks geförderten Brennstoff eine Ruhezeit von wenigstens 12 Stunden gegeben wird, um mitgeführtes Wasser und mechanische Unreinigkeiten abzusetzen. Die sorgfältige Abscheidung von Wasser sollte nie übersehen werden, da viele Störungen in der Verbrennung und Zündung hierauf zurückzuführen sind.

Für den Hafensbetrieb ist zu Beleuchtungszwecken eine Semidieselmachine (Glühhaubenmotor) vorhanden, der direkt auf das Lichtnetz mit 110 V arbeitet und außerdem mittelst Umformer den Strom für den Betrieb eines kleinen 10 PS 2stufigen Notkompressors zum ersten Auffüllen der Anlaßgefäße erzeugt.

Wie bereits erwähnt, ist die Anlaßluft nicht in einer größeren Anzahl Einzelflaschen, sondern in zwei großen Anlaßluftbehältern von je 22,8 cbm Fassungsvermögen und 25 at Betriebsdruck untergebracht. Der Vorteil einer derartigen Anordnung besteht in geringerem Gewicht der Anlaßbehälter gegenüber Einzelflaschen, geringeren Anlagekosten, sehr erheblicher Vereinfachung der Rohrleitungen und Armaturen und Fortfall eines besonderen Luftpfeifentanks. Voraussetzung bleibt aber, daß die Hauptmotoren sicher mit einem Druck von 25 at unter allen Umständen anzulassen sind, da beim Bedarf höherer Drucke Gewicht und Kosten der Herstellung derartig großer Anlaßluftbehälter sehr in die Höhe gehen würden.

Der klare, den Bordanforderungen weitgehendst gerecht werdende Aufbau der Hauptmaschinen sowie der restlos durchgeführte Grundsatz, alle für den Ölmaschinen- und Schiffsbetrieb erforderlichen Hilfseinrichtungen selbständig zu machen und elektrisch anzutreiben, rückt

die Viertaktmotoranlage dieser Konstruktion mit in die erste Reihe der heute gebauten Schiffsdieselanlagen.

In den Abb. 110—111 ist der Einbau einer derartigen

Viertakt-Zweiwellenanlage im Schiff im Aufriß und Grundriß dargestellt, aus denen die vorstehend aufgeführten Haupt- und Hilfsmaschinen an Hand der den Abbildungen beigefügten Erläuterung zu ersehen sind.

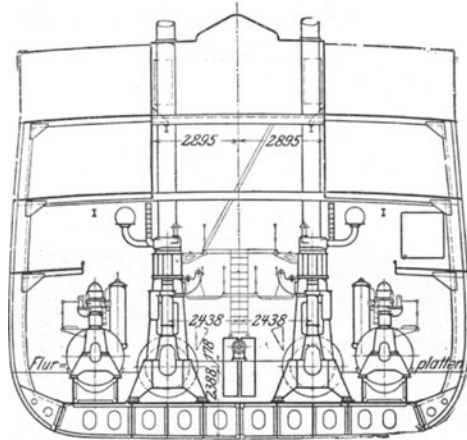


Abb. 112. Querschnitt.

b) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Die vorherrschende Stellung, die die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Ölmaschine Bauart Burmeister & Wain auf dem Gebiete des langsam laufenden Handelsschiffsmotor einnimmt, gebührt der MAN für die schnellaufende Ölmaschine.

Seit Ende des Weltkrieges vereint sie in ihren Werkstätten in Augsburg alle Erfahrungen des Zweitakt- und Viertaktmaschinenbaues, die sie in so überaus reichem Maße während der Kriegsjahre sammeln konnte, in denen Hunderte von Motoren ihre Werkstätten verließen und die besonders als Antriebsmotore von U-Booten den Ruf der deutschen Ölmaschine als unübertroffen in der Konstruktion und erstklassig in der Werkstattausführung fest begründet haben.

Eine Reihe von Sonderveröffentlichungen über die schnellaufenden U-Bootsmaschinen lassen es überflüssig erscheinen, an dieser Stelle eingehender auf diese Bauart einzugehen. Erwähnt sei nur die Verwendung derartiger Maschinen für Handelsschiffe in Verbindung mit einem Übersetzungsgetriebe, wie sie auf den Motorschiffen der Hamburg-Amerika-Linie, „Münsterland“ und „Havelland“ zum Einbau gelangt sind und über die im Abschnitt: Ölmaschinen mit Übersetzungsgetriebe S. 215 eingehender berichtet wird.

Beim Übergang zum Bau großer Handelsschiffsmaschinen wurde in der Nachkriegszeit zuerst eine sechszylindrige Maschinentype von 1600 PSe, 720 Zylinderdurchmesser und 1200 mm Hub für Frachtschiffe entwickelt.

Die in der Abb. 139 im Schnitt dargestellte Maschine zeigt den der MAN-Bauart charakteristischen Zylinderdeckel, bei dem oberhalb der dem Verbrennungsraum zugekehrten Deckelfläche eine Trennwand eingezogen ist, durch die eine intensive Kühlung der den Verbrennungsgasen ausgesetzten Deckelfläche durch das mit zunehmender Geschwindigkeit vom äußeren Umfang des Deckels nach der Deckelmitte strö-

mende Kühlwasser herbeigeführt wird. Das Kühlwasser tritt darauf von dem unteren Kühlwasserraum an der mittleren Ventilkonone des Brennstoffventils in den oberen Wasserraum über, um von diesem aus nach außenbords abzufließen.

Neuartig ist auch die Konstruktion der Arbeitskolben, die nicht, wie meistens üblich, starr mit der Kolbenstange verschraubt sind, sondern mittelst einer langen Hülse, die ihrerseits mit dem unteren

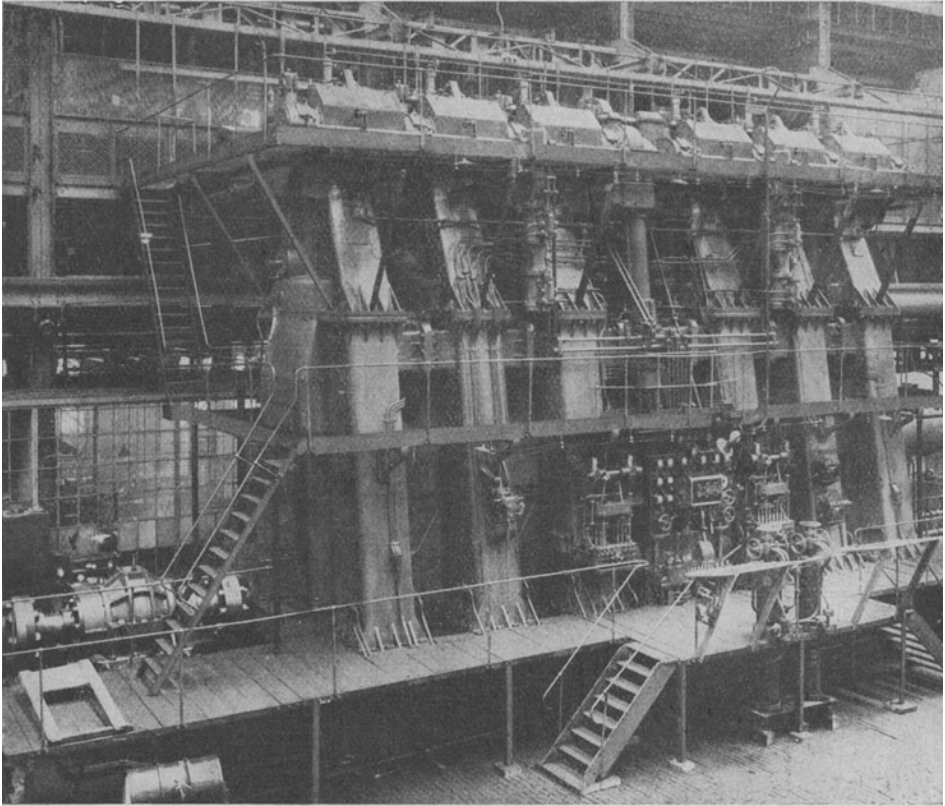


Abb. 113. MAN-Viertaktölmaschine, 1800 PS.

Ende des Kolbens verschraubt ist, nur eingespannt sind, so daß der Kolbenkörper den auf ihn zur Wirkung kommenden Wärmespannungen ungehindert nachgeben kann.

Die Kolbenkühlung erfolgt durch Öl, die notwendig war, da ein Zwischenboden zwischen den Triebwerksteilen und dem unteren Ende der Arbeitszylinder nicht vorgesehen ist, so daß bei eventuellen Undichtigkeiten der Wasser führenden Kühlleitungen eine Verseifung des Schmieröls zu befürchten gewesen wäre, was vermieden werden mußte.

Die Maschinenstände, die ungewöhnlich schwer erscheinen, stehen auf Mitte Kurbelwelle, so daß Kreuzkopf und Gleitbahnen nicht besonders gut zugänglich sind. Bei den allerletzten Ausführungen hat auch die MAN diese Anordnung verlassen und ist zu den auf Mitte Wellenlager stehenden A-förmigen Ständern übergegangen, wie sie bei Burmeister & Wain-Maschine beschrieben worden sind.

Da das Gewicht der Maschine reichlich hoch ist und auch die nicht geschlossene Bauart wegen des größeren Schmierölverbrauchs und der Ölausdünstungen nicht mehr den letzten Anforderungen entspricht, die an eine wirtschaftlich arbeitende Ölmaschine heute gestellt werden, wird diese Bauart nur eine erste Entwicklungsstufe für die kommende Typenmaschine sein können. Von den von der MAN für U-Boote und Spezialfahrzeuge durch-

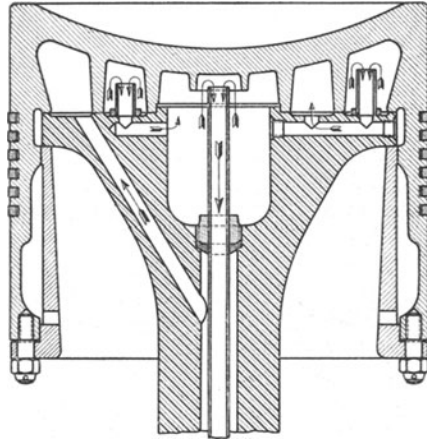


Abb. 114. MAN-Arbeitskolben mit Ölkühlung.

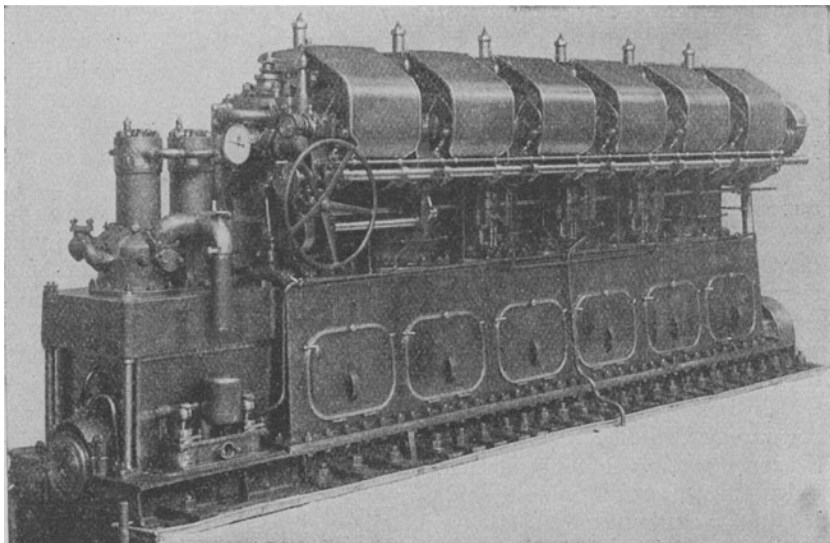


Abb. 115. Umsteuerbare Viertakt-Ölmaschine; Bauart: MAN.

gebildeten kreuzkopfflosen Typen zeigt die Abb. 115 eine kleine, einfachwirkende Sechszylinder-Viertaktölmaschine mit direkter Umsteuerung von 220 PS und 500 Umdrehungen in der Minute.

Die sechsfach gekröpfte Kurbelwelle besteht aus einem Stück; die Kurbeln sind um 120° gegeneinander versetzt. Alle Massen sind vollkommen ausgeglichen bis auf die geringen, freien, von der endlichen Länge der Luftpumpentreibstangen herrührenden Massenkräfte.

Die Grundplatte besteht aus mehreren, sauber zusammengepaßten Teilen, die nach unten geschlossen sind, um das abtropfende Schmieröl aufzufangen. Die runden Lagerschalen sind aus Stahl mit Weißmetallfutter hergestellt und können ohne Anheben der Kurbelwelle ausgewechselt werden. Die oberen Lagerschalen sind in den Deckeln gegen Drehen gesichert. Das Lager am Kupplungsflansch ist als Paßlager ausgeführt, so daß die Welle sich in der Längsrichtung nicht verschieben kann.

Die Arbeitszylinder bestehen aus Gußeisen oder Stahlguß, die eingesetzten Laufbüchsen aus Spezialgußeisen. Der Raum zwischen Zylinder und Büchse wird von Kühlwasser durchflossen.

Die Arbeitskolben kleinerer Maschinen sind einteilig, ungekühlt; bei größeren Maschinen wird Ölkühlung angewandt. Die Kolbenzapfen werden durch die hohl gebohrten Pleuelstangen vom Kurbelzapfen aus geschmiert. Die Kolben haben mehrere gußeiserne, gegen Verdrehen gesicherte Ringe. Die Pleuelstangen erhalten, da es sich bei U-Bootsmaschinen ausnahmslos um kreuzkopflose Maschinen handelt, geschlossene obere Köpfe und einlegbare Lagerschalen. Der untere Kopf ist geteilt und von der Pleuelstange getrennt, um durch Zwischenlagen von Blechen die Höhe des Kompressionsraumes einstellen zu können. Alle Lagerschalen werden aus Stahl mit Weißmetallfutter ausgeführt.

Jeder Zylinderdeckel enthält sämtliche den Arbeitsvorgang regelnde Ventile, und zwar ein oder zwei Brennstoffventile, ein Einsaugventil, ein Auspuffventil und ein Anlaßventil. Das Auspuffventil wird mit Wasser gekühlt. Die Zylinderdeckel werden durch Nut und Feder mit eingelegtem Kupferring gegen die Zylinderbüchse gedichtet.

Die Steuerung der Ventile erfolgt durch Nockenscheiben, die auf der wagerechten Steuerwelle sitzen, und Hebel. Die Steuerwelle wird mittelst zweier Schraubenräderpaare und einer Zwischenwelle von der Kurbelwelle aus angetrieben. Brennstoff- und Anlaßsteuerhebel sitzen auf einer gemeinsamen exzentrischen Büchse. Diese wird beim Anlassen zunächst so gestellt, daß die Anlaßhebel von den Anlaßnocken bewegt werden, so daß die Ölmaschine durch die verdichtete Anlaßluft in Drehung versetzt wird. Hat die Maschine die zum Zünden nötige Geschwindigkeit erreicht, so wird die Exzenterbüchse auf der Hebelachse so gedreht, daß die Brennstoffhebelrollen in den Bereich der zugehörigen Steuerscheiben gebracht werden, worauf Brennstoff in die Zylinder eingeführt wird und sich entzündet und der normale Gang der Maschine beginnt, während die Anlaßventile ausgeschaltet werden. Das Umstellen in die Anlaß- bzw. Betriebsstellung erfolgt meistens für alle sechs Zylinder durch einen gemeinsamen Hebel¹⁾.

Die Brennstoffpumpen stellen eine der MAN geschützte Ausführungsart dar. Für jeden Arbeitszylinder ist eine besondere Pumpe

¹⁾ Vgl. auch VIII. Teil: Umsteuerungen, S. 193.

vorgesehen, die alle in einem Gehäuse vereinigt sind. Die Brennstoffpumpen werden gruppenweise von einer an der Luftpumpenseite der Maschine sitzenden Querwelle von zwei um 180° zueinander versetzten Kurbeln aus betätigt.

Die Regulierung der Ölmaschine erfolgt durch entsprechende Veränderung der bei jedem Hub zugeführten Brennstoffmenge durch früheres oder späteres Schließen der Saugventile der Brennstoffpumpen. Das Durchgehen der Maschine wird durch einen Regulator verhindert, der beim Überschreiten einer bestimmten Drehzahl in Tätigkeit tritt und auf die Saugventile der Brennstoffpumpen einwirkt.

Zur Erzeugung der Druckluft zum Einblasen des Brennstoffes und zum Anlassen ist eine unmittelbar mit dem Motor gekuppelte Einblaseluftpumpe vorhanden, in der Luft in bekannter Weise in zwei oder drei Stufen auf 45—75 at verdichtet wird. Nach jeder Druckstufe wird die erhitzte Luft in besonderen Luftkühlern gekühlt und durch je einen besonderen Abscheider von Wasser und Öl befreit. Jeder Luftpumpenzylinder ist mit einem selbsttätigen Saug- und Druckventil versehen; ferner befindet sich in jeder Stufe ein Sicherheitsventil. Die Regulierung der Luftmenge erfolgt von Hand durch eine Drosselklappe, die in der Saugleitung der Niederdruckpumpe angeordnet ist. Die Luftpumpenzylinder werden ausgiebig gekühlt.

Das zur Kühlung der Ölmaschine erforderliche Wasser wird dieser durch eine besondere Plungerpumpe zugeführt, die am Gestell befestigt ist und durch Schraubenräder von der Maschine aus angetrieben wird.

Die Schmierölpumpen werden gleichfalls unmittelbar von der Maschine angetrieben und sind als Kolben- oder Zahnradpumpen ausgebildet.

Das Kühlwasser wird durch die obenerwähnte Kühlwasserpumpe gefördert. Ein Teil des Druckwassers der Pumpe dient zur Kühlung der einzelnen Zylinder, und zwar tritt das Kühlwasser von den Zylindermänteln nach den Zylinderdeckeln, von dort in die Auspuffventile, in die Auspuffleitung und dann ins Freie. Der Rest des Kühlwassers wird nach den Luftpumpen sowie den Luft- und Ölkühlern geleitet.

Auf die Ausbildung der Schmiereinrichtungen ist ganz besondere Sorgfalt verwandt worden. Die Schmierung erfolgt überall, wo irgend zugänglich und zweckmäßig, nach dem Prinzip der Preßschmierung, und zwar zunächst nach den Wellenlagern, von hier durch entsprechende Bohrungen in den Wellenzapfen in das Innere der hohlen Kurbelwelle, von da nach dem Kurbelzapfen und durch die hohle Pleuelstange in den Kolbenzapfen. Das ablaufende Öl wird in dem Grundplattentrog gesammelt und nach Rückkühlung und Filtrierung der Ölmaschine aufs neue zugeführt.

2. Zweitakt-Ölmaschinen.

In einer von Prof. Nägel im Sommer 1923 gegebenen vergleichenden Übersicht über die „Dieselmaschine der Gegenwart“¹⁾ stellt er als wesentliche Beweggründe, die den Übergang von der

¹⁾ „Die Dieselmaschine der Gegenwart“ von Prof. Dr.-Ing. Nägel, Dresden, Zeitschrift des V. d. Ig., Bd. 67, Nr. 30 vom 28. Juli 1923.

Viertakt- zur Zweitaktmaschine rechtfertigen, folgende drei Punkte zusammen:

1. Verwirklichung großer Leistungseinheiten, da das Zweitaktverfahren bei gleichem Hubraum eine 75—90 v. H. höhere Nutzleistung ermöglichen als der Viertakt,

2. Vereinfachung der Steuerung mindestens durch Fortfall des Auspuffventils und gegebenenfalls auch der Einlaßventile,

3. Möglichkeit einfachsten mechanischen Aufbaus der Zweitaktmaschine, allerdings unter Verzicht auf hohe thermische Rentabilität.

Für Schiffsölmaschinen größerer Leistungen scheidet der Punkt 3 von vornherein aus, da man für eine neuzeitliche Schiffsmaschinenanlage immer ein größtes Maß an Wirtschaftlichkeit verlangen wird.

Die Punkte 1 und 2 sind aber auch nur sehr bedingt richtig, da die jüngste Entwicklung der Viertaktmaschine, im besonderen ihre Ausgestaltung mit Zusatzgebläse gezeigt hat, daß die konstruktive Entwicklung auch hier noch längst nicht als abgeschlossen gelten kann.

Höhere Nutzleistungen des Zweitakts von 75—90 v. H. bei gleichem Hubvolumen müssen heute bereits als längst von dem Viertaktverfahren eingeholt gelten.

Im Gegenteil haben die in Fahrt befindlichen Viertaktmotorschiffe mit Gebläsebetrieb, trotzdem bei diesen ersten Ausführungen nicht an die Grenze des theoretisch Möglichen gegangen ist, gezeigt, daß der bisherige Vorsprung des Zweitakts einer größeren Leistung bei gleichem Hubvolumen zu einem erheblichen Teil, wenn nicht ganz, wird eingeholt werden können.

Desgleichen stellt auch die Möglichkeit des Fortfalls der Einlaß- und Auspuffventile im Zylinderdeckel nur eine recht bedingte Vereinfachung dar, da neuzeitliche Zweitaktmaschinen, wie etwa die Sulzersche Bauart, außer der einen Ventildurchdringung im Zylinderdeckel, die ein kombiniertes Brennstoff- und Anlaßventil aufnimmt, ferner noch außerhalb des Ventilgehäuses ein Anlaßvorventil gesellt, mit dem auf gleicher Ventilschnecke ein Dekompressionsventil angeordnet ist und zu denen zusätzlich im Spülluftkanal noch der Steuerschieber hinzutritt; Abb. 22.

Die allerjüngste Entwicklung zeigt daher auch, was noch vor Jahresfrist stark bezweifelt worden wäre, daß nicht der Zweitakt für die Ausrüstung großer Motorfahrgastschiffe in Front steht, sondern die Antriebsanlagen der größten im Augenblick in Bau befindlichen Motorschiffe als doppelwirkende Viertaktmotore mit Wellenleistungen von 6000—9000 PSe für eine Maschine gebaut werden.

Immerhin hat auch der Zweitakt schon sehr bemerkenswerte Zylinderleistungen, wenigstens in durchgeführten Dauerversuchen auf dem Prüfstand aufzuweisen, über die nachstehend einige kurze Ausführungen folgen sollen.

a) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Das Nürnberger Werk der MAN hat die Ölmaschine ausschließlich in der Bauart als Zweitaktmaschine, und zwar in kleineren, leichteren

Typen, im besonderen für Unterseeboote, wie auch in einer größten Ausführung zum Antrieb von Linienschiffen ausgebildet.

Bereits 1910 war die MAN dem früheren Deutschen Reichsmarineamt gegenüber die Verpflichtung eingegangen, eine doppelwirkende Zweitakt Dieselmachine zu bauen, die in 6 Arbeitszylindern bei 160 Umdrehungen in der Minute 12000 PSe leisten sollte.

Die Maschine hat nach langjährigen, eingehenden Vorversuchen bei den im Jahre 1917 vorgenommenen Dauerproben und Abnahmeversuchen die gestellten Bedingungen glänzend erfüllt. Die Maschine arbeitete mit Spülventilen.

Mit einer Zylinderbohrung von 850 mm und 1050 mm Hub wurden während der fünftägigen Schlußerprobung dauernd 10800 bis 12000 PSe erzielt, während die Belastung eines einzelnen Zylinders nach Abschluß der Erprobungen zur Feststellung der größtmöglichen Überlastbarkeit bei 145 Umdrehungen bis auf 3573 PSi, entsprechend einem mittleren indizierten Druck von 9,82 at gesteigert werden konnte.

Bei der Durchbildung der konstruktiven Einzelheiten der Maschine bereitete weniger die Beherrschung der großen Getriebekräfte und die Kolbenstangenliderung Schwierigkeiten, als die genügende Kühlung der den Verbrennungsraum umgebenden Zylinder- und Deckelwandungen, da die hohen Wärmebeanspruchungen zu einem häufigen Reißen der Auspuffstege und der Zylinderdeckel führten.

Die nach langen Versuchen für die endgültige Ausführung bestimmte Zylinderform im Aufriß und Querschnitt zeigen die Abb. 116 und 117.

Der Arbeitszylinder ist zweiteilig ausgeführt und weist eine Teilfuge in der Ebene der Auspuffschlitze auf, die sägeblattartig ausgestaltet ist, so daß sich die beiden freien Zylinderenden ineinander verschieben können.

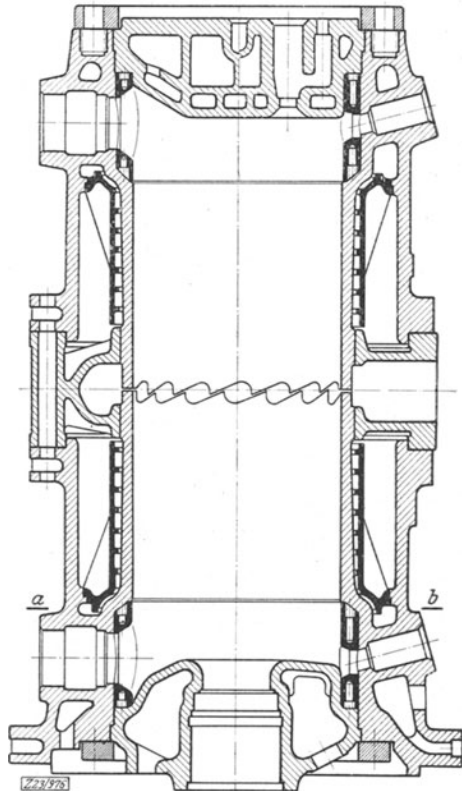


Abb. 116.

Der obere Zylinderdeckel enthält nur noch das Anlaß- und Sicherheitsventil, der untere nur ein Sicherheitsventil, während die Brennstoff- und Spülluftventile unmittelbar den Kühlwasserraum des Mantels durchdringen. Im Bereich der Durchdringung der letztgenannten Ventile sind besondere stählerne Kühlringe eingebaut, die bis auf wenige Millimeter Wandstärke hohl gebohrt und intensiv mit Wasser gekühlt werden. Erst nach Einbau dieser Schutzringe ist es möglich geworden, Spannungsrisse infolge der hohen Temperaturwirkungen auf die Wandungen von den Arbeitszylindern fernzuhalten.

Die Schwierigkeiten für eine geeignete Ausbildung der Zylinderdeckel und des Kolbens waren nicht minder groß. Durch Temperatur-

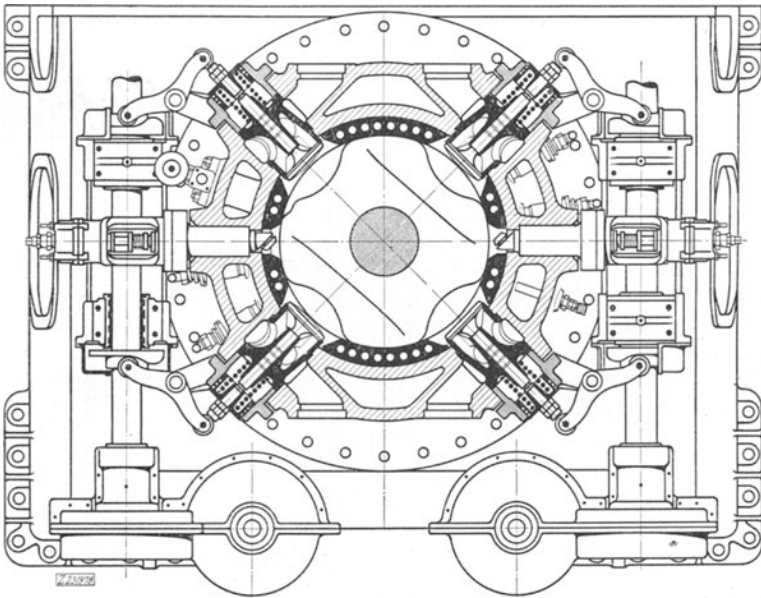


Abb. 117.

messungen wurde festgestellt, daß, während bei dem Zylinder einer Viertakt-U-Bootmaschine, selbst bei dem ungewöhnlich hohen Druck von 9,2 at zwischen der Innen- und Außenhaut der Laufbuchse, nur ein Temperaturgefälle von 86⁰ C vorlag, dieses bei dem nicht durch Kühlringe geschützten Verbrennungsraum der doppelwirkenden Zweitaktmaschine bei einem mittleren indizierten Druck von nur 6,3 at bereits auf 156⁰ C stieg.

Die Wärmebelastung der Zweitaktmaschine war demnach beinahe doppelt so groß wie die mit erheblich höherem indiziertem Druck arbeitende Viertaktmaschine.

In diesem großen Temperaturgefälle, das bei zunehmenden Zylinderabmessungen von Zweitaktmaschinen noch erheblich ungünstiger

als für Viertaktmaschinen gleicher Leistung wird, dürfte für die nächste Zeit noch die Grenze für die Größe der Ausführung von Zweitaktmaschinen liegen. Bei der Besprechung der Möglichkeit der Leistungssteigerung von Ölmaschinen (vgl. Abschnitt IX S. 202) wird noch ausführlich auf diesen Umstand zurückgekommen werden.

Die eigenen Arbeiten des Augsburger Werkes auf dem Gebiete des Zweitaktmaschinenbaus während der letzten Jahre haben zur Ausbildung eines neuartigen Schlitzspülverfahrens geführt, das im Gegensatz zu dem Sulzerschen Spülverfahren (vgl. S. 166) darin besteht, daß Auspuffschlitze und Spülluftschlitze auf derselben Zylinderseite angeordnet sind und zwar die Auspuffschlitze oberhalb der Spüllschlitze, so daß, wie aus der Abb. 118 ersichtlich, der Spülluft ein völlig eindeutiger Weg vorgeschrieben und eine vollkommene Ausspülung des Arbeitszylinders erreicht wird.

Der Hauptvorteil des neuen Verfahrens besteht in dem geringen Aufwand an Spülluft gegenüber dem bisher bekannten Spülverfahren; er beträgt auf das Hubvolumen als Einheit bezogen das 1,1 bis 1,5fache, im Mittel etwa 1,3.

Höherer Spülluftaufwand hat, wie eingehende Versuche gezeigt haben, zu keiner Verbesserung der Verbrennung geführt. Eine weitere Erhöhung des mittleren Arbeitsdrucks, der sich bei den Versuchen auf 5,8 at belief, würde eine Steuerung der Auspuffschlitze durch zusätzliche Steuerorgane zur Voraussetzung und damit einen erheblich größeren konstruktiven Aufwand zur Folge haben.

Das neue Spülluftverfahren soll auch Anwendung für eine in den Augsburger Werkstätten im Bau befindliche doppelwirkende Zweitaktmaschine finden, die bei einem Zylinderdurchmesser von 650 mm,

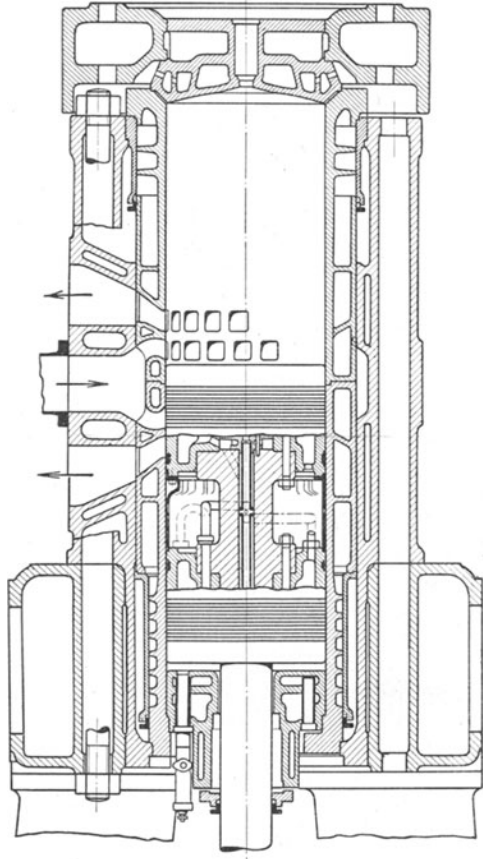


Abb. 118. Doppelwirkende Zweitaktmaschine.
Bauart MAN.

1050 mm Hub und 100 Uml/min bei einem mittleren Kolbendruck von 5,2 at etwa 1600 PSe für beide Zylinderseiten leisten soll.

Einen Querschnitt des Arbeitszylinders dieser Maschine, der die wirksame Kühlwasserführung der Zylinderlaufbüchse, den zweiteilig ausgeführten oberen Zylinderdeckel, dessen Mittelteil, der nur das Brennstoff- und Anlaßventil enthält, lediglich durch den übergreifenden äußeren Zylinderdeckelrand durch Pressung ohne besondere Schraubenverbindung auf konischen Dichtungsflächen aufgespannt ist, erkennen läßt, zeigt die Abb. 118.

Neuartig für die MAN-Maschinen, und den Burmeisterschen Konstruktionen entlehnt, ist auch die durchgehende Verankerung, die den Zylindermantel mit dem unteren Zylinderfuß verbindet, während der obere, äußere Zylinderdeckelrand durch besondere Stiftschrauben mit dem Zylindermantel verbunden ist.

Der untere Zylinderdeckel besteht lediglich aus einem Zylinderboden, der von oben eingesetzt werden muß, so daß sich für diesen Teil, der nur durch inneren Druck beansprucht wird, eine besondere Festigkeits-Schraubenverbindung erübrigt. Der untere Deckel enthält 1 bis 2 Brennstoffventile und gegebenenfalls noch ein Anlaßventil.

Eine Ausführung einer schnellaufenden Zweitakt-U-Bootsmaschine des Nürnberger Werks zeigt die Abb. 119, und zwar in einer Achtzylinderausführung von 900 PSe bei 450 Umdrehungen pro Min. Die Zylinderdurchmesser betragen 310 mm, die der Spülpumpen 475 mm, der Hub 340 mm; vorhanden sind 2 zweistufige Kompressoren von 300 und 100 mm Zylinderdurchmesser und 250 mm Hub. Infolge der großen Zylinderzahl kommt man bei diesen Motoren ganz ohne Schwungrad aus.

Die Beschaffung der für die Durchführung des Zweitaktverfahrens erforderlichen Spülluft erfolgt im vorliegenden Falle nicht durch besondere, durch Kurbel oder Schwinghebel angetriebene Spülluftpumpen, sondern durch Stufenkolben, die unmittelbar unter den Arbeitskolben angeordnet und mit diesen fest verbunden sind (Abb. 122—123).

Der Spülpumpenkolben dient dabei gleichzeitig als Geradführung für den Arbeitskolben. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß gegenüber den Ausführungen, bei denen der Kolbenbolzen direkt im Arbeitszylinder sitzt, jener reichlich bemessen werden kann und infolgedessen die spezifischen Beanspruchungen, vor allen Dingen des Kolbenbolzenlagers, wesentlich geringere sind. Außerdem wird damit der Kolbenbolzen aus der heißen Zone des Arbeitszylinders heraus in die beträchtlich kühlere Spülpumpe verlegt. Da der Spülpumpenkolben größeren Durchmesser hat als der Arbeitskolben, ist natürlich auch bei Lagerung des Kolbenbolzens im Spülpumpenkolben der spezifische Gleitbahndruck in der Geradführung beträchtlich geringer. Ein großer Vorteil dieser Anordnung ist noch der, daß bei etwaigen Undichtheiten des Arbeitskolbens die verbrannten Gase nicht in den Maschinenraum austreten können, sondern von der Spülpumpe angesaugt und unschädlich gemacht werden.



Abb. 119. Achtzylindrige Unterseeboots-Ölmaschine.

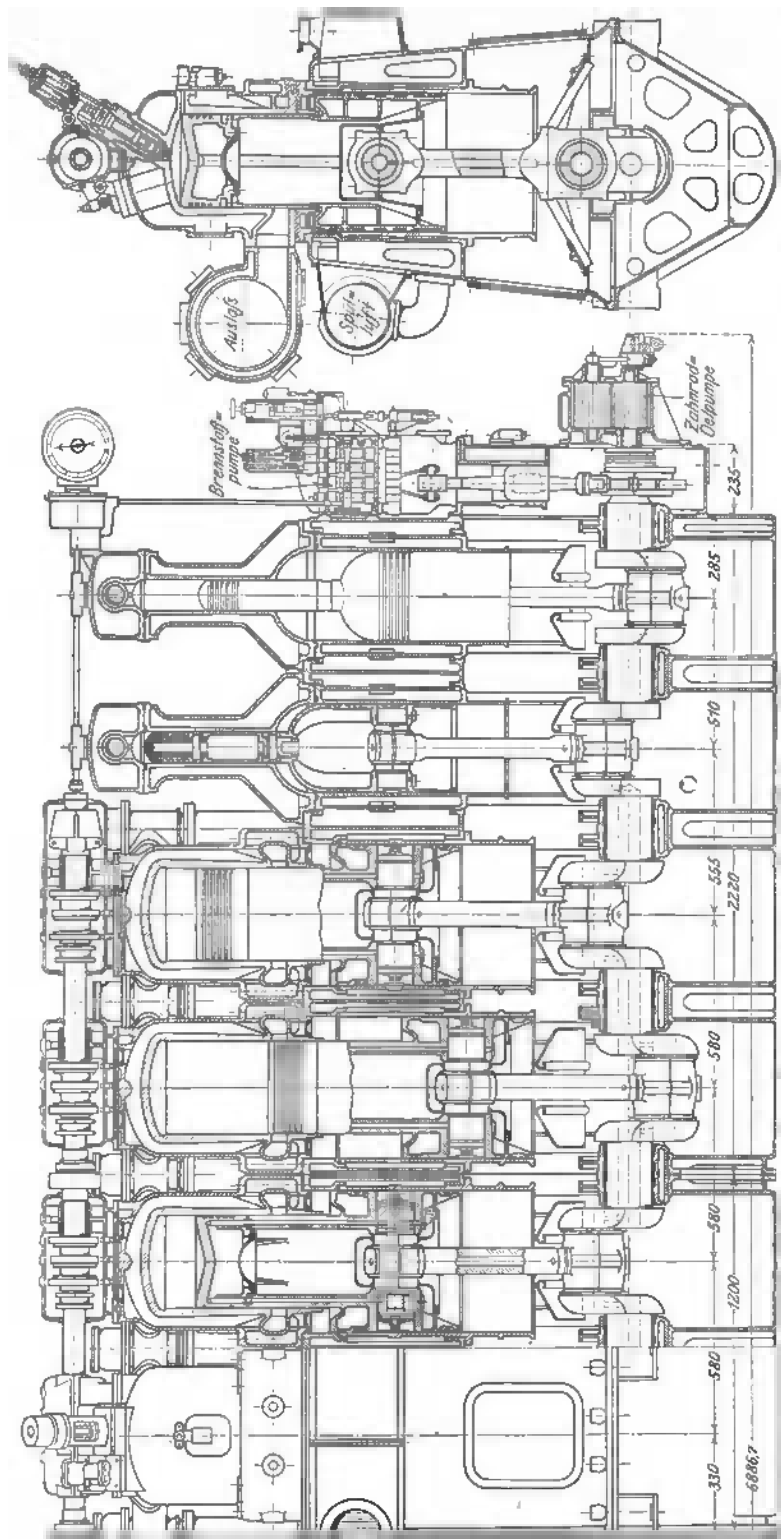


Abb. 120—121. Achtzylindrige Unterseeboots-Ölmaschine, 900 PSe.

Die selbsttätigen Spülluftventile bestehen aus dünnen Stahlplatten mit sehr geringem, durch Klappenfänger begrenztem Hub. Die Spülluftleitungen sämtlicher Zylinder sind untereinander verbunden, um überall den gleichen Spülluftdruck zu haben. Um etwaige Schmieröl-explosionen unschädlich zu machen, sind an verschiedenen Stellen Sicherheitsklappen eingebaut. Die Verwendung von Stufenkolben für die Spülluftbeschaffung hat den Vorzug eines sehr gedrängten Aufbaues der Maschine, da weder Höhe, Breite noch Länge des Motors gegenüber dem Pumpenantrieb durch Kurbel oder Schwinghebel erheblich vergrößert wird.

Bei reichlicher Bemessung der Spülpumpenzylinder mit Stufenkolben

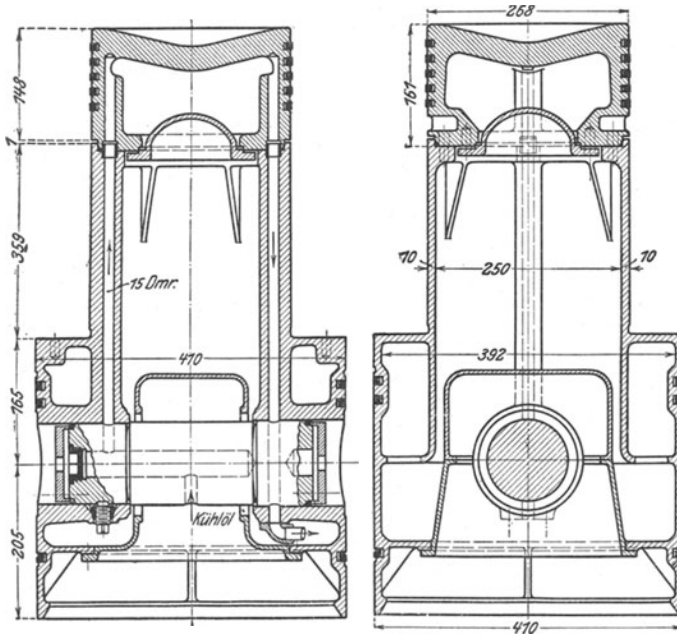


Abb. 122—123. Gemeinsamer Arbeits- und Spülpumpenkolben.

ist für diese etwa der 1,5fache Durchmesser der Arbeitszylinder erforderlich.

Eine Vergrößerung der Baulänge der Maschine tritt durch die größeren Stufenkolben, wie ausgeführte Ölmaschinen gezeigt haben, im allgemeinen nicht ein, da die Länge der Maschine in der Regel nur von den Abmessungen der Kurbeln und der Baulänge der Grundlager bestimmt wird.

Wohl aber wird durch die Verwendung der Stufenkolben die Bauhöhe des Motors etwas vergrößert, gleichgültig ob der Kolbenzapfen im Arbeitskolben oder im Stufenkolben angeordnet wird. Im ersten Falle muß die Pleuelstange über das normale Maß verlängert werden, im anderen Falle baut sich der Stufenkolben erheblich länger auf; aller-

dings ist damit der Vorteil verknüpft, daß der Stufenkolben eine sehr gute Kreuzkopfführung für den Arbeitskolben abgibt.

Das Herausnehmen eines derartigen kombinierten Arbeits- und Stufenkolbens gestaltet sich dagegen weniger einfach als bei einem glatten Kolben mit angehängten Spülpumpen. Da für die Überholung dieser Teile der Zylinder abgenommen werden muß, gießt man zur Vereinfachung bei Maschinen dieser Bauart Laufbüchse und Zylinderdeckel gewöhnlich in einem Stück.

Nachteilig kann bei undichten Arbeitskolben ein Eindringen der Verbrennungsgase in die Spüllufträume werden; dafür verhindert aber die eventl. durch die Kolben schlagende Zündflamme Schmierölexplosionen im Kurbelgehäuse.

Die Kolbenkühlung erfolgt mittelst Kühlöl, um jeder Vermischung von Kühlwasser und Schmieröl vorzubeugen. Die Arbeits- und Kompressorzylinder werden mit Wasser gekühlt. Für die Kolbenkühlung und Lagerschmierung wird das gleiche Öl verwandt. Es wird von einer Ölpumpe angesaugt und unter einem Überdruck von 2,5 bis 5 at den Kolben und Lagerstellen zugeführt.

Die zum Einblasen des Brennstoffes dienende Luft wird durch einen mit der Maschine direkt gekuppelten zwei- oder dreistufigen Kompressor erzeugt. Der Kompressor ist so reichlich bemessen, daß er auch bei langsamer Fahrt noch genügend Einblaseluft fördert.

Zylinder und Kolben sind aus Spezialgußeisen hergestellt. Bei Maschinen leichter Bauart sind die Gestelle aus Stahlguß oder Manganbronze von hoher Festigkeit und Dehnung, bei Maschinen schwerer Bauart aus Gußeisen. Die Kurbelwelle besteht bei allen Maschinen aus Siemens-Martin-Spezialstahl und ist in ihrer ganzen Länge hohlgebohrt.

Das Schmieröl wird den Grundlagern zugeführt, tritt von diesen in die ausgebohrte Kurbelwelle und steigt weiter durch die Pleuelstangen nach den Kolbenzapfen. Auch fast alle übrigen Teile werden durch Preßöl geschmiert. Das Schmieröl sammelt sich in der Kurbelwanne und wird von dort aus durch die mit der Maschine direkt gekuppelte Hilfspumpe angesaugt und von ihr nach Passieren eines Reinigers und Kühlers wieder an die Verwendungsstellen gedrückt. Für die Schmierung der Arbeitszylinder und Kompressoren sind besondere Zylinderschmierpumpen vorgesehen.

An der der Propellerwelle abgekehrten Seite der Maschine, noch vor den Einblaselftpumpen liegend, befinden sich die von einer Stirnkurbel angetriebenen Wasser-, Öl- und Brennstoffpumpen. Und zwar fördert von zwei vorhandenen Kolbenpumpen die eine Wasser, die andere Öl für Schmierung und Kühlung. Bisweilen wird auch die Ölförderung durch eine angehängte Zahnradpumpe besorgt.

Die Zahl der Brennstoffpumpen stimmt mit der Zahl der Arbeitszylinder überein. Die Pumpenstempel sind durch ein gemeinsames Querhaupt verbunden, das von einem Exzenter oder auch von dem Pumpenantrieb betätigt wird. Die Regelung der Brennstoffpumpen erfolgt in der üblichen Weise durch zeitweiliges Offenhalten der Saugventile; jedes Saugventil ist für sich regelbar, um die Leistung der ein-

zelenen Arbeitszylinder ausgleichen zu können. Die Maschine ist außerdem mit einem Sicherheitsregler ausgerüstet, der das Durchgehen der Maschine selbsttätig verhindert.

Im Deckel des Arbeitszylinders angeordnet sind außer dem Brennstoffventil ein bis zwei Spülventile, ein Anlaßventil und ein Entlüftungsventil. Das letztere dient auch als Sicherheitsventil und zum Anschluß des Indikators. Auf den Zweck des Entlüftungsventils wird in dem Abschnitt „Umsteuerungen“ näher eingegangen.

b) Bauart: Gebr. Sulzer, Winterthur.

Zu den führenden Maschinen auf dem Gebiete des Zweitakt-Schiffsölmaschinenbaues gehören die Konstruktionen der Firma Gebr. Sulzer, Winterthur, die seit Aufnahme des Dieselmotorbaues im Jahre 1905 ohne Unterbrechung an der Entwicklung der Zweitaktmaschine gearbeitet hat, ohne deshalb jedoch die Viertaktmaschine für gewisse Größen, besonders für Maschineneinheiten unter 1000 PS, ganz abzulehnen.

Die Schwierigkeiten, die sich in den Entwicklungsjahren bei Dieselmotoren der Zweitakt-Bauart herausstellten, bestanden im besonderen in der nicht genügenden Spülung der Arbeitszylinder, besonders bei hohen Umdrehungszahlen der Maschine, was zu einem höheren Ölverbrauch führte, sowie in dem Auftreten von Deckelrissen als Folge unzulässig hoher Wärmebeanspruchung der Wandungen des Verbrennungsraumes.

Beiden Schwierigkeiten hat die Sulzer-Konstruktion durch konstruktive Ausgestaltung des Zylinderdeckels und weitgehende Verbesserung des Spülverfahrens zu begegnen versucht.

Die in früheren Jahren durch im Zylinderdeckel angeordnete Spülventile in den Arbeitszylinder eingeführte Spülluft führte, trotzdem theoretisch der Spülweg der einzublasenden Luft eindeutig bestimmt war, zu einer unvollkommenen Ausspülung, da das Luftvolumen in den Spülventilen, deren Durchmesser durch die Größe des Zylinderdeckels begrenzt war, starke Drosselung und Reibungswiderstände erfuhr.

Sulzer ging daher dazu über, die Spülventile im Zylinderdeckel ganz aufzugeben und sowohl Auspuffschlitze wie Spülschlitze, letztere in doppelter Reihe im unteren Teil der Zylinderwandungen, vorzusehen, durch die zwar der Spülluftweg eine doppelte Länge erhielt, die aber durch ihre Größe die Möglichkeit boten, hinreichende Spülluftmengen durch den Arbeitszylinder einzuführen und zu einer nahezu restlosen Verdrängung der Auspuffgase zu kommen.

Die früher bestehende Gefahr, daß beim Hängenbleiben der Spülluftventile während der Verbrennungsperiode die Flamme in die Spülluftleitung schlug und Spülluftexplosionen verursachte, wurde durch die Anordnung der Spülluftschlitze endgültig beseitigt. Die untere Reihe der Spülluftschlitze wird ebenso wie die Auspuffschlitze durch den Kolbenboden gesteuert, während die obere Reihe der Spülluftschlitze durch ein besonderes Steuerorgan reguliert wird, das früher aus einem Doppelsitzventil, neuerdings jedoch aus einem umlaufenden

Rundschieber besteht, durch den dem Arbeitszylinder zusätzliche Verbrennungsluft, gegebenenfalls unter erhöhtem Druck zugeführt wird, zu einem Zeitpunkt, wo bereits die untere Reihe der Spülluftschlitze und die Auspuffschlitze vollkommen durch den Kolben abgedeckt sind. Wenn durch diese gesteuerten Spülluftventile auch zusätzliche Bewegungsorgane hinzugekommen sind, so sind diese doch nicht mehr den heißen Verbrennungsgasen ausgesetzt, sondern arbeiten unter Druckschmierung und werden durch die an ihnen vorbeistreifende Spülluft gekühlt, so daß Betriebsschwierigkeiten bei sachgemäßer Konstruktion nicht zu befürchten sind.

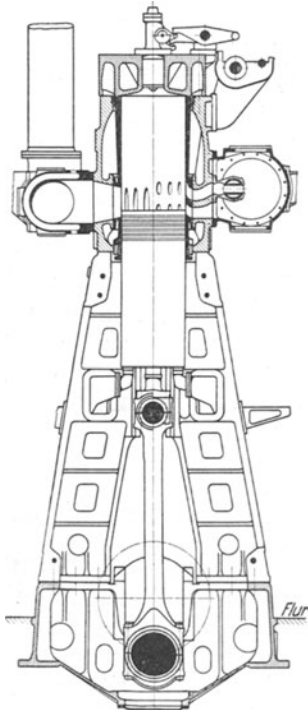


Abb. 124. Sulzer-Zweitaktmaschine mit Schlitzspülung.

Die von der Zweitaktmaschine im allgemeinen beanspruchte erhebliche Ersparnis an Raum und Gewicht gegenüber der Viertaktmaschine wird erst dann endgültig zu einer wirklichen Überlegenheit werden können, wenn es gelingt, die durch das Zweitaktverfahren notwendigerweise hohe Wärmebeanspruchung des Verbrennungsraumes durch sichere Abführung der hohen Wärmebelastung der Wandungen der Verbrennungsräume zu beherrschen. Bis heute hat die Erfahrung gezeigt, daß es notwendig ist, den mittleren indizierten Arbeitsdruck des Arbeitszylinders einer Zweitaktmaschine niedriger zu halten, als den von Viertaktmaschinen, um die gleiche Stufe der Betriebssicherheit im Dauerbetrieb zu erreichen.

Über die verschiedenartige Wärmebelastung von Zweitakt- und Viertaktmaschinen bei gleicher Arbeitsleistung in der Zeiteinheit gibt der Abschnitt „Leistungserhöhung von Viertaktmaschinen“ S. 204 eingehenden Aufschluß.

Die Abb. 124 zeigt den Querschnitt einer Sulzer-Maschine neuester Bauart. Die Arbeitszylinder sind auf A-förmige Ständer von Doppelt-Querschnitt aufgesetzt, die wie bei der B. & W.-Konstruktion nicht mehr in der Ebene der Mitte der Kurbel, sondern auf Mitte Grundlager angeordnet sind, die hier jedoch doppelte Gleitbahnen führen, so daß jeder Kreuzkopf, ähnlich wie bei Radschiffmaschinen, 4 Gleitbahnen aufweist. Die Querschnittzeichnung läßt den langen Tauchkolben erkennen, der notwendig ist, um die Steuerung der Schlitze vorzunehmen.

Die Kühlung des Kolbens erfolgt durch Tauchrohre, die vollkommen innerhalb des Kolbenkörpers liegen, so daß Undichtigkeiten

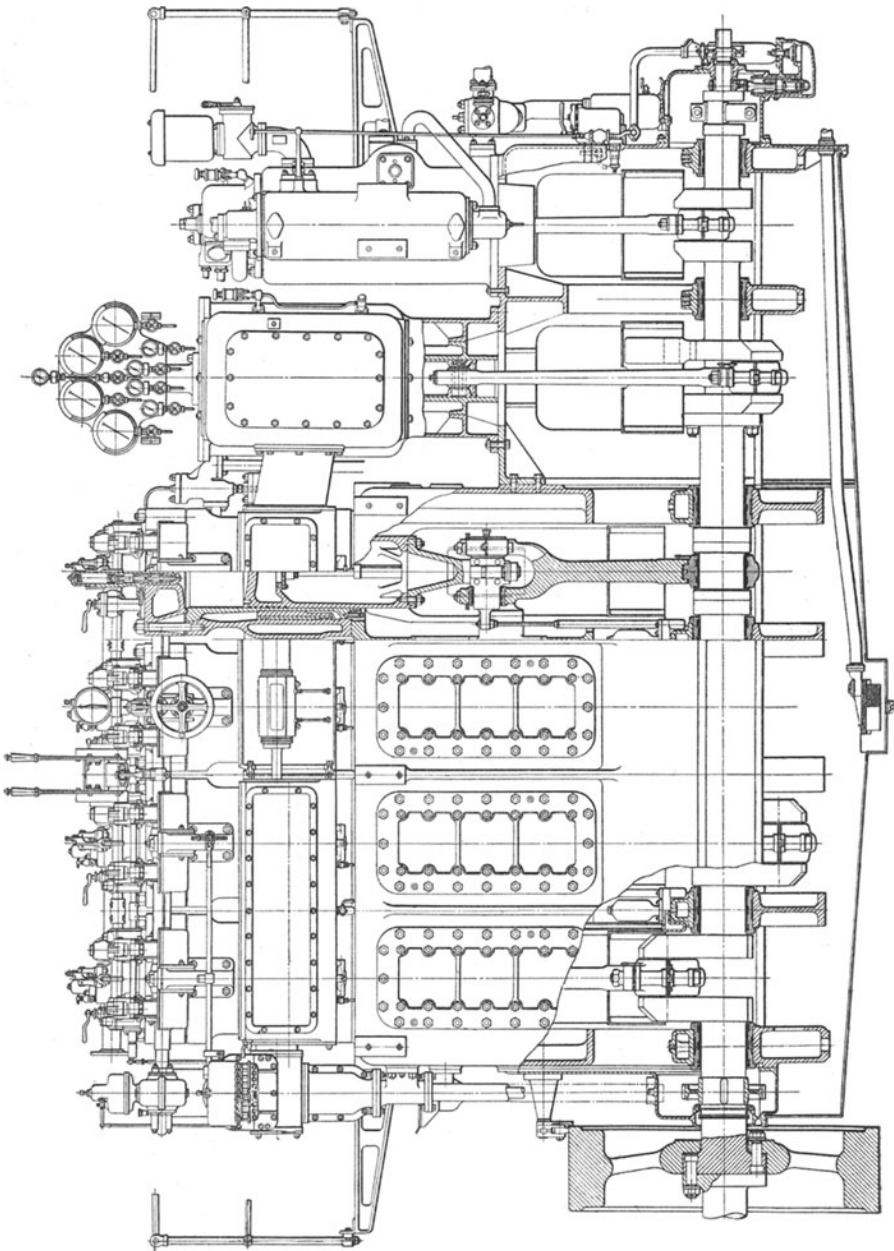


Abb. 125. 4-zylindrige Stephen-Sulzer Zweitaktmaschine.

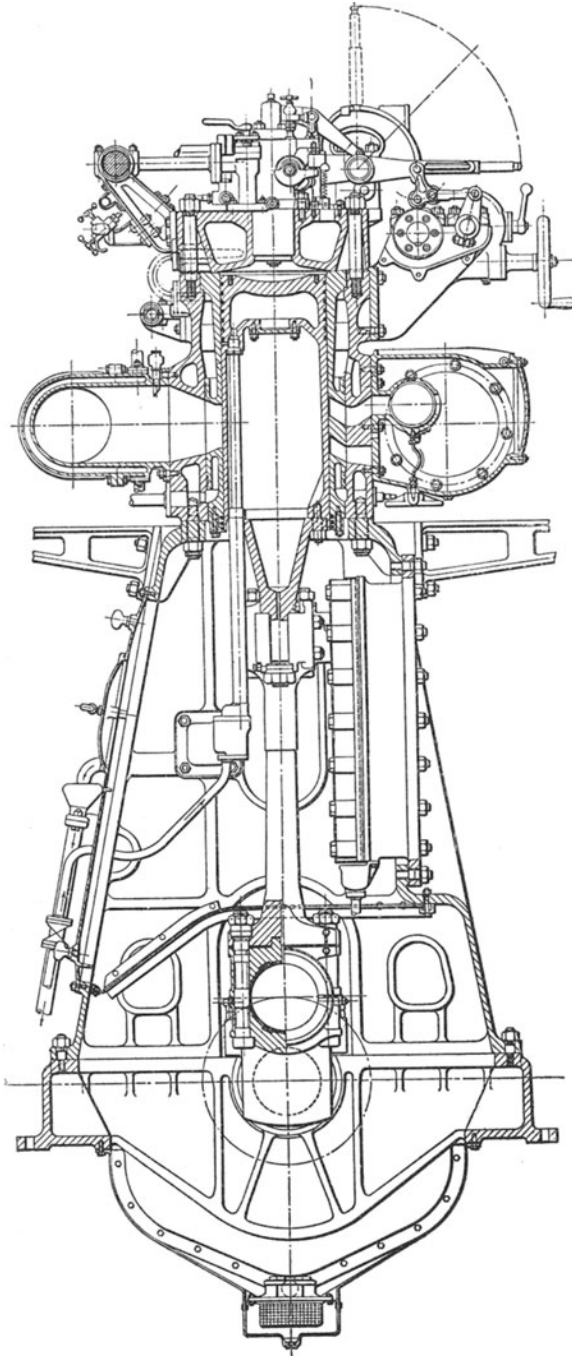


Abb. 126. Zylinderschnitt der Stephen-Sulzer-Maschine.

von keinerlei Einfluß auf die Zylindergleitfläche sein können.

Ständer und Grundplatte sind als schwere, verrippte Gußstücke ausgebildet, mit großen Montageöffnungen auf der Vorder- und Rückseite der Maschine, so daß eine bequeme Überholung aller Triebwerksteile möglich ist.

Die für das Spülverfahren erforderliche Spülluft wurde in früheren Jahren und bei kleineren Maschinen noch heute durch angehängte Kolben-spülluftpumpen erzeugt, während für große Schiffseinheiten Sulzer heute zur Aufstellung großer Turbogebälse die unmittelbar durch Elektromotor angetrieben werden, übergegangen ist.

Die in der Abb. 125—126 dargestellte Stephen - Sulzer - Maschine, die Bauausführung eines der Sulzerschen Lizenznehmer, zeigt weitere Einzelheiten des konstruktiven Aufbaues. Abweichend von der Sulzerschen Originalausführung wird dieser Motor nur mit einseitiger Gleitbahn ausgeführt.

Die Abb. 127 und 128 geben den inneren Aufbau, die Abb. 129 die Außenansicht einer

kreuzkopflösen Sulzerschen Zweitaktmaschine wieder, die als Hilfsmaschine in einem größeren Segler zum Einbau gelangt ist.

Die ganze Maschine ruht auf einer kräftigen, als Hohlkörper ausgebildeten, gußeisernen Grundplatte, auf der sich die Hohlgußständer und auf diesen die gußeisernen Arbeitszylinder aufbauen. Letztere sind nicht, wie sonst im Schiffsmaschinenbau üblich, mit den Ständern durch kräftige Schrauben verbunden, sondern ruhen nur lose auf diesen auf, während je vier durchgehende Anker Zylinderdeckel und Fundamentplatte und damit die zwischen diesen Teilen liegenden Zylinder und Ständer fest miteinander verbinden (Abb. 127). Die Zylinderwandungen und Ständer bleiben damit vollkommen frei von den auf die Arbeitskolben und die Zylinderdeckel zur Wirkung kommenden hohen Verbrennungsdrücken, die allein von den Ankern als Zugbeanspruchungen aufgenommen werden, was gerade bei Zweitaktmotoren, bei denen die Arbeitszylinder durch Auspuff- und Spülschlitze unterbrochen sind, ein nicht zu unterschätzender Vorteil ist.

Die Spül- und Verbrennungsluft wird von einer doppelwirkenden, durch Kolbenschieber gesteuerten Pumpe geliefert, die gewöhnlich an der Stirnseite der Maschine von der Hauptkurbelwelle aus angetrieben wird. Die Einführung der Spül- und Ladeluft erfolgt durch im unteren Teil der Zylinder liegende Schlitze, die den Auspuffschlitzen genau gegenüber angeordnet sind. Die Spülschlitze bestehen aus zwei übereinander liegenden Kanalsystemen *a* und *b* (Abb. 127), von denen die unteren genau wie die Auspuffschlitze *c* allein durch den Kolben gesteuert werden.

Durch die Anordnung der zweiten, durch Ventile gesteuerten Spülluftschlitze *a*, wird eine zweckmäßigere Ausnützung der Spülluft als bei einander gegenüberliegenden Schlitzen erreicht, da bei

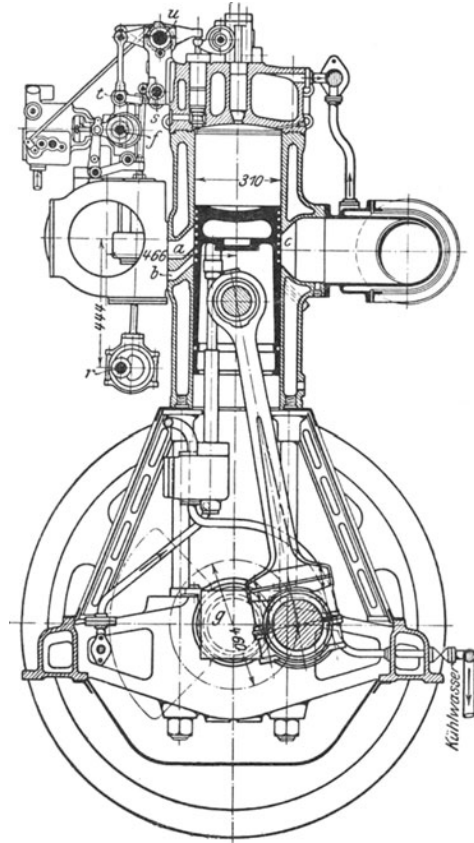


Abb. 127. Schnitt durch den Arbeitszylinder.

letzteren die auf der einen Zylinderseite eintretende Spülluft naturgemäß den kürzesten Weg wählen wird, um zum Auspuffventil zu strömen, ohne die im oberen Teil des Arbeitszylinders lagernden Verbrennungsgase vollkommen auszustoßen.

Das Ventil *b* des oberen Spülluftkanals *d* ist während des Niederganges des Kolbens dauernd geschlossen, so daß der zu dieser Zeit noch bestehende Überdruck der Verbrennungsgase nicht in den Spülluftkanal *d* hineinschlagen kann. Durch Freigabe des unverschlossenen, nach dem Zylinderdeckel gerichteten unteren Spülluftkanals wird die

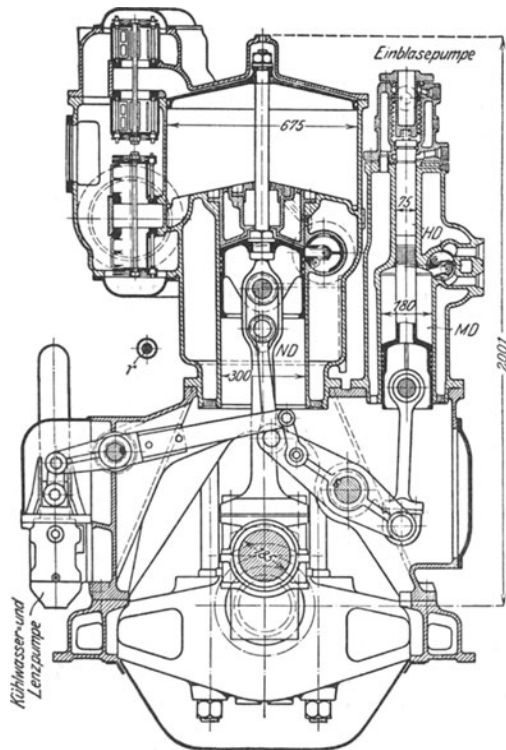


Abb. 128. Schnitt durch die Einblaseluftpumpe und Spülluftpumpe.

Spülung des Zylinders durch die Auspufföffnung *c* eingeleitet, bis sich mit fortschreitendem Hub auch das Steuer Ventil im Luftkanal *a* öffnet und Spül- und Ladeluft dem Zylinder zuführt. Nach Überschreiten des unteren Totpunktes schließt der Kolben beim Aufwärtsgang gleichzeitig die Schlitze *b* und *c* ab, während durch den Kanal *a* noch für einen Augenblick Spülluft entsprechend dem vorliegenden Überdruck der Spülluftpumpe eintritt, so daß unter allen Umständen der Arbeitszylinder die für die Verbrennung notwendige, von Verbrennungsgasen freie, reine Luftladung erhält. Eine schematische Darstellung dieser Auspuff-, Spül- und Ladevorgänge ist in den Abb. 131—132 ge-

geben, während Abb. 130 die bauliche Ausführung der Einrichtung an einer direkt umsteuerbaren Schiffsmaschine von 310 mm Zylinderdurchmesser und 460 mm Hub zeigt. In der Abb. 130 ist der Kolben in der unteren Totpunktstellung angelangt; das Zusatzspülluftventil ist geschlossen, die Auspuffquerschnitte sind voll eröffnet, die im Arbeitszylinder enthaltenen Verbrennungsprodukte werden ausgespült. In der Abb. 132 sind die unteren Spülluftschlitze beim Hochgehen des Kolbens oben durch diesen abgedeckt; das Zusatzspülluftventil ist voll eröffnet;

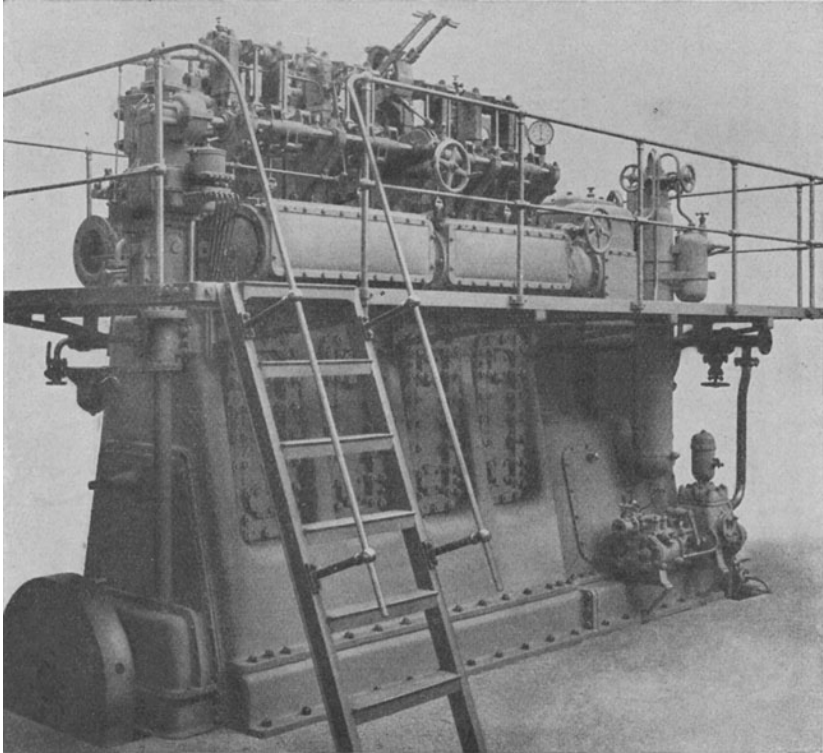


Abb. 129. Zweitakt-Ölmaschine; Bauart: Sulzer.

die Auspuffschlitze sind nahezu geschlossen; dem Arbeitszylinder wird noch zusätzlich reine, kalte Verbrennungsluft zugeführt.

Die Zustandsänderungen, die sich durch Anordnung eines derartigen zusätzlichen, gesteuerten Ladeventils im Indikator- und Kolbenwegdiagramm ergeben, sind in der Abb. 130 dargestellt. Je nach der Wahl des in der Spülluftleitung *c* herrschenden Luftdruckes kann dem Arbeitszylinder mehr oder weniger Verbrennungsluft zugeführt werden, wodurch sich die Leistung der Maschine nicht unwesentlich beeinflussen läßt. Die punktierte Linie im Diagramm zeigt den Ladevorgang bei erhöhtem Ladedrucke.

Diese Art der Einführung der Spül- und Ladeluft im unteren Teil des Arbeitszylinders ermöglicht eine sehr einfache Durchbildung des

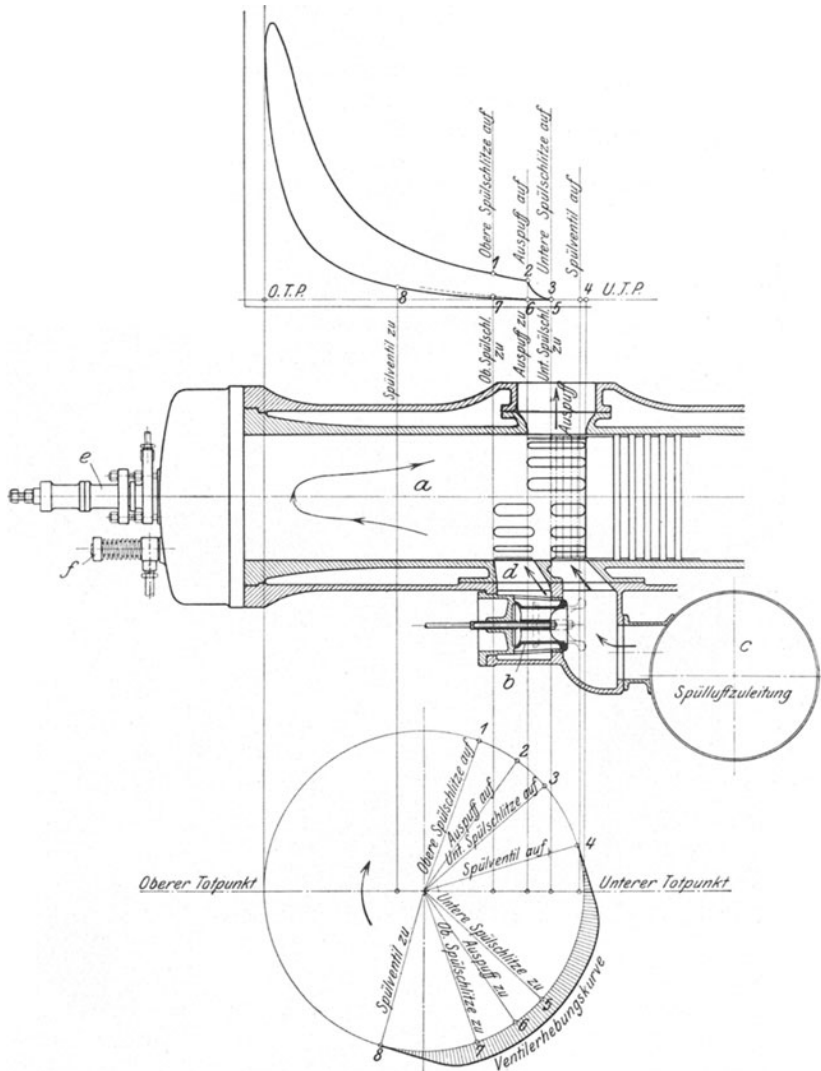


Abb. 130. Steuerungsschema der Sulzer-Zweitakt-Ölmaschine.

Zylinderdeckels, der nunmehr nur das Brennstoff- und Anlaßventil aufzunehmen braucht.

Die Einblaseluftpumpe ist dreistufig (Abb. 128), und zwar dient die Niederdruckstufe gleichzeitig als Kreuzkopf für die Spül­luftpumpe, während die Mittel- und Hochdruckstufe auf dem Rücken des Pum-

pengestells aufgebaut sind und durch Schwinghebel von der Schubstange der Pumpe aus angetrieben werden. Alle drei Stufen der Luftpumpe sind mit Kühlmänteln und Luftkühlern zwischen den einzelnen Druckstufen ausgerüstet.

Alle umlaufenden und gleitenden Teile erhalten Drucköl von einer im Kurbelgehäuse angeordneten Flügelradpumpe, die das Öl aus einer Sammelstelle der Kurbelbilge saugt und es den einzelnen Lagerstellen, nachdem es geeignete Filter und Ölkühler passiert hat, in stetem Kreislauf zuführt.

Die Kühlung der Arbeitszylinder und Kolben erfolgt durch See-

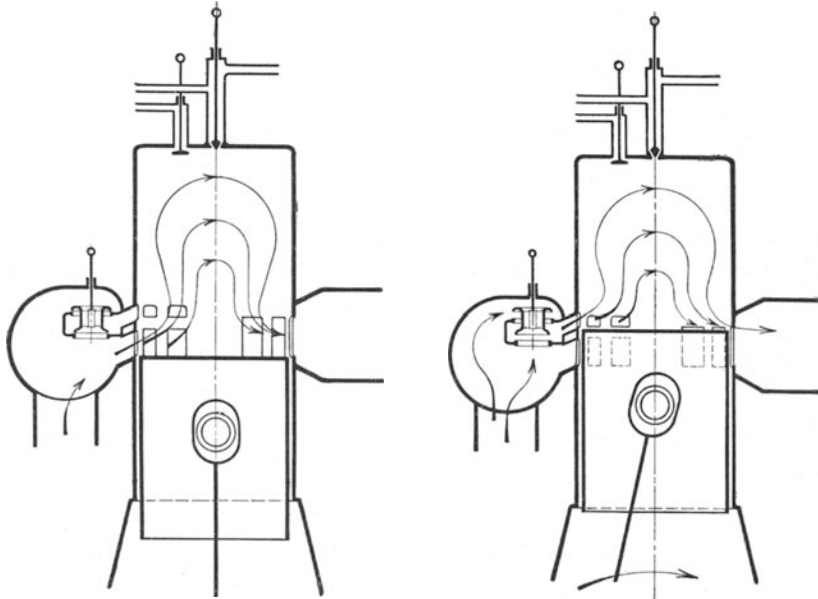


Abb. 131—132.

Schematische Darstellung des Ladevorganges einer Sulzer-Ölmaschine.

wasser; den letzteren wird das Kühlwasser durch Posaunenrohre zugeführt und frei gegen den Kolbenboden gespritzt.

Abb. 134 stellt das Werkstattbild einer einfachwirkenden, direkt umsteuerbaren Sulzer-Schiffs-Ölmaschine von 1600—2000 PS dar, bei der entgegen den bisher üblichen Ausführungen die die Zylinderdeckel mit der Fundamentplatte verbindenden Anker in Wegfall gekommen sind. Infolge besonders kräftiger Ausführung der Motorständer konnte sich hier die Verankerung auf kurze Stahlsäulen zwischen den Zylinderdeckeln und den Füßen der Arbeitszylinder beschränken. Die Abbildung zeigt besonders deutlich die Einführung der Spülluftkanäle in die Arbeitszylinder sowie die oberhalb derselben angeordneten Gehäuse für die gesteuerten Spülluftventile.

Eine Vorstellung von der rastlosen Arbeit, die auf dem gesamten Gebiete des Ölmaschinenbaues erfreulicherweise herrscht, gibt die Abb. 135, die eine einzylindrige Versuchsmaschine auf dem Prüfstand von Gebr. Sulzer zeigt. Bei den unter Leitung von Prof. Stodola ausge-

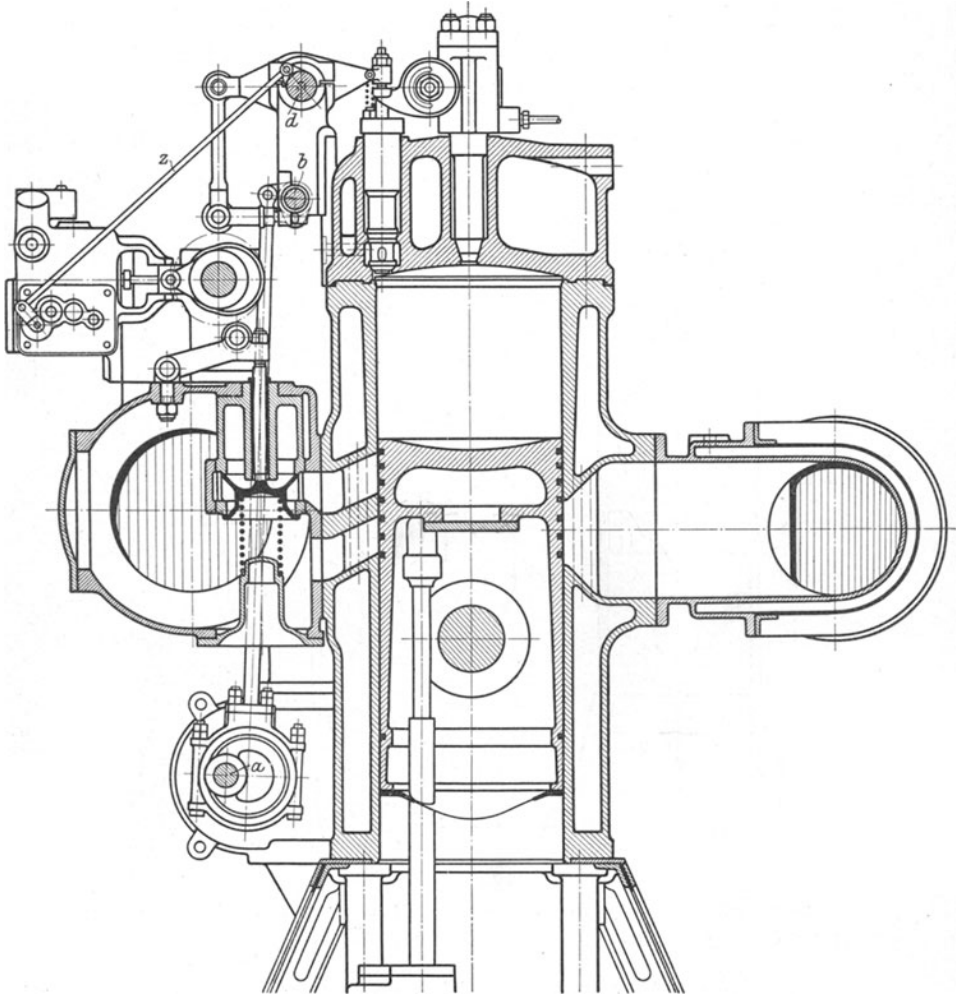


Abb. 133. Arbeitszylinder mit Zusatz-Spülluftventil.

fürten Versuchen konnte eine größte effektive Leistung des Zylinders von 2058,6 PS erzielt werden. Im Dauerbetrieb ergab sich bei diesem Motor bei einer mittleren Zylinderleistung von 500 bis 1800 PS ein Brennstoffverbrauch von 197—199 g/PSe/st.

Die Abb. 136—137 zeigen die Anordnung eines Maschinenraumes für eine Einwellen-Motoranlage Sulzerscher Bauart. Die einfachwirkende

Zweitakthauptmaschine ist mit einer doppelwirkenden Spülluftpumpe und einem dreistufigen Einblasluftkompressor unmittelbar gekuppelt. Je eine zwei- und vierzylindrige Dieseldynamo dienen für den See- bzw. Hafenbetrieb zur Stromversorgung für die elektrisch angetriebenen Hilfsmaschinen. Zwei Elektrokompressoren, ein Glühkopfnotdynamo

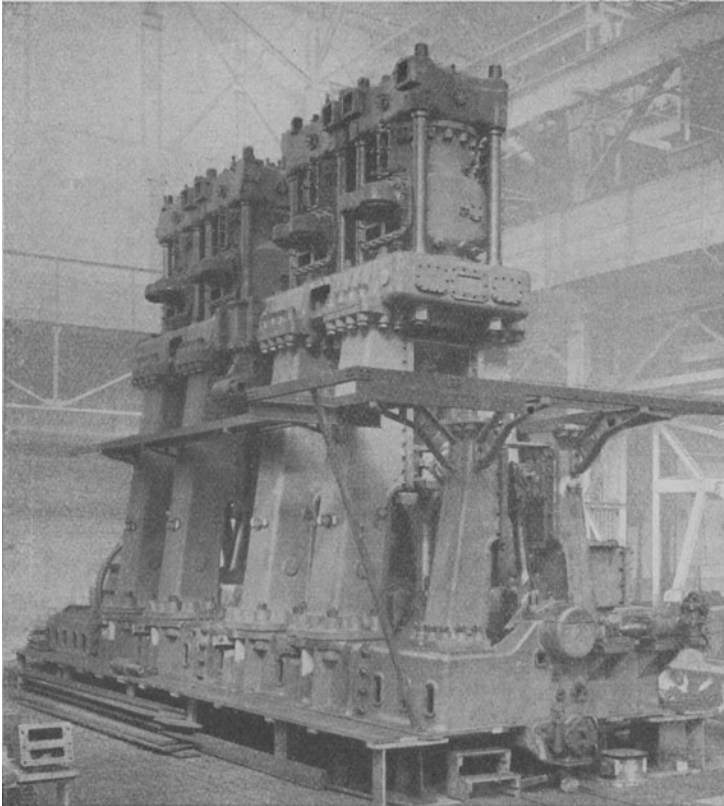


Abb. 134. Vierzylinder-Zweitakt-Ölmaschine.

sowie die üblichen Sanitär-, Lenz- und Ballastpumpen vervollständigen die Hilfseinrichtungen des Maschinenraums.

c) Bauart: Blohm & Voß, Hamburg.

Die erste größere, von der Firma Blohm & Voß entwickelte Schiffs-Ölmaschinenanlage entstand in gemeinsamer Arbeit mit der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Es war eine einfachwirkende Zweitakt-Zweiwellenanlage, die auf dem für die Hamburg-Amerika-Linie erbauten Motorschiff „Secundus“ Aufstellung gefunden hat.

Jeder Motor hatte vier Zylinder von 600 mm Zylinderdurchmesser, 920 mm Kolbenhub und leistete bei 120 Umdrehungen pro min 1850 PSi = rund 1200 PSe.

Abb. 138 zeigt einen Schnitt durch Arbeitszylinder und Spülpumpe. Der Aufbau des mit einseitiger Kreuzkopfbahn ausgeführten Motors lehnt sich eng an die übliche Ausführung großer Handelsschiffsmaschinen an. Die mit Seewasser gekühlten Zylinder und Zylinderdeckel sind in

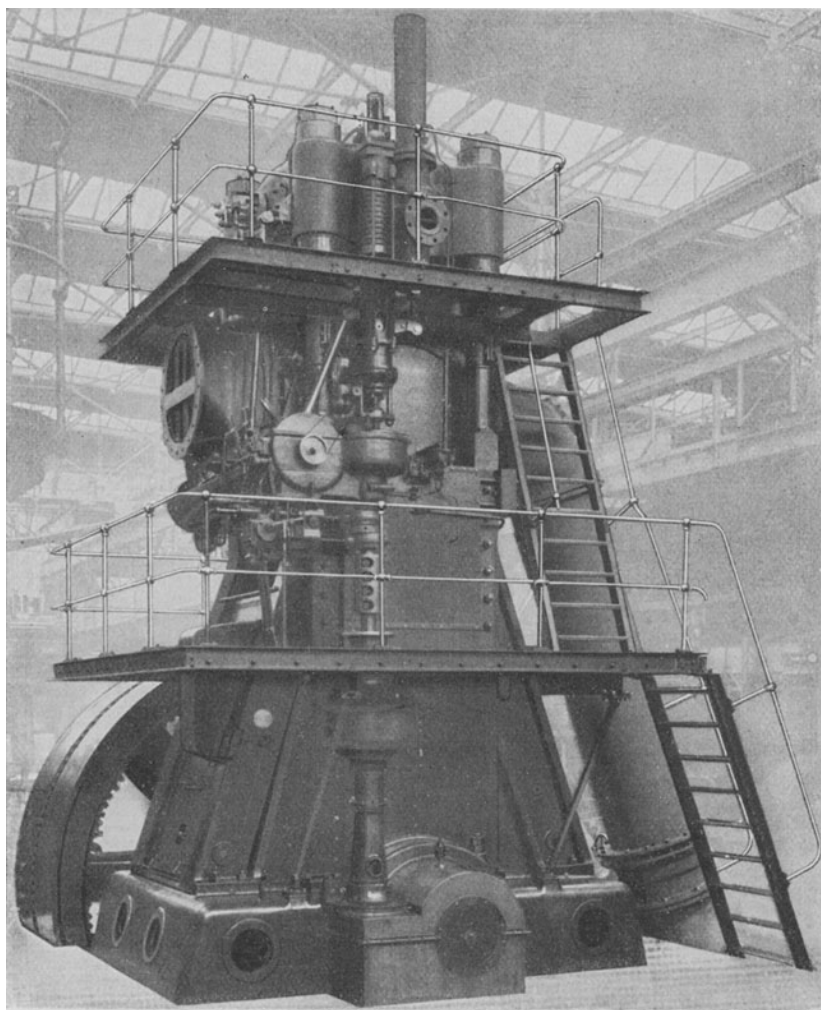


Abb. 135. Einzylindriger Versuchsmotor von 2000 PSe; Bauart: Sulzer.

Grauguß ausgeführt; die Arbeitskolben werden von Frischwasser durchströmt, das in geeigneten Anlagen rückgekühlt wird. In dem Zylinderdeckel sind das Brennstoff-, Anlaß-, zwei Spülluft- und das Sicherheitsventil untergebracht. Die Kurbelwelle ist zweiteilig mit unter 90° versetzten Kurbeln ausgeführt.

Der Antrieb der an der Rückseite der beiden mittleren Zylinder sitzenden doppeltwirkenden Spülpumpen von 850 mm Durchm. und

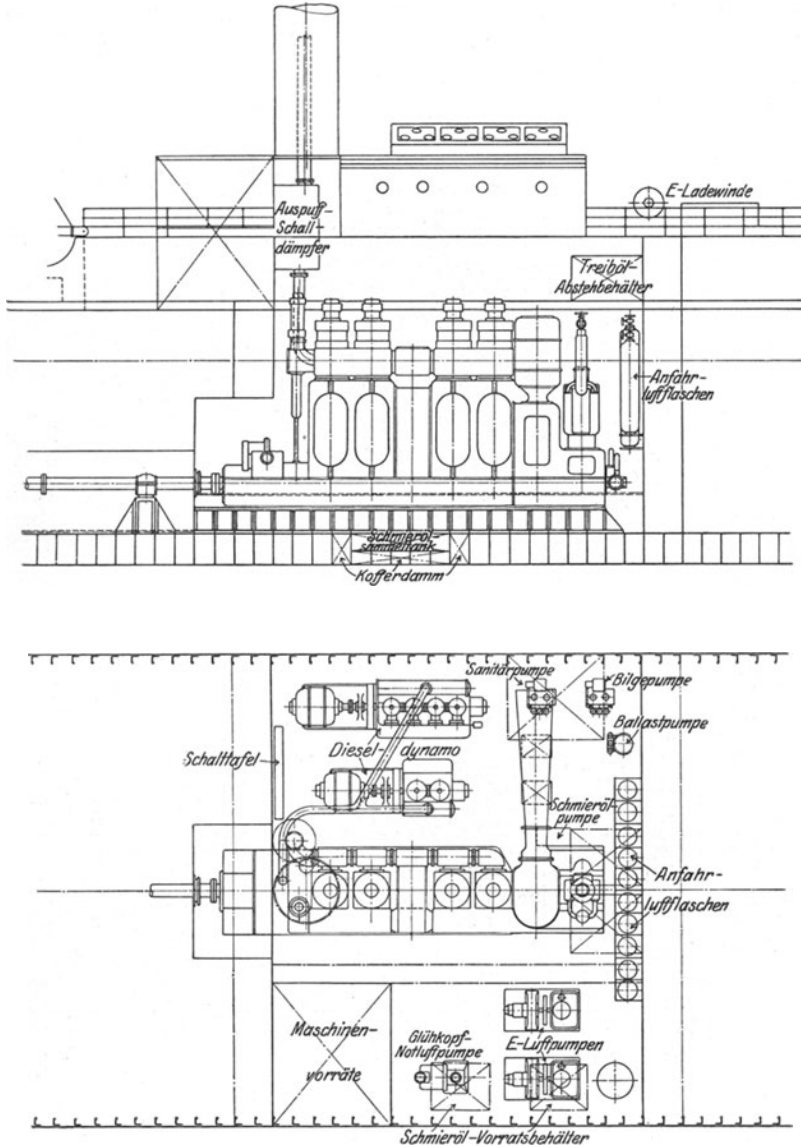


Abb. 136—137. Anordnung des Maschinenraums für eine Zweitakt-Motoranlage.

650 mm Hub, mit einem Leistungsbedarf von je etwa 200 PSe, wird durch Balancier und Lenkstangen von den Kreuzköpfen aus bewirkt. Die Luftzufuhr für die Spülpumpen erfolgt durch besondere Kanäle

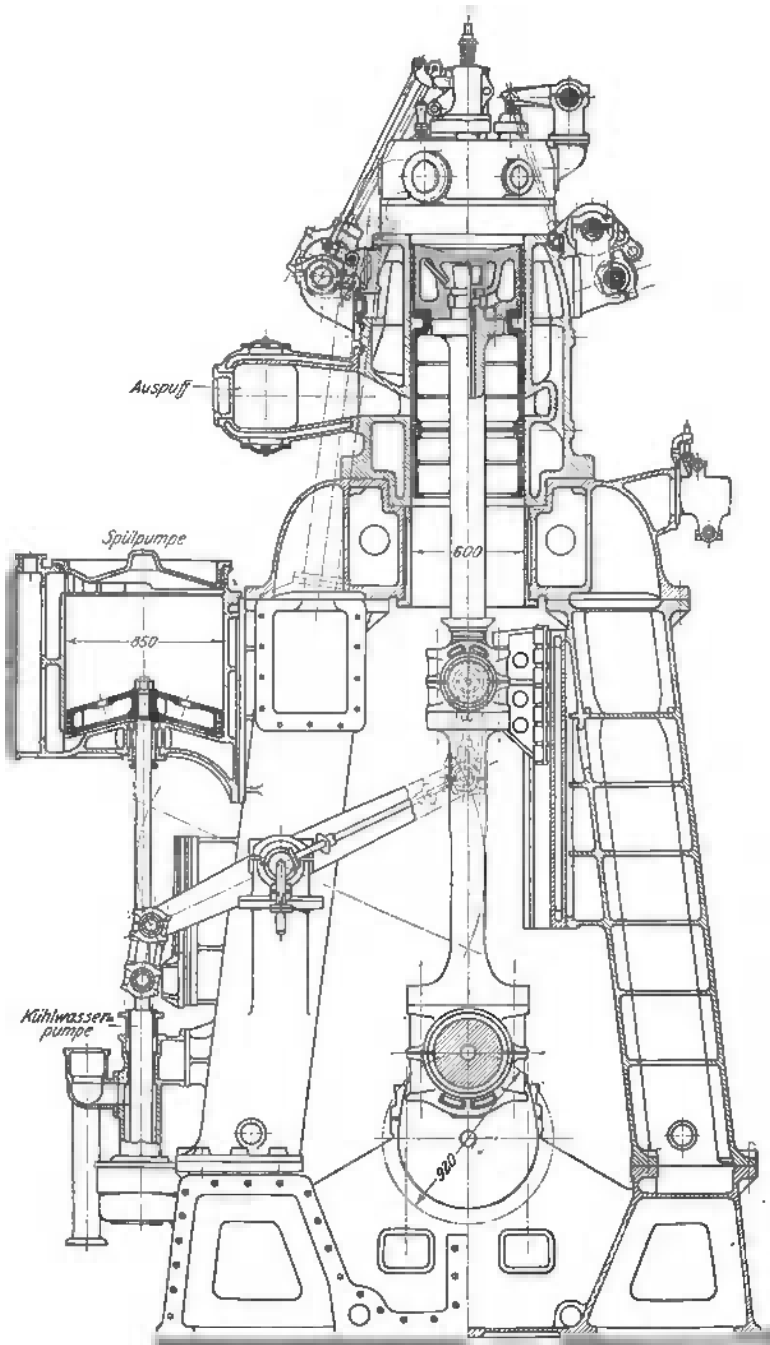


Abb. 138. Zweitakt-Ölmaschine; Bauart: Blohm & Voß.

unmittelbar vom freien Deck aus; vor dem Eintritt in die Arbeitszylinder wird sie durch Kühlvorrichtungen auf etwa 35° C heruntergekühlt.

Jeder Hauptmotor ist an der Stirnseite mit einem dreistufigen Kompressor, Fabrikat: Pokorny & Wittekind, Frankfurt, unmittelbar gekuppelt; der Leistungsbedarf jedes derselben beläuft sich auf etwa 160 PSe. Für geeignete Einrichtungen zur weitgehenden Kühlung, Entwässerung und Entölung der erzeugten Druckluft ist gesorgt.

Das von einer an der Maschine angehängten Kolbenkühlpumpe beschaffte Frischwasser wird den Kolben mittels Gelenkrohren durch die ausgebohrten Kreuzkopfpfaffen und Kolbenstangen zugeführt.

Auch das zum Kühlen der Zylinder und Deckel benötigte Seewasser wird durch angehängte Pumpen gefördert und durchströmt vor dem Eintritt in diese zunächst die Frischwasserrückkühler.

Grund- und Kurbellager werden durch Preßöl geschmiert; für die Arbeits-, Spülpumpen- und Kompressorzylinder sind besondere Schmierpressen vorgesehen. Die Preßölpumpe wird vom Balancier angetrieben, saugt aus einem Reinöltank und drückt nach Passieren zweier Filter in die Kurbelwellenlager und die ausgebohrte Kurbelwelle. Das sich in der Kurbelbilge ansammelnde Schmieröl fließt zunächst einer Zisterne zu, wird hier von einer Pumpe angesaugt, nach einem Filter und schließlich zum Reinöltank gedrückt.

Das Anlassen und Umsteuern der Motoren erfolgt durch Preßluft von etwa 30 at, die in 31, an den Wänden des Motorraumes angeordneten Flaschen von je 755 l Inhalt aufgespeichert wird.

Eine kleine, doppelwirkende Zweitakt-Schiffsanlage auf dem von Blohm & Voß für eigene Rechnung erbauten Motorschiff „Fritz“, die während des Weltkrieges zur Fertigstellung gelangte, mußte auf Grund des Friedensvertrags abgeliefert werden. Sie kann für die Betrachtung an dieser Stelle außer Ansatz bleiben.

Mit der Ablieferung der beiden ersten, einfach- und doppelwirkenden Motorschiffe „Secundus“ und „Fritz“ hat auch die Firma Blohm & Voß den Bau des Zweitaktmotors zunächst aufgegeben und für den Antrieb großer Handelsschiffe in der Nachkriegszeit den Viertaktmotor unter Zugrundelegung der MAN-Konstruktion weiter zu entwickeln versucht.

Die beiden Motorschiffe „Rheinland“ und „Ermland“ stellen erste Ausführungen dieser Neukonstruktion dar. Die Hauptmaschinen (Abb. 139) lassen die MAN-Bauart erkennen, die noch an den alten, schweren Maschinenständern mit angegossener Kreuzkopfgleitbahn im Gegensatz zu der Burmeister & Wain und Sulzer-Maschine mit zwischen den Ständern angeordneten, aufgeschraubten Gleitbahnen festhält. Eine durchgehende Verankerung von den Zylinderdeckeln bis zum Fundamentrahmen, zur Aufnahme der achsialen Zylinderdrucke fehlt, so daß auch hierdurch die ungewöhnlich kräftige Ausbildung der Maschinenständer notwendig wird. Der Zylinderdeckel weist die bereits früher von Blohm & Voß benutzte Unterteilung in einen kleineren, energisch gekühlten, dem Verbrennungsraum zugekehrten Wasserraum auf,

von dem aus das Kühlwasser in den oberen Teil des Zylinderdeckels übertritt.

Die Triebwerksteile zeigen durchweg normale Bauart. Die Kühlung des Kolbens erfolgt ebenso wie des Zylindermantels und -deckels durch

Seewasser, das dem Kolben durch Schwinghebel und Drehstopfbüchsen zugeführt wird.

Die Steuerung der Ein- und Auslaßventile erfolgt durch eine in Höhe der Zylinderdeckel liegende Nockenwelle, die unter Zwischenschaltung von Wellen mit Stirnrädertrieb durch 2 Kupplungsstangen angetrieben wird. Letztere sind an 2 unter 90° stehende Kurbeln angelenkt und greifen ihrerseits an 2 gleicharmigen Schwinghebeln an, von denen ein weiteres Paar Kupplungsstangen nach einer mit einem Stirnradtrieb versehenen Kurbelwelle führt, die ihren Antrieb von einem auf der Hauptkurbelwelle der Maschine aufgekeilten Zahnrad empfängt. Der vorbeschriebene Steuerantrieb erfordert einen recht erheblichen konstruktiven Aufwand und wird im Betrieb wegen seiner vielen Lagerstellen kostspielige, laufende Instandhaltungsarbeiten erfordern. Von der vorerwähnten unteren

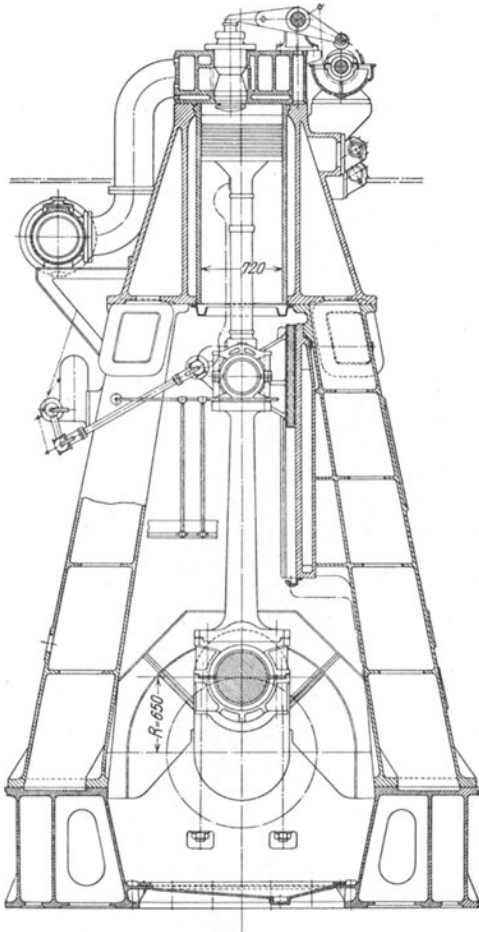


Abb. 139. M A N - Viertaktmaschine.

Kuppelstangen-Kurbelwelle erfolgt gleichzeitig durch 2 Exzenter und Winkelübertragung die Betätigung der Brennstoffpumpen, deren Regulierung wie allgemein üblich, sowohl von Hand wie durch einen Sicherheitsregler automatisch bei Überschreitung der zulässigen Umdrehungszahl der Maschine durch Anheben der Saugeventile erfolgt.

Abweichend von der Mehrzahl der heute gebauten großen Schiffs-ölmaschinen weist die Maschine keine geschlossene Bauart auf, so daß eine einheitliche Druckschmierung nicht zur Verwendung

kommen konnte. Den Hauptgrundlagern der Maschine fließt das Schmieröl aus einem etwa 10 m hoch gelegenen Tank zu, von wo aus es durch Bohrungen in der Kurbelwelle nach den Kurbellagern gelangt, während ein anderer Teil des Öles durch Zweigleitungen den Gleitbahnen zugeführt wird. Die Arbeitszylinder werden durch Schmierpressen mit Öl versorgt, während für alle übrigen umlaufenden und gleitenden Teile Docht- und Handschmierung vorgesehen ist. Die Schmieranlage entspricht nicht in allen Punkten den Anschauungen, die sich heute in der Schifffahrt für den Betrieb großer Maschinenanlagen als zweckentsprechend durchgesetzt haben.

d) Bauart: Fried. Krupp A.-G., Germaniawerft, Kiel.

Neben der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg gebührt der Firma Krupp das Hauptverdienst für die Entwicklung der Ölmaschine in Deutschland. Und zwar war es vorzugsweise das Zweitaktverfahren, das in den Kruppschen Werkstätten durchgebildet wurde.

Erst mitten im Weltkriege, vor der Wucht der Tatsachen, daß sich die schnelllaufende Viertakt-U-Bootsmaschine der nach dem Zweitaktverfahren gebauten Maschine überlegen erwies, nahm auch die Germaniawerft den Viertaktbau für Schnellläufer auf, den sie nach dem Kriege neben dem Zweitaktverfahren auch für den von ihr nunmehr betriebenen Bau großer Handelsschiffsmaschinen angenommen hat.

Die der Germaniawerft 1911 von der Deutsch-Amerikanischen Petroleumgesellschaft in Bau gegebenen 3 Motortankschiffe waren die ersten in Deutschland gebauten Motorschiffe mit Ölmaschine rein deutscher Bauart. Die Indienststellung der Schiffe, die einfach wirkende Zweitaktmaschinen mit Spülventilen erhielten, verzögerte sich wegen notwendiger Umbauten der Arbeitszylinder und Zylinderdeckel längere Zeit; der eintretende Weltkrieg, in dessen Verlauf die beiden ersten Schiffe der deutschen Reederei verloren gingen, verhinderte, daß eingehendere Betriebsergebnisse bekannt geworden sind. Der dritte Neubau, ein Doppelschraubentankschiff von 15000 t Tragfähigkeit kam endlich 1920 unter dem Namen „Zoppot“ in Betrieb.

Die ursprünglich für diesen Neubau vorgesehene Ölmaschine (Abb. 140), bei der der Arbeitszylinder und Zylinderdeckel aus einem Stück gegossen waren und der Arbeitskolben demnach nach unten für Überholungszwecke ausgebaut werden mußte, erfuhr erhebliche Abänderungen. Zylinder und Zylinderdeckel wurden wieder als getrennte Gußstücke ausgeführt. Auch die Spülventile im Deckel wurden aufgegeben, da die Germaniawerft als Folge der von ihr in der Zwischenzeit ausgeführten Forschungsarbeiten über die Spülvorgänge in Zweitaktmaschinen diese Anordnung selbst als überholt bezeichnete.

Die Hauptdaten der Zoppot-Maschinen sind:

Zylinderdurchmesser.	575 mm,
Hub.	1000 mm,
Umdrehungen in der Minute. . .	107
Leistung.	2360,PSi = 1675 PSe
mittl. Arbeitsdruck $p_i = 6,44$ at, $p_e = 4,57$ at.	

Beachtenswert ist bei der umgebauten Zoppot-Maschine noch die Anordnung einer besonderen dünnwandigen Kühlvorlage, die die Wärme abzuführen hat, und um den dem Verbrennungsraum zugekehrten Teil

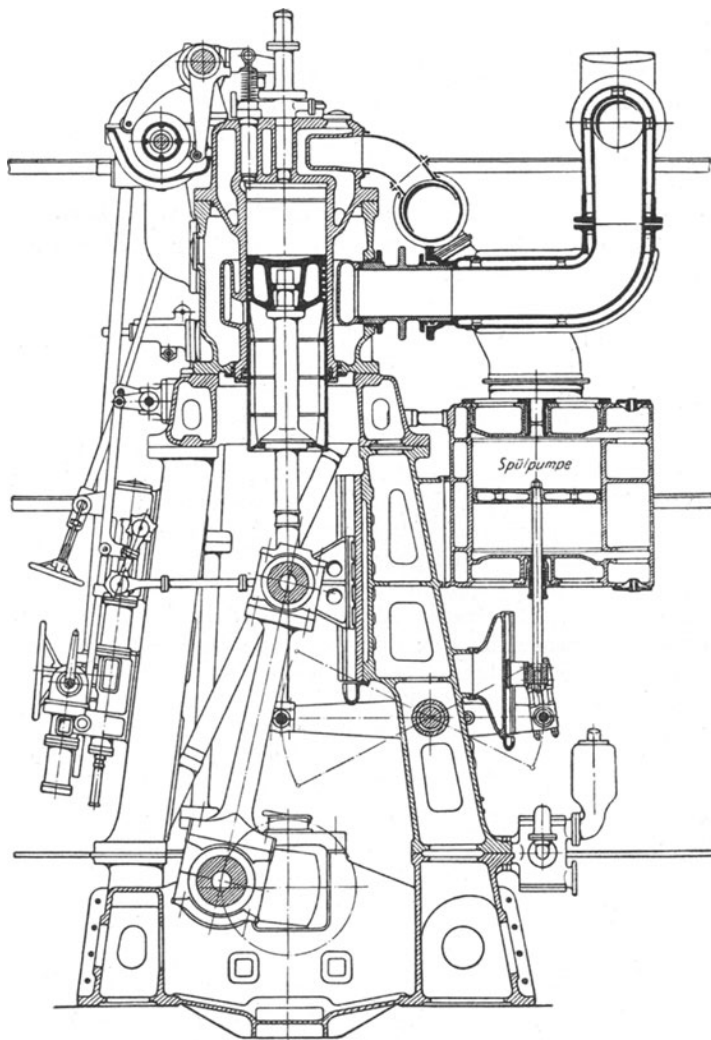


Abb. 140. Zweitakt-Ölmaschine; Bauart: Germaniawerft.

des Zylinderdeckels vor Spannungsrissen, unter denen die ersten Ausführungsformen zu leiden hatten, zu bewahren.

Die als nicht geschlossene Maschine ausgebildete Bauart mit ihrer durch Schwinghebel angetriebenen Kolbenspülluftpumpe entspricht nicht mehr neuzeitlichen Anschauungen, so daß es sich erübrigt, auf die

weiteren Einzelheiten der Maschine einzugehen, die nur als eine der Entwicklungsstufen großer Zweitakt-Schiffsölmaschinen Interesse bot.

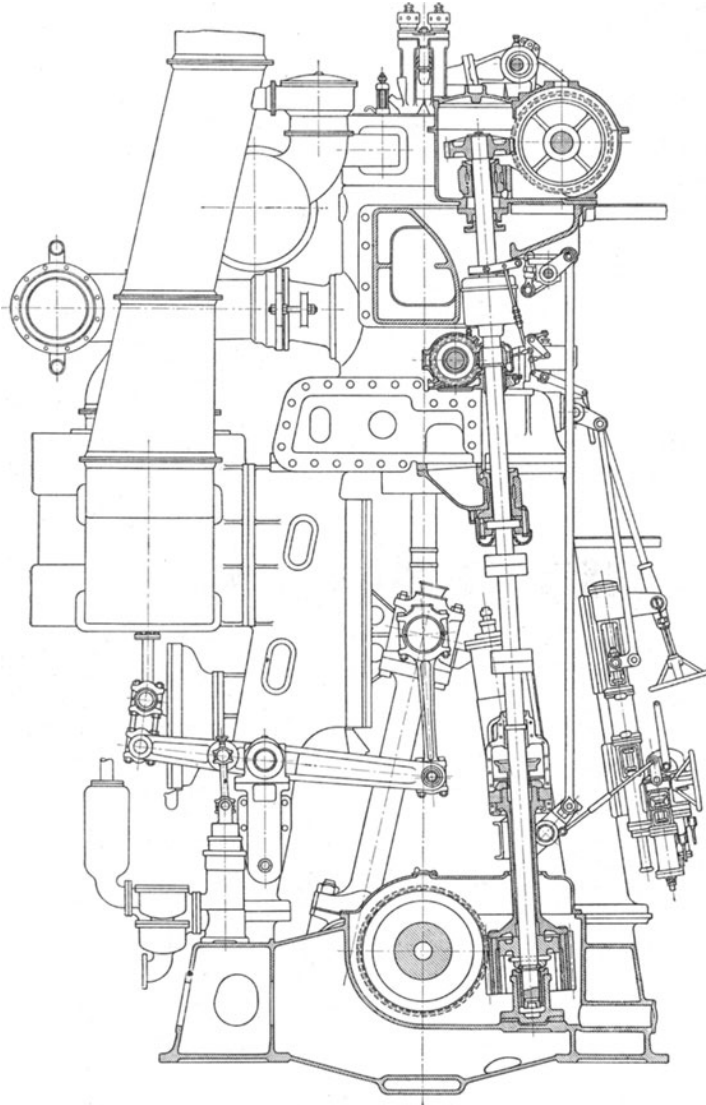


Abb. 141.

Die wichtigsten Einzelheiten der Maschine, wie Anordnung der Spülluftpumpen, Antrieb der Steuerwellen sowie die Bauart der zwei-zylindrigen 3stufigen Einblasluftpumpe sind aus den Abb. 141 zu ersehen.

Die von der G.-W. neuerdings auch gebauten geschlossenen Viertaktölmotoren schließen sich in ihrem äußeren Aufbau und ihren

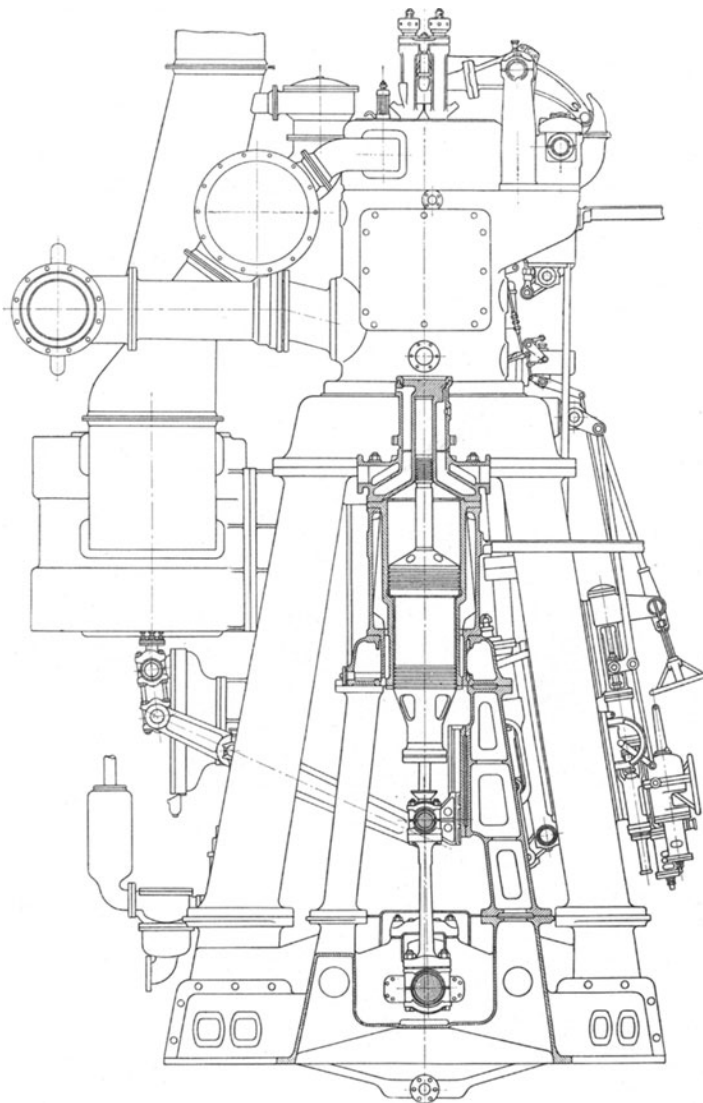


Abb. 142.

Hauptkonstruktionsdaten eng den Viertaktmotoren der Bauart Burmeister & Wain an, so daß sich eine gesonderte Beschreibung erübrigt.

e) Bauart: Motorenwerke Mannheim A.-G. vorm. Benz & Cie., Mannheim.

Die Motorenwerke Mannheim haben neuerdings auch den Bau großer Schiffsölmotoren aufgenommen in einer eigenartigen, ihnen

patentamtlich geschützten Bauart, die Kreuzkopfführungen vermeidet und diese durch Lenker ersetzt.

In den Abb. 143—145 ist der Aufbau der Maschine in seiner grundsätzlichen Anordnung dargestellt. Die heute im Großmotorenbau meist übliche Sechszylinderanordnung ist beibehalten worden, jedoch arbeiten je 2 nebeneinander liegende Arbeitszylinder auf einen Lenker, an dem gleichzeitig die für beide Zylinder gemeinsame Pleuelstange angreift. Die Zahl der Arbeitskurbeln wird somit auf die halbe Zylinderzahl vermindert. Um die Hebelarme der an den Lenkern angreifenden

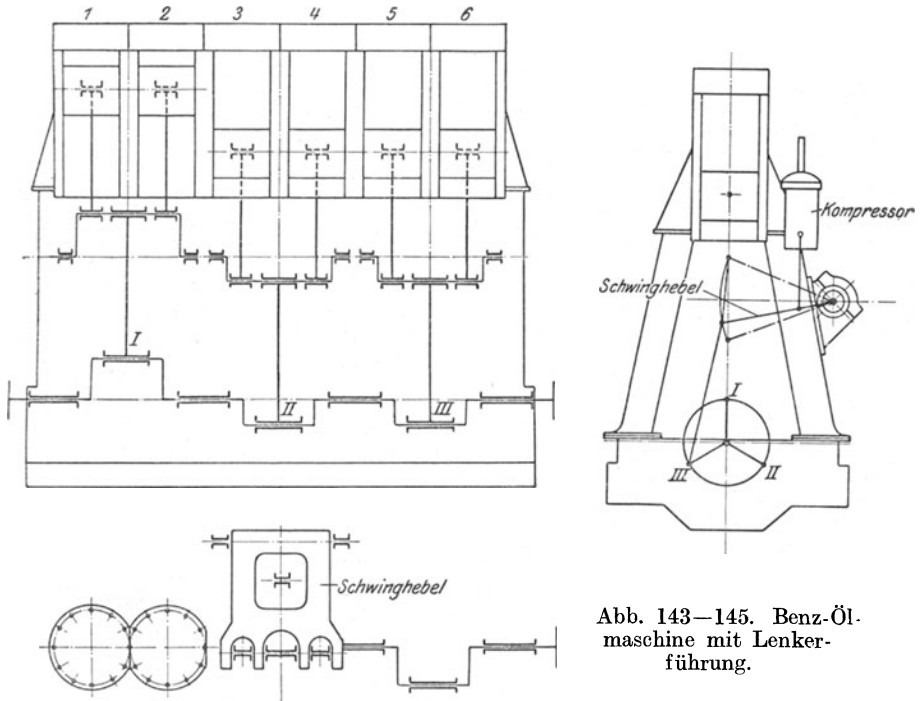


Abb. 143—145. Benz.-Ölmaschine mit Lenkerführung.

Kolbenkräfte so klein wie möglich zu halten, sind die Zylindermitten so weit wie möglich einander genähert; die Lenker selbst bestehen aus Stahlguß und sind reichlich bemessen.

Die Arbeitskurbeln sind um 120° zueinander versetzt. Die Zylinder zünden in der Reihenfolge 1, 3, 5, 2, 4, 6. Da je zwei gleichgerichtete Kolben im Zündungsabstand von 360° zueinander arbeiten, gleicht das Drehkraftdiagramm genau dem einer Viertaktmaschine.

Da auch die sonst meist in der Verlängerung der Maschinenachse aufgebauten Einblaselufpumpen bei der vorliegenden Bauart unmittelbar von den Lenkern angetrieben werden, wird die Gesamtbaulänge der Maschine verhältnismäßig kurz, woraus die Erbauerin geringeres Gewicht und damit geringere Anschaffungskosten glaubt herleiten zu dürfen.

Wie weit dies bei den endgültig bordgerecht durchgebildeten Maschinen zutreffen wird, muß die Erfahrung lehren. Vom Standpunkt des praktischen Bordbetriebs wird man Bedenken gegen das gleichzeitige Angreifen zweier Arbeitskolben an demselben Lenker, da die von diesem zu übertragenden Kolbenkräfte nie ganz gleich sein können, haben müssen. Auch die notwendige bewegliche Lagerung der Kolbenstange im Kolben, die nur schwierig zugänglich ist, bedeutet keine Verbesserung gegenüber den heutigen normalen Bauarten. Zu beachten bleibt auch, daß die in je zwei benachbarten Maschinenständen

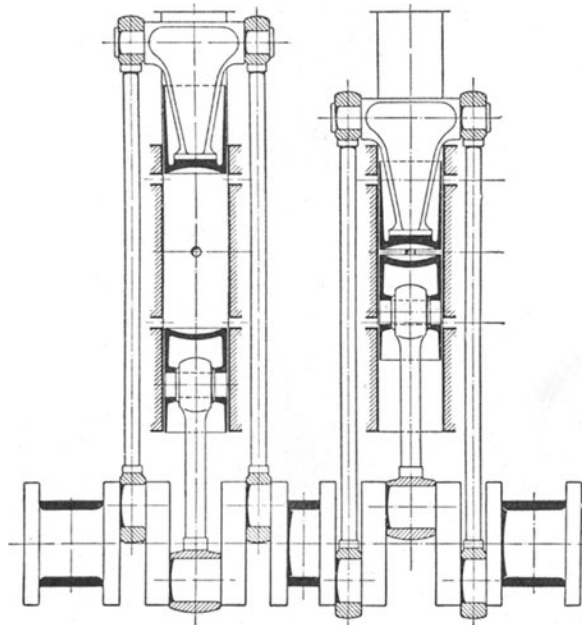


Abb. 146. Schematische Darstellung einer einfachen Gegenkolbenmaschine.

gelagerten Schwinghebel keinen öldichten Abschluß der Maschine zu lassen, wenn nicht sehr umfangreiche Verkleidungen vorgenommen werden sollen. Ebenso muß die heute fast zum Allgemeingut aller Ölmaschinenbauenden Werke gewordene Anordnung eines Zwischenbodens zwischen dem unteren Ende der Arbeitszylinder und den Triebwerksteilen wegen der um die Pfeilhöhe des Lenkerbogens pendelnden Kolbenstange in Fortfall kommen.

f) Bauart: Prof. Junkers, Aachen.

Der Junkersmotor ist eine Zweitaktmaschine besonderer Bauart. Er benutzt das von der Öchelhäuser-Gasmaschine her bekannte Prinzip eines beiderseits offenen Arbeitszylinders, in dem sich zwei Kolben in stets zueinander entgegengesetzter Richtung bewegen. An dem einen Ende des Zylinders befinden sich die Auspuffschlitze, an dem anderen Ende die Spülschlitze; beide werden von den zugehörigen Kolben gesteuert. Der Ausspülvorgang vollzieht sich in der Weise, daß zunächst der Auspuffkanalkranz durch den einen Kolben freigelegt wird und durch diesen die Verbrennungsgase austreten, bis nach Freilegung des zweiten Kanalkranzes durch den anderen Kolben Spülluft in den Arbeitszylinder tritt und die Verbrennungsgase vor sich her

schiebt. Da die Spülluft den Arbeitszylinder ohne Richtungsänderung durchstreicht, findet eine sehr gute Ausspülung desselben statt. Da der ganze Zylinderumfang für die Spülluft-Einlaß- und die Auspuffkanäle zur Verfügung steht, können die Kanalquerschnitte reichlich bemessen und damit auch hierdurch eine gründliche Zylinderspülung sichergestellt werden.

Die Junkersmaschine ist bisher in zwei Bauarten, als einfache und doppelte Gegenkolbenmaschine, zur Ausführung gekommen. Schematische Darstellungen dieser beiden Zylinderanordnungen zeigen die Abb. 146 und 147—148. Eine größere Anlage der ersten Art ist auf dem von Frerichs & Co., Einswarden, erbauten Tankschiff „Arthur v. Gwinner“, Abb. 149 bis 150, zur Aufstellung gekommen, eine Zweiwellenanlage in Tandemanordnung war für das von der Hamburg-Amerika-Linie der Aktien-Gesellschaft „Weser“, Bremen, in Auftrag gegebene Ölmaschinenschiff „Primus“ bestimmt.

Für jeden Arbeitszylinder der Junkersmaschinen sind an der Kurbelwelle drei Kurbeln vorzusehen, von denen die erste und dritte gleichartig stehen, während die mittlere, dritte, gegenüber den beiden anderen um 180° versetzt ist. Die Zugstange der mittleren Kurbel (Abb. 146) greift an dem unteren Kolben an, während der obere Kolben vermittelt einer Traverse durch beiderseits am Zylinder entlang gehende Führungsstangen auf die beiden äußeren Kurbeln wirkt. Beide Arbeitskolben führen damit dauernd die gleiche Bewegung aus, laufen aber stets in entgegengesetzter Richtung. Sobald die mittlere Kurbel nach oben steht, befinden sich beide Kolben in der Mitte des Zylinders, dagegen am anderen Zylinderende, sobald die mittlere Kurbel durch den unteren Totpunkt geht (Abb. 146).

Die Arbeitszylinder weisen außer dem Brennstoffventil und dem Anlaßventil nur noch ein Sicherheitsventil auf, die sämtlich in der mittleren Zone der Zylinder im Kompressions- und Verbrennungsraum liegen, die bei der innersten Stellung der Arbeitskolben von diesen gebildet wird.

Die Vorteile der Junkersschen Bauart bestehen in dem großen wirksamen Kolbenhub, der sich aus den Hübten der beiden Arbeits-

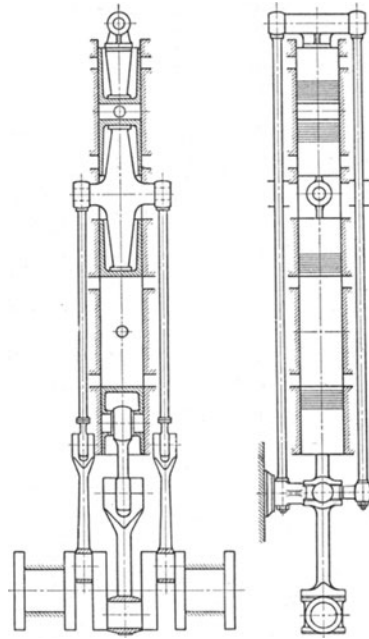


Abb. 147—148. Schematische Darstellung einer doppelten Gegenkolbenmaschine.

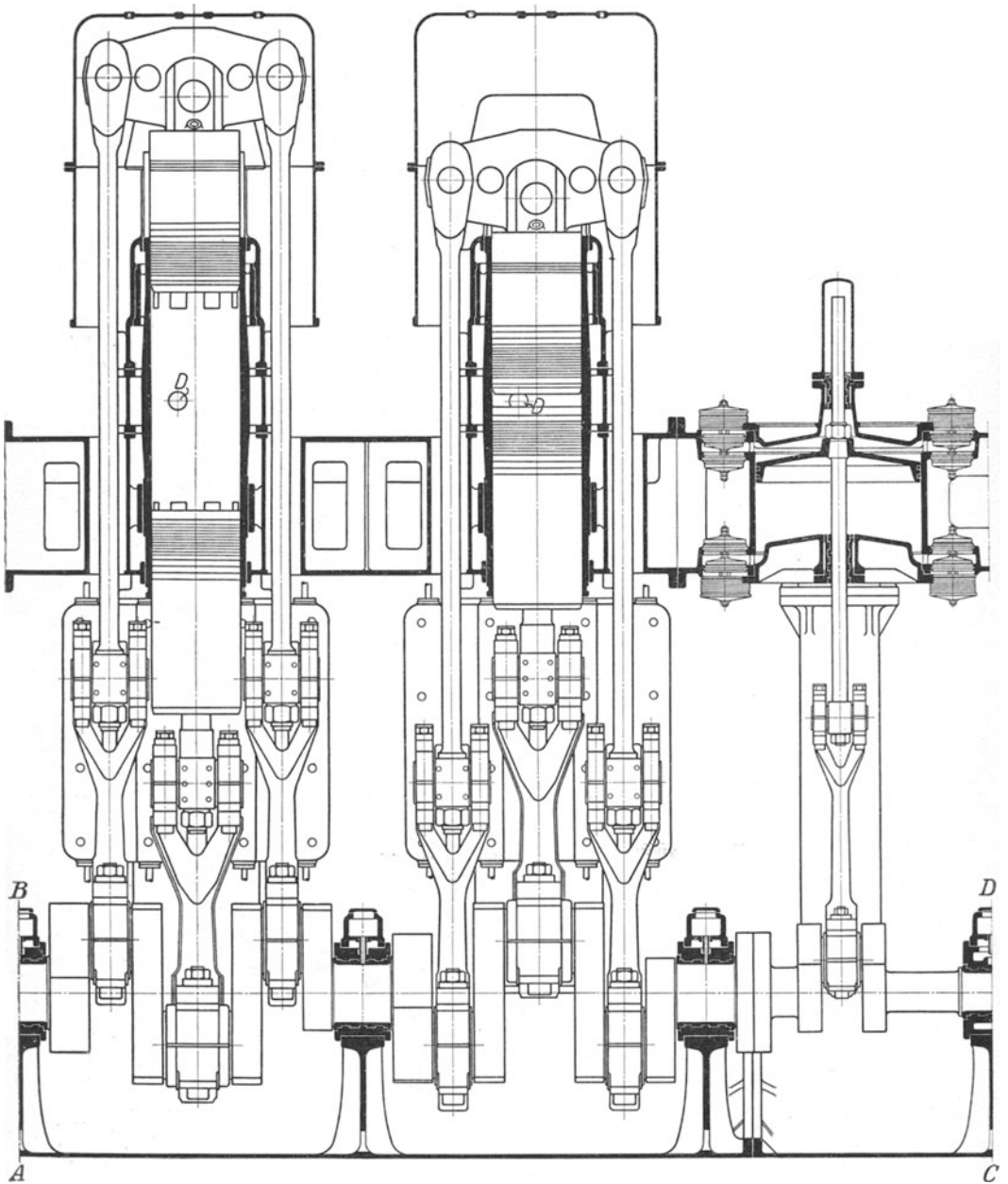


Abb. 149. Schnitt durch Arbeitszylinder und Spülpumpe einer Junkers-Ölmaschine.

kolbenzusammen-
setzt und damit
bei geringer Kol-
bengeschwindig-
keit eine kürzere
Bauhöhe ergibt,
als unter sonst
gleichen Verhält-
nissen mit nur
einem Arbeitskol-
ben zu erzielen ist.
Da die einen Ar-
beitsverlust dar-
stellende Rei-
bungsarbeit einer
Maschine und da-
mit der mecha-
nische Wirkungs-
grad um so gün-
stiger ausfällt, je
größer das Ver-
hältnis Hub: Zy-
linderdurchmesser
ist, so folgt ohne
weiteres, daß für
Ölmaschinen von
gleichem Zylinder-
durchmesser und
gleichem Kurbel-
radius die Doppel-
kolbenmaschine
Junkersscher Bau-
art mit dreifach
gekröpfter Welle,
bei der sich die
Hübe der beiden
Kolben addieren,
wesentlich geringere
Reibungs-
arbeiten ausweisen
muß als eine Ein-
kolben-Ölmaschi-
ne mit nur einfach
gekröpfter Welle.

Durch das
gänzliche Fehlen
der Zylinderdeckel

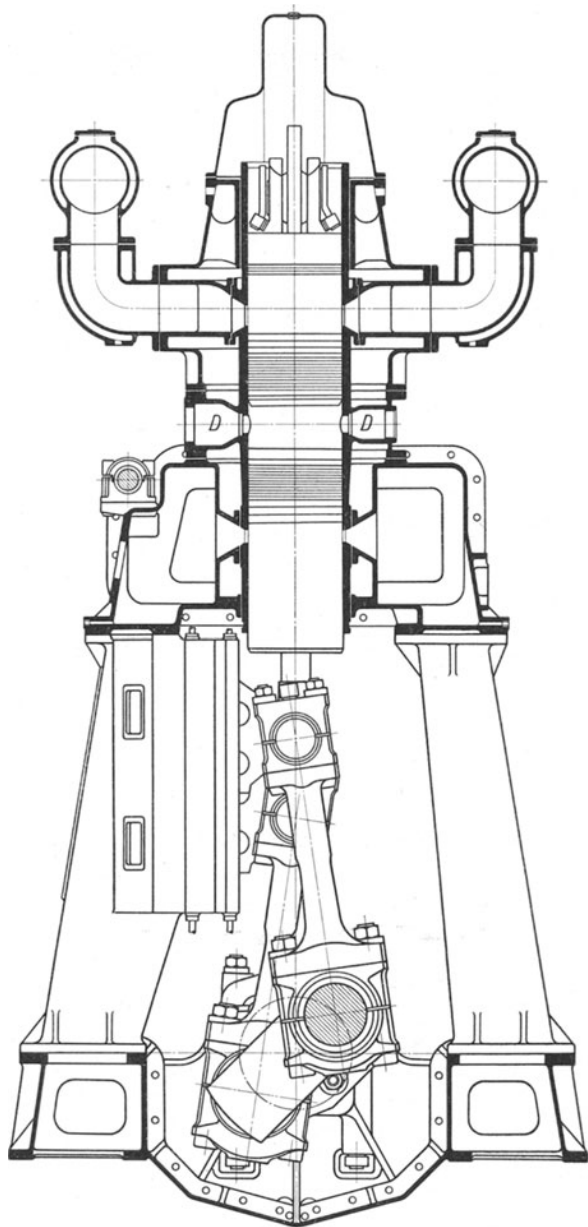


Abb. 150. Schnitt durch Arbeitszylinder, Auspuffleitungen und Spülluftaufnehmer einer Junkers-Ölmaschine.

werden mancherlei Betriebsstörungen beseitigt, da-
für ist aber die konstruktive Durchbildung des wasserumspülten

Verbrennungsraumes, der gleichzeitig die Ventildurchdringungen aufnehmen muß, nicht ganz einfach. Auch hier sind vom Brennstoff- und Anlaßventil ausgehende Rißbildungen, in ähnlicher Weise wie sie bei den Zylinderdeckelkonstruktionen besprochen worden sind, festzustellen gewesen.

Bedeutend günstiger als bei den Dieselmotoren normaler Bauart ist die Beanspruchung der Pleuellwelle, da sich durch die Verwendung zweier Pleueln für den Pleuelzylinder und der beschriebenen Anordnung der Pleuelteile ein nahezu vollständiger Massenausgleich und damit auch eine weitgehende Entlastung der Pleuelager erreichen läßt, da die Pleuelkräfte unmittelbar durch die Pleuelstangen auf die Pleuelwelle und nicht durch das Pleuelgestell aufgenommen werden.

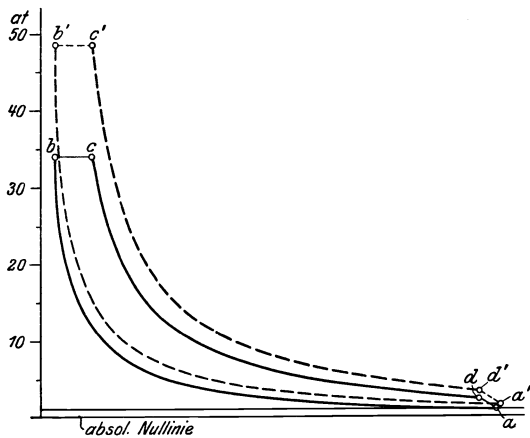


Abb. 151. Arbeitsdiagramm für Leistungserhöhung.

Das gleiche gilt für die Beanspruchung des Gußmaterials der Pleuel, die durch das Nichtvorhandensein der Pleuel auch keine Kräfte nach dem Pleuelrahmen der Pleuelmaschine übertragen können und damit in Richtung der Pleuelachse wesentlich entlastet sind.

Erwähnung verdient auch das Prof. Junkers patentierte Verfahren einer wirksamen Leistungserhöhung seiner Pleuelmaschine durch Vermehrung des Pleuelgewichts im Pleuelzylinder und der dadurch herbeigeführten Pleuelerhöhung vor Beginn der Pleuelperiode.

Die Herbeiführung eines Überdruckes der Pleuel- bzw. Pleueluft wird durch eine Pleuelöffnung der Pleuelgase hinter dem Pleuelbehälter mittelst eines einfachen Pleuelorgans herbeigeführt. So wird sich bei einer Erhöhung des Pleuelgedrucks auf 0,5 at Überdruck eine Leistungserhöhung der Pleuelmaschine von 50 v. H. einstellen, vorausgesetzt, daß die Pleuelpumpen das Mehr an Pleueluft zu liefern in der Lage sind und auch die Pleuelpumpen die erforderliche Pleuelmenge liefern können. Zu bemerken ist dabei, daß das Pleuel- und Pleuelverhältnis und damit auch der thermische Wirkungsgrad und die Temperaturen die gleichen bleiben, wenn dieselbe Pleueltemperatur vorhanden war.

Die Pleueldrücke und die Pleuelleistung wachsen proportional dem Pleuelgewicht; das Pleuelarbeitsdiagramm wird lediglich im Kräftemaßstab vergrößert.

In der Abb. 151 ist an einem theoretischen Diagramm einer Pleueldruck-Ölmaschine das Pleuelerhöhungsverfahren zur Darstellung

gebracht, und zwar umschreibt der Linienzug $abcd$ das Diagramm für normalen Betrieb, $a'b'c'd'$ das für Leistungserhöhung. In den Punkten d und d' beginnt in beiden Fällen der Auslaß der verbrannten Gase. Während aber für den Linienzug $abcd$ möglichst vollkommener Druckausgleich zwischen Zylinder und Atmosphäre herbeigeführt wird, ist dieser Druckausgleich für den Linienzug $a'b'c'd'$ durch Drosselung der Auspuffgase künstlich verhindert. Die Spannung im Arbeitszylinder sinkt in diesem Falle nicht bis auf die Atmosphäre, sondern stellt sich dem jeweils künstlich erzeugten Widerstande entsprechend höher ein, so daß durch die Lade-pumpen ein größeres Luftgewicht eingeführt und damit auch eine entsprechend größere Treibölmenge verbrannt werden kann. Eine schematische Darstellung einer Junkersmaschine mit Einrichtung für Leistungserhöhung zeigt die Abb. 152, aus der das im Auspuffkanal liegende Drosselorgan sowie die Steuerung der Einsaugeöffnung der Spülluftpumpe, die zwangsläufig miteinander gekuppelt sind, deutlich zu ersehen sind.

Entsprechend dem höheren Kompressionsanfangsdruck verlaufen auch die Kompressions-, Verbrennungs- und Expansionslinie entsprechend höher; die Dia-

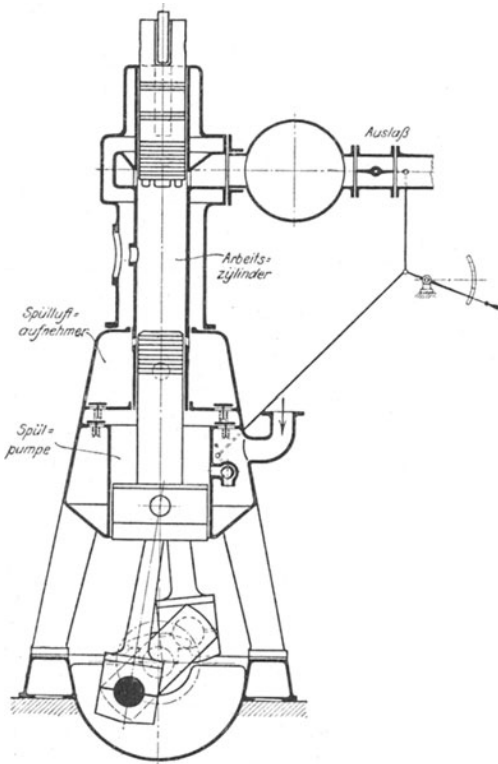


Abb. 152.

grammfläche wächst im gleichen Verhältnis und die Leistung der Maschine steigt damit proportional dem Kompressionsanfangsdruck.

Neben diesem Vorzug einer wirksamen Leistungserhöhung der Junkersmaschine, die allerdings bis zu einem gewissen Grade auch bei anderen Zweitaktmaschinen anwendbar ist, wären als Nachteile der Bauart anzuführen die Vermehrung der Zahl der Triebwerksteile und damit der Zahl der Schmierstellen, die noch dazu für die mittlere Pleuellwelle nicht sonderlich bequem liegen, außerdem aber auch große Baulänge sowie die Kraftübertragung des oberen Pleuellens durch Traverse und lange Führungsstangen nach der Pleuellwelle, die infolge ihrer drei-

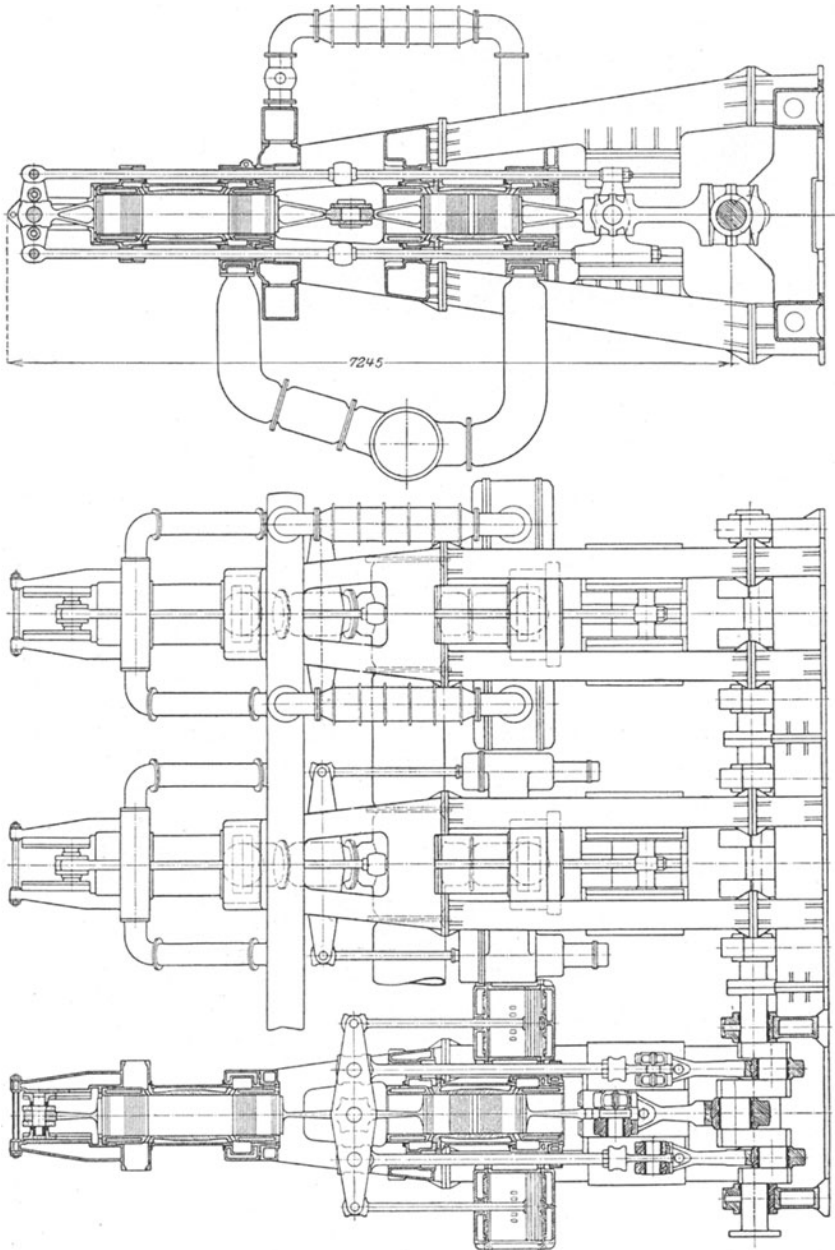


Abb. 153—154. Tandem-Ölmaschine; Bauart: Junkers.

fachen Kröpfung zudem sehr saubere Werkstattarbeit und sorgfältige Montage erfordert. Bei der Tandembauart kommt hinzu, daß auch die Überholung der unteren Kolben erheblich zeitraubender als bei Ölmaschinen normaler Bauart ist.

Die doppeltwirkende Tandemanordnung weist im übrigen keine wesentlichen Abweichungen von der vorstehend für den einfachwirkenden Motor gegebenen Beschreibung auf. Auch hier erhält jeder Zylinder wieder zwei Arbeitskolben, von denen die beiden mittleren an eine gemeinsame Traverse angeschlossen sind, deren Führungsstangen auf das äußere Kurbelpaar wirken, während der obere und untere Kolben durch um 90° versetzte Stangen die innere Kurbel treiben.

Die Abb. 153—154 zeigen die von der A.-G. „Weser“, Bremen,

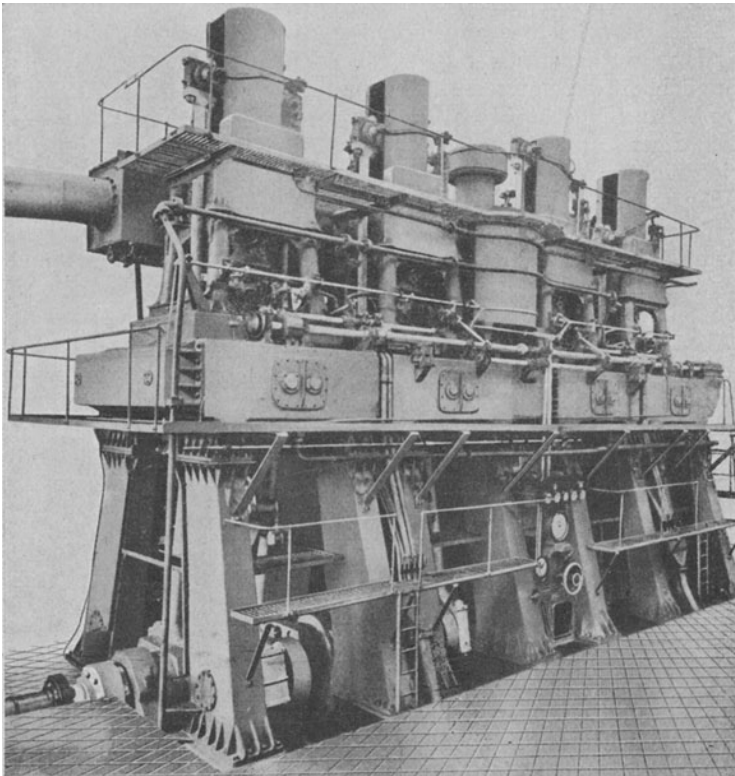


Abb. 155. Junkers-Doxford Ölmaschine, 3000 PSI.

für die Hamburg-Amerika-Linie für ein Zweischrauben-Motorschiff erbaute Maschine, eine Tandemaschine von 400 mm Zylinderdurchmesser, 2×400 mm Hub und 120 Umdrehungen in der Minute.

Die mittleren Kurbeln der drei nebeneinander liegenden Tandemeinheiten sind um 120° versetzt.

Grundplatten und Ständer der Motoren sind in Anlehnung an die Schiffsdampfmaschinen ausgeführt. Auf den Ständern sitzt ein kräftiges Laternenstück, in dessen unterem Teil der eine Arbeitszylinder hängt, während der andere Zylinder auf der Laterne befestigt ist. Die

Gleitbahnen der äußeren Kreuzköpfe sitzen der besseren Zugänglichkeit halber denen der mittleren Kreuzköpfe gegenüber.

Der Antrieb der Spülpumpen ist von den Traversen der mittleren Kolben der beiden äußeren Tandemeinheiten abgeleitet, während zu beiden Seiten der Mittelzylinder eine vierstufige Luftpumpe angeordnet ist. Von den Spülpumpen führen die Luftleitungen nach den als Luftbehälter ausgebildeten Laternenstücken, die mit den einzelnen Arbeitszylindern in Verbindung stehen.

Die auf der entgegengesetzten Seite der Maschine angeordneten wassergekühlten Auspuffleitungen führen nach den an der Vorderkante des Maschinenschachtes angeordneten Auspuffbehältern.

Als wesentlichster Mangel der Tandemanordnung hat sich die Unzugänglichkeit der unteren Kolben und der Brennstoffventile sowie der Antrieb der Steuerhebel der Brennstoff- und Anlaßventile von einer gemeinsamen Antriebswelle aus erwiesen, die einen sicheren Bordbetrieb nicht ermöglichen.

Ein englischer Lizenznehmer von Prof. Junkers, die Schiffswerft von Wm. Doxford & Sons in Sunderland, hat nach Bau einer ersten Versuchsmaschine in der Vorkriegszeit während der letzten Jahre mehrere große Schiffsmaschinenanlagen von je 3000 SPi für die Einschraubenschiffe „Yngaren“, „Eknaren“, „Dominion Miller“ und andere zur Ablieferung gebracht. Die Abb. 155 zeigt eine ausgeführte Maschine dieser Größe. Sie gleicht in ihrem Aufbau vollkommen den zuvor beschriebenen Maschinen. Das Konstruktionsgewicht dieser ersten Maschinen ist sehr hoch ausgefallen, so daß die folgenden Ausführungen noch manche Abänderungen aufweisen werden, ehe eine in allen Teilen den Bordanforderungen voll gerecht werdende Maschine geschaffen sein wird.

VIII. Steuerung und Umsteuerung der Ölmaschinen.

Als grundlegende Forderungen einer konstruktiv einwandfreien Steuerung und Umsteuereinrichtung einer Schiffsölmaschinenanlage sind in baulicher Hinsicht anzuführen:

Zweckentsprechende Gestaltung des Verbrennungsraums,
gut dichtender Abschluß des Verbrennungsraums durch die Steuerorgane,

gute Regulierung der Steuerung sowie eine allgemeine Betriebssicherheit derselben.

Die Gestaltung des Verbrennungsraums ist bei den stehenden Schiffsölmaschinen gegeben durch die Form des Zylinderdeckels und des Kolbenbodens. Je nach der Ausbildung des letzteren wird der Verbrennungsraum eine scheibenförmige oder der Kugelform genäherte Gestalt aufweisen. Während vielfach dem halbkugelförmig ausgehöhlten Kolbenboden neben größerer Festigkeit der Vorteil einer besseren Einleitung der Verbrennung zugesprochen wird, sind bezüglich des letzten

Punktes die Meinungen der Praxis neuerdings wieder geteilt. Besonders bei größeren Zylinderdurchmessern glaubt man bei Anwendung von flachen Kolbenböden eine raschere Fortpflanzung der Zündung in der Richtung zum Umfang des Verbrennungsraums infolge der geringeren Höhe desselben haben feststellen zu können.

Wesentlich bleibt für die Formgebung des Verbrennungsraums, daß tote Ecken, in denen sich Reste von Auspuffgasen sammeln können, und in denen die Verbrennung nur langsam fortschreiten kann, unbedingt vermieden werden.

Der notwendige dichte Abschluß des Verbrennungsraums, der durch die Steuerorgane erfolgt, wird erschwert durch die hohen Temperaturen, denen besonders die Auspuff- und Einsaugeventile ausgesetzt sind, von denen namentlich die ersteren durch Verziehen und Ausbrennen der Sitzflächen als Folge der hohen Gastemperaturen und -geschwindigkeiten, die 800—900 m/sec erreichen, in Mitleidenschaft gezogen sind.

Um diesen Schwierigkeiten zu begegnen, werden diese Steuerorgane ausschließlich als Einsitzventile und nicht als Doppelsitzventile oder Schieber ausgeführt. Die Anordnung dieser Ventile muß grundsätzlich derart erfolgen, daß dieselben durch den inneren Verbrennungsdruck im Arbeitszylinder auf ihren Sitz gedrückt und nicht auf Abheben beansprucht werden.

Eine Ausnahme bilden nur die Brennstoffnadeln, die man zwecks leichter Auswechslung vielfach nach außen eröffnen läßt, da deren Abschluß infolge des kleinen Nadeldurchmessers hinreichend sicher durch äußeren Federdruck zu erreichen ist.

Die Regulierorgane der Steuerung umfassen diejenigen Einrichtungen, die die Regelung der Umdrehungszahlen der Maschine entsprechend der jeweiligen Maschinenleistung herbeiführen.

Aus der Natur des Gleichdruckverfahrens, das darin besteht, daß eine Mindesttemperatur der Kompressionsluft als Folge eines Mindestdrucks erforderlich ist, durch die die Verbrennung des eingespritzten, zerstäubten Brennstoffs ohne besonderes Zündmittel eingeleitet wird, folgt, daß eine Füllungsregulierung mit verschiedenen Endspannungen und Endtemperaturen nicht in Frage kommen kann.

Die Regelung der Ölmaschinen wird vielmehr ausschließlich durch Gemischregelung vorgenommen, indem je nach der Belastung der Maschine die Menge des für den Arbeitshub eingespritzten Treiböls geregelt wird.

Diese Regelung wird bei den Schiffsölmaschinen fast allgemein vorgenommen durch die Beeinflussung der Fördermenge der Treibölpumpe, deren Saugventil je nach der zu fördernden Menge während einer kürzeren oder längeren Zeit des Saughubes zwangsläufig angefüllt wird (vgl. S. 82).

Der hauptsächlichsten Forderung einer unbedingten Betriebssicherheit der Steuerung wird neben der Verwendung geeigneter Baustoffe, ausreichender Bemessung der Materialquerschnitte und guter Zugänglichkeit vor allem auch durch die Ausführung hinreichender Steuerquerschnitte entsprochen.

Zu enge Auslaßquerschnitte bei Viertakt-Ölmaschinen bedeuten Verlust an Diagrammfläche durch zu hohen Gegendruck. Hierdurch im Arbeitszylinder zurückbleibende Abgasreste verschlechtern das Luftgemisch des folgenden Arbeitshubs und erhöhen die Verbrennungstemperatur. Droßlung in den Einlaßorganen und den Luftaufnehmern führt bei Zweitaktmaschinen zu einer erheblichen Vermehrung der Spülpumpenarbeit. Einfache Gestaltung der Strömungsquerschnitte bei hinreichender Weite, möglichst frei von Querschnittsveränderungen, scharfen Knicken und toten Ecken muß daher stets angestrebt werden. Zu den Grundlagen der Umsteuerung übergehend, bleibt zu bemerken, daß der Frage der Einführung von Ölmaschinen als Antriebsmittel seegehender Schiffe nicht eher nähergetreten werden konnte, bis neben der Überwindung der Schwierigkeiten, die sich der Durchbildung größerer Zylindereinheiten entgegenstellten, vor allem auch die Einrichtungen, eine Verbrennungskraftmaschine in allen Kurbelstellungen sicher umzusteuern, eine einwandfreie Lösung gefunden hatten.

Umsteuerbare Schrauben und Wendegetriebe können ihrer Natur nach nur für kleine, höchstens mittelgroße Anlagen zur Verwendung kommen. Wenn letztere auch bis zu 1000 PS für Fluß-, Küstenfahrzeuge und besondere Zwecke gebaut oder projektiert sind, so wird für das Hochseeschiff, mit seinen bei schlechtem Wetter oft frei schlagenden Schrauben und hierdurch verursachten großen Beanspruchungen der Kurbelwelle, nur die unmittelbare Umsteuerung der Maschine mittelst Druckluft durch die Arbeitszylinder oder die Anwendung eines hydraulischen Umsteuerungstriebes in Betracht kommen können.

Die letztere Umsteuerungsart benutzt den von Prof. Foettinger konstruierten hydraulischen Transformator¹⁾, der zwischen den Antriebsmotor und die Schraubenwelle geschaltet wird. Seinem Aufbau nach stellt der Transformator eine hydraulische Kupplung dar, bei der ein auf der Motorwelle sitzendes Kreiselrad eine Arbeitsflüssigkeit, etwa Wasser, beschleunigt und auf höheren Druck bringt, die bei ihrem Austritt aus dem Kreiselrad unmittelbar auf ein auf der Schraubenwelle angeordnetes zweites Kreiselrad trifft und an dieses den größten Teil ihrer Energie abgibt. Ein ähnliches Räderpaar ist für den Rückwärtsgang vorgesehen. Zwischen Maschinen- und Schraubenwelle besteht also keine weitere Verbindung als die des rotierenden Wasserstroms. Auf diese Weise kann die Ölmaschine, da im Ruhezustande derselben keine Kupplung der Hauptmaschinenwelle mit der Schraubenwelle besteht, lastfrei angelassen werden. Erst nachdem die Maschine auf Umdrehungen gekommen ist, wird das Transformatorgetriebe stoßfrei eingelegt und damit die Propellerwelle mit der gewünschten Umdrehungszahl auf Vorwärts- oder Rückwärtsgang mitgenommen.

Der Wirkungsgrad eines derartigen Getriebes hängt von dem Übersetzungsverhältnis zwischen Motor- und Propellerwelle ab. Da für

¹⁾ Eine eingehende Abhandlung über den Foettinger-Transformator enthält das Jahrb. d. Schiffbautechn. Gesellschaft, Jahrg. 1910, 11. Bd., S. 157 u. ff.

größere Ölmaschinenanlagen Umdrehungszahlen von 400—600 pro Minute die obere Grenze darstellen, würde mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 4 bis 1 : 6 gerechnet werden müssen, so daß sich eine Schraubenumdrehungszahl von 100 pro min ergeben würde. Der hierbei zu erreichende Wirkungsgrad des hydraulischen Getriebes hat sich nach praktischen Erfahrungen auf 86—90 v. H. gestellt.

Eine erste Schiffsmotoranlage in Verbindung mit Transformatoren ist von der belgischen Firma Cockerill & Co. für zwei Dieselmotoren von je 550 PS Leistung für ein für den Kongodienst bestimmtes Fahrzeug ausgeführt worden. Die ausgezeichneten Erfahrungen, die mit hydraulischen Getrieben dieser Art in Verbindung mit Schiffsturbinenanlagen und für umsteuerbare Walzenzugmaschinen gemacht worden sind, lassen erhoffen, daß ihrer Verwendung an Bord von Ölmaschinen-schiffen noch eine aussichtsreiche Zukunft bevorsteht.

Führend ist im Augenblick noch die Umsteuerung der Schiffsoilmaschinen mittelst Druckluft. Der Umsteuervorgang ist im Grunde genommen der gleiche wie für das Anlassen der Maschine mittelst Luft, nur daß durch geeignete Einrichtungen die einzelnen Punkte des Vorwärtssteuerganges auch für den Rückwärtsgang verwirklicht werden.

Die in den letzten Jahren von fast allen Gleichdruckmaschinenbauenden Firmen geschaffenen Sonderkonstruktionen stehen den Umsteuereinrichtungen von Schiffsdampfmaschinen an Betriebsicherheit kaum nach, in der Schnelligkeit der Herbeiführung der Bewegungsumkehr sind sie diesen sogar vielfach überlegen. Da zur Betätigung dieser Umsteuereinrichtungen infolge des Fehlens einer Spannungsenergie beim Stillstand der Maschine ein besonderes Kraftmittel, gewöhnlich Druckluft, notwendigerweise gebraucht wird, so bedeuten die zur Erzeugung derselben erforderlichen Luftpumpen und Druckluftgefäße eine nicht gerade angenehme Zugabe des Ölmaschinenbetriebes.

Die Zahl brauchbarer Ölmaschinenumsteuerungen ist heute schon recht beträchtlich, und andauernd werden an den bekannten noch Änderungen vorgenommen. Es wird daher genügen, im nachstehenden einige der am bekanntesten gewordenen Umsteuereinrichtungen ausgeführter Zweitakt- und Viertakt-Handelsschiffsanlagen eingehender zu besprechen.

Bei den Zweitaktmotoren ist die Umsteuerung konstruktiv einfacher durchzubilden als bei den Viertaktmotoren, da im Hinblick auf gewisse Beziehungen zwischen den einzelnen Steuerperioden meist eine Verdrehung der Steuerwelle um einen gewissen Winkel und Benutzung des gleichen Nockensatzes ausreicht.

Die einfachsten Verhältnisse ergeben sich für Zweitaktmaschinen mit Spülung durch vom Kolben gesteuerte Schlitze, da die vom Kolben gesteuerten Eröffnungs- und Abschlußpunkte des Steuerdiagramms für Vorwärts- und Rückwärtsgang der Maschine stets bei der gleichen Kolbenstellung eintreten und damit ihre Rolle ohne weiteres vertauschen können.

Bei den Viertaktmaschinen werden gewöhnlich besondere Vorwärts-, Rückwärts- oder auch schräge Nocken auf der Steuerwelle angeordnet, die, um mit einem Satz Ventilhebel auszukommen, ein Verschieben

der Steuerwelle und außerdem noch wie zuvor ein Verdrehen derselben erforderlich machen.

Eine weitere Möglichkeit, Verbrennungsmaschinen umzusteuern, besteht darin, durch teilweises Vertauschen von Steuerungsorganen deren Wirkungsweise zu ändern. (Patent Hesselmann, Bauart Benz & Co.; vgl. S. 199).

Einige Beispiele der angedeuteten Umsteuerungsarten sollen in den folgenden Abschnitten an Hand ausgeführter Schiffsanlagen besprochen werden.

Ausgeführte Umsteuerungen.

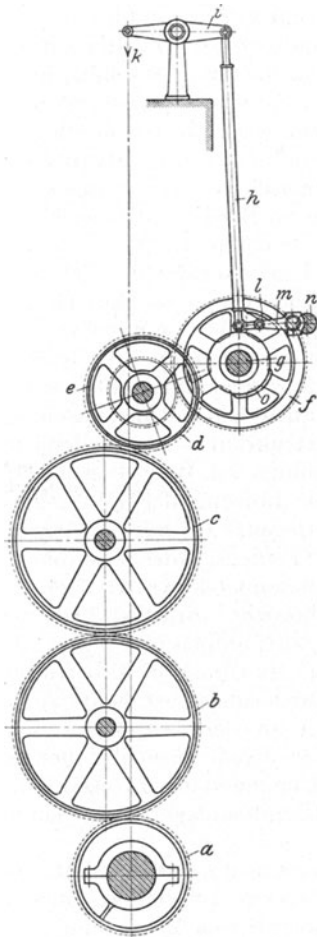
a) Bauart: Burmeister & Wain, Kopenhagen.

Diese von der Schiffswerft und Maschinenfabrik von Burmeister & Wain, Kopenhagen, für die von ihr hergestellten Viertakt-Schiffsölmaschinen gebaute Umsteuerung ist heute mit die älteste und ihrer Zahl nach die auf Handelsschiffen verbreitetste Einrichtung zur Einleitung der Umkehrbewegung von Dieselmotoren.

Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt nicht, wie bei der Mehrzahl der bekannt gewordenen übrigen Umsteuereinrichtungen, durch eine von der Kurbelwelle aus mittelst eines Schraubenräderepaars angetriebene Vertikalwelle, sondern unmittelbar durch ein auf der Kurbelwelle aufgekeiltes Stirnrad *a* (Abb. 156), das durch Vermittlung von zwei gleichgroßen Zwischenrädern *b* und *c* das dem Rade *a* im Durchmesser gleiche Stirnrad *d* treibt. Die Räder *a* und *d* haben damit die gleiche Umdrehungszahl. Mit dem Rade *d* auf gleicher Welle sitzt das Stirnrad *e*, das mit dem Rade *f* von doppeltem Durchmesser kämmt, so daß das

Abb. 156. Umsteuerungsantrieb; Bauart: Burmeister & Wain.

Rad *f* nur die halbe Umdrehungszahl von *d* und damit der Kurbelwelle macht. Somit kann die Welle *g* ohne weiteres zur Steuerung der Ventile der Viertaktmaschine benutzt werden. Die Welle *g* trägt demzufolge die Nocken für die Brennstoff-, Ansaug- und Auspuffventile, und zwar je einen besonderen Satz für Vorwärts- und Rückwärtsgang, die mittelst der Stoßstangen *h* die Steuerbewegung durch die Kipphebel *i* auf die Ventile *k* übertragen.



Das untere Ende der Stoßstangen ist als Winkelhebel ausgebildet, deren Drehpunkte l an kurzen Steuerarmen m angreifen, die auf Kurbeln der Steuerwelle n sitzen, so daß durch Verdrehen der Steuerwelle n die Stoßstangen h von den Nocken abgehoben werden können.

Um die Bewegungsänderung der Maschine von Vorwärts- auf Rückwärtsgang oder umgekehrt herbeizuführen und zu diesem Zwecke die auf der Welle g sitzenden Vorwärts- und Rückwärtsnocken o mit den nur einmal ausgeführten Stoßstangen für jedes Steuerventil in Eingriff zu bringen, muß demnach

1. eine Verdrehung der Nockenwelle g um den entsprechenden Kurbelwinkel vorgenommen werden,
2. ein Anheben der Stoßstangen erfolgen und
3. eine Verschiebung der Nockenwelle g um die Strecke von Mitte Vorwärts- bis Mitte Rückwärtsnocke vorgenommen werden.

Die Drehung der Steuerwelle n und die Verschiebung der Nockenwelle g wird durch eine der aus dem Schiffsmaschinenbau her bekannten Brownschen Umsteuermaschinen nachgebildeten Druckluftmaschine ausgeführt, deren nach oben verlängerte Kolbenstange auf der der Steuerwelle zugekehrten Seite als Zahnstange ausgebildet ist, auf der der Nockenwelle zugewandten Seite dagegen einen schrägen Zahnschnitt trägt (vgl. Abb. 108—109). Durch Auf- und Niederbewegen der Zahnstange wird damit die Steuerwelle verdreht, dagegen die Nockenwelle in der Längsachse verschoben und damit die für die Gangänderung der Maschine erforderlichen Bewegungen der Steuerungselemente herbeigeführt.

b) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Viertaktmaschinen).

Die von der MAN für Viertaktmaschinen gebaute Umsteuerungseinrichtung benutzt zwei Nockensätze, einen Steuerhebelsatz und zwei Sätze von Zwischenhebeln, wobei durch Verdrehen der letzteren um die Steuerwelle die Einstellung der Steuerwelle herbeigeführt wird. Die schematische Anordnung einer derartigen Umsteuerungseinrichtung für das Saugventil zeigt die Abb. 157.

Auf der in Höhe der Zylinderdeckel laufenden Umsteuerwelle sind für das Saug-, Auspuff-, Brennstoff- und Anlaßventil je eine breitere Nocke und eine schmalere für Vorwärts- und Rückwärtsgang vorgesehen. Beide Nocken liegen unmittelbar nebeneinander. Zwei drehbar gelagerte Zwischenrollen sind an dem Umfang der die Steuerwelle umschließenden Steuertrommel aufgehängt. Die letztere ist in den Steuerwellenböcken drehbar gelagert und kann durch den gezeichneten Handhebel, der auch als Handrad mit Schneckentrieb bei größeren Motoren ausgebildet wird, in die Vorwärts- und Rückwärtslage gebracht werden. Der Kipphebel des Luftansaugventils trägt an seinem linken Ende eine Rolle, die je nach der Stellung der Steuertrommel mit der Vorwärts- oder Rückwärtszwischenrolle zusammenarbeitet, und die so breit ist wie die Vorwärts- und Rückwärtsrolle zu-

sammengenommen, die in ihren Ebenen, wie aus der Darstellung der Lenker mit Zwischenrollen Abb. 157 ersichtlich, zueinander versetzt sind.

Die Rückwärtsrolle ist im Hinblick auf die geringere Benutzung dieser Gangart und den sich daraus ergebenden geringeren Verschleiß entsprechend schmaler gewählt.

Die nicht gerade eingerückten Zwischenhebelrollen, im vorliegenden Falle die linke Rolle, werden durch kleine, an den Steuertrommeln

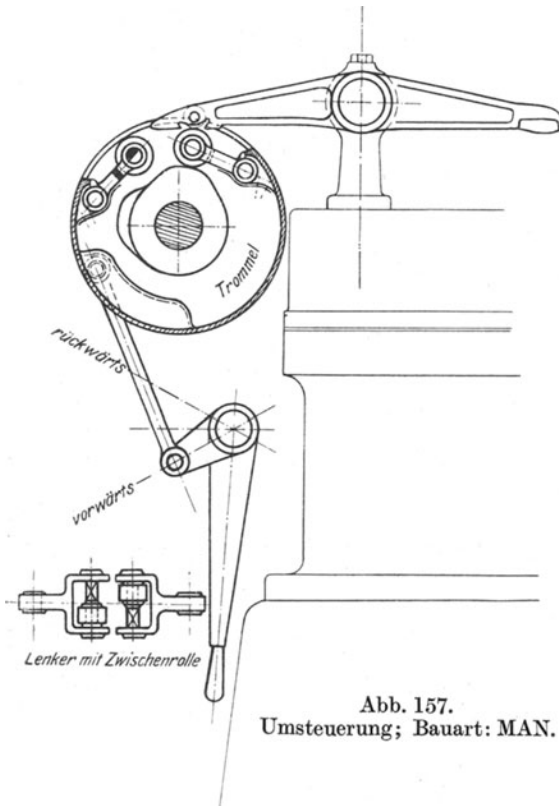


Abb. 157.
Umsteuerung; Bauart: MAN.

angebrachte Federn gegen die Trommeln gepreßt, damit nicht unnötigerweise eine dauernde Berührung der Zwischenrollen mit den Nockenscheiben stattfindet.

Die Abb. 157 zeigt die Steuerung auf Vorwärtsgang eingerückt.

Die Zwischenrolle überträgt damit die Bewegung der Vorwärtsnocke auf die Hebelrolle und damit auf das Saugventil. Soll umgesteuert werden, so wird durch Verdrehen der Steuertrommel die linke Zwischenrolle mit der Hebelrolle in Eingriff gebracht, und damit überträgt die Rückwärtsnockenscheibe die entsprechend veränderte Bewegung auf den Ventilhebel.

In der gleichen Weise, wie vorstehend beschrieben, werden auch die übrigen Ventile umgesteuert.

c) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Zweitaktmaschinen).

Die Steuerwelle der Motoren liegt in der Mittelebene der Maschine, horizontal, unmittelbar über den Arbeitszylindern (Abb. 158). Der Antrieb der Steuerwelle erfolgt von der Kurbelwelle aus durch eine senkrechte Zwischenwelle mittelst eines Schraubenräderpaares.

In dieser vertikalen Zwischenwelle liegt die Umsteuereinrichtung für die Spülluftventile, die darin besteht, daß die zweiteilige Zwischenwelle durch eine Klauenkupplung verbunden ist, deren Zahnlücken

so groß sind, daß sich die beiden Wellenstücke um 30° gegeneinander verdrehen können, ehe die Zahnflanken der Kupplungshälften zur Anlage kommen. Wird der Motor im umgekehrten Drehsinn angelassen, so läuft die Kurbelwelle erst 30° voraus, ehe die Steuerwelle mitgenommen wird. Der Brennstoffnocken schließt, wie aus Abb. 159 ersichtlich, einen Winkel von 35° ein, bei einer Voreilung von $2,5^\circ$. Der Nocken für das Spülluftventil umfaßt 100° , und zwar eröffnet das Ventil 35°

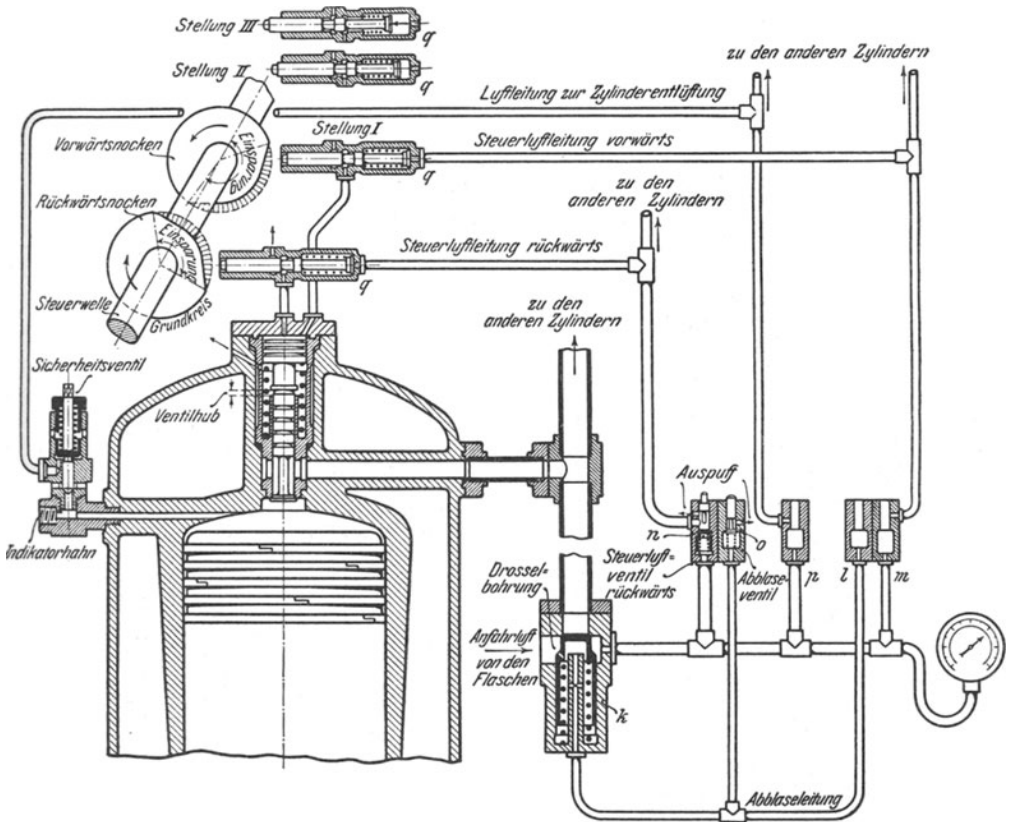


Abb. 158. Schema der Druckluftumsteuerung; Bauart: MAN.

vor dem unteren Totpunkt und schließt 65° nach demselben. Bei Umkehr der Bewegungsrichtung des Motors und Berücksichtigung der 30° Verschiebung infolge der Lose in der Klauenkupplung der Zwischenwelle stellen sich, wie aus der Abb. 159 ersichtlich, die gleichen Voreil- und Eröffnungswinkel ein.

Um ein Klappern der Kupplung zu vermeiden, sind die Kupplungshälften durch Federdruck hart aneinandergedreht, so daß erst unter dem Widerstand der Nocken beim Anheben der Ventile die Verdrehung der Kupplung erfolgt.

Die Umsteuerung der Anlaßventile in gleicher Weise vorzunehmen ist nicht möglich, da die in Frage kommenden Winkel nicht passen. Für diesen Zweck sind vielmehr auf der Steuerwelle für jeden Arbeitszylinder je eine Vorwärts- und Rückwärtsnockenscheibe vorgesehen, deren schematische Darstellung aus der Abb. 158 zu ersehen ist, und die in Verbindung mit dem in Abb. 160 wiedergegebenen Anfahrventil

das Anlassen und Umsteuern der Ölmaschine bewirken.

Die Ventilschindel des Anlaßventils ist mit einem federbelasteten Führungskolben *e* fest verbunden, der durch Druckluft, sogenannte Steuerluft, die durch die Bohrung *a* dem Ventil zugeführt wird, beaufschlagt werden kann und damit das Ventil öffnet, so daß die Anlaßluft durch die oberhalb des Ventiltellers ersichtliche Bohrung *b* in den Arbeitszylinder eintritt.

Die Regulierung der durch die Bohrung *a* eintretenden Steuerluft erfolgt durch den Kolben *g*, der unter der Einwirkung der Feder *j* nach rechts gedrückt wird. Sobald durch die Leitung *a* auf den Kolben *g* Steuerluft drückt, wandert dieser nach links, bis die Rolle *h* die nicht gezeichnete Nockenscheibe berührt.

Diese bereits oben erwähnten Vorwärts- und

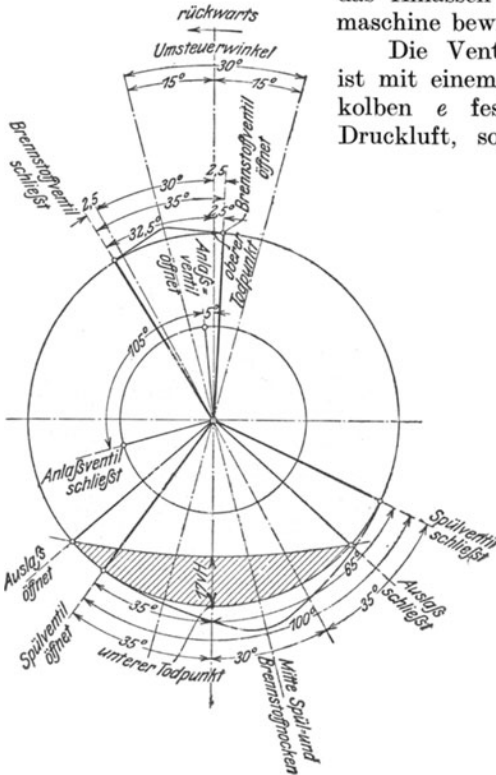


Abb. 159. Steuerungsdiagramm für Vorwärts- und Rückwärtsgang.

Rückwärtsnockenscheiben sind nicht ganz rund, sondern, wie aus der Abb. 158 ersichtlich, mit Aussparungen versehen entsprechend der Öffnungsdauer des Anlaßventils.

Liegt sich die Rolle gegen den runden Teil der Scheiben, so nimmt der Kolben *g* die in der Abb. 158 dargestellte Stellung *II* ein, der Raum über dem Kolben *e* ist in diesem Falle durch einen Kanal mit der Außenluft verbunden, das Anfahrventil ist demnach geschlossen.

Liegt die Rolle *h* dagegen in der Aussparung der Nockenscheibe, so befindet sich der Steuerkolben in der in Abb. 158 mit Stellung *III* bezeichneten Lage, der Verbindungskanal mit der Außenluft ist abgesperrt, und die durch *a* eintretende Druckluft öffnet das Anfahrventil.

Von den beschriebenen Steuerkolben g sind für jedes Anfahrventil zwei Stück für die Vorwärts- und Rückwärtsnockenscheibe vorhanden, und je nachdem vom Maschinistenstande aus dem einen oder anderen Steuerluft zugeführt wird, kommt die Vorwärts- oder Rückwärtsscheibe zur Wirkung.

Die Zuführung der Steuerluft nach den Steuerkolben g erfolgt mittelst eines Handrades, auf dessen Welle Nocken zum Öffnen kleiner Ventile angebracht sind, die die Steuerluft in die Leitungen a eintreten lassen.

In der Abb. 158 sind je zwei dieser Vorwärts- (l und m) und Rückwärtsventile (n und o) für die Zuführung der Steuerluft nach den Anfahrventilen q angedeutet.

In der Mittelstellung des vorerwähnten Handrades wird das Hilfsventil p geöffnet, so daß Druckluft nach den kombinierten Entlüftungs- und Sicherheitsventilen (Abb. 158) strömt und diese anhebt, so daß beim Wiedersetzen der Maschine alle Arbeitszylinder entlüftet sind.

Soll angefahren werden, so wird das gleiche Handrad aus der Mittellage bis zur äußersten Stellung nach rechts oder links gedreht, je nachdem die Ölmaschine auf Vorwärts- oder Rückwärtsgang gebracht werden soll. Damit treten alle Anfahrventile gleichzeitig in Tätigkeit, während die Brennstoffventile während dieser Zeit ganz außer Wirkung gesetzt sind.

Beim Zurückdrehen in die Betriebsstellung treten bei der Hälfte der Arbeitszylinder die Brennstoffventile wieder in Tätigkeit, aber erst in der Betriebsstellung selbst wird allen Arbeitszylindern Treiböl zugeführt.

d) Bauart: Gebr. Sulzer, Winterthur.

Die Sulzersche Umsteuerung arbeitet nur mit einem auf der Nockenwelle (Abb. 161—162) sitzenden Nockensatz, während die Zwischenhebel und Zwischengestänge zur Betätigung der Ventile schwingbar gelagert sind. Das jeweilige Einstellen der Nockenwelle für Vorwärts- und Rückwärtsgang erfolgt durch einen auf der Umsteuerwelle a sitzenden Handhebel, der vom Maschinistenstand aus zu bedienen ist. Ein gleichfalls von hier einzustellendes Steuerrad ermöglicht, die verschiedenen Verteilvorrichtungen für Brennstoff- und Anlaßluft nacheinander in oder außer Tätigkeit zu setzen, je nachdem es für den Stillstand, das Anlassen oder den Betrieb des Motors erforderlich ist.

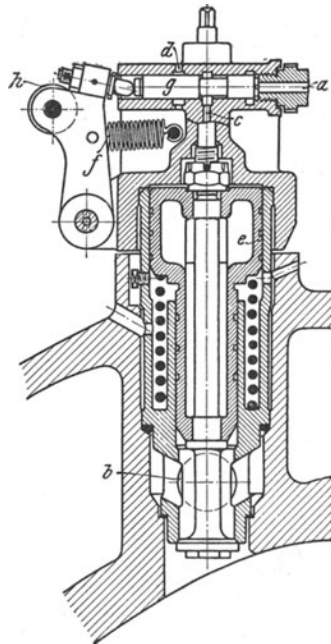


Abb. 160. Anfahrventil.

Eine Verriegelung sorgt dafür, daß der Umsteuerhebel nur bewegt werden kann, wenn das Steuerrad auf „Halt“ steht.

Der Antrieb der Nockenwelle, durch die die Nadeln der Brennstoffventile und die Spülventile gesteuert werden, erfolgt durch die aus der Abb. 161 ersichtliche Vertikalwelle. Diese Welle ist zweiteilig; durch Auf- und Niederschieben der Hülse *M*, die mit entsprechenden schrägen Schlitten versehen ist, können die beiden Wellenteile gegeneinander

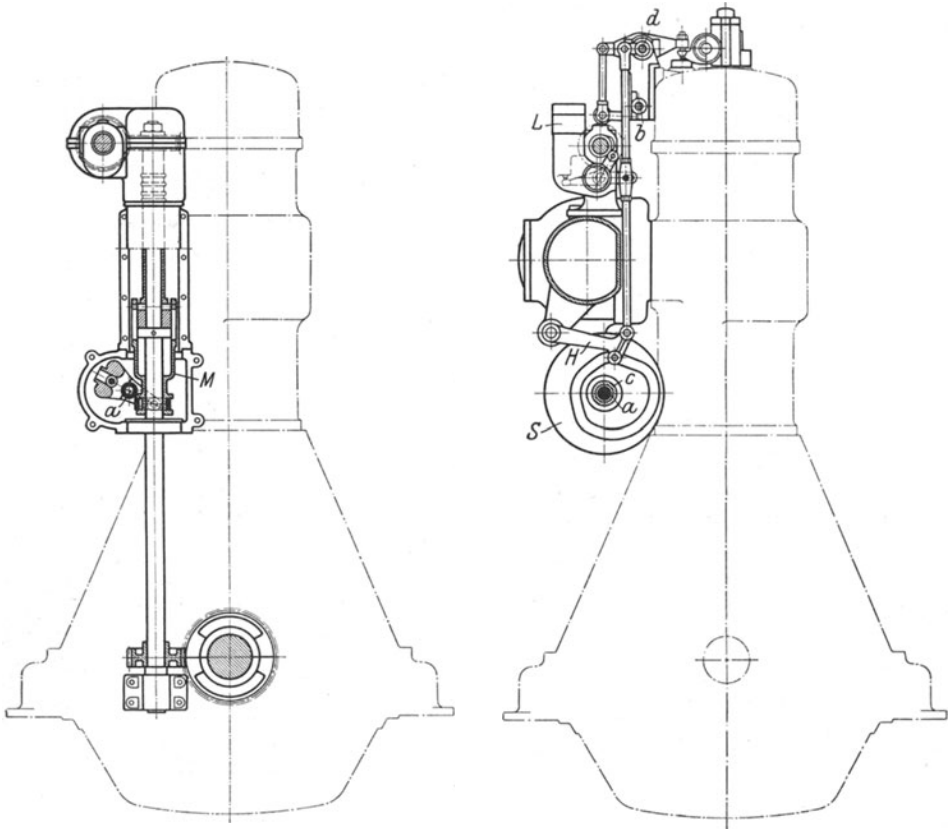


Abb. 161—162. Umsteuerung; Bauart: Sulzer.

verdrehen werden, um die auf der Steuerwelle sitzenden Nocken in die Vorwärts- bzw. Rückwärtsstellung zu bringen. Das Verschieben der Hülse *M* erfolgt mittelst eines auf der horizontalen Welle *a* sitzenden Handhebels; der größte zu erreichende Verdrehungswinkel der Nockenwelle ist auf 48° bemessen, der für die Umsteuerung der Spülluftventile benötigt wird. Für die Steuerung der Brennstoffventile ist dieser Winkel zu groß. Diese verlangen bei einem Öffnungswinkel von $39\frac{1}{2}^\circ$ und einem Voreilwinkel von $7\frac{1}{2}^\circ$ eine Verdrehung der Umsteuerung von nur 25° , die durch Anwendung eines besonderen

Hilfsmittels, der schwingbaren Lagerung der Brennstoffventilhebel, erreicht wird.

Ein auf der Welle *a* sitzender Exzenter ist zu diesem Zwecke durch eine Zugstange mit einem Hebel auf der Welle *b* verbunden, und durch einen weiteren Hebel und eine zweite Verbindungsstange wird bei einer Drehung der Welle *a* die Rolle, die den Brennstoffeinlaß bewegt, um so viel verschoben, daß der sonst zu große Verdrehungswinkel von 48° dadurch ausgeglichen wird.

Die Anlaßventile eröffnen bei einer Voreröffnung von 12° über einen Zenriwinkel von 98° , entsprechend einem Kolbenweg von 62 v. H. Damit ist die Möglichkeit gegeben, die Maschine in jeder Kolbenstellung anspringen zu lassen. Für Vor- und Rückwärtsgang sind besondere Nocken vorgesehen. Diese acht Nockenscheiben für die vier Arbeitszylinder sind in einem Stück vereinigt und wirken auf die vier Ventile eines Luftdruckverteilers, der zwischen den beiden mittleren Zylindern angeordnet ist.

Soll die Maschine angelassen werden, so werden zunächst sämtliche vier Zylinder auf Brennstoff geschaltet, dann geht man auf zwei Zylinder Brennstoff und zwei Zylinder Druckluft über, um schließlich alle vier Zylinder auf Brennstoff zu schalten.

Die Ausführung dieses Schaltungsvorganges erfolgt durch eine aus der Abb. 162 ersichtliche Scheibe *S*, die auf einer die Welle *a* umgebenden Hohlwelle angeordnet ist. Diese Scheibe trägt auf beiden Seiten verschiedene Nuten, die zum Umschalten der Anlaß- und Brennstoffhebel des einen und anderen Zylinderpaares dienen.

e) Bauart: Benz & Co., Mannheim (Patent Hesselmann).

Die Eigenart der Hesselmannschen Umsteuerung beruht darin, daß der Umsteuervorgang nicht in den Arbeits-, sondern in den Luftpumpenzylindern vorgenommen wird.

Zu diesem Zweck ist die Ölmaschine mit zwei doppeltwirkenden Spülpumpen ausgerüstet, die von der verlängerten Kurbelwelle aus durch zwei um 90° versetzte Kurbeln angetrieben werden. Läuft die Maschine, so erzeugen die Pumpen die für den normalen Betrieb gebrauchte Spülluft; soll dagegen mit Druckluft angelassen oder umgesteuert werden, wozu keine Spülluft erforderlich ist, so werden die beiden Spülpumpen durch die Druckluft aus den Vorratsbehältern gespeist, die damit als Druckluftmaschinen arbeiten und den eigentlichen Ölmotor im gewünschten Sinne antreiben.

Abb. 163 zeigt in schematischer Darstellung eine derartige Anordnung samt den für den Umsteuerungsvorgang in Frage kommenden Rohrleitungen, den vier Arbeitszylindern und den beiden Luftpumpenzylindern. Während des normalen Arbeitens der Maschine saugen die Luftpumpenzylinder atmosphärische Luft durch das Luftsaugerohr und den Umstellschieber, komprimieren diese auf den geringen Überdruck von 0,2—0,3 at und geben sie durch die Spülluftleitung an die Arbeitszylinder ab. Nach Ausspülung der Zylinder tritt die

Spülluft zusammen mit den Verbrennungsprodukten in das Auspuff-sammelrohr.

Soll die Maschine mit Druckluft angelassen oder umgesteuert werden, so wird der Umstellschieber von der atmosphärischen Luft abgesperrt und mit dem Anfahrluftbehälter in Verbindung gebracht, so daß nunmehr die erste, doppeltwirkende Kompressionsstufe der beiden Luftpumpenzylinder mit Druckluft als Luftmaschine betrieben wird.

Es findet also nur ein Umsteuern der Luftpumpenzylinder statt, während die Arbeitszylinder während jeder Umsteuer- oder Anlaßperiode vollkommen ausgeschaltet sind. Nach Aufnahme des gewünschten Drehsinns der Ölmaschine springen die Arbeitszylinder nach Einschalten der Brennstoffpumpen ohne weiteres wieder an. Der Umstellschieber wird wieder in seine erste Stellung zurückgedreht und damit

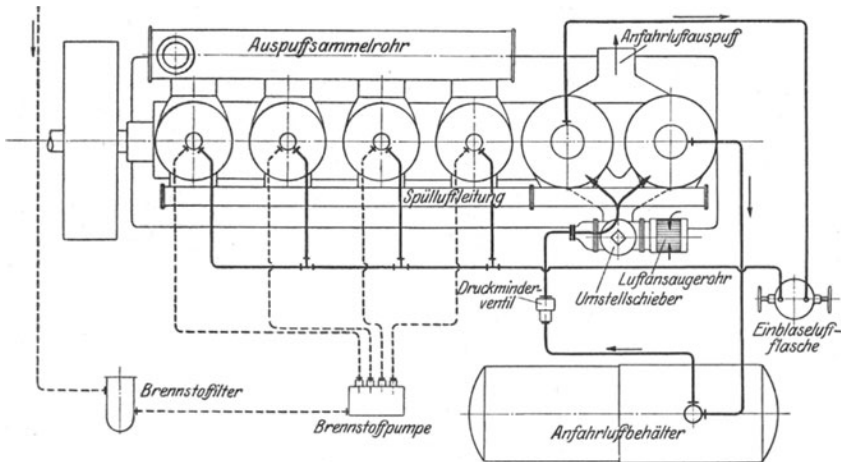


Abb. 163. Umsteuerungsanordnung; Bauart: Hesselmann.

von dem Anfahrbehälter getrennt, wieder umgestellt, vom Druckluftbehälter also getrennt, worauf die Spülpumpenzylinder wieder als normale Luftpumpenzylinder arbeiten.

Die Umsteuerung hat sich im praktischen Bordbetriebe als recht sparsam erwiesen; ohne übermäßig große Abmessungen der Luftgefäße und Nachfüllen der Druckluftbehälter konnte bei kleineren Maschinen ein 15—20maliges Umsteuern des Motors vorgenommen werden.

f) Bauart: Blohm & Voß, Hamburg.

Die auf dem Motorschiff „Secundus“ eingebaute Anfahrsteuerung benutzt nach Art der Dampfmaschinenumsteuerungen zum Umsteuern die allmähliche Veränderung der Bahn eines Exzentergetriebes, ist also eine rein mechanische Anfahrereinrichtung.

Die Abb. 164—165 geben eine Darstellung des Anfahrsteuergetriebes. Auf der von der Hauptkurbelwelle durch Schraubenräder angetriebenen Steuerwelle *A* sitzen Vorwärts- und Rückwärtsnocken *H*

und *K* zur Betätigung des Anfahrventils *M*. Oberhalb der Steuerwelle *A* liegt die Regelwelle *B*, die sich während des normalen Betriebes nicht bewegt, vielmehr nur beim Anlassen und Umsteuern der Maschine um rund 150° aus der Mittellage nach rechts oder links gedreht wird.

Auf dieser Regelwelle sitzt lose drehbar für jedes Anfahrventil eine Trommel *C*, die für Vorwärts- und Rückwärtsgang je einen Hebel *D* und *E* trägt. Fest auf der Regelwelle aufgekeilt sitzen außerdem zwei Nocken *F* und *G*, die bei einer Drehung der Regelwelle *B* die in der Trommel *C* gelagerten Hebel *D* und *E* von den Vorwärts- bzw. Rückwärtsnocken *H* und *K* der Steuerwelle *A* abheben oder auf diesen zur Anlage bringen. Eine an der Trommel *C* angreifende Zugstange *L* überträgt die dem Vorwärts- oder Rückwärtsgang entsprechenden

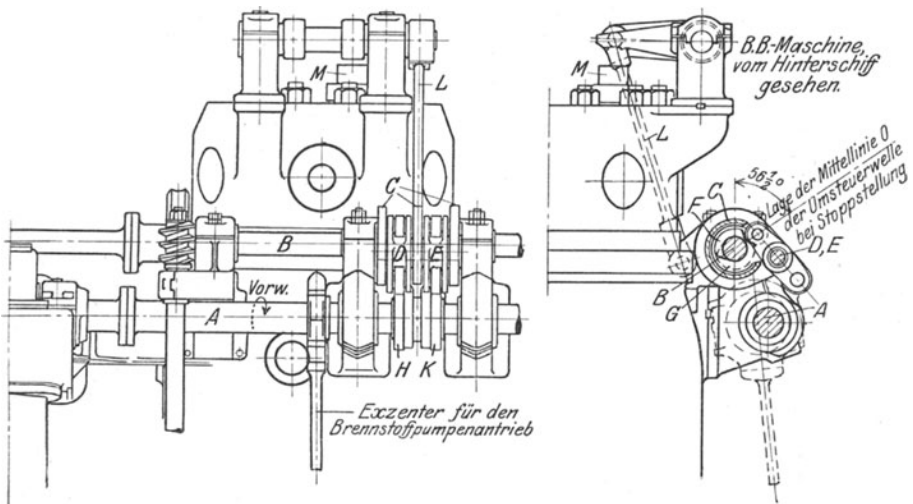


Abb. 164—165.

Bewegungen auf das Anlaßventil *M*. Die Nocken *F* und *G* der Regelwelle *B* sind so gegeneinander versetzt, daß bei einem Drehen der Regelwelle aus der Mittellage nach rechts oder links die Anfahrventile auf Vorwärts- oder Rückwärtsgang eingeschaltet werden. Die Nocken *F* und *G* sind außerdem an den einzelnen Zylindern derart versetzt, daß die Anfahrventile der einzelnen Zylinder nacheinander ausgeschaltet werden können.

Die Betätigung der Regelwelle *B* erfolgt vom Maschinistenstand aus mittelst eines Handrades und einer aus der Abb. 164 ersichtlichen vertikalen Vorlagewelle mit Schnecke und Schneckenrad.

Sobald die Regelwelle für Vorwärts- oder Rückwärtsgang eingestellt ist, wird selbsttätig die Anfahrleitung nach den Arbeitszylindern geöffnet, und der Motor springt in der gewünschten Drehrichtung an.

Ist die normale Umdrehungszahl erreicht, so werden, nachdem durch ein besonderes Handrad am Maschinistenstand die erforderliche Brennstoffmenge für die Treibölpumpen eingestellt ist, durch Zurückdrehen

der Regelwelle *B* in die Mittellage zunächst der Zylinder 4, dann 3 und schließlich auch die Zylinder 2 und 1 des Motors von der Anfahrleitung abgeschaltet. Gleichzeitig tritt damit Brennstoff in die Brennstoffventile, und die Zylinder arbeiten mit Zündung weiter.

Durch eine besondere Vorrichtung ist dafür gesorgt, daß der Zutritt des Brennstoffs zu den Zylindern erst freigegeben wird, wenn das Anfahrventil des betreffenden Zylinders abgeschaltet ist.

Zum Antrieb der Brennstoff- und Spülventile ist eine zweite, auf der anderen Seite der Zylinder liegende Steuerwelle vorgesehen. Die Brennstoffventile werden durch Nocken, die Spülventile durch Exzenter und Wälzhebel betätigt. Die Umsteuerung für die letztgenannten Ventile wird durch eine Umschalt-Klauenkupplung, die zwischen den Klauen ein Spiel von 30° hat, und die in der vertikalen Antriebswelle der Steuerwelle liegt, herbeigeführt.

IX. Leistungserhöhung von Viertakt-Ölmaschinen.

Trotz der Vorteile des Viertakt-Arbeitsverfahren, gegenüber dem Zweitakt in wärmetechnischer Hinsicht, mußten sich von Jahr zu Jahr mehr im Wettbewerb der beiden Systeme miteinander das geringere Gewicht, die kürzere Baulänge und damit im Zusammenhang die geringeren Baukosten des Zweitaktmotors gegenüber der Viertaktmaschine geltend machen.

In dem Entwicklungskampf, ob endgültig dem Zweitakt- oder Viertaktmotor der Vorrang gebühre, spielte die scheinbare Möglichkeit, größere Leistungen pro Arbeitszylinder leichter nach dem Zweitakt- als Viertaktverfahren beherrschen zu können, eine nicht unwesentliche Rolle.

Auf dem Wege, große Zylinderleistungen bei verminderten Abmessungen und geringerem Maschinengewicht zu erreichen, bedeutet das in den letzten Jahren von der AEG gemeinsam mit der Deutsche Werft durchgebildete Verfahren, für Viertaktmaschinen eine Leistungssteigerung der Maschine zu erzielen durch Einführung von atmosphärischer Luft unter Überdruck mittelst eines besonderen Gebläses, einen wichtigen Fortschritt.

Dem Grunde nach stellt dieses Verfahren den gleichen Vorgang dar, wie er im Zweitaktmaschinenbau durch das Ausspülen der Verbrennungsprodukte aus dem Arbeitszylinder angewandt wird. Während hier jedoch der Spülluft neben dem Verdrängen der Verbrennungsgase die Aufgabe zugewiesen ist, gleichzeitig auch noch die für den folgenden Arbeitshub erforderliche Verbrennungsluft zu liefern, wird bei dem Viertakt-Verfahren mit Leistungserhöhung die Verbrennungsluft mit Überdruck dem Arbeitszylinder während der Ansaugperiode zugeführt.

Maßgebend war dabei, nicht den größten Verbrennungsdruck zu erhöhen, der eine Verstärkung der Abmessungen der Bauteile der Maschine verlangt haben würde, sondern den mittleren Druck im Arbeitszylinder so weit zu erhöhen, daß die gesamte durch die Verbrennung

pro Arbeitshub freiwerdende Wärmemenge, soweit sie von den Zylinderwandungen aufgenommen wird, mit Sicherheit an das Kühlwasser abgeführt werden kann.

Die Mittel, den mittleren Kolbendruck im Arbeitszylinder zu steigern, bestehen

1. in der Verbrennung einer größeren Brennstoffmenge in dem normalen Luftvolumen des Arbeitszylinders, wobei die stets im Überschuß vorhandene Luft in größerem Umfange zur Verbrennung herangezogen werden muß,

2. in einer Erhöhung des Luftgewichtes im Arbeitszylinder durch Einführung von Zusatzluft mittelst eines Gebläses während des Einsauge-, Verdichtungs- oder Arbeitshubes und

3. in der gleichzeitigen Verwendung beider Verfahren.

Die Durchführung der Leistungserhöhung nach dem unter 1. gekennzeichneten Verfahren ist am leichtesten durchzuführen, da der Luftüberschuß in dem Arbeitszylinder einer Dieselmachine normaler Bauart etwa das 1,8—2fache des theoretisch notwendigen Luft-Volumens beträgt, so daß durch eine bloße Vermehrung der Brennstoffzufuhr ohne jede bauliche Veränderung der Maschine im allgemeinen eine Leistungssteigerung von 10—15 v.H. erzielt werden kann. Notwendig wird nur, den Einblaseluftdruck entsprechend zu steigern, damit während der normalen Eröffnungsdauer des Brennstoffventils eine größere Brennstoffmenge und damit gleichzeitig auch eine zusätzliche Verbrennungsluftmenge eingeblasen wird.

Der andere Weg, die Zylinderleistung zu steigern, besteht darin, dem Arbeitszylinder eine größere Einblase-Energie zuzuführen, die in erster Linie zur guten Durchwirbelung des eingeblasenen Brennstoffes innerhalb des Verdichtungs-Raumes dienen soll. Diese durch ein Gebläse erzeugte Zusatzluft kann dem Arbeitszylinder etwa durch ein besonderes, im Zylinderdeckel angeordnetes, gesteuertes Ventil, das etwa für die Dauer des Brennstoffventils eröffnet, oder auch unmittelbar durch das Einblaseventil während der normalen Eröffnungsdauer zugeführt werden.

Das von der AEG-DW durchgebildete Verfahren geht davon aus, dem Arbeitszylinder durch ein rotierendes Gebläse Frischluft mit geringem Überdruck in hinreichender Menge zuzuführen, da bei einem Sinken des in der Dieselmachine üblichen Luftüberschusses von dem etwa 1,6—1,8fachen des theoretisch notwendigen Überschusses eine unzulässige Steigerung der Auspufftemperaturen eintreten würde.

Die Abb. 166 zeigt einen Vergleich der in einer Zweitakt- und Viertaktmaschine etwa gleicher Leistungen auftretenden Temperaturen und Verbrennungsdrucke im Verlauf der aufeinander folgenden Arbeitsspiele und läßt erkennen, daß auch mit Leistungserhöhung die Viertaktmaschine bezüglich der Wärmebelastung und der demzufolge von den Wandungen der Arbeitszylinder und Deckel abzuführenden Wärmungen sehr viel günstiger abschneidet als die Zweitaktmaschine.

Aus dem Diagramm¹⁾ Abb. 166 ergibt sich, das eine Viertaktmaschine von 630 mm Zylinderdurchmesser und 125 Umdrehungen in der Minute mit einem mittleren indizierten Druck von 8,0 at betrieben werden kann, ohne daß die Wärmebeanspruchung der den Verbrennungsraum umgebenden Zylinderwandungen, die im vorliegenden Falle ein Temperaturgefälle von 78 °C aufweist, unzulässig gesteigert wird.

Dem gegenüber würde eine Zweitaktmaschine gleicher Zylinderabmessungen und gleicher Drehzahl nur mit einem mittleren Druck von etwa 4,5 at betrieben werden dürfen, um keine höhere Wärmebelastungen aufzuweisen als die Viertaktmaschine.

Da Viertaktmaschinen auch großer Leistungen von 300—400 PSI für einen Zylinder bis heute im allgemeinen mit nicht mehr als 6,2 bis 6,5 at mittleren indizierten Druck gearbeitet haben, besteht keiner-

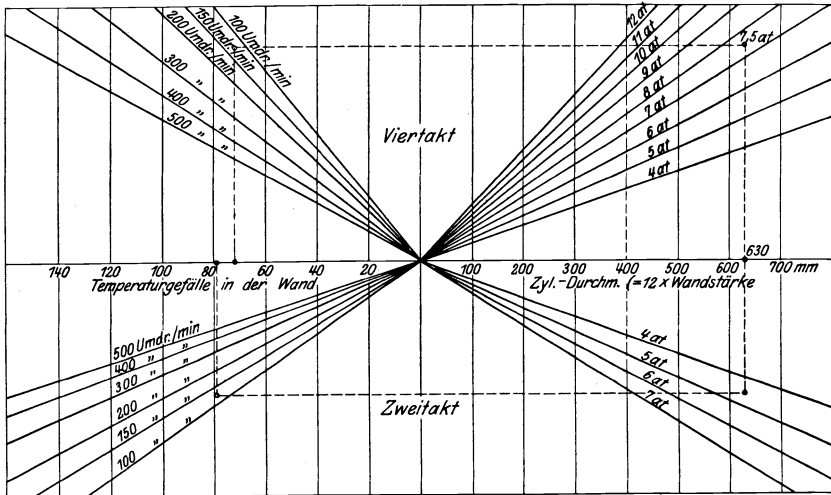


Abb. 166. Temperaturdiagramm für Zweitakt- und Viertakt-Ölmaschine.

lei Bedenken, die mittleren Drücke auf 7,5—8,0 at zu erhöhen und damit, bei Einhaltung des gleichen Luftüberschusses wie bisher, nicht nur keine höheren Verbrennungsdrucke und Auspufftemperaturen zu erhalten, sondern auch die Wärmebeanspruchungen der Wandungen nicht zu erhöhen und trotzdem eine Leistungssteigerung bis etwa 30 v. H. der bisherigen Zylinderleistung bei gleich günstigem Brennstoffverbrauch durchzuführen.

Die Abhängigkeit der unter Leistungserhöhung arbeitenden Maschinen in bezug auf Brennstoffverbrauch und erforderlichen Luftüberschuß sowie die hierbei zu erzielenden mittleren Drücke geht aus den Zahlenangaben der Zahlentafel *a* (S. 205) hervor.

Die in dieser Zahlentafel zusammengestellten Werte beziehen sich auf eine 6zylindrige Viertakt-Ölmaschine normaler Bauart von 630 mm

¹⁾ Vgl. Riehm, Z. V. d. I. 4. Aug. 1923, Nr. 31, S. 763 u. ff.

Zylinderdurchmesser, 960 mm Hub und 125 Umdrehungen in der Minute mit einer mittleren Zylinderleistung von 275 PSi.

Ohne im konstruktiven Aufbau der Maschine Änderungen vorzunehmen, wurden 3 Arbeitszylinder an die Gebläseleitung angeschlossen, wodurch eine mittlere Leistungserhöhung für den Arbeitszylinder auf 360 PSi, d. h. 30 v. H. erzielt werden konnte, bei einer gleichzeitigen Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades von 70 v. H. auf 75,8 v. H.

Anhaltspunkte, wieweit bei der Steigerung der Leistung durch Einführung von Einblaseluft bei Viertakt-Ölmaschinen gegangen werden konnte, boten die im Betrieb befindlichen Zweitakt-Maschinen, bei denen nach Angabe ihrer Erbauer-Firmen mittlere indizierte Drücke von 7—7,5 at im Dauerbetrieb ohne Nachteile für die Beschaffenheit der Zylinder-, Deckel- und Kolbenwandungen erzielt werden sollen.

Zahlentafel a.

Lfd. Nr.	Bezeichnung	Zylinder					
		I	II	III	IV	V	VI
1	Drehzahl n/min.	125	125	125	125	125	125
2	Luftdruck im Aufnehmer in mm WS	400	400	400	—	—	—
3	Einblasedruck in kg/cm ²	64	64	64	64	64	64
4	Kompressions-Enddruck in kg/cm ²	30	29	29,5	29,5	30	29,8
5	Zünddruck in kg/cm	36,5	36,5	36,5	36,2	36,5	36,5
6	p_{m_i} in kg/cm ²	8,7	8,3	8,7	6,62	6,57	6,56
7	PSi	362	346	362	275	273	272
8	PSe	273	264	273	196	196	196
9	η in %		75,8			70,7	
10	Auspufftemp. in °C	458	450	456	352	348	337
11	Auspuff	rein	rein	rein	rein	rein	rein

Theoretisch konnte somit angenommen werden, daß, solange keine stärkere Wärmebelastung durch die Anordnung zusätzlicher Gebläseinrichtungen bei Viertakt-Maschinen vorgenommen werden würde, als der Wärmebelastung von Zweitakt-Maschinen entsprach, auch bei den Viertakt-Maschinen keinerlei Betriebsschwierigkeiten auftreten würden.

Leitend mußte bei der Durchführung derartiger Versuche weiterhin sein, daß die sich einstellenden Auspufftemperaturen unter allen Umständen in Grenzen bleiben, die mit Sicherheit ein Dichthalten der Auspuffventilsitze erwarten lassen.

Das wesentlichste Mittel zur Erreichung der Leistungssteigerung sollte bei der Durchbildung einer derartigen Einrichtung sein, die Luft möglichst ungehindert in den erforderlichen Mengen und möglichst reibungsfrei unter geringem Überdruck, um die Gebläseleistung so gering wie möglich zu bemessen, dem Arbeitszylinder zuzuführen. Erreicht wurde diese Forderung durch wesentliche Erweiterung der Luftquerschnitte in den Ansaugerohren und Einlaßventilen, Fortfall der bis-

herigen Schlitzrohre mit ihren großen Drosselwiderständen, sowie Aufstellung besonderer Gebläse, die die Luft je nach Wahl der Maschinenleitung und den jeweils vorliegenden Verhältnissen mit geringstem Widerstand von außenbords oder dem Maschinenraum entnehmen. Gleichzeitig wurde, ohne an den Hauptabmessungen der Maschinen etwas zu ändern, eine entsprechende Vergrößerung des Totraumes der Maschine vorgenommen, um trotz des größeren Ansaugdruckes der Maschine die Endkompression nicht höher steigen zu lassen, als bei dem üblichen Diesel-Verfahren.

An der Maschine waren zunächst nur 3 Zylinder für Gebläsebetrieb eingerichtet, um den Leistungsunterschied mit und ohne Gebläsebetrieb

Zahlentafel b.

Lfd. Nr.	Bezeichnung	Zylinder					
		I	II	III	IV	V	VI
1	Drehzahl n/min.	132	132	132	132	132	132
2	Luftdruck im Aufnehmer in mmWS	670	670	670	670	670	670
3	Einblasedruck in kg/cm ²	60	60	60	60	60	60
4	Auspufftemperat. in °C	420	450	440	455	455	488
5	Auspuff	rein	rein	rein	rein	rein	rein
6	pm_i in kg/cm ²	7,56	7,65	7,60	7,68	7,70	7,88
7	PSi	332	336	334	337	338	346
8	PSi gesamt				2023		
9	PSe				1540		
10	η masch. in %				76,1		
11	Brennstoffverbrauch in g/PSe/st				194,5		
12	Brennstoffverbrauch in g/PSi/st				147,8		

ohne weiteres feststellen zu können. Die Versuche ergaben schon bei verhältnismäßig geringem Gebläsedruck eine Leistungssteigerung von über 31 v. H.

Als weiteres Versuchsergebnis zeigte sich, daß auch der mechanische Wirkungsgrad von 70,7 auf 75,8 v. H. gesteigert wurde.

Nach den oben erwähnten grundsätzlichen Feststellungen der Möglichkeit einer erheblichen Leistungssteigerung der Viertakt-Maschinen durch Einführung von Gebläseluft wurde im Frühjahr 1922 an die Durchführung eines sorgfältig vorbereiteten Dauerversuches herangegangen, dem sich weitere Versuche Anfang 1923 für 2 von der Deutsche Werft, Hamburg, zu erbauende Motorschiffe von je 11000 t Tragfähigkeit mit Motoranlage von je 4000 PSi anschlossen. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den nachfolgenden Zahlentafeln b, c und d zusammengestellt.

Die Zahlentafel b zeigt, daß trotz der Erhöhung des mittleren indizierten Drucks auf etwa 7,65 at die Auspufftemperaturen im Mittel bei 450° C liegen, eine Temperatur in der ein dauerndes Dichthalten der Auspuffventile ohne Schwierigkeit zu erreichen ist.

Das Ergebnis der Untersuchung kann dahin zusammengefaßt werden, daß die Anwendung von Gebläseluft an Stelle des Ansaugens aus der freien Atmosphäre bei richtiger Bemessung des für die Durch-

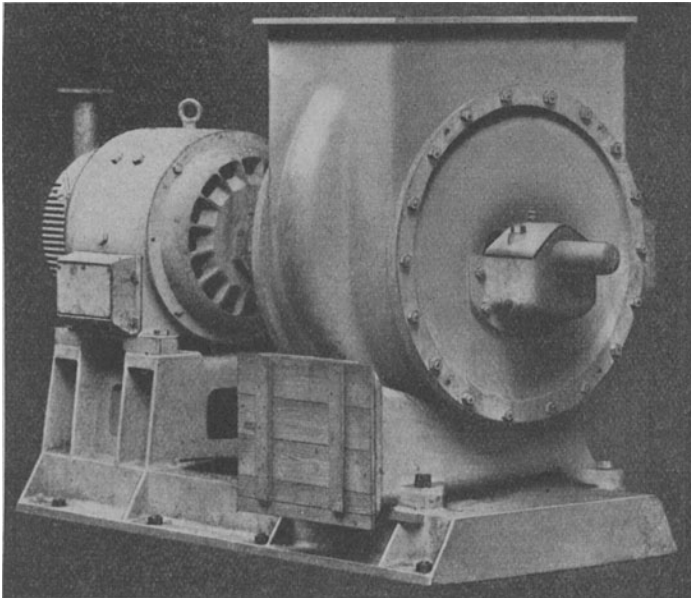


Abb. 167. Frischluftgebläse (Gebläseseite) der AEG, Berlin.

führung des Diesilverfahrens erforderlichen Luftüberschusses innerhalb der zulässigen Druck- und Temperaturgrenzen und zulässigen Wärmebeanspruchungen Vorteile verspricht.

Zahlentafel c. Wärmebilanz.

Indizierte Leistung	2067 PSi	
Effektive Leistung	1540 PSe	
$\eta_{\text{mech.}} = \frac{N_e}{N_i}$	74,5 %	
Brennstoffverbrauch bez. auf 10000 WE	193 g/PSs/st	
Wärmeverbrauch	1930 WE/PSe/st	
$\eta_{\text{therm.}} = \frac{632}{1930}$	32,9%	
	WE	%
1. Für Nutzarbeit (1 PSe = 632 WE)	632	32,9
2. (1 PSi = 848 WE)		
Für Reibungs- u. Luftpumpenarbeit = 848—632	216	11,0
3. Für Kühlwasser-Erwärmung	787	40,8
4. Für Auspuff-, Leitungs- u. Strahlungsverluste	295	15,3
Gesamt-Wärmeverbrauch	1930	100%

Erste praktische Anwendung hat das Verfahren auf den von der Deutsche Werft, Hamburg, gebauten großen Motorschiffen von 8000 bzw. 8800 t Tragfähigkeit „Tiradentes“, „Tampa“ und „Tortugas“

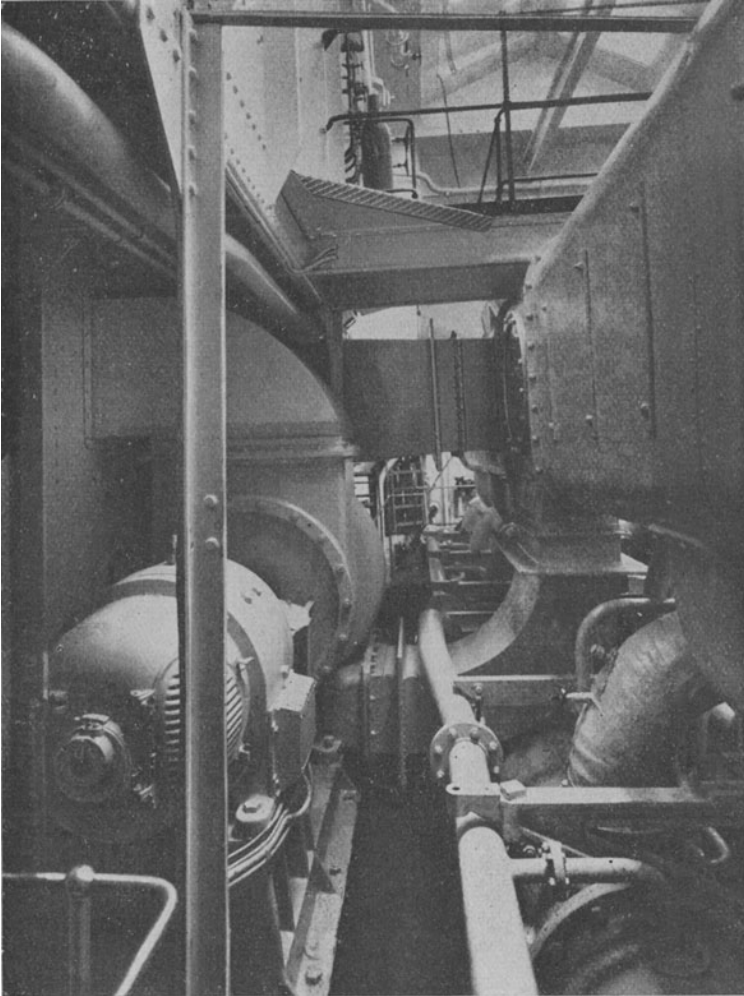


Abb. 168. Frischluftgebläse (Antriebsseite).

gefunden, die seit dem Sommer 1923 auf langer Fahrt in Dienst gestellt sind und sich bisher nach jeder Richtung bewährt haben.

Durch die Anwendung der Leistungserhöhung mittelst Gebläseluft konnte auf „Tiradentes“ nachträglich die Maschinenleistung von 3100 PSi auf 3700 PSi gesteigert und damit die Schiffsgeschwindigkeit um etwa $\frac{3}{4}$ Sm/Std. erhöht werden.

Auf den Schiffen „Tampa“ und „Tortugas“ wurde die Anordnung der Konstruktion der Hauptantriebsmaschine von vornherein zugrunde gelegt und damit eine wesentliche Verringerung des Maschinengewichts und des Raumbedarfs erzielt.

Die Abb. 168 zeigt den Einbau eines derartigen Gebläses an Bord des Motorschiffes „Tortugas“.

Zahlentafel d. Kühlwasserverbrauch.

Lfd. Nr.	Gekühlte Teile	Kühlwassertemperatur in ° C		Kühlwassermenge		Abgeführte Wärmemenge
		Eintritt	Austritt	l/st	l/PS _e /st	WE/PS _e /st
1	Zylinder	21,3	43,6	31 420	20,4	454
2	Kolben	21,3	49,2	7 080	4,6	129
3	Auspuff-Sammelrohr	43,6	53,6	31 420	20,4	204
4	Gesamt			38 500	25,0	787

X. Kompressorlose Ölmaschinen.

Je mehr das Zutrauen der Reederkreise sich der Ölmaschine für die Verwendung im Bordbetriebe zuwandte, um so mehr mußte man sich bemühen, auch für kleinere Leistungen, im besonderen der auf allen Motorschiffen zur Versorgung der Schiffshilfsmaschinen an Deck und im Maschinenraum aufzustellenden Dieseldynamos, Maschineneinheiten möglichst einfacher Bauart aufzustellen.

Das Streben ging daher schon seit längerem dahin, den bei kleinen Maschinen einen großen konstruktiven Aufwand darstellenden Einblaseluftkompressor ganz in Wegfall kommen zu lassen und die Zerstäubung des Treiböls unmittelbar durch Pumpendruck vorzunehmen.

Die Bestrebungen trafen sich mit den Bemühungen der Zweitakt-Maschinenbauer, die bei Anwendung des Schlitzspülverfahrens Steuerorgane nur noch zur Betätigung des Brennstoffventils und Anlaßventils gebrauchen, so daß nach Einführung des kompressorlosen Betriebs und Steuerung der Anlaßorgane auf hydraulischem oder pneumatischem Wege die Möglichkeit eines Baues von Zweitaktmaschinen ohne irgendwelche äußerlich bewegten Steuerteile gegeben ist.

Den grundlegenden Werkstattversuchen zur praktischen Durchbildung des Dieselverfahrens vor mehr als 3 Jahrzehnten war erst ein Erfolg beschieden gewesen, als man das Einblasen des Brennstoffs mittelst Druckluft vornahm. Die Luft war hierbei Träger der Brennstoffteilchen; die Veränderung des Luftdrucks bot die Möglichkeit, den in der Zeiteinheit durch das Brennstoffventil in den Arbeitszylinder einzublasenden Brennstoff der Menge nach ändern und damit die Leistung der Maschine zu regulieren.

Wenn trotzdem heute von allen Seiten der Versuch gemacht wird, die Luftspritzung wieder aufzugeben, so spielt dabei die Verringerung der Anlagekosten durch den Fortfall des teuren, und im mecha-

nischen Aufbau nicht ganz einfachen Luftkompressors die wesentlichste Rolle.

Das Einführen und Zerstäuben des Brennstoffs für die kompressorlose Verbrennungskraftmaschine kann entweder unter Zuhilfenahme hochverdichteter Verbrennungsgase in einer besonderen Verbrennungsvorkammer erfolgen oder lediglich durch hohen Pumpendruck unter Benutzung einer oder mehrerer in den Verbrennungsraum öffnender Brennstoffdüsen, den sogenannten Ölmaschinen mit Strahlzerstäubung.

Mit einer einzigen Ausnahme — Vickers in Barrow, der diese Art der Zerstäubung auch für die Hauptmaschinen seegehender Motorschiffe verwendet — findet die Strahlzerstäubung vorläufig nur für kleine und mittelgroße Zylinderleistungen bis etwa 100 PS Verwendung.

Von wesentlichem Einfluß auf die Entwicklung der kompressorlosen Dieselmachine war die Erkenntnis, daß der unter hohem Druck in den Verbrennungsraum einzuspritzende Brennstoff zu seiner Zerstäubung einen Raum von hinreichender Länge in der Strahlrichtung benötigt. Es war daher notwendig, die Kolbenböden halbkugelförmig auszubilden, um dem aus der Brennstoffdüse austretenden Brennstoffstrahl eine Reibungsfläche genügender Größe auf seinem Wege vom Düsenmund bis zum Kolbenboden zu schaffen.

Der eingespritzte Brennstoff löst sich in dem Halbkugelraum durch Reibung an der komprimierten Verbrennungsluft in einen fein verteilten Brennstoffnebel auf und zündet bereits bei erheblich niederen Drucken als bei dem gewöhnlichen Dieselverfahren.

Die Möglichkeit der Zündung bei niederem Verbrennungsdruck ist gegeben durch den Wegfall der kalten Einblaseluft, die bei dem Dieselverfahren mit Drucklufteinspritzung infolge ihrer Expansion in dem Verbrennungsraum der verdichteten Verbrennungsluft Wärme entzieht.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß bei den kompressorlosen Dieselmachines kleinerer Leistung mit einem Enddruck der Verdichtung von etwa 25 at gegenüber 32—34 at bei Maschinen nach dem Verfahren mit Einblaseluft gearbeitet werden kann.

Da bei der mechanischen Einspritzung der Kompressor in Wegfall kommt, muß der mechanische Wirkungsgrad des Motors verbessert werden. Da jedoch bei der Dieselmachine mit Einblasezerstäubung ein Teil der Zerstäubungsluft arbeitsleistend durch Expansion im Arbeitszylinder wirkt, überschreitet die Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrades meist nicht 3 bis 4 v. H.

Die Maschinen des Werkes Augsburg (Abb. 169) besitzen eine brauseartige, dauernd offene Einspritzdüse, die durch ein dickwandiges, nur wenige Millimeter Bohrung besitzendes Brennstoffrohr in unmittelbarer Verbindung mit der Brennstoffpumpe steht.

Die Brennstoffpumpen derartiger Maschinen werden durch Regler beeinflußt, die das Eröffnen eines Überströmventils regeln, das den Pumpenraum mit dem Saugeraum kurz schließt und damit die Brennstoffförderung augenblicklich unterbricht.

Eine Abbildung für die Anordnung des Arbeitskolbens und die Ausführung derartiger Brennstoffdüsen zeigt die Abb. 170. Für alle derartigen Maschinen gilt jedoch, daß die mit ihnen bisher vorgenommenen Versuche noch kein abschließendes Urteil gestatten, ob das kompressorlose Verfahren sich auch für Maschinen größerer und größter Leistungen, wie sie für den Antrieb von Schiffen gebraucht werden, be-

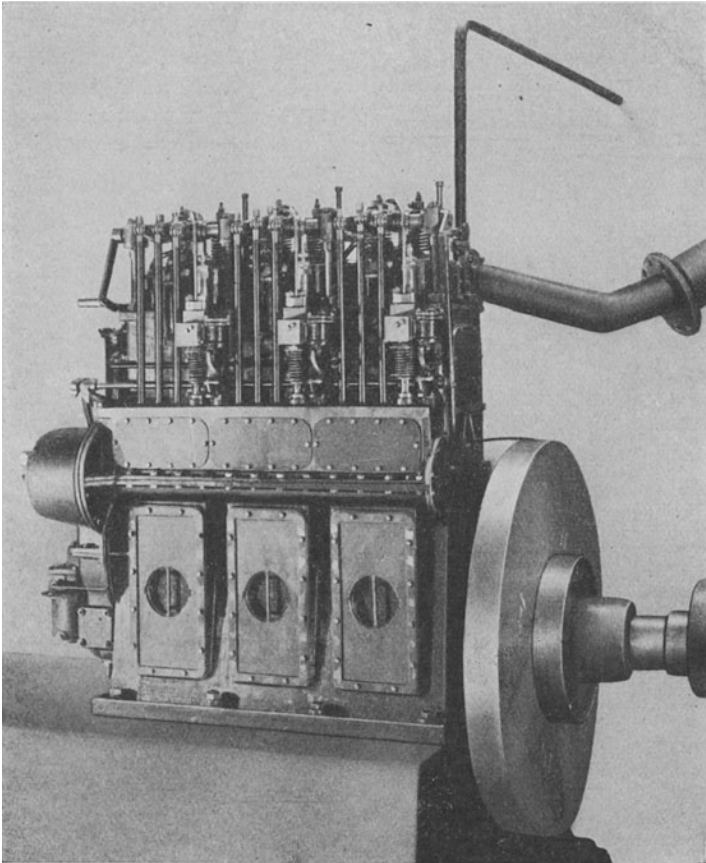


Abb. 169. 3-zylindriger, kompressorloser MAN-Ölmotor.

währen wird. Der Antrieb der Brennstoffpumpe wird bei den meisten dieser Maschinen von der Kurbelwelle mittelst Nocken vorgenommen, so daß keine besonderen Steuerwellen im allgemeinen erforderlich sind.

Einen im einfach wirkenden Viertakt arbeitenden kompressorlosen Motor der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg zeigt die Abb. 169.

Das Anlassen der Motore wird durch Druckluft von 18—20 at vorgenommen, die, falls sie nicht in dem Betriebe aus einer anderen

Druckluftquelle her zur Verfügung steht, während des Betriebes einem der Arbeitszylinder durch ein besonderes Luftentnahmeventil während der Kompressionsperiode entnommen wird.

Die Brennstoffpumpen werden sofort nach dem Anlassen des

Motors eingeschaltet, so daß die Maschinen schon nach den ersten Umdrehungen zünden können. Der Antrieb der Brennstoffpumpen, von denen für jeden Zylinder eine besondere vorgesehen ist, wird durch Nocken bewirkt. Die Regulierung der Pumpen erfolgt automatisch durch Einwirkung eines Präzisionsreglers. Der Brennstoffverbrauch ist etwa der gleiche wie der einer mit Einblaseluft arbeitenden Ölmaschine.

Im Gegensatz zu der Bauart der MAN verwendet der kompressorlose Hesselmann-Motor zur Brennstoffförderung auch für mehrzylindrige Maschinen nur einen einzigen Tauchkolben (Abb. 171) in Verbindung mit nur einem Sauge- und einem Hauptdruckventil. Das letztere steht in Verbindung mit einer Verteilkammer, in der eine der Zylinderanzahl entsprechende Zahl Verteilventile angebracht sind, die durch Nocken gesteuert werden und die mittelst Stoßstange die Verteilventile im geeigneten Augenblick eröffnen, so daß die im Verbrennungsraum des

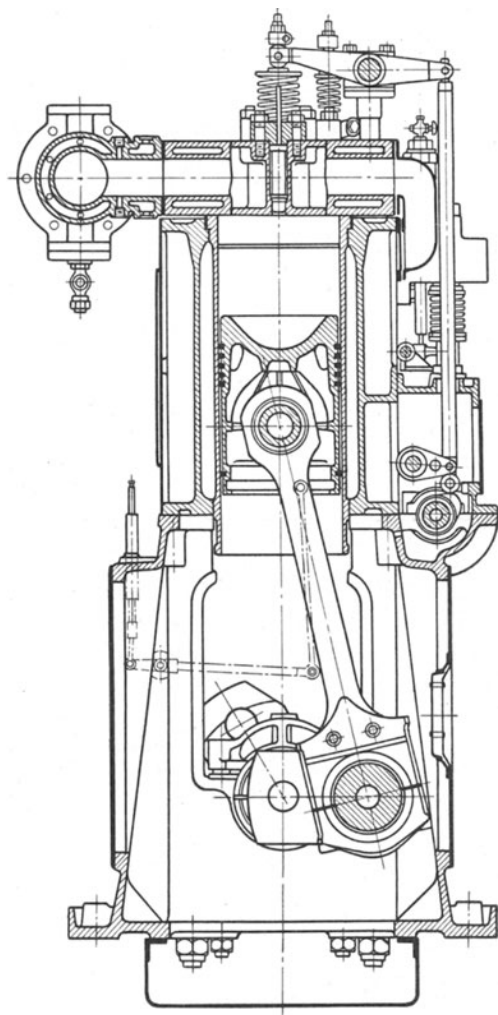


Abb. 170. Schnitt durch einen kompressorlosen MAN-Motor.

Arbeitszylinders angeordnete Brennstoffdüse in diesem Augenblick unter vollem Pumpendruck steht.

Die bei der Dieselmachine bisheriger Bauart übliche Nadelsteuerung des Brennstoffventils ist hier also auf die Steuerung kleiner Verteilventile in einen besonderen gemeinsamen Ventilblock zurückgeführt

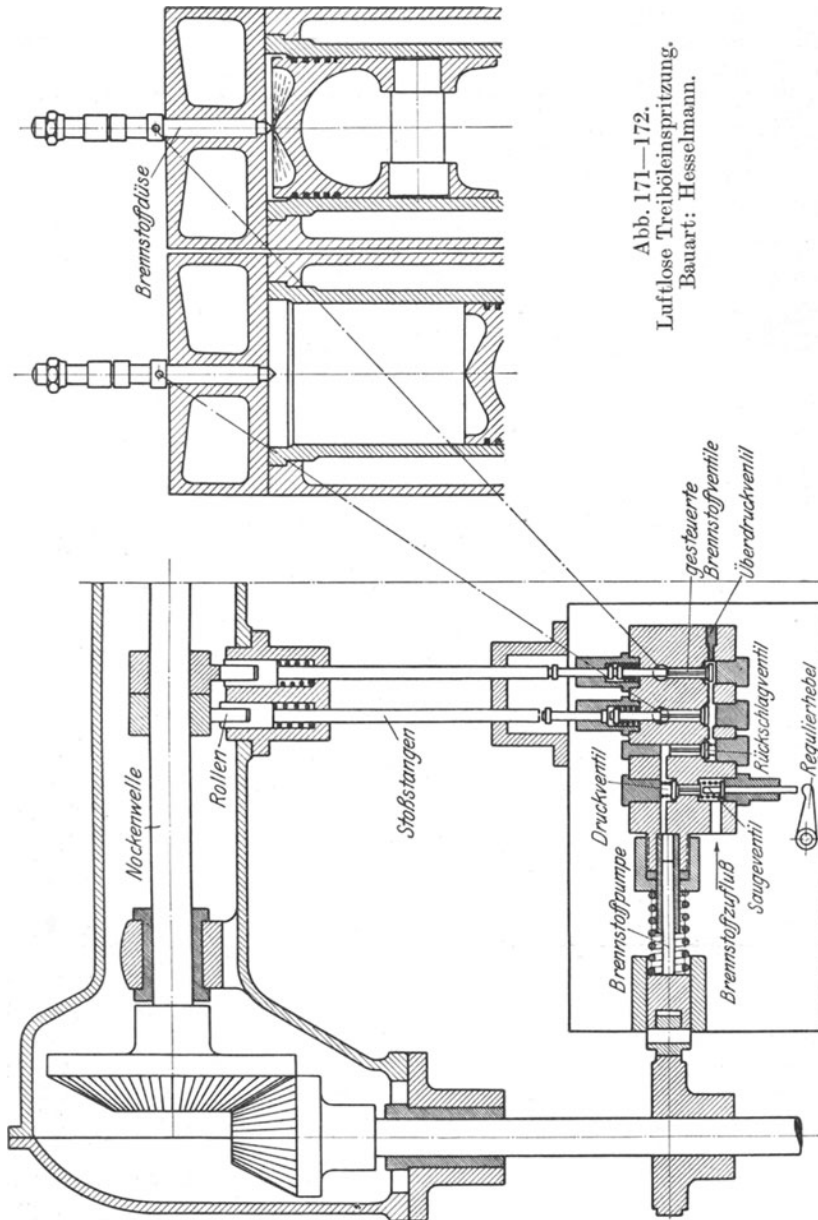


Abb. 171—172.
 Luftlose Treibölspritzung.
 Bauart: Hesselmann.

worden. Zeitpunkt der Eröffnung des Ventils und Schluß des Verteilventiles sind theoretisch außerordentlich schwer zu bestimmen, da diese Steuerpunkte wesentlich beeinflusst werden auch von der Konstruktion der Brennstoffdüse und den Eigenschaften des Brennstoffs

selbst. Die günstigste Nockenbildung sowie die Festlegung der Steuerpunkte wird heute im wesentlichsten auf dem Prüfstand bestimmt, ein Umstand, der dazu geführt hat, daß die Firmen, die bis heute kompressorlose Maschinen auf den Markt gebracht haben, sich bemühen, für verschiedene Leistungen möglichst den gleichen Zylinderdurchmesser zu verwenden und die Leistungssteigerung durch Addition der Zylinderzahl herbeizuführen.

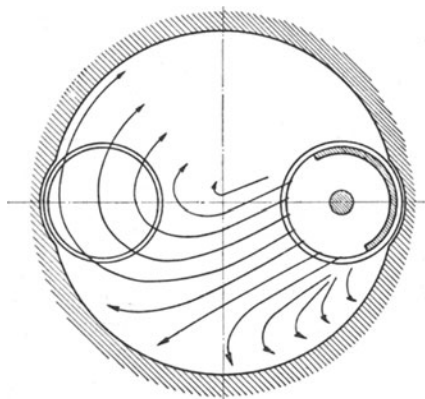


Abb. 173.

nete Ausbildung des Pleuellpleuel und einseitige Anordnung des Pleuellventils eine Drehgeschwindigkeit der Pleuellpleuel herbeigeführt wird (vgl. Abb. 173), wodurch nach den von Hesselmann angestellten Versuchen eine Minderung des Pleuellpleuelverbrauches bis zu 15 v. H. erzielt worden sein soll.

Auch die Motorenfabrik Deutz baut einen kompressorlosen Motor, dessen Kennzeichen die Verwendung eines sogenannten Verdrängerkolbens (Abb. 174) ist, eines Pleuellpleuel mit einem Aufsatz, der in den eigentlichen Pleuellpleuelraum hineinragt und die zu komprimierende Pleuellpleuel in starke Wirbelung versetzt. Der Pleuellpleuel selbst wird zentral, kurz vor dem Pleuellpleuel, in den Pleuellpleuelraum eingeführt.

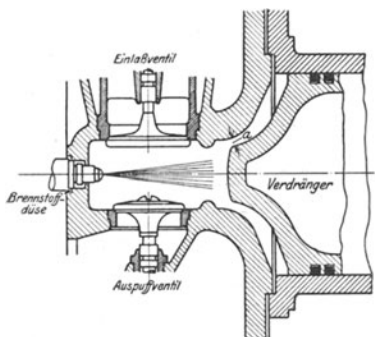


Abb. 174. Kompressorlose Ölmaschine, Bauart Deutz.

ein zu großer Pleuellpleuelquerschnitt zwar einen kräftigen, aber sich zu rasch beruhigenden Pleuellpleuel erzeugt, während bei zu geringem Pleuellpleuelquerschnitt die Pleuellpleuelwiderstände zu stark anwachsen.

Die Entwicklung der kompressorlosen Dieselmachine befindet sich im ganzen genommen noch im Anfangsstadium; ihre Geeignetheit für größere Schiffsmaschinen werden erst die kommenden Jahre erweisen.

XI. Ölmaschinen mit Übersetzungsgetriebe.

Die Erfolge, die die Zahnradübersetzungsgetriebe im Schiffsturbinebau in den letzten Jahren zu verzeichnen gehabt haben, mußten den Gedanken nahelegen, zur Verringerung der Anlagekosten auch im Ölmaschinenbau leichte, rasch laufende Motore durch Untersetzung der Tourenzahl auf die Schiffsschraube wirken zu lassen, zum anderen aber auch durch Zusammenfassen von zwei oder gar vier Motoren mittelst Getrieben, die auf eine gemeinsame Welle arbeiten, Maschinenleistungen zu erreichen, die mit den bis jetzt entwickelten, unmittelbar auf die Schraubenwelle arbeitenden Schiffsmotoren nicht erzielt werden konnten.

Die ersten Anlagen dieser Art, die in Deutschland auf den Schiffen „Havelland“ und „Münsterland“ der Hamburg-Amerika-Linie zum Einbau kamen, entstanden aus der Not, nach der Auslieferung der deutschen Handelsflotte auf Grund des Versailler Friedensvertrages, raschmöglichst zu einem teilweisen Wiederaufbau der Flotte zu kommen und die aus Kriegsbeständen zur Verfügung stehenden raschlaufenden U-Bootsmotore in langsam laufende Frachtschiffe einzubauen.

Um die Lebensdauer der nicht für einen angestregten Dauerbetrieb entworfenen Motore zu erhöhen und zu brauchbaren Umdrehungszahlen für Frachtschiffe von 10–12 Sm Geschwindigkeit zu kommen, wurde nicht nur die Betriebstourenzahl herabgesetzt, sondern auch durch Einbau eines Zwischengetriebes die geänderte Motorendrehzahl untersetzt.

Die auf den vorgenannten Schiffen zum Einbau gekommenen Motore waren ursprünglich für Unterseebootskreuzer bestimmt und stellten die hochwertigsten und leistungsfähigsten schnellaufenden Dieselmotoren dar, die während des Weltkrieges in Bau genommen worden sind.

Es waren Konstruktionen der MAN in 10-Zylinderanordnung, 530 mm Zylinderdurchmesser und 530 mm Hub, für eine minutliche Umdrehungszahl von $n = 390$ gebaut, die durch Zahnradgetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:2,7 auf $n = 85$ Umdrehungen in der Minute herabgesetzt wurden und deren normale Drehzahl zur Erhöhung ihrer Lebensdauer statt der konstruktionsmäßig vorgesehenen von 390/min auf 230/min festgelegt worden war. Gleichzeitig wurde der mittlere indizierte Druck von $p_i = 8,3$ auf $p_i = 7,2$ ermäßigt.

Wesentlich ist beim Einbau derartiger Übersetzungsgetriebe, daß die infolge von Torsionsschwingungen in den Wellenleitungen auftretenden negativen Drehmomente, die besonders im Bereich der kritischen Drehzahlen starke Belastungsänderungen und damit große Abnutzung der Zähne herbeiführen würden, durch geeignete Wahl der Wellenabmessungen und Bestimmung der umlaufenden Massen vollständig beseitigt werden.

Die Anlagen haben bisher mechanisch störungsfrei gearbeitet; nachteilig bleiben die großen Instandhaltungskosten als Folge der

großen Zylinderzahl und der leichten, kreuzkopflösen Bauart, die um so weniger zur Nachahmung für hochbeanspruchte Handelsschiffe anregt, als auch der Schmierölverbrauch bei dem unvermeidlichen Unrund-

werden der Zylinderlaufbüchsenkreuzkopflöser Maschinen durch Hochsaugen des Öls und Verbrennen im Zylinder erfahrungsgemäß anormal groß wird.

Die Falk Corporation in Milwaukee U. S. A., der weitgehende Erfahrungen und Werkstatteinrichtungen für den Bau von rädergetriebenen Turbinen zur Verfügung stehen, entschloß sich, diese Erfahrungen auch auf größere Schiffsölmashinenanlagen zu übertragen, indem sie typenmäßig durchgebildete Ölmaschinen einzeln, paarweise oder 4 Maschinen durch Rädergetriebe und mechanische Kupplungen zu Maschinenanlagen zusammenfaßte, die auf eine gemeinsame Propellerwelle arbeiteten.

Im November 1919 wurde ein erster Maschinensatz, bestehend aus 4 gleich großen vierzylindrigen, einfachwirkenden, kreuzkopflösen Viertaktmaschinen von je 550 PSE in Bau genommen, der, wie die Abb. 175 zeigt,

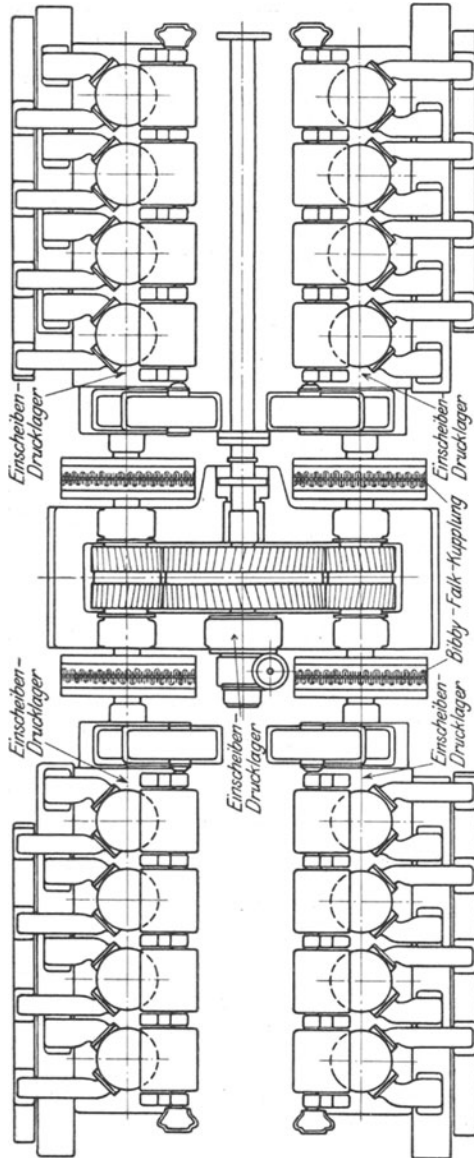


Abb. 175. Falk-Getriebeölmaschinen.

mittels vier zwischengeschalteter Bibby-Kupplungen auf ein einfaches Übersetzungsgetriebe arbeitet. Die Untersetzung der Maschinendrehzahl erfolgt im Verhältnis 2,22:1 von 200 auf 90 Umdrehungen in der Minute.

Da die Falk Corporation der Meinung war, daß die bis heute gebauten Schiffsölmaschinen, besonders in den von ihnen benötigten Hochdruckluftkompressoren, den Brennstoffventilen und der zugehörigen Steuerung, den Hochdruckluftflaschen und anderen mehr noch zu viel Hilfseinrichtungen aufwiesen, die Quellen mancherlei Störungen sein können, wurden von vornherein eine Reihe grundsätzlicher Änderungen gegenüber der reinen Dieselkonstruktion vorgenommen.

Um die Brennstoffpumpen und die Brennstoffventile auszuschalten, wurde der Brennstoff lediglich durch Pumpendruck in den Arbeitszylinder eingeführt, und zwar erhielt jeder Arbeitszylinder eine besondere Brennstoffpumpe. Der Brennstoff wird einer besonderen Verbrennungskammer zugeführt, die von dem eigentlichen Arbeitszylinder durch eine wassergekühlte Platte getrennt ist, die durch eine in der Zylinderachse liegende Öffnung den Verbrennungsgasen den Eintritt in den Arbeitszylinder ermöglicht.

Der wesentliche Vorteil der Trennung des Verbrennungsraumes vom eigentlichen Arbeitszylinder besteht in der Schonung des Kolbenbodens vor den unmittelbaren Einwirkungen der heißen Verbrennungsgase, so daß die Kolben vollkommen ungekühlt bleiben konnten. Der Kolbendurchmesser beträgt 480 mm, der Hub 712 mm.

Die Maschine ist in geschlossener Bauart ausgeführt; auf einer durchgehenden Grundplatte in Kastenguß stehen auf Mitte Grundlager verrippte Ständer aus Stahlguß, die den gußeisernen Zylinderblock tragen.

Das untere, freie Ende der Zylinderlaufbüchsen ist durch eine die Maschine horizontal unterteilende Platte hindurchgeführt, die zur Versteifung der Maschine und Aufnahme des Seitenschubs der Kolben dient.

Jede Antriebsmaschine ist mit einem besonderen Einscheibendrucklager ausgerüstet, das zwischen der Kupplung und dem letzten Maschinenfundament eingebaut ist, um die horizontalen Verlagerungen der Kurbelwellen von den schnelllaufenden Ritzeln des Rädergetriebes fernzuhalten.

Die Ritzel selbst sind in der Horizontalen frei beweglich, während das langsam laufende, auf der Schiffswelle sitzende Zahnrad durch ein besonderes Drucklager festgelegt ist.

Die interessanteste Einzelheit der Gesamtanlage bilden die Kupplungen zwischen den Ölmaschinen und dem Getriebe. Da bei der Länge der Gesamtanlage mit elastischen Formveränderungen innerhalb der Maschinenfundamente gerechnet werden mußte, sind die Antriebsmaschinen und das Getriebe auf getrennten Fundamenten aufgebaut und durch Kupplungen miteinander verbunden worden.

Die vom Getriebe-Turbinenbau her bekannten Bolzenkupplungen mit einer Verschiebbarkeit in nur achsialer Richtung konnten nicht befriedigen, da bei den umlaufenden Massen, wie sie die Rädergetriebe, Kurbelwelle und der Propeller in Verbindung mit der elastischen Wellenleitung darstellt, Torsionsschwingungen auftreten können, denen die verhältnismäßig starre Bolzenkupplung nicht gewachsen ist.

Da das vom Propeller herrührende Torsionsmoment nicht konstant ist, sondern sich mit der Flügelzahl ändert, können, falls die

Periodizität dieser Änderung mit der harmonischen Schwingungsperiode des mit geringer Geschwindigkeit umlaufenden Systems, bestehend aus dem niedertourigen Getriebe, der Wellenleitung und dem Propeller übereinstimmt, sehr gefährliche Torsionsbeanspruchungen errechnet werden.

Die Gefahr steigt, je kürzer die Wellenleitung; eine nachgiebige Kupplung bildet einen wirksamen Ersatz für das Fehlen der elastischen Wellenleitung.

Die von der Falk Corporation verwandte Bibby-Kupplung löst die Forderung einer in achsialer und peripherialer Richtung nachgebenden

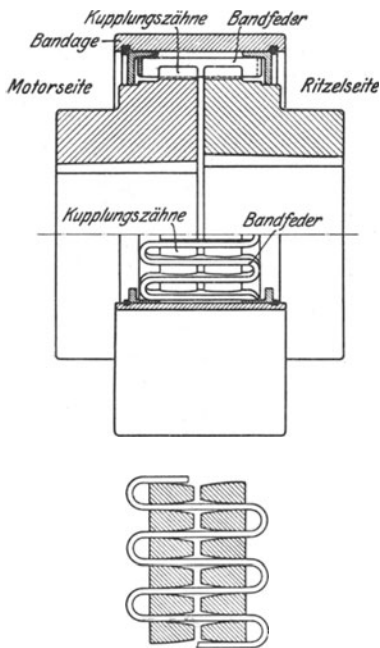


Abb. 176—177.
Bibby-Kupplung.

Kupplung in einfacher Weise dadurch, daß zwei mit Zahnkränzen versehene Kupplungsscheiben durch starke Stahldrahtwindungen nach Abb. 176—177 miteinander gekuppelt sind, dies sowohl in der Achsenrichtung wie in der Richtung des Scheibenumfanges nachzugeben in der Lage sind.

Das Anlassen der ganzen Maschinengruppe erfolgt durch Druckluft, die vom Manöverstand den einzelnen Maschinen durch je eine besondere Druckluftleitung zugeführt wird. Der erforderliche Anlaßdruck schwankt, je nachdem das Anlassen des Gesamtaggregate nur etwa einer, zwei oder allen vier Maschinen vorgenommen wird, zwischen mit 20, 12 und 8 at.

Die von der Falk-Corporation durchgebildete Gesamtanordnung stellt mit der Fülle der erstmalig für eine Schiffsanlage zur Ausführung gekommenen neuartigen Anordnungen vielleicht die bemerkenswerteste Anlage dar, die in den letzten Jahren

für Schiffsantriebe in Vorschlag gebracht worden sind.

Der allgemeinen Einführung dürfte im Augenblick wohl noch der Preis für die nicht einfache Gesamtanordnung und die Kosten der demzufolge sorgfältigen Wartung entgegenstehen. Hinzukommt, daß die Bewährung der Kupplungen bei den stark schwankenden Beanspruchungen im Schiffsbetriebe wohl auch erst nach längerer Borderprobung wird festgestellt werden können.

Die gleiche Anordnung, wie sie die Falk Corporation in einer ersten Versuchsanordnung vorläufig nur an Land zur Ausführung gebracht hat, wird auch von den Vulkanwerken in Hamburg vorgeschlagen, die zwischen Ölmaschine und Getriebe außerdem noch eine für Vor-

wärts- und Rückwärtsgang wechselweise einzuschaltende hydraulische Kupplung nach Art des Föttinger Transformators vorsehen, so daß die Umsteuerung der Ölmaschine entfällt.

Ein von den Vulkanwerken aufgestellter Entwurf soll ermöglichen, durch Kupplung von je 4 Ölmotoren auf eine Schraubenwelle und Aufstellen von 4 Aggregaten im Schiff zum Antrieb eines Vierschraubenschiffes durch Verwendung von Einheitsmotoren von je 3750 WPS zu einer Gesamtantriebsleistung von 60000 WPS zu kommen, die ausreichen würde, um einen neuzeitlichen Fahrgastdampfer im nordatlantischen Verkehr mit der erforderlichen Maschinenkraft zu versehen.

Wenn auch gegen eine Anlage dieser Größe aus betriebstechnischen Gründen mancherlei einzuwenden ist und sich wohl kaum ein Reeder finden würde, seinem Betriebspersonal die Wartung und Instandhaltung einer so reich gegliederten Anlage zuzumuten, bleiben für das einzelne Aggregat, Abb. 178, wie es je 4 Motore mit den zugehörigen 4 hydraulischen Kupplungen und dem Übersetzungsgetriebe darstellen, doch gewisse Vorzüge bestehen, die eine praktische Erprobung wert erscheinen lassen.

Die zwischen die einzelnen Motore und Getriebe geschalteten hydraulischen Kupplungen gestatten Verlagerungen der Motorwellen gegenüber den Getriebewellen, wie sie als Folge von Lagerabnutzungen oder elastischen Formveränderungen des Schiffskörpers im Seegang oder bei verschiedener Belastung auftreten können, in weiten Grenzen.

Da die hydraulische Kupplung eine völlige Trennung eines jeden einzelnen Motors von dem Gesamtaggregate gestattet, kann auch jeder Motor für sich angelassen oder abgesetzt werden; während der Manöverierperioden entfällt jedes Anlassen der Motore mit kalter Anlaßluft, da der ganze Umsteuervorgang von „vorwärts“ auf „rückwärts“ sich lediglich in der Kupplung abspielt bei in gleicher Richtung umlaufendem Motor.

Bei Fahrten mit verminderter Geschwindigkeit kann ein einzelner oder mehrere Motore durch Entleeren der zugehörigen Kupplungen ganz abgeschaltet werden, so daß die restlichen Motore mit voller Last und damit günstigstem Brennstoffverbrauch arbeiten.

Da hydraulische Kupplungen der in Aussicht genommenen Art auch für die Übertragung sehr großer Leistungen hinreichend erprobt

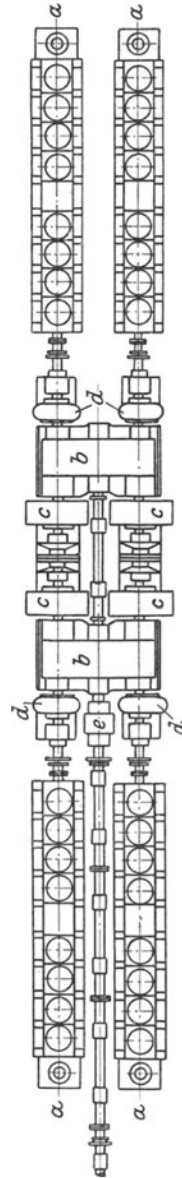


Abb. 178. Ölmaschinenanlage mit hydraulischen Übersetzungsgetrieben.

sind, werden die Anlagekosten sowie die Ausgaben für die Wartung und Instandhaltung der hochwertigen maschinellen Einrichtung letzten Endes ausschlaggebend sein, ob heute schon ein derartiges Aggregat erfolgreich mit den erprobten, unmittelbar auf die Schraubenwellen arbeitenden langsam laufenden Dieselmotoren wird in Wettbewerb treten können.

XII. Ölmaschinen für Schiffshilfszwecke.

1. Allgemeines.

Gelegentlich der Besprechung ausgeführter Schiffsoilmaschinenanlagen ist auf die heute noch vorliegende Mannigfaltigkeit in der Wahl des Antriebs der Schiffs- und Maschinenhilfsmaschinen hingewiesen und die Notwendigkeit einer Vereinheitlichung der Antriebsart betont worden. Es steht wohl schon heute außer allem Zweifel, daß die endgültige Lösung dieser Aufgabe in der Aufstellung eines oder mehrerer Öldynamos gesucht werden muß, die in der Lage sind, alle an Bord aufzustellenden Hilfsmaschinen einschließlich der Lade- und Verholwinden, der Ankerwinde und Rudermaschine mit elektrischer Energie zu versorgen.

In der Ausbildung derartiger, durch schnellaufende Dieselmotoren angetriebener Borddynamos sind zuerst die Kriegsmarinen vorbildlich vorgegangen, auf deren Veranlassung nach festgelegten Konstruktionsgrundsätzen eine größere Reihe Ölmaschinen bauender Firmen Ausführungen geschaffen haben, die sich nunmehr schon seit Jahren an Bord der Linienschiffe sowie Großen und Kleinen Kreuzer gut bewährt haben; das gleiche gilt von den führenden Werften des Motorschiffbaues.

Die Bedingungen, die an Öldynamos für Handelsschiffe gestellt werden müssen, können in die nachstehenden Forderungen zusammengefaßt werden:

1. Die festgesetzte Leistung der Ölmaschine muß in ununterbrochenem Dauerbetriebe mit Sicherheit abgegeben werden können.

2. Die Ölmaschine muß eine Überlastung von 20 v.H. ihrer Leistung für kurze Zeit aushalten können, ohne hierbei zum Stillstand zu kommen.

3. Die im Schiffsbetriebe vorkommenden Schlinger- und Stampfbewegungen, auch dauernden Schräglagen des Schiffes, dürfen keinen Einfluß auf die Regulierung oder die Umdrehungszahl der Maschine haben.

4. Auch bei zeitweiser geringer Belastung oder Leerlauf muß eine möglichst vollkommene Verbrennung stattfinden.

Die jüngst gebauten und im Bau befindlichen Motorschiffe suchen die gesamten Hilfsbetriebsanlagen im wesentlichen elektrisch anzutreiben. Zwei und mehr Öldynamos von etwa 30—250 KW Leistung, von denen in der Regel eine dauernd auf See, die anderen für den Lös- und Ladebetrieb im Hafen laufen, erzeugen den Primärstrom, der die unmittelbar durch Elektromotoren angetriebenen Pumpen, Kühlmaschinen und Umformer für den Lichtbetrieb und die drahtlosen Bordstationen speist.

a) Bauart: Gebr. Körting, Körtingsdorf.

Die in den Abb. 179—180 dargestellte, sechszylindrige, unmittelbar mit der Dynamomaschine gekuppelte Ölmaschine arbeitet nach dem Viertaktsystem. Zwischen zwei Grundlagern der Dynamoseite ist der Steuerungsantrieb angebracht, während die Einblaseluftpumpe am

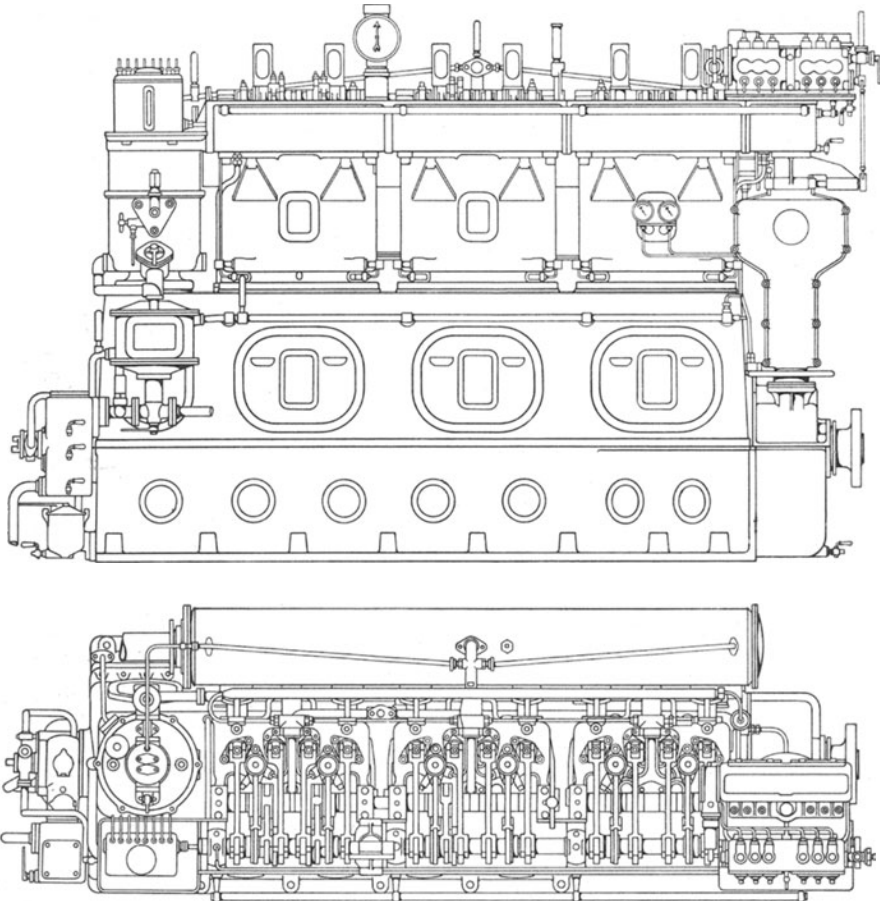


Abb. 179—180. Öldynamo; Bauart: Körting.

anderen Ende der Maschine unmittelbar von der Kurbelwelle angetrieben wird. An der Luftpumpenseite sitzen ferner die Zirkulationsölpumpe, der Ölfilter und die Kühlwasserpumpe. Das Motorenunterteil ist geschlossen und dient zum Auffangen des von den Triebwerksteilen abspritzenden Schmieröls.

Der Oberteil trägt die sechs Arbeitszylinder und die Luftpumpe. Große Verschlussdeckel in dem Gußgehäuse ermöglichen eine leichte Zugänglichkeit aller Triebwerksteile und Lager. Die Kurbeln der sechs-

fach gekröpften Motorwelle sind um je 120° zueinander versetzt. Die Zündung erfolgt in der Reihenfolge 1—5—3—6—2—4.

Die Kurbelwelle besitzt Bohrungen, durch die das Öl von den Lagern her den weiteren Schmierstellen zugeführt wird. Die Unterschalen der Grundlager sind für Wasserkühlung eingerichtet.

Laufbüchse, Wassermantel und Ventilkopf der aus Spezialgußeisen hergestellten Arbeitszylinder bestehen aus einem Stück (Abb. 181). Von den sechs Zylindern besitzen nur drei Anlaßventile. Die Maschine kann infolgedessen nicht in jeder beliebigen Kurbelstellung angelassen werden,

sondern muß in eine Betriebsstellung gebracht werden, wozu ein zwischen Ölmaschine und Dynamo angeordnetes Schaltwerk vorgesehen ist. Die Beschränkung der Anlaßvorrichtung auf drei Arbeitszylinder hat den Vorzug, daß die übrigen drei Zylinder sofort mit Brennstoffeinspritzung gefahren werden können, somit ein Abkühlen dieser durch die Expansion der einströmenden Anlaßluft nicht eintritt und damit die Gefahr der Rißbildung in den Zylinderwandungen entfällt.

Die gußeisernen Arbeitskolben sind als Tauchkolben mit fünf selbstdichtenden Kolbenringen ausgeführt; eine besondere Kreuzkopfführung fehlt an der Maschine.

Der Steuerantrieb erfolgt durch ein Schraubenräderpaar und eine anschließende Vertikalwelle unmittelbar von der Kurbelwelle aus.

Für die mit Preßluft anzulassenden Zylinder 4—5—6 sind zur Betätigung der Lufteinlaß-, Luftauslaß-, Brennstoff- und

Anlaßventile für jeden Arbeitszylinder je vier Nocken vorgesehen, von denen aus die Betätigung der Ventile in der üblichen Weise durch Kipphebel erfolgt.

Die Steuerhebel der Anlaß- und Brennstoffventile dieser Zylinder sitzen auf einer drehbaren, exzentrischen Büchse, um je nach Bedarf das eine oder andere Ventil ausschalten zu können. Die Verdrehung dieser Büchsen erfolgt von einer unterhalb der Steuerwelle angeordneten Zwischenwelle durch Vermittlung eines Zwischengestänges.

Das Einlaßventil ist ein federbelastetes Tellerventil üblicher Bauart. Von ähnlicher Konstruktion ist das Auspuffventil, jedoch findet bei diesem eine Kühlung des Ventileinsatzes statt.

Auch das mit Zerstäuberplatten arbeitende Brennstoffventil zeigt die gleiche Bauart, wie sie in dem Abschnitt über das Brennstoffventil auf Seite 59 beschrieben worden ist.

Das Anlaßventil ist als Kegelventil ausgebildet mit langer eingeschliffener, federbelasteter Spindel.

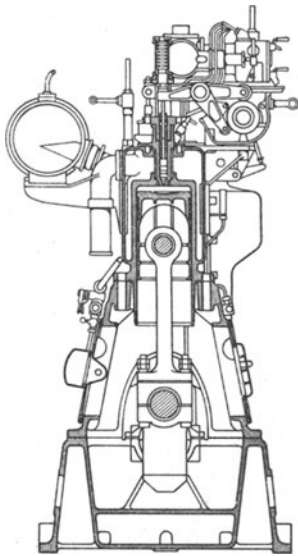


Abb. 181. Öldynamo;
Bauart: Körting.

Für jeden Arbeitszylinder ist eine Brennstoffpumpe vorgesehen, die in zwei Gruppen zu je drei Pumpen zusammengefaßt sind. Ihr Antrieb erfolgt durch Exzenter von der horizontalen Steuerwelle aus. Es sind Plungerpumpen, die außer mit einem Saugventil und je zwei Druckventilen, noch mit einem Rückstromventil ausgerüstet sind. Die Regulierung wird in der Weise vorgenommen, daß durch das Rückstromventil, dessen Öffnungsdauer vom Regulator beeinflußt wird, je nach der Belastung des Motors mehr oder weniger Brennstoff in den Pumpensaugraum zurückgeleitet wird. In den Treiböldruckleitungen sind außer den Entlüftungseinrichtungen Rückschlagventile eingebaut, um bei etwa hängengebliebener Brennstoffnadel ein Eindringen hochkomprimierter, heißer Verbrennungsluft in die Ölleitungen zu verhindern und der dadurch gegebenen Explosionsgefahr zu begegnen.

Die Einblaseluftpumpe ist zweistufig und ausreichend bemessen, um außer der für den laufenden Betrieb erforderlichen Einblaseluft auch noch die zur Inbetriebnahme der Ölmaschine benötigte Anlaßluft zu liefern.

Die als Kolbenpumpe ausgebildete Kühlwasserpumpe drückt durch die Luft- und Ölkühler nach einer Verteilungsleitung, von der Zweigrohre nach dem Kompressor, den Arbeitszylindern und den Grundlagern führen. Das von letzteren abströmende Kühlwasser tritt in die Wassermäntel der Arbeitszylinder und von dort nach dem Kühlmantel des Auspufftopfes.

Die Schmierölpumpe ist als Zahnradpumpe ausgebildet, die durch einen Reiniger aus der Kurbelbilge saugt und durch einen Ölkühler nach den einzelnen Schmierstellen drückt. Um die im Kurbelgehäuse sich etwa bildenden Öldämpfe zu beseitigen, ist in einer an das Kurbelgehäuse anschließenden Leitung ein Strahlapparat eingebaut, der die Dämpfe in die Auspuffleitung drückt.

b) Bauart: AEG, Berlin.

Die AEG-Ölmaschine ist bis heute nur für kleinere und mittelgroße Einheiten entwickelt worden, und zwar in nicht umsteuerbarer Form. Der Umstand, daß Maschinen dieser Bauart in einer ganzen Reihe von Fällen auf Schiffen zum Antrieb von Notdynamos, Kompressoren, Lichtmaschinen und Umformeranlagen, namentlich auch im Hinblick auf ihren außerordentlich ruhigen Gang Verwendung gefunden haben, läßt es angebracht erscheinen, die in mancher Hinsicht bemerkenswerte Konstruktion eingehender zu besprechen.

Der Ausgangspunkt für die Bauart war die seit Jahren bekannte Öchelhäuser-Großgasmaschine mit gegenläufigen Kolben, wie sie in ähnlicher Weise von Prof. Junkers für die von ihm entwickelte Ölmaschine zugrunde gelegt worden ist.

In den Abb. 182 und 183 ist der konstruktive Aufbau einer derartigen, unmittelbar mit einer Dynamomaschine gekuppelten, gegenläufigen Zweitakt-Dieselmachine wiedergegeben.

In jedem Zylinder laufen zwei gegenläufige Kolben, von denen der untere mit seiner Schubstange an einem mittleren Kurbelzapfen angreift, während der obere Kolben mittelst eines in Gleitbahnen geführten

Querhauptes und zweier an diesem angreifenden Zugstangen auf zwei seitliche, gegen die mittlere um annähernd 180° versetzte Kurbeln arbeitet. Zu jedem Arbeitszylinder gehören demnach drei Kurbeln mit zugehörigen Schubstangen. Bemerkenswert ist die sehr starke Ausbildung der Grundlagerzapfen der Kurbelwelle, da die Wellen gegenläufiger Maschinen erfahrungsgemäß beim Fehlen dieser Versteifung leicht eine gewisse Weichheit in der Kurbelwelle zeigen.

In der inneren Totpunktlage der Kolben schließen diese den Verbrennungsraum ein (vgl. Zylinder *B* in Abb. 183), in der äußeren Tot-

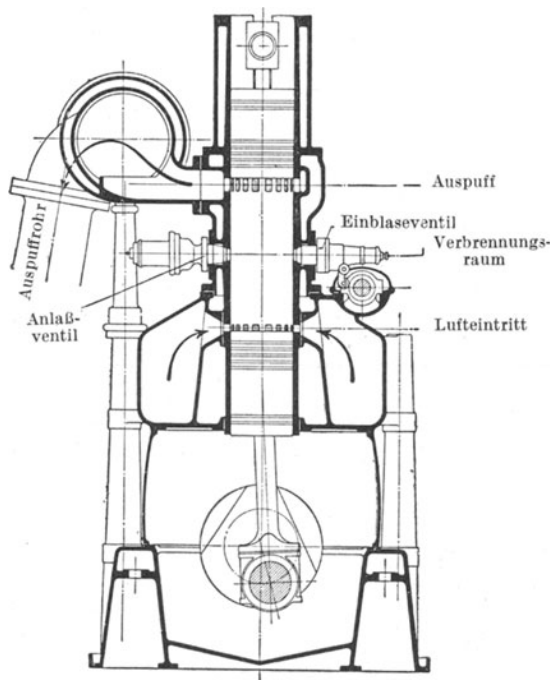


Abb. 182. Querschnitt durch einen der Arbeitszylinder.

punktlage geben die Kolben den Austritt für die Verbrennungsprodukte *G* und die Schlitz für den Einlaß der Spülluft *H* frei.

Die Arbeitszylinder sitzen mit der an der einen Stirnseite der Ölmaschine übereinander angeordneten Spülluft- und Einblaseluftpumpe in einem gemeinsamen Spülluftkasten, der mit dem Gestell der Ölmaschine ein vollkommen geschlossenes Gehäuse bildet, das auf einer durchgehenden, im Boden abgeschlossenen Grundplatte sitzt.

Durch Türen in der Front des Gehäuses ist eine bequeme Zugänglichkeit der Kurbelbilge, der Grund- und Kurbellager sowie der in der Bilge eingebauten Zahnradpumpe zum Schmieren der vorgenannten Lager sichergestellt.

Die Arbeitszylinder sind beiderseits offene, doppelwandige Gußzylinder, deren Laufflächen nur durch die über den ganzen Umfang verteilten, bereits erwähnten Auspuff- und Spülluftschlitze *G* und *H* sowie die Öffnungen für die Anlaß- und Brennstoffventile in der Mitte der Zylinderbüchsen unterbrochen sind. Bemerkenswert an der Zylinderausführung ist, daß der innere Laufzylinder nicht wie üblich als Büchse eingezogen ist, sondern mit der oberen Hälfte des umschließenden Wassermantels aus einem Stück gegossen ist. Die untere Hälfte des Wassermantels ist mit dem freien Ende des Laufzylinders fest ver-

schraubt, gegen die andere Wassermantelhälfte aber mittelst Stopfbüchse abgedichtet. Auf diese Weise kann sich der innere hoch erhitzte Lauf-

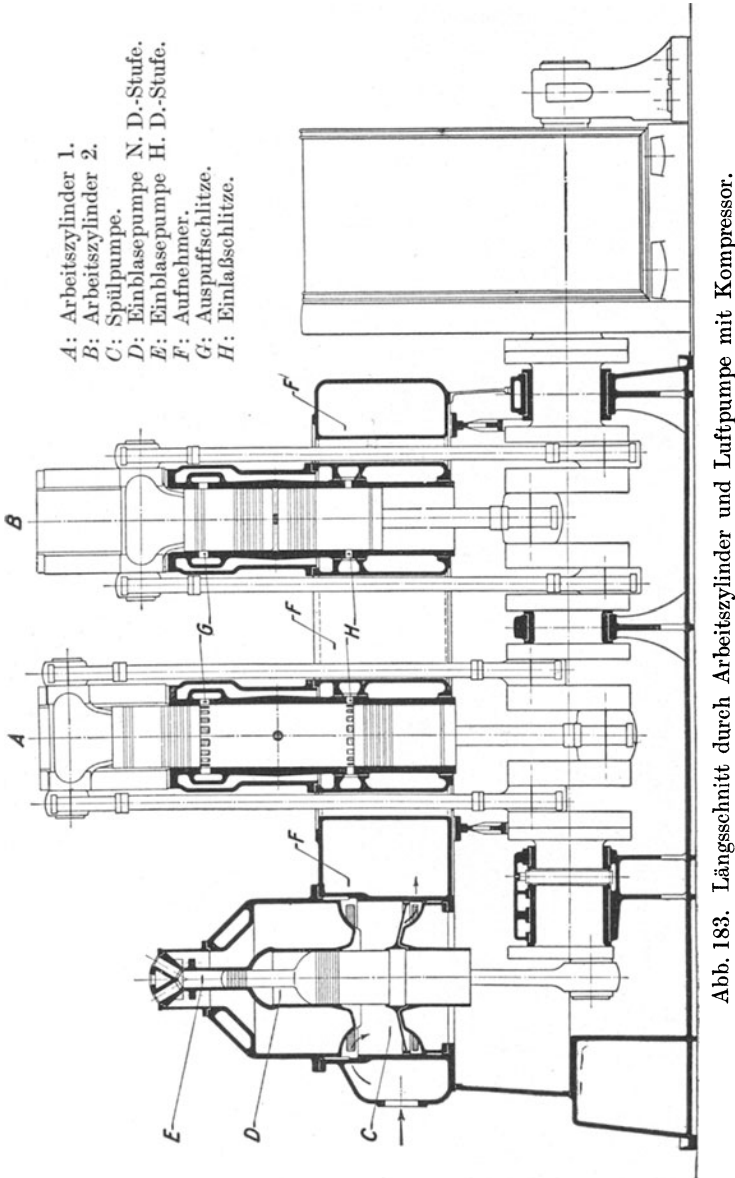


Abb. 183. Längsschnitt durch Arbeitszylinder und Luftpumpe mit Kompressor.

zylinder in der Zylinderachse beliebig dehnen, ohne daß die hierdurch hervorgerufenen Zugspannungen auf den Wassermantel übertragen werden können.

Die dem Ölmaschinenbau so vielfache Schwierigkeiten bietenden Zylinderdeckel kommen hier ganz in Fortfall.

Da bei der vorstehend beschriebenen Bauart die beiden Kolben mit ihren zugehörigen drei Triebstangen und dem eingeschlossenen Kurbelwellenstück ein geschlossenes Ganzes bilden, werden die Kolbenkräfte nahezu ganz von dem Gestänge aufgenommen. Zu bemerken ist hierbei, daß nur die mittlere Schubstange Druckkräfte, die seitlichen Schubstangen dagegen nur Zugkräfte aufzunehmen haben und daher wesentlich leichter ausgebildet werden können.

Die gegenläufigen Bewegungen der Kolben und die Kurbelversetzung um annähernd 180° bewirken, daß die Massenwirkungen des Triebwerks nahezu vollkommen ausgeglichen sind. Der weitere Umstand, daß die Geschwindigkeit eines jeden Kolbens nur halb so groß ist wie bei einer Maschine mit nur einem Kolben bei gleicher Umdrehungszahl und gleichem Kolbenhub, bewirkt, daß die Massenwirkung schon an und für sich erheblich kleiner ausfällt als bei Ölmaschinen mit Einzelkolben.

Diese günstige Verteilung der Massenkräfte im Verein mit der eindeutig bestimmten Spülung der Arbeitszylinder und den kleinen Kolbengeschwindigkeiten macht diese Bauart auch noch für hohe Umdrehungszahlen von 375—500 Umdrehungen in der Minute bei Leistungen von 500—200 PSe, wie sie gerade zum unmittelbaren Antrieb elektrischer Maschinen im Bordbetriebe vielfach gebraucht werden, sehr geeignet.

Spülluftpumpe *C* und Einblasluftpumpe *D*, *E* (Abb. 183) sind übereinander angeordnet und werden durch eine Stirnkurbel der Hauptkurbelwelle angetrieben. Die erstere ist einstufig, doppeltwirkend; die Steuerung derselben erfolgt durch umlaufende Drehschieber, die von der Hauptkurbelwelle mittels Schraubenräder und einer zwischengeschalteten Vertikalwelle angetrieben werden.

Aus der Spülluftpumpe tritt die Luft mit geringem Überdruck von 150—200 mm Quecksilbersäule in den oben erwähnten, Spülluftpumpe und Zylinder umschließenden Kasten *F*, der gleichzeitig als Druckwindkessel dient, und von da in die Arbeitszylinder. Der benötigte Spülluftdruck kann bei der AEG-Maschine sehr gering sein, da die Spülluft am ganzen Umfang des Zylinders eintritt und diesen ohne Richtungswechsel von unten nach oben durchströmt, wobei die Spülluft die vom vorhergegangenen Hube in dem Zylinder noch enthaltenen Verbrennungsgase kolbenartig vor sich herschiebt.

Die Einblasluftpumpe ist zweistufig, einfachwirkend. Zwischen Niederdruck und Hochdruck sowie hinter der letzteren ist je ein Luftkühler eingeschaltet.

An zu steuernden Ventilen sind für jeden Arbeitszylinder nur ein Brennstoff- und ein Anlaßventil vorhanden, die sich diametral in der Zylindermitte gegenüber sitzen. Die Betätigung dieser Ventile erfolgt durch Nocken, die auf einer horizontalen, auf dem Spülluftkasten liegenden, vollständig eingekapselten Steuerwelle sitzen.

Die Brennstoffzufuhr erfolgt wie üblich für jeden Zylinder durch eine besondere, durch Exzenter von der Steuerwelle angetriebene Kolbenpumpe, deren Regulierung durch Veränderung des Saughubes bewirkt wird, der durch einen auf der Steuerwelle sitzenden Gewichtsregulator und eine Handstellvorrichtung eingestellt wird.

Sämtliche Lager und Laufflächen werden durch Drucköl geschmiert, und zwar die Wellen- und Zugstangenlager durch die erwähnte, in der Kurbelbilge sitzende Zahnradpumpe, die Arbeitskolben und die oberen Zugstangenlager durch einen Druckschmierapparat Bauart „Bosch“.

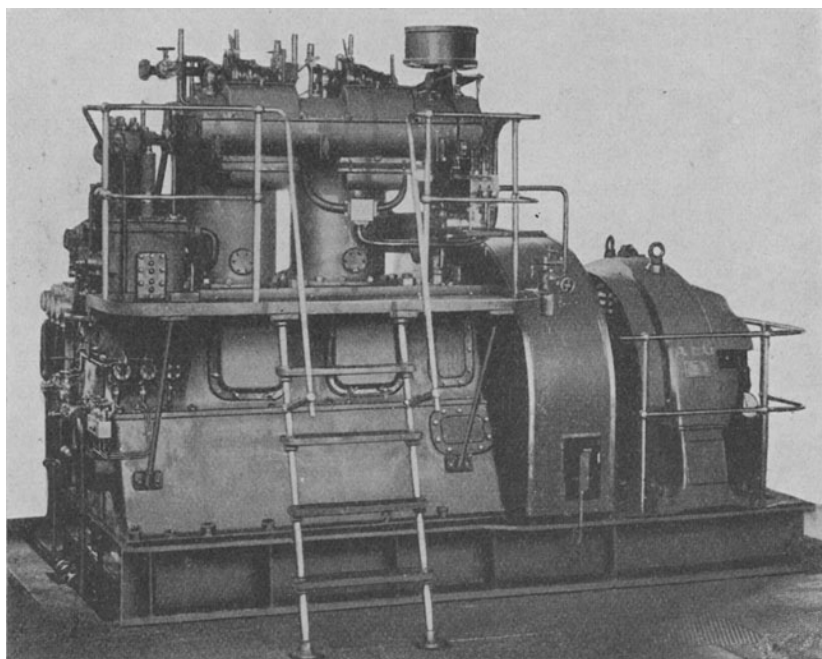


Abb. 184. 2-zylindriger Hilfsdieselmotor, 75 KW.

Das sich in der Kurbelbilge sammelnde Schmieröl wird automatisch gefiltert und in stetem Kreislauf durch die Wellenlager gepumpt.

Bemerkenswert ist die Versetzung der mittleren Kurbel der Arbeitszylinder gegenüber den Seitenkurbeln, die nicht 180° , sondern 160° bzw. 200° für den Gegenwinkel beträgt. Mit anderen Worten: die seitlichen Kurbeln haben 20° Voreilung, die mittlere Kurbel hat 20° Nacheilung. Auf diese Weise erreicht man, daß infolge der gegenläufigen Kolben für den Kurbelbereich von 20° vor der inneren Totpunktlage bis zu 20° hinter derselben das Volumen des Verbrennungsraums dauernd konstant bleibt, da der obere Arbeitskolben infolge der Voreilung innerhalb des genannten Kurbelbereiches sich um den gleichen

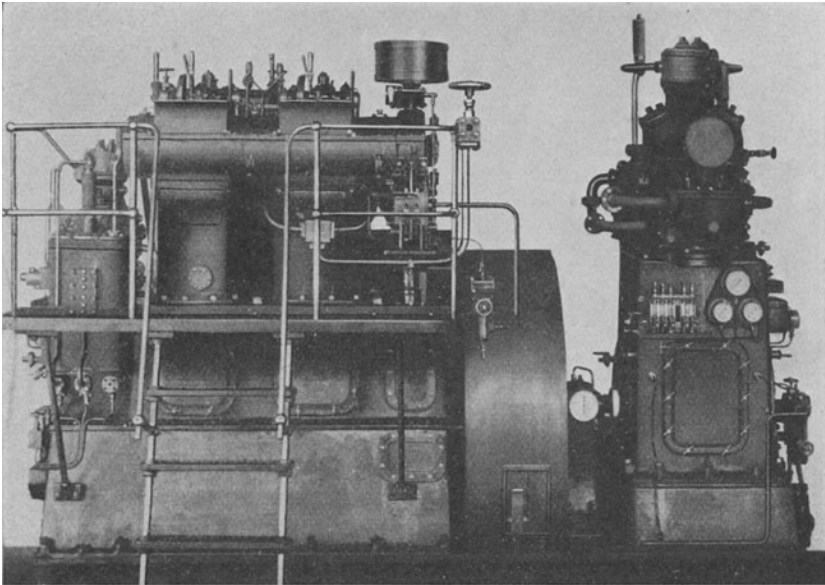


Abb. 185. Dieselkompressor mit 3-stufiger Einblaselftpumpe.

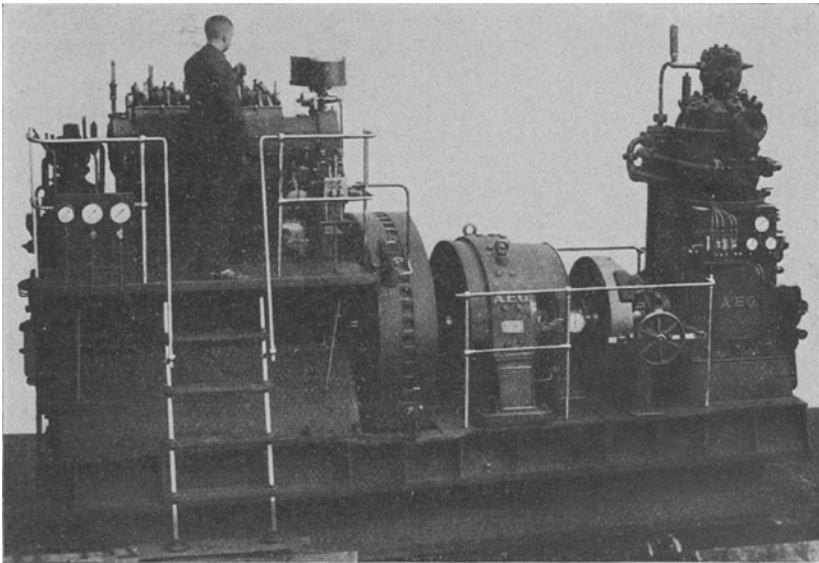


Abb. 186. Dieseldynamo mit angekuppelter Einblaselftpumpe.

Betrag aus der innersten Kolbenlage entfernt, um den der untere Kolben sich dieser Lage nähert.

Das konstante Volumen des Verbrennungsraums hat sich für die schnellaufenden Maschinen als besonders vorteilhaft erwiesen, da damit geringe Vor- oder Nachzündungen infolge des gleichfalls konstanten Verbrennungsdrucks ohne jeden nachteiligen Einfluß auf den Gang der Ölmaschine bleiben

Außer den Dieselmotoren mit gegenläufigen Kolben baut die

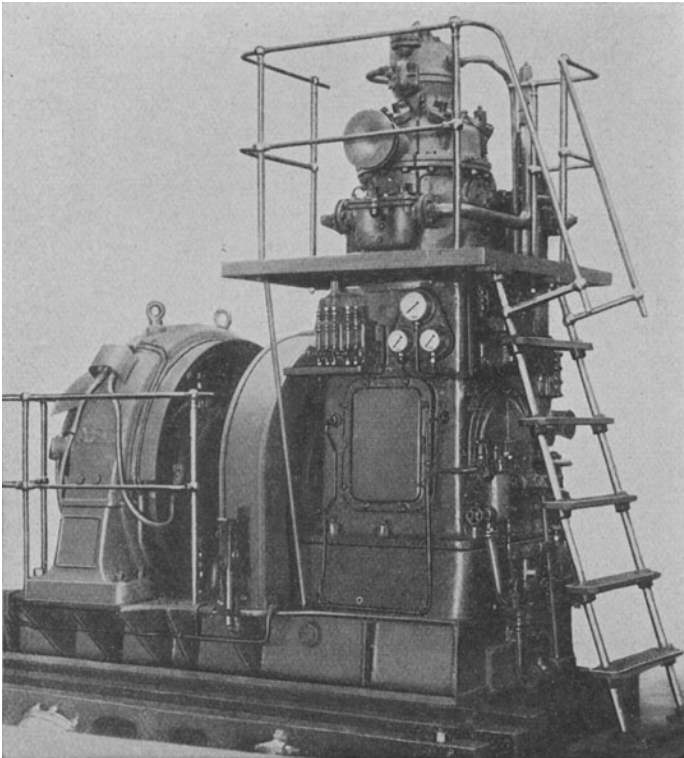


Abb. 187. 3-stufige Elektro-Einblasluftpumpe.

AEG seit Jahren auch Hilfsdieselmotoren in Ein-, Zwei- und Dreizylinderanordnung bis 100 KW Leistung, die fast ausschließlich für den unmittelbaren Antrieb von Dynamen, Hilfskompressoren oder auch als kombinierte Aggregate (Dieseldynamokompressoren) an Bord von Motorschiffen Verwendung finden.

Der mechanische Aufbau bietet keine Besonderheiten; die Abb. 185 bis 187 zeigen ausgeführte Einheiten, wie sie an Bord der von der Deutsche Werft gebauten Motorschiffe als Serienmaschinen Verwendung finden.

c) Bauart: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Augsburg.

Die MAN, Werk Augsburg, hat neben umsteuerbaren Schiffsdieselmotoren auch Motortypen konstruiert und gebaut, die speziell zum Antrieb von Dynamomaschinen an Bord von Schiffen dienen sollen.

Je nachdem diese Maschinen auf Kriegs- oder Handelsschiffen Verwendung finden sollen, kommen sie in einer leichteren oder schwereren Bauart zur Ausführung. Bei den normalen Handelsschiffstypen werden Grundplatten, Zylindergestelle und Zylindermäntel aus Gußeisen hergestellt. Das Gewicht derartiger Anlagen einschließlich sämtlicher Rohrleitungen an der Maschine beträgt etwa 100 kg PSe bei 300 Umdrehungen pro min.

Im Gegensatz zu diesen Lichtmaschinen für Handelsschiffe sind die Dieseldynamos, welche die MAN für Kriegsschiffe der deutschen Marine gebaut hat, wesentlich leichter und beanspruchen auch entsprechend weniger Raum. Eine sechszylindrige Maschine, wie sie an Bord deutscher Kriegsschiffe aufgestellt worden ist, leistet normal 450 PSe bei 400 Umdrehungen pro Minute. Dabei wird für den Motor bei einer Grundfläche von $0,95 \times 3,85$ m nur eine Mindestraumhöhe von 2,8 m beansprucht, wobei der über den Zylindern zum Ausbau der Kolben nötige Platz schon berücksichtigt ist. Um diese Ölmaschinentype möglichst übersichtlich zu gestalten, sind die Brennstoffpumpen zentralisiert und werden von der vertikalen Antriebswelle aus in Bewegung gesetzt. Auch ist Vorsorge getroffen, daß für den Fall eines Bruches am Reglergestänge der Motor nicht durchgehen kann, sondern selbsttätig abgestellt wird.

Bei den durch eine Abnahmekommission der Deutschen Marine im Jahre 1913 angestellten Erprobungen einer derartigen Maschine hat sich diese in jeder Hinsicht gut bewährt. Der einwöchige Tag- und Nacht-Dauerlauf verlief ohne jede Störung; der Motor arbeitete bei allen Belastungen anstandslos, ruhig und stoßfrei. Eingehende Belastungs- und Regulierversuche sowie Brennstoff-, Kühlwasser-, Schmierölverbrauchsmessungen fielen, wie die nachstehenden Versuchsdaten zeigen, überaus befriedigend aus.

Der Motor leistete normal 304 KW bei 403 Umdrehungen pro min und war vorübergehend bis zu etwa 20 v. H. überlastbar. Der Brennstoffverbrauch an galizischem Gasöl von mindestens 10000 WE für 1 kg betrug bei normal belastetem Motor etwa 188 g/PSe. Der Gesamtverbrauch an Schmieröl belief sich bei Normalleistung auf etwa 1,4 g für die PSe/std. Die verbrauchte Kühlwassermenge betrug bei etwa 13° Eintrittstemperatur und bei etwa 32° Austrittstemperatur, am gekühlten Auspufftopf gemessen, stündlich etwa 23 cbm oder 54 l pro PSe/std. Der Auspuff war bei allen Belastungen vollständig unsichtbar, nur bei 22 v. H. Überlast konnte er in ganz schwachem Maße wahrgenommen werden. Die Dämpfung des Auspuffgeräusches war durch einen am Motor angebauten gekühlten Auspufftopf vollkommen gelungen. An der Mündung des Auspuffrohres war nichts mehr zu hören. Die Regulierung des Motors hat in jeder Weise befriedigt. Der Sicherheitsregulator wurde öfters dreimal

nacheinander probiert und löste jedesmal bei etwa 500 Touren aus. Die Lagertemperaturen stiegen selbst nach mehrtägigem Dauerlauf nicht höher als auf etwa 45° C. Hervorzuheben ist noch, daß an der Maschine weder Herumspritzen noch Abtropfen von Schmieröl festgestellt werden konnte. Das Äußere der Maschine blieb vollständig rein, obwohl sämtliche Lager und Zapfen mit Preßschmierung, die unter einem Druck von 1,2–1,5 at stand, versehen waren. Während eines ausgedehnten Probelaufes brauchte das Äußere der Maschine nicht geputzt zu werden. Die Besichtigung der einzelnen Teile nach tagelangem ununterbrochenen Betrieb ergab kein von einer normalen Maschine abweichendes Aussehen. Verkrustungen waren nirgends zu bemerken. Auch erwies sich das Material an keiner Stelle angegriffen. Die Kolbenringe waren sämtlich unbeschädigt und lose, auch alle Ventile und Ventildedern waren vollständig in Ordnung.

Bemerkenswert ist, daß bei Maschinen dieser Bauart ein besonderes Schwungrad fehlt, das erforderliche Schwungmoment vielmehr vollkommen im Dynamoanker untergebracht werden konnte.

Die ölgekühlten Arbeitskolben arbeiten auf die aus einem Stück bestehende Kurbelwelle, deren Kurbeln um 120° gegeneinander versetzt sind. Die beiden Luftpumpenkurbeln, die an dem dem Dynamo-Flansch entgegengesetzten Ende des Motors angeordnet sind, arbeiten gegenläufig, so daß die von den Luftpumpen und den übrigen Triebwerksteilen des Motors erzeugten Beschleunigungskräfte ausgeglichen sind bis auf geringe, freie Massenkräfte, die von der endlichen Länge der Pleuelstangen herrühren.

Die Grundplatte und das kastenförmige Untergestell bestehen aus Stahlguß. Große, öldicht schließende Öffnungen in letzterem ermöglichen ein leichtes Überholen aller Lagerstellen und Triebwerksteile. Das sich in der Kurbelbilge sammelnde Tropföl wird an vier Stellen abgeleitet und einem Ölsammelbehälter zugeführt, um nach erfolgter Rückkühlung und Reinigung wieder verwandt zu werden.

Die Schalen der Kurbelwellenlager sind von Stahlguß, wassergekühlt und mit Weißmetall gefüttert.

Die Arbeitszylinder bestehen aus einer aus Spezialgußeisen gefertigten Laufbüchse, die von einem mit dem Untergestell des Motors verschraubten Stahlgußmantel umgeben ist. Der zwischen beiden befindliche Kühlwasserraum ist nach unten durch eine Stopfbüchse abgedichtet. Die Zylinderbüchsen besitzen seitliche Aussparungen, um die nach dem Zylinderinnern sich öffnenden Ventile aufzunehmen.

In den mit Seewasser gekühlten Zylinderdeckeln sind die für die Durchführung des Arbeitsprozesses erforderlichen Brennstoff-, Anlaß-, Lufteinsauge- und Auspuffventile untergebracht.

Die Steuerung der Ventile erfolgt in üblicher Weise durch zweiarmlige Hebel, die von unrunder, auf einer horizontalen Steuerwelle sitzenden Scheiben betätigt werden. Die Scheiben zur Betätigung der Brennstoffventile haben aufgeschraubte, verschiebbare Nocken.

Das Anlassen der Maschine mit Druckluft sowie das Umschalten auf Treiböl erfolgt mittelst zweier Handhebel, die auf einer über die

Hebelachse geschobenen exzentrischen Büchse sitzen. Durch Verdrehen der Büchse wird bewirkt, daß während der Anlaßzeit die Anfahrhebelrolle sich im Bereich der zugehörigen Steuerscheibe befindet, die Brennstoffhebelrolle von der zugehörigen Steuerscheibe dagegen nicht berührt werden kann. Dadurch ist das Anlaßventil ein-, das Brennstoffventil ausgeschaltet. Wird die exzentrische Büchse in der anderen Richtung verdreht, so wird die Anlaßluft abgestellt, und das Treiböl kann durch das Brennstoffventil in den Arbeitszylinder gelangen, so daß der Motor damit in den normalen Betriebszustand kommt.

Die horizontale Steuerwelle ist in Böcken gelagert, die an den Arbeitszylindern angebracht sind. Ihr Antrieb erfolgt durch eine Vertikalwelle mit Schraubenrädernpaaren an jedem Ende unmittelbar von der Kurbelwelle aus.

Die Aufpuffventile werden hier, abweichend von sonst üblichen Konstruktionen, mit Wasser gekühlt, das diesen durch Schläuche, die der Ventilbewegung folgen, zugeführt wird.

Die Einsaugventile nehmen die atmosphärische Luft aus einer gemeinsamen Saugleitung. Diese wie die Auspuffventile haben austauschbare Ventilsitze.

Das Brennstoffventil besitzt einen der M. A. - N. gesetzlich geschützten Zerstäuber; die Brennstoffnadel öffnet sich nach außen.

Das Anlaßventil besteht aus einem Ventilkegel mit Spindel, die sich in einer in den Zylinderdeckel eingesetzten Büchse bewegt. Die Spindel ist mit Rücksicht auf Wärmeausdehnungen mit Spiel in der Büchse eingesetzt und zur Abdichtung mit Liderungsringen versehen.

Jeder Arbeitszylinder hat seine besondere Brennstoffpumpe, die der Einfachheit und Übersichtlichkeit halber in einem gemeinsamen Gehäuse zusammengefaßt ist. Der Antrieb der Pumpen erfolgt durch Exzenter von der Regulatorwelle aus. Charakteristisch für die Konstruktion der MAN-Brennstoffpumpen ist, daß diese das Treiböl nicht ansaugen, dieses vielmehr aus einem höher gelegenen Vorratsbehälter unter geringem Überdruck einem mit den Pumpen in Verbindung stehenden Gefäß zufließt, dessen Ölstand durch einen Schwimmer dauernd konstant gehalten wird.

Die Kühlwasserbeschaffung erfolgt durch Pumpen mit zwei parallelen, gegenläufig arbeitenden Plungern, die mittelst Gestänge von den Luftpumpenkolben aus angetrieben werden. Von dem geförderten Kühlwasser wird ein Teil für die Lagerkühlung verwandt; von hier aus geht es nach den einzelnen Zylindern, tritt dann in die Zylinderdeckel über, um schließlich zum Teil in die Gehäuse und Ventilkegel der Auspuffventile, zum anderen Teil nach den Luftpumpen sowie den Luft- und Ölkühlern und dann über Bord geführt zu werden.

Die Schmierölpumpen zur Erzeugung des notwendigen Öl drucks und zur Förderung des Schmieröls nach den einzelnen Verbrauchsstellen zeigen die gleiche Konstruktion wie die Wasserpumpen in entsprechender verkleinerter Ausführung.

Sämtliche Grundlager sind mit Preßschmierung ausgerüstet. Von diesen gelangt das Preßöl durch die hohle Kurbelwelle nach den Kurbel-

zapfen und weiter durch die gleichfalls hohlen Pleuelstangen nach den Kolbenzapfen.

Für die Schmierung der Laufflächen der Arbeitszylinder sind besondere Schmierpressen vorgesehen.

Je nachdem diese vorstehend beschriebenen einfachwirkenden Viertaktmotoren auf Kriegs- oder Handelsschiffen Aufstellung finden sollen, wird eine leichtere oder schwerere Bauart gewählt.

Während Motoren der letzteren Art, wie sie unter anderen auf dem Motorschiff „Secundus“ der Hamburg-Amerika-Linie als Hilfsmotoren Aufstellung gefunden haben, bei $n = 300$ Umdrehungen pro min noch ein Gewicht von 100 kg/PSe für den kompletten Motor einschließlich aller zugehörigen Leitungen am Motor aufweisen, ist das Gewicht bei den für die deutsche Marine gebauten Motoren bei $n = 400$ Umdrehungen pro min und 450 PSe Leistung auf etwa 26,5 kg/PSe herabgedrückt worden einschließlich sämtlicher Luft-, Öl- und Wasserleitungen an der Maschine mit Wasser und Öl in den Leitungen sowie einschließlich der Luft- und Ölkühler, Wasserabscheider, Einblase- und Anlaßgefäße, der gekühlten Auspuffleitung am Motor und des Auspufftopfes. Dieser bedeutende Fortschritt in der Verringerung des Motorgewichts konnte neben zweckmäßigster Formgebung aller Maschinenteile nur durch gleichzeitige Verwendung der hochwertigsten Konstruktionsmaterialien, wie sie die moderne Eisenhüttentechnik bietet, erreicht werden.

XIII. Wirtschaftlichkeit der Ölschiffe.

Wirtschaftlichkeitsberechnungen, besonders wenn sie sich den Nachweis der Überlegenheit einer Neuerung gegenüber dem Althergebrachten zum Ziel gesetzt haben, begegnet man in der Praxis meist, und leider bisweilen nicht ganz mit Unrecht, mit großem Mißtrauen. Daß der Verfechter einer neuen Idee dieser einen Platz und ein Heimatsrecht im praktischen Wirtschaftsleben erstreiten will und daher möglichst die Vorzüge und nicht die Schattenseiten, die jeder Sache anhaften, unterstreicht, ist nur zu menschlich. Nicht übersehen werden darf außerdem, daß selbst bei objektiver, vergleichender Untersuchung zweier Betriebe immer unsichere Faktoren in der Rechnung enthalten sein werden, da fast durchweg nicht alle das Betriebsergebnis beeinflussenden Größen, die Schwankungen infolge veränderter Wirtschaftslage und den dauernd veränderlichen Preisbildungen des freien Marktes unterworfen sind, genau faßbar und ihrem Werte nach ein für allemal bestimmbar sind.

In besonderem Maße trifft dies bei dem anzustellenden Vergleich der Wirtschaftlichkeit von Dampfer und Motorschiff zu, da gerade die Preise der Kohle und des Treiböls, die Hauptfaktoren bei der Aufstellung der Vergleichszahlen, in hohem Grade von der jeweiligen Lage des Weltmarktes und dem Ort der Beschaffung der Bunkermaterialien abhängen. Es ist daher auch ohne besondere Annahmen nicht ohne

weiteres möglich, ein festes Zahlenverhältnis für die Überlegenheit der einen Antriebsart gegenüber der anderen anzugeben.

Ausschlaggebend für die Bestimmung der Verhältniszahl werden neben der Linie, auf der das Schiff in Dienst gestellt werden soll, vor allem auch die Plätze sein, die für die Bebungung in Aussicht genommen sind.

Es soll daher im nachstehenden von vornherein darauf verzichtet werden, Wirtschaftlichkeitsberechnungen von Motorschiffen wiederzugeben, die lediglich am Schreibtisch gemacht sind.

Bei einem mittleren Heizwerte der zur Verwendung kommenden Treiböle von 10000 WE/kg und einem möglichen thermischen Wirkungsgrad bis zu 41 v. H. des Dieselmotors ist eine Wärmeausnutzung des im Motor zur Verbrennung gelangten Treiböls von 4100 WE pro kg Treiböl zu erreichen.

Der mittlere Wärmeinhalt der Steinkohle beträgt etwa 7600 WE/kg. Wird der Kohlenverbrauch einer Schiffsdampfmaschine mit etwa 0,65 kg PSI/st bei einem thermischen Wirkungsgrad der Anlage von 14 v. H. angenommen, so sind rund 4 kg Kohle aufzuwenden, um den gleichen Arbeitseffekt zu erzielen, der mit 1 kg Öl erreicht werden kann, denn

$$\frac{41}{100} \cdot 10000 \text{ WE} = \text{rd. } \frac{4 \cdot 14}{100} \cdot 7600 \text{ WE},$$

$$4100 \text{ WE} = \text{rd. } 4260 \text{ WE},$$

d. h. Öl und Kohle verhalten sich zur Erzielung gleicher Arbeitsleistungen hinsichtlich des Gewichtsaufwandes etwa wie 1:4.

Wie weit diese Zahlen von den in der Praxis an Hand ausgeführter Reisen erzielten Werten abweichen, soll im nachstehenden für den D. „Kellerwald“ und das M.-S. „Odenwald“ nachgewiesen werden. Beide sind Schiffe der Hamburg-Amerika-Linie, die eine größere Anzahl Reisen unter nahezu gleichen Bedingungen ausgeführt haben und deren mittlere Fahrtergebnisse in der Zahlentafel 2 zusammengestellt sind.

Für das im vorliegenden Falle sehr reichlich mit Hilfsmaschinen ausgerüstete Motorschiff ergibt sich für die Gesamtmaschinenanlage sogar ein noch um 40 t höheres Gewicht als für die Dreifach-Expansions-Heißdampfmaschinen- und Kesselanlage des D. „Kellerwald“ bei gleicher Maschinenleistung. Trotz alledem bleibt der wirtschaftliche Erfolg des Motorschiffes ganz unverkennbar, wie sich schon durch Vergleich der reinen Brennstoffverbrauchszahlen zeigt, die für den Dampfer 42 t Kohle pro Stunde betragen, gegenüber einem Ölverbrauch von nur 10,5 t pro Stunde für das Motorschiff.

Der etwas höhere Bedarf an Schmieröl für die Zweiwellen-Motoranlage spielt demgegenüber keine ausschlaggebende Rolle. Auch die Ersparnis an Maschinenpersonal ist nicht unbeträchtlich, obwohl im vorliegenden Falle mit dieser noch keineswegs an die äußerste Grenze gegangen ist.

Zahlentafel 2.

	D. „Kellerwald“	M.-S. „Odenwald“
Länge zwischen den Loten in m	121,68	121,4
Breite auf Spanten in m	16,53	16,45
Seitenhöhe bis Hauptdeck in m	9,235	9,235
Tiefgang in m	8,003	8,003
Br.-Reg.-Ts.	5032	5083
Netto-Reg.-Ts.	2983	3002
Völligkeitsgrad des Displacements	0,7765	0,7786
Wasserverdrängung in t	12730	12740
Gewicht von Masch.- u. Kesselanlagen in t	780	—
Gewicht der Motoranlage in t	—	820
Laderaum-Inhalt in m ³	13077	13193
Inhalt der Kohlenbunker in m ³	536 + 1943	—
Inhalt der Ölbunker	—	1110
Zylinderdurchmesser in mm	725/1150/1900	630
Hub in mm	1400	960
Umdr/min	70/72	125
Anzahl u. Heizfläche der Dampfkessel in m ²	3 × 263	1 × 14
Geschwindigkeit in Sm/std	11	11
Kohlen- bzw. Ölverbrauch in t/24 Std.	42	10,5
Maschinenpersonal	26	21
Schmierölverbrauch in kg/24 Std.	40	110

In runden Zahlen gesprochen verhält sich somit der Brennstoffverbrauch der beiden Antriebsarten dem Gewichte nach wie 1:4, während die Brennstoffkosten unter Zugrundelegung eines Kohlenpreises von 24/— sh (englische Ostküste Dezember 1923) und Treibölpreises

Zahlentafel 3.

Baujahr	Maschinenanlage	PSi	Maschinenöl für Haupt- und Hilfsmaschine in 24 st kg	Desgleichen für PSI/st g	Zylinderöl in 24 st kg	Kompressoröl in 24 st kg	Gesamt-Schmierölverbrauch in 24 st kg	Desgleichen für PSI/st g
1912	Zweiwellen-Viertaktmotoranlage	2500	44	0,733	32	1,0	77	1,29
1913	Zweiwellen-Zweitaktmotoranlage	2400	56,0	0,972	7,2	3,0	66,2	1,150
1914	Zweiwellen-Zweitaktmotoranlage	3800	200	2,193	32	5,0	237	2,60
1914	Zweiwellen-Viertaktmotoranlage	3910	24,67	0,630	24,64	7,25	56,56	0,605
1914	Einschrauben-Heißdampfanlage	2500	9,5	0,160	1,4	—	10,9	0,181
1923	Einschrauben-Viertaktmotoranlage	2600	93	1,500	—	—	93,0	1,500

Zahlentafel 4.

Laufende Nr.	Bauart des Schiffes	Bankosten, bezogen auf den Dampfer			Schiffsabmessungen			Tiefgang beladen		Displacement in t		Tragfähigkeit in t		Maschinenangaben				Brennstoffverbrauch							
		Länge in m	Breite in m	Seitenhöhe in m	Länge in m		Breite in m	Tiefgang beladen		Displacement in t		Tragfähigkeit in t		Anzahl d. Zylinder pro Maschine	Maschinenleistung	Umdrehungen pro min	Schiffsgeschwindigkeit in g pro st	Hauptmaschine	Hilfsmaschine	Gesamt	Hauptmaschine	Hilfsmaschine	Gesamt	Hauptmaschine	Hilfsmaschine
1	Zweischrauben-Zweitaktmotorschiff	121,4	16,0	10,67	24'	11120	7515	4	3800	2660	114	11,4	13,3	0,4	13,7	146	208	150	215	157	186	540	587	600	652
2	Zweischrauben-Viertaktmotorschiff	112,5	16,22	9,14	24'	10650	7340	6	2500	2100	133	11,0	8,6	0,8	9,4	143	171	157	186						
3	Einschraubendampfer, Dreifach-Expansionsmaschine	121,4	16,0	10,67	24'	11200	8010	3	2500	2300	68	11,5	32,4	3,6	36	540	587	600	652						

von etwa \$ 11/— für 1 t in einem englischen Seehafen sind wie 1,9:1 stellen.

Die Ausgaben für Schmieröl sind bei den Schiffsmotoranlagen wegen der größeren Anzahl Arbeitszylinder, der größeren Zahl Triebwerksteile, Lager, der großen Drucke, unter denen diese Teile zu laufen, und nicht zuletzt wegen der erheblich höheren Temperaturen, unter denen die Arbeitskolben zu arbeiten haben, höher als bei Schiffsdampfmaschinenanlagen. Durch die heute fast durchweg gebräuchliche Bauart geschlossener Ölmaschinen und die ausschließliche Verwendung von Druckschmierung, bei der das Öl alle Lagerstellen in stetem Kreislauf durchströmt, ist es gelungen, den Schmierölverbrauch dauernd herabzusetzen.

Eine vergleichende Übersicht des Schmierölverbrauchs einer Reihe ausgeführter Zweitakt- und Viertaktmotoranlagen gibt die Zahlentafel 3.

In der Zahlentafel 4 sind die wichtigsten Daten für drei nahezu gleichgroße Schiffe, und zwar ein Zweischrauben-

Zweitaktmotorschiff, ein Zweischrauben-Viertaktmotorschiff und einen Einschrauben-

dampfer mit Dreifach-Expansions-Heißdampfanlage, die auch auf nahezu gleichen Reiserouten beschäftigt wurden, zusammengestellt worden.

Die Treibölpreise für die Motorschiffe belaufen sich frei Bunker auf 26,50 M. prot, der mittlere Kohlenpreis auf 20 M. für 1 t frei Bunker.

Als wesentlichstes Ergebnis dieser Untersuchung ist festzuhalten, daß

1. der mittlere Treibölverbrauch großer Handlungsschiffs-Ölmaschinen für die PSi/st zwischen Zweitakt- und Viertaktmotoren kaum nennenswerte Unterschiede zeigt;

2. der mittlere Treibölverbrauch für die PS/st — also der Wert, der für die Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage in erster Linie in Frage kommt — bei Zweitaktmotoren höher ist als bei Viertaktmotoren. Der Grund dieses Mehrverbrauchs liegt in dem Arbeitsaufwand zum Antrieb der Spülluftpumpen des Zweitaktmotors, sowie in der mangelhafteren Beschaffenheit der Verbrennungsluft, die nie ganz frei von Verbrennungsrückständen sein wird;

Zahlentafel 4 (Fortsetzung).

Laufende Nr.	Hauptbetriebskosten für eine Durchschnittsreise Hamburg—New York—Newport—News—Philadelphia—Hamburg. Gesamtreisedauer 2 Monate, davon 27 1/2 Reisetage auf See, 28 Häfentage.						10 v. H. Tilgung					Gesamt-Betriebskosten für einen Tag			Ges.-Betriebskosten f. 1 t		Ges.-Betriebskosten f. 1 t		Tragfähigkeit n. 1000 Sm		Besatzung			
	Treiböl- bzw. Kohlenverbrauch in t			Gehälter in M.			Schmierstoffe in kg			M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	Dienstgrad			Lauf. Nr.		
	Lauf. Nr.	1	2	3	Lauf. Nr.	1	2	3	Lauf. Nr.										1	2	3	Lauf. Nr.	1	2
1	377	259	990	Deck	4638	4618	4708	Maschin-Öl	5500	1210	261	6882	2408	24800	49637	827	0,110	0,592	1	1	Kapitän	1	1	1
	26	30	80	Maschine . . .	5010	3820	4700	Zylinder-Öl	880	880	41	—	—	20634	39994	667	0,090	0,488			Offiziere	3	3	3
	25	30	98	Zulagen für	510	414	—	Kompr.-Öl.	137	50	—	—	—	18900	52777	880	0,110	0,542			Mannschaft (einschl. Koch, Steward, Jungen)	19	18	19
	2	26	32	Maschinen	—	—	—	Talg	15	35	18	—	—	—	—	—	—	—			Maschine:	23	22	23
	—	—	—	Hilfsskessel . . .	—	—	—	Petroleum . . .	350	400	651	—	—	—	—	—	—	—			I. Ingenieur . . .	1	1	1
	—	—	—	t	M.	M.	M.	Vaelit	—	—	45	—	—	—	—	—	—	—			II. "	1	1	1
	430	12281	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			III. "	2	2	1	
	735	9568	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			IV. "	2	—	1	
2	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Ingenieur-Assistenten	4	4	3	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Elektriker	1	1	—	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Schmierer	3	3	3	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Putzer	—	—	—	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Heizer	—	—	7	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Trimmer	—	—	6	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			Storekeeper	—	—	1	
	—	—	—	t	M.	M.	M.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			—	18	18	21	

3. eine Verminderung des Gehaltskontos auf Ölschiffen durch den Fortfall der Heizer und Trimmer eintritt, die besonders mit Steigerung der Motorleistungen, wie sie in jüngster Zeit vorgenommen worden sind, von ausschlaggebender Bedeutung wird,

4. der Verbrauch an Schmierstoffen gegenüber dem einer gleichgroßen Heißdampfmaschinenanlage vorläufig noch ein größerer ist; die Fortschritte im Bau vollständig geschlossener Maschinen und Ausbildung sparsam arbeitender Kreislaufschmierungen diesen Mehrbedarf an Schmierölen noch dauernd herabmindern.

5. Der Baupreis der Ölmaschinen, und zwar sowohl der Viertakt- wie Zweitaktmaschinen, höher liegt als der einer Dampfmaschine gleicher Leistung mit Kesselanlage. Die Mehrkosten sind bedingt durch die notwendigerweise sorgfältigere Werkstattausführung und die Verwendung hochwertigerer Baustoffe, um den hohen Betriebsdrucken und Temperaturen gewachsen zu sein.

6. trotz alledem das Motorschiff in bezug auf Gesamtwirkungsgrad dem von Dampf angetriebenen Frachtschiff so erheblich überlegen ist und daß bei dem augenblicklichen Tiefstand (1923/24) der Frachten auf dem Weltmarkt viele Frachttarife überhaupt nur noch von Motorschiffen angenommen und mit bescheidenem Gewinn abgewickelt werden können, die für Dampfer ohne Verlust anzunehmen nicht möglich ist. Die Statistik zeigt, daß unter den vielen hunderttausend Tonnen unbeschäftigten Schiffsraums, die zurzeit in der alten und neuen Welt aufgelegt sind, sich nicht ein einziges Motorschiff befindet.

Eine ungünstige Beeinflussung der Wirtschaftlichkeit der Motoranlagen hat man vielfach in den infolge der höheren Umdrehungszahlen der Ölmaschinen notwendigerweise kleiner werdenden Schrauben zu sehen geglaubt. Die Praxis hat jedoch ergeben, daß die für große Ölmaschinen gebräuchlichen Umdrehungen von 100—140 pro min den Wirkungsgrad der Propeller, die infolge der fast durchweg ausgeführten Zweiwellenanordnungen schon an und für sich kleiner ausfallen, nicht erheblich zu beeinflussen vermögen. Mehrfach ausgeführte Vergleichsfahrten zwischen Motorschiffen und Dampfern¹⁾ haben den Beweis erbracht, daß bei annähernd formgleichen, gleichgroßen Schiffen die zur Erzielung gleicher Schiffsgeschwindigkeiten aufzuwendenden Pferdestärken ebenfalls nahezu gleich sind. Im Gegenteil hat sich für lange Reisen sogar herausgestellt, daß die von dem Motorschiff erreichte mittlere Reisegeschwindigkeit eine höhere als die des Dampfers war. Der Grund liegt in der dauernd gleichen indizierten Leistung der Arbeitszylinder des Motorschiffes, während der mittlere Dampfdruck je nach der Qualität der Kohlen, Reinheit der Feuer und der Kessel, der Geschicklichkeit der Heizer u. a. m. fortdauernden Schwankungen, die die mittlere Schiffsgeschwindigkeit ungünstig beeinflussen, unterworfen ist. Hinzukommt, daß bei schlechtem Wetter die kleinen, tiefer unter der Wasserlinie liegenden Schrauben des Motorschiffes viel

¹⁾ Vgl. Knudsen: Performance on service of the motorship „Suecia“; Institution of Naval Architects, London 1913.

weniger Gelegenheit zum Austauschen aus dem Wasser finden. Sollte dieses dennoch eintreten, so wird durch Verminderung oder gänzliche Unterbrechung der Brennstoffzufuhr eine augenblickliche Einstellung jedes einzelnen Arbeitszylinders, entsprechend dem erforderlichen Drehmoment, stattfinden. Sperrt hingegen der Regler einer Schiffsdampfmaschine beim Austauschen der Schrauben die Hauptdampfleitung ab, so werden die in den Receivern und Überströmrohren enthaltenen Dampfmengen die Maschine trotz erfolgter Dampfabspernung mit wesentlich erhöhter Umdrehungszahl arbeiten lassen. Taucht das Hinterschiff erneut ein, und wird der Dampfweg wieder frei gegeben, so vergeht erst einige Zeit, bis die Schieberkästen und Überströmrohre von neuem mit Dampf angefüllt sind und damit die normale Umdrehungszahl und Arbeitsleistung der Maschine eintritt. Die notwendige Folge ist, daß das Schiff beträchtlich an Fahrt verliert, ganz abgesehen davon, daß die Gesamtanlage durch die stark wechselnden Belastungen großen Beanspruchungen, namentlich in den Wellenleitungen und Triebwerken, unterworfen ist. Die oft recht schwerwiegenden Einflüsse, denen das Wirtschaftsergebnis des Einschraubendampfers durch Zahlen hoher Schlepplöhne oder Bergungskosten beim Bruch der Schraubenwelle ausgesetzt ist, fallen für das Zweischraubenmotorschiff so gut wie ganz weg.

XIV. Inbetriebsetzung, Wartung und Instandhaltung von Ölmaschinen.

1. Vorbereitungen zur Inbetriebsetzung.

Vor jeder Inbetriebsetzung einer Ölmaschine nach längerer Ruhepause sind sämtliche Brennstoff-, Anlaß-, Spülluft-, Lufteinlaß- und Auspuffventile auf richtiges Arbeiten zu untersuchen. Zu diesem Zwecke wird die Maschine bei geöffneten Indikatorhähnen durch die Maschinendrehvorrichtung gedreht. Von der Zylinderplattform sind hierbei die Bewegungen der Ventilmadeln, Ventilhebel, Rollen usw. sorgfältig zu beobachten, um ein eventuelles Hängen der Nadeln oder Festklemmen der Rollen sofort beseitigen zu können.

Bei neu eingesetzten oder neu verpackten Brennstoffventilen ist besonders darauf zu achten, daß das zwischen den Nockenscheiben der Steuerwellen und den Rollen der Ventilhebel vorgeschriebene Spiel genau gewahrt ist, da ein dauerndes Aufliegen der Rollen ein Nichtschließen der Ventile zur Folge hat.

Für die angehängten Einblaseluftpumpen ist der nach der Bedienungsvorschrift der Anlage festgelegte Totraum zwischen den einzelnen Zylinderdeckeln und den Luftpumpenkolben zu kontrollieren.

Alle Schmierlöcher an den Ventilhebeln und Steuerrollen sind abzuschmieren, Staufferdosen an Steuerhebeln und Lagern sind anzuziehen. Die zugänglichen Teile der Kolben und Zylinderlaufbüchsen sind von Hand abzuschmieren. Soweit Druckschmierung für die Grund-, Kurbel-,

Kurbelzapfenlager und Schraubenräder zum Antrieb der Steuerwellen vorhanden ist, sind diese Leitungen bei geöffneten Lufthähnen gut mit Öl durchzupumpen.

Alle ÖlfILTER, Abstehtanks und Siebe für Treiböl sind sorgfältig zu reinigen.

Die Treibölleitungen von den Brennstoffpumpen nach den Brennstoffventilen sind nach jeder längeren Betriebspause bei geöffnetem Entlüftungsventil oder Lufthahn gründlich von Hand aufzupumpen, um sicher zu sein, daß alle Luft aus diesen Leitungen entfernt ist.

Es ist so lange zu pumpen, bis ein starker, von Luftblasen freier Strahl Treiböl aus der Entlüftungsvorrichtung der Brennstoffleitung austritt. Nach erfolgtem Durchpumpen mit der Handpumpvorrichtung ist die Saugleitung der letzteren wieder sorgfältig von der Hauptsaugleitung der mechanisch angetriebenen Pumpen abzusperren.

Hierauf werden etwa 10 bis 15 Hübe mit der Handpumpe in die Brennstoffventile gepumpt, bis diese mit Treiböl ganz angefüllt sind. Durch übermäßiges Aufpumpen der Brennstoffleitungen kann, namentlich beim Fehlen von Rückschlagventilen in den Einblaseluftleitungen der Brennstoffventile, Treiböl in diese gelangen und dort explosive Zündungen hervorrufen.

Bohrungen und Schlitze der Düsenplatten der Brennstoffventile sind sorgfältig zu reinigen und gegebenenfalls mit einem passend geformten Draht durchzustößen.

Die Brennstoffnadeln sind auf leichte Gangbarkeit in den Stopfbüchsenführungen zu prüfen und gut mit Zylinderöl einzuschmieren.

Alle Brennstoffnocken und Rollen sowie die Anfahrnocken und Rollen sind gut mit Zylinderöl zu schmieren.

Die Zahn-, Schrauben- und Schneckenräder sowie Schnecken zum Antriebe der Steuer-, Zwischen- und Regulatorwellen sind mit Staufferfett zu schmieren. Vorhandene Schmierpressen für die Arbeitszylinder, Gleitbahnen, Kolbenzapfen und den Kompressor sind aufzufüllen und einige Male von Hand zu drehen.

Die Schmierapparate sind auf richtiges Tropfen nach besonderer Anweisung der Baufirma einzustellen.

Sämtliche Entwässerungsventile der Spülpumpen und Kompressoren sind während des Drehens des Motors geöffnet zu halten, aber vor der Inbetriebsetzung der Maschine zu schließen mit Ausnahme der Entwässerungsventile etwa vorhandener Ölabscheider zwischen den einzelnen Kompressorstufen oder zwischen der Hochdruckstufe und den Einblase- und Anlaßflaschen oder -gefäßen, die bis zur Erreichung des normalen Betriebszustandes geöffnet zu halten sind und zweckdienlich auch während des Dauerbetriebes in ganz geringem Maße gehalten werden.

Das Luftabschlußventil hinter der Hochdruckstufe der Einblaseluftpumpe ist zu öffnen.

Unter allen Umständen ist vor der Inbetriebsetzung des Motors ein Durchpumpen der Kühlwassermäntel der Zylinder, der

Zylinderdeckel sowie der Arbeitskolben vorzunehmen. Bestehen die für den Dauerbetrieb des Motors vorgesehenen Kühlwassereinrichtungen aus angehängten Pumpen, so hat das Durchpumpen mit einer der unabhängigen Kühlwasserreservepumpen zu erfolgen. Alle in den Kühlmänteln und Deckeln vorgesehenen Entlüftungsvorrichtungen sind hierbei dauernd so weit zu öffnen, daß etwas Wasser austritt.

Ist bei kalter Außentemperatur ein Nichtanspringen der Ölmaschine zu befürchten, so ist das Kühlwasser anzuwärmen. Bisweilen ist bei vorhandenem Hilfsdampfkessel eine unmittelbare Verbindung der Dampf- und Kühlwasserleitung unter Zwischenschaltung eines Reduzier- und Rückschlagventils vorgesehen. In diesem Falle ist sorgfältig darauf zu achten, daß der Druck in der Kühlleitung nicht zu hoch steigt, da die Wassermäntel der Zylinder gewöhnlich nicht für höhere Pressungen als 4—5 at Überdruck gebaut sind.

Die regulierbare Ansaugöffnung für die Niederdruckstufe des Kompressors ist voll geöffnet zu halten. Die gewöhnlich nicht regulierbaren Ansaugöffnungen und Luftzuführungskanäle der Spülluftpumpen sind auf evtl. angesaugte Fremdkörper zu untersuchen. Nach längeren Betriebspausen sind auch die Luft- und Spülpumpenventile aufzunehmen und durch Reinigen leicht gangbar zu erhalten. Zeigen die Manometer der Luftgefäße nicht den für das Anlassen des Motors und Einblasen des Brennstoffs nötigen Druck, so sind diese mit Hilfe des Not- oder Hilfskompressors zunächst aufzufüllen.

Alle Drossel-, Regulierhähne und Ventile der Kühlwasserleitungen und Rückkühler, Ölfilter und -kühler, Druckölschmierleitungen und Luftleitungen der Kompressoren nach den Einblase- und Anlaßflaschen sowie Abschlußorgane in den Auspuffleitungen von U-Boots-Motoren sind auf richtige Stellung und Dichtheit zu prüfen.

Sind von den Hauptölmaschinen abgetrennte, elektrisch angetriebene Kühlwasser- und Schmierölpumpen vorhanden, so sind diese vor der Inbetriebsetzung der Ölmaschine anzustellen, damit schon während der ersten Maschinenumdrehungen nach dem Anlassen der vorgeschriebene Kühlwasser- und Schmieröldruck vorhanden ist. Zweckmäßig wird nach längeren Betriebspausen der Druck in den Schmierölleitungen während der ersten halben Stunde etwas höher gehalten, dagegen die Belastung der Maschine während dieser Zeit nur allmählich gesteigert.

Ist aus irgendwelchen Gründen Wasser in die Arbeitszylinder der Maschine gelangt, was namentlich bei Unterseebootsmaschinen als Folge undichter Schieber oder Ventile in den Auspuffleitungen eintreten kann, so läßt man die Maschine zunächst mit Anlaßluft einige Umdrehungen bei geöffneten Indikatorhähnen machen. Sind größere Wassermengen in die Zylinder eingedrungen, so sind die Kolben einzeln in die obere Totpunktlage zu drehen, um alsdann durch das von Hand geöffnete Brennstoffventil so lange Einblaseluft in die Zylinder zu geben, bis aus den Indikatoröffnungen völlig trockene Luft austritt.

2. Die Inbetriebsetzung.

a) Mit Druckluft.

Für das Anlassen der Ölmaschine ist ein Luftdruck notwendig, der je nach der Größe und Bauart des Motors schwankt. Er liegt für die für Handelsschiffe üblichen Bauarten von Zwei- und Viertaktmotoren meist zwischen 25 und 35 at und steigt bei kleinen Maschinen mit geringerer Zylinderzahl sowie bei Sonderkonstruktionen, wie etwa doppeltwirkenden Tandemmaschinen, auf 45—50 at und mehr. Maßgebend für den zu wählenden Anfahrdruck ist neben der von der Erbauerin der Ölmaschine gegebenen, in der Maschinenbiographie niederzulegenden Betriebsvorschrift die eigene Betriebserfahrung unter Berücksichtigung der jeweils im Maschinenraum herrschenden Lufttemperatur.

Auf jeden Fall soll der zum Anlassen des Motors benutzte Druck nicht höher gehalten werden, als zum sicheren Anspringen unbedingt nötig ist, um die beim Anlassen auf die Triebwerksteile kommenden Stöße so klein wie möglich zu halten. Zu verwerfen ist daher, wie vielfach in der Praxis zu beobachten, das Anlassen namentlich kleinerer Mehrzylindermotoren nur mit einem Teil der Arbeitszylinder und dafür erhöhtem Druck der Anlaßluft, als die dann meist die Einblaseluft genommen wird.

Der Druck in der Einblaseluftflasche beträgt bei den üblichen Bauarten im normalen Betriebe etwa 50—55 at. Er soll möglichst konstant gehalten werden, um eine gleichmäßige Zerstäubung des Brennstoffs in der Düse zu erreichen. Mit Verminderung der Fahrleistung muß auch der Einblasedruck vermindert werden.

Steht keine Druckluft zum Anlassen der Ölmaschine zur Verfügung, so können die Anlaßgefäße auch mit Kohlensäure gefüllt werden; unter keinen Umständen darf aber hierzu Sauerstoff oder Wasserstoff verwandt werden, da dies zu schweren Explosionen führen kann.

Die Absperrorgane zwischen dem Kompressor und den Einblaseluftflaschen sind ganz zu öffnen; dabei sind die Ausschläge der Manometer der einzelnen Kompressorstufen dauernd zu beobachten. Übersteigen die Manometerablesungen hierbei wesentlich die für die einzelnen Stufen vorgesehenen Betriebsdrucke, so ist der Motor sofort wieder abzustellen, auch wenn die Sicherheitsventile noch nicht blasen sollten.

Die Ursache der ungewöhnlichen Drucksteigerung kann entweder auf undichte Ventile der nächstfolgenden Druckstufe oder auf undichte Kolbenliderungen bei vorhandenen Stufenkolben zurückzuführen sein.

Das Absperrventil zwischen den Anlaßgefäßen und dem Hauptmotor ist bei der Inbetriebsetzung desselben langsam zu öffnen.

Sobald nach dem Umdrehungsanzeiger die Maschine in dem gewünschten Drehsinn angesprungen und auf Umdrehungen gekommen ist, sind je nach der vorliegenden Konstruktion die Arbeitszylinder einzeln oder gruppenweise von der Anlaßluft abzusperren und auf Brennstoff zu schalten.

Sobald diese Zylinder zünden, wird das gleiche Manöver für den Rest derselben vorgenommen.

Während dieser ganzen Periode sind Umdrehungsanzeiger sowie die Manometer für Anlaß- und Einblaseluft dauernd im Auge zu behalten. Fällt der Druck in der Einblaseluftleitung bis auf 35 at, so muß Luft aus den Reserveflaschen zugesetzt werden, um zu verhüten, daß der Verbrennungsdruck in die Einblaseleitung schlägt.

Hat die Maschine in allen Zylindern gezündet, so ist der Einblasedruck mittels der Reguliervorrichtung der Ansaugleitung des Luftkompressors auf konstanten Druck — im Mittel etwa 55 at — einzustellen.

Bei jedesmaliger Verminderung der Maschinenleistung oder Umdrehungszahl ist auch der Einblasedruck entsprechend zu erniedrigen, jedoch nie weiter als auf 38 at.

Mit steigender Belastung der Maschine ist auch der Einblasedruck zu erhöhen, um ein Verrußen der Düsen der Brennstoffventile zu verhindern.

Sinkt die Luftförderung der Einblaseluftpumpe im normalen Betrieb, so kann die Ursache in undichten Flanschen der Luftleitungen, undichten Sicherheitsventilen, undichten Kolben der Niederdruck- und Mitteldruckstufen oder endlich auch in einer Verengung der Lufteinsaugekanäle infolge Verschmutzung zu suchen sein.

Sobald die Maschine angesprungen ist, sind alle angehängten Pumpen auf ordnungsgemäßes Arbeiten zu untersuchen und in ihrem Lieferungsgrad entsprechend der jeweiligen Belastung der Ölmaschine einzustellen. Die Regulierung der Kühlwassermengen hat derart zu erfolgen, daß die Temperaturen des abfließenden Kühlwassers 20—25° C möglichst nicht unterschreiten, da andernfalls ein zu starkes Auskühlen der Zylinder und Deckel und damit ein Aussetzen der Zündungen eintritt. Kennzeichen hierfür sind unruhiger Gang der Maschine und Verschlechterung des Auspuffs. Eine Möglichkeit, das Aussetzen der Zündungen oder die Verschlechterung der Verbrennung außerdem festzustellen, bietet das Öffnen der Indikatorhähne sowie eventueller Probierhähne an den Auspuffleitungen und Schalltöpfen. Als Richtlinie für die zulässige Temperaturerhöhung des Kühlwassers in der Maschine können etwa 25—30° C angenommen werden, so daß bei einer Kühlwassereintrittstemperatur in den Tropen von etwa 30° C die Kühlwasseraustrittstemperatur 55—60° C nicht überschreitet.

Bleiben trotz genügend hoher Kühlwassertemperaturen die Zündungen in einzelnen Arbeitszylindern aus, so liegt in der Regel eine Störung in der Förderung der Brennstoffpumpen vor. Zeigt das Brennstoffmanometer keinen Druck, so sind entweder die Saugeventile undicht, oder im Druckraum der Pumpe befinden sich Luftsäcke, die durch Entlüften zu beseitigen sind.

Sofern Preßschmierung für die Grund-, Kurbel-, Kreuzkopfpapfenlager und Schraubenräder vorhanden ist, sind auch die für diese Leitungen angeschlossenen Manometer für die erforderlichen Drucke einzuregulieren. Im allgemeinen sollte der Preßöldruck nicht mehr als

1,0—1,5 at betragen, da andernfalls, wenigstens bei offenen Ölmaschinen, größere Ölverluste infolge starken Spritzens unausbleiblich sein werden.

b) Elektrisches Anlassen.

Die Inbetriebsetzung einer Ölmaschine auf elektrischem Wege ist im allgemeinen nur bei U-Boots-Maschinen möglich, da nur hier die für die Unterwasserfahrt gebrauchten großen E-Maschinen vorhanden sind, um die Dieselmotoren hinreichend sicher anzulassen.

Die elektrische Inbetriebsetzung gestaltet sich auf U-Booten überaus einfach und sollte daher hier, besonders nach längerem Stillstand der Maschinenanlage, immer angewandt werden. Da die Maschine elektrisch wesentlich langsamer als mit Druckluft in Gang gesetzt werden kann, wird die Maschine vor heftigen Stoßbeanspruchungen bewahrt und eine gute Beobachtung der Ventile und Steuerorgane bis zur Zündung mit Brennstoff sichergestellt.

Das Anlassen der Maschine hat so langsam als möglich mit größtem Erregerstrom stattzufinden, und erst allmählich ist durch Schwächen des Magnetfeldes die Umdrehungszahl der Maschine zu steigern.

Die Schaltung der Brennstoffventile auf Betriebsstoff darf erst erfolgen, nachdem die durch die Betriebsvorschrift festgelegte Mindestdrehzahl erreicht ist.

Sobald die Zündungen in den Arbeitszylindern der Ölmaschine eingesetzt haben, ist die Stromzuführung abzuschalten.

c) Die Maschine läuft nicht an oder bleibt stehen.

Das vielfach beim ersten Anlassen einer Ölmaschine zu beobachtende Pendeln der Kolben, ohne daß es gelingt, die Maschine in Gang zu bringen, ist meist auf starke Undichtigkeiten der Anlaßventile zurückzuführen. Haben sich diese während des Anlassens in ihren Führungen aufgehängt, so tritt ein starker Luftstrom aus den Einsaugerohren heraus.

Erreicht die Maschine beim Anlassen mit Druckluft dagegen die erforderliche Geschwindigkeit und tritt doch kein Zünden beim Umstellen von der Anlaß- auf die Betriebsstellung ein, so kann die Ursache darin bestehen, daß die Brennstoffzufuhr abgesperrt ist, das Aufpumpen der Brennstoffventile durch die an den Brennstoffpumpen sitzenden Handdruckvorrichtungen nur ungenügend erfolgt ist, die Ventile der Brennstoffpumpen undicht sind oder sich Luft in den Brennstoffpumpen befindet.

Weitere Gründe des Nichtanspringens können in starken Undichtigkeiten der Auspuff- und Einsaugventile liegen, so daß nicht der nötige Kompressionsdruck und damit die erforderliche Temperatur entsteht, das Treiböl zur Entzündung zu bringen. Die undichten Ventile sind in diesem Falle sofort durch Ersatzventile auszuwechseln.

Schließlich können sich Schwierigkeiten beim Anlassen aus zu niedriger Temperatur des Maschinenraums, des Kühlwassers und des Brennstoffs ergeben. Maschinenraum und Leitungen sind in diesem Fall durch die jeweils vorhandenen Einrichtungen zu erwärmen.

Ein völliges Stehenbleiben der Maschine im Betriebe kann auf Überlastung derselben, auf Unterbrechung der Brennstoffzufuhr, starken Gehalt des Treiböls an Wasser oder auf das Festfressen eines Kolbens oder Lagers zurückzuführen sein.

Endlich kann auch ein zu niedriger Einblasedruck die Ursache des Stehenbleibens der Maschine sein, wenn dieser unter den Kompressionsdruck im Arbeitszylinder sinkt, so daß eine weitere Einführung von Brennstoff in den Zylinder unterbunden wird.

d) Die Maschine stößt; die Sicherheitsventile blasen ab.

Zu hoher Einblasedruck, namentlich bei niederen Drehzahlen der Maschine, läßt die Kolben im Zündungstotpunkt klopfen; der Gang der Maschine wird unruhig.

Das gleiche Stoßen der Maschine tritt trotz richtigen Einblasedruckes auch ein, wenn die Brennstoffnadeln oder die Brennstoffnocken nicht richtig eingestellt sind, so daß Früh- oder Spätzündungen auftreten.

Sind die Brennstoffnadeln undicht oder bleiben diese hängen, so tritt meist ein schußartiges Stoßen bei gleichzeitigem Abblasen des Sicherheitsventils am Arbeitszylinder ein. Die Maschine ist zur Instandsetzung des Brennstoffventils in diesem Falle sofort abzustellen.

Regelmäßiges Stoßen bei jedem Hubwechsel ist auf zu große Lose in einem Lager, eines Kolbens oder auf den Beginn des Auslaufens des Lagers eines Triebwerkteils infolge ungenügender Schmierung oder erfolgter Verschmutzung zurückzuführen. In allen diesen Fällen ist die Maschine zur Feststellung der Ursache des Klopfens sofort abzustellen.

e) Die Leistung der Maschine geht bei sinkender Umdrehungszahl zurück.

Ungenügende Brennstoffzufuhr, zu niedriger Einblasedruck, starke Undichtigkeiten der Einsaug- und Auspuffventile, undichte und hängenbleibende Pumpenventile sowie ausgelaufene Lager können die Ursachen abnehmender Leistungen im Betriebe sein. Stark verschmutzte Düsenplatten der Brennstoffventile sowie verunreinigte Siebe und Dämpfungsbliche in den Ansaugeröhren der Spülpumpen von Zweitaktmaschinen führen gleichfalls zu starken Leistungsminderungen.

In allen Fällen ist die Störung nach Feststellung vor Wiederinbetriebnahme der Maschine zu beseitigen.

3. Die Wartung im Betriebe.

Um jederzeit für eventuelle Maschinenmanöver bereit zu sein, ist stets dafür zu sorgen, daß sämtliche vorhandenen Anlaß- und Einblasegefäße den vorgeschriebenen vollen Luftdruck aufweisen; jeder Verbrauch ist unverzüglich zu ergänzen. Bei Fahrt in freien Gewässern wird die verbrauchte Luft der Anlaß- und Reserveeinblasegefäße durch die den Hauptmotoren angehängten Kompressoren ersetzt werden

können. Steht eine längere Manöverperiode bei Revier- und Kanalfahrten bevor, so sind unbedingt die vorhandenen Hilfskompressoren in Betrieb zu setzen. Dasselbe ist erforderlich, sofern der dem Hauptmotor angekuppelte Kompressor den erforderlichen Einblaseluftdruck nicht zu halten imstande ist.

Die Reguliereinrichtung der Luftpumpe ist derart einzustellen, daß der Druck im Einblasegefäß während des normalen Dauerbetriebs etwa 5 at mehr als der gerade erforderliche Einblasedruck beträgt.

Häufig sind Störungen an den Luftpumpen auf allzu reichliches Schmieren der Luftzylinder oder Verwendung eines ungeeigneten Kompressoröls zurückzuführen, durch das ein Verschmutzen und Festklemmen der Luftpumpenventile, Festsetzen der Kolbenringe und Verschmieren der Luftkühler und anschließenden Rohrleitungen eintritt. Bisweilen werden auch die Kühlrohrbündel undicht, so daß Wasser in die einzelnen Druckstufen dringt und die Gefahr des Wasserschlags eintritt. Undichte Kühlrohrsysteme sind sofort auszuwechseln. Hoher Feuchtigkeitsgehalt der angesaugten Luft oder ungenügende Entwässerung derselben zwischen den einzelnen Druckstufen führt leicht zu einem Festfrieren der Kolbenringe und damit Undichtwerden der Kolben. Angerostete Kolbenringe sind stets durch neue zu ersetzen.

Die Drücke in den einzelnen Stufen der Einblaseluftpumpe sind laufend auf richtige Druckhöhe hin zu beobachten. Die üblichen Drücke betragen bei einer dreistufigen Luftpumpe:

I. Stufe:	3,2—3,8 at,
II. „	14,5—17 at,
III. „	45 — 60 at.

Bei höheren Drucken in der Niederdruck- und Mitteldruckstufe liegt eine Undichtheit der Ventile der nächsthöheren Druckstufe vor. Plötzliche Druckerhöhungen in den einzelnen Stufen lassen auf das Hängenbleiben eines Ventils oder das Eindringen eines Fremdkörpers in das Ventil schließen. Bei Druckverminderungen in den unteren Stufen der Luftpumpe ist es notwendig, die Ventile der Niederdruckstufe nachzusehen und gegebenenfalls einzuschleifen. Laufender Kontrolle bedürfen auch die Sicherheitsventile der einzelnen Druckstufen, die abblasen sollen

	für die Hochdruckstufe	bei 80 at,
„	„	Mitteldruckstufe „ 40 at,
„	„	Niederdruckstufe „ 10 at.

Lassen die Einblase- und Anlaßgefäße Luft entweichen, so liegen meist Undichtigkeiten der Überström- oder Entwässerungsventile vor, die durch Einschleifen der Ventile zu beseitigen sind.

Die gleiche Sorgfalt wie den Lufteinrichtungen ist auch der Kühlwasseranlage der Maschine entgegenzubringen. Die empfindlichsten Teile des Viertaktmotors sind hierbei die Auspuffventile mit zugehörigen Gehäusen, die stets sorgfältig zu kühlen sind, und von denen das Kühlwasser nie kälter als handwarm abfließen sollte, da andernfalls leicht

Ausscheidungen aus dem Kühlwasser eintreten, so daß infolge ungenügender Kühlung des Ventiltellers infolge Verschmutzung leicht ein Hängenbleiben der Ventilspindel in der Gehäuseführung eintritt. Von den Luftpumpen und Luftkühlern soll das Kühlwasser so kalt wie möglich, jedenfalls nicht wärmer als 25—35° C ablaufen, um möglichst große Luftmengen fördern zu können. Für die Arbeitszylinder und Zylinderdeckel sind höchste Temperaturen von 35—50° C, für die Kolben von 30—45° C, für die Auspuffleitungen und Schalltöpfe von 60—70° C zulässig. Sobald durch irgendeinen Umstand die Kühlwassertemperaturen die angegebenen Werte wesentlich überschreiten, darf unter keinen Umständen durch Zuführung größerer, kalter Kühlwassermengen eine plötzliche Abkühlung der wasserumspülten Zylinderwandungen herbeigeführt werden, da Risse in den Zylinderdeckeln und Auspuffventilen, Stegrisse in den Auspuffschlitzen, Fressen der Kolben u. a. m. mit großer Wahrscheinlichkeit auftreten würden. Ist durch langsame, stetige Vermehrung der Kühlwassermenge ein Rückgang der Ausflußtemperatur nicht zu erreichen, so ist die Maschine oder wenigstens der betreffende Zylinder abzusetzen und die Störung in der Kühlung festzustellen und zu beseitigen.

Sinkt der Kühlwasserdruck unter die angegebenen Manometerdrucke, so sind die Thermometer an den Abflußstellen gut zu beobachten, daß die vorgenannten Höchsttemperaturen nicht überschritten werden. Gelingt es nicht, die Kühlwassertemperaturen in den angegebenen Grenzen zu halten, so ist die Leistung der Maschine entsprechend herabzusetzen oder die Maschine ganz abzustellen.

Die Schmierung aller Ölmaschinen erfordert weitgehende Sorgfalt, da bei der großen Zahl von Schmierstellen schon geringe Verluste an den einzelnen Lagern, Gelenken und Gleitflächen recht erhebliche Ausgaben für Schmierstoffe verursachen können. Sämtliche Schmierlöcher sind laufend auf Verstopfen zu untersuchen; Schmierpressen, Ölgefäße, Tropföler und Staufferbüchsen sind vor dem völligen Entleeren nachzufüllen.

So wichtig die Schmierung für alle Teile der Ölmaschine an sich ist, darf sie andererseits das notwendige Maß möglichst nicht überschreiten. Zu reichliche Schmierung der Arbeitszylinder verschlechtert den Auspuff und reichert die Luft im Maschinenraum mit einem für das Bedienungspersonal sehr unangenehmen Öldunst an.

Bei zu reichlicher Schmierung der Zylinderlaufflächen gelangt Öl in die Verbrennungsräume und verursacht ein Verschmutzen der Ventile und Kolben, ein Festbrennen der Kolbenringe und damit ein Undichtwerden der Kolbenliderung.

Zeigen sich Arbeitskolben und Zylinderlaufflächen bei Überholungen ziemlich trocken, so liegt eine zu geringe Schmierung vor, und damit steht ein Warmlaufen und Fressen des Kolbens zu befürchten.

Die gebräuchlichen Drucke in den Ölleitungen zum Schmieren und Kühlen schwanken im Ölmaschinenbau für Lagerzwecke zwischen 1,0 und 2,0 kg/qcm, für Zwecke der Kolbenkühlung zwischen 1,5 und 3,5 kg/qcm.

Sinken die angegebenen Öldrucke, so ist durch Ausschalten eventuell verschmutzter Filter der Öldruck wieder auf die vorgeschriebene Höhe zu bringen, falls nicht die Druckminderung auf undichte oder unklare Ventile der Schmierölpumpe zurückzuführen ist.

Gelingt es nicht, die vorgeschriebenen Schmieröldrucke aufrechtzuerhalten, so ist die Ölmaschine zur Vermeidung des Heißlaufens von Lagern und Triebwerksteilen sofort abzustellen.

Zu weitgehende Schmierung der Kompressorkolben führt zu Ölniederschlägen in den Luftzwischenkühlern und damit zu einer erheblichen Beeinträchtigung der Kühlwirkung. Die durch die Kompression der Luft auftretende Wärme kann alsdann nur unvollkommen abgeleitet werden, so daß leicht verhängnisvolle Schmierölexplosionen entstehen können. Jede zu reichliche Schmierung der Luftpumpen ist daher sorgfältig zu vermeiden. Sind die Anlaßventile längere Zeit nicht in Betrieb gewesen, so empfiehlt sich für die Ventilspindeln ein Schmieröl mit einem Gemisch $\frac{1}{3}$ Öl und $\frac{2}{3}$ Petroleum. Die an den Zwischenkühlern und Ölabscheidern angebrachten Entwässerungseinrichtungen sind mindestens jede halbe Stunde zu öffnen. Das gleiche gilt für die Einblase- und Anlaßgefäße sowie die Receiverräume der Kompressoren und Spülpumpen.

Für die Schmierung der Einblaseluftpumpen ist besonderes, im Handel erhältliches Kompressoröl zu verwenden. Steht dieses nicht zur Verfügung, so kann auch bestes Mineralöl von möglichst hohem Flammpunkt verwandt werden.

Das in den Boden- und Hochtanks gelagerte Treiböl darf den Brennstoffpumpen erst zugeführt werden, nachdem es mindestens 10–12 St in den Tagesbedarfstanks alle mechanischen Unreinigkeiten abgesetzt und etwa dem Treiböl beigemischt Wasser ausgeschieden hat, da schon ganz geringer Wassergehalt zum Aussetzen der Zündung führt. Das Ablassen der Wassers erfolgt durch die am Boden der Behälter angebrachten Proberhähne. Zwischen den Tagesöltanks und den Treibölpumpen sind stets besondere Brennstoffreiniger eingeschaltet, die jede Woche zu reinigen sind. Einen Maßstab für die Verschmutzung der Brennstofffilter bildet der Druckunterschied der Manometer vor und hinter denselben, der nicht mehr als etwa 0,3 at betragen soll. Die Brennstoffpumpen sind in regelmäßigen, kürzeren Zwischenräumen in den Saugeräumen zu entlüften.

Ein Versagen der Brennstoffpumpen ist im allgemeinen selten; höchstens sind hin und wieder die Sitzflächen der Pumpenventile undicht, so daß der eine und andere Zylinder zu wenig Brennstoff bekommt. Die Einführung einer zu geringen Brennstoffmenge in den Arbeitszylinder zeigt sich in einer zu geringen Flächenbreite des Indikatorgramms gegenüber den normalen Diagrammen. Zu große Brennstoffmenge und damit unvollkommene Verbrennung in den einzelnen Zylindern läßt sich beim Öffnen der Indikatorhähne durch Austreten eines schwärzlich-grauen Rauches nachweisen.

Der Auspuff der Ölmaschine muß immer rein sein. Schwach bläulicher Rauch läßt auf zu reichliche Schmierung der Ar-

beitszylinder, schwärzlicher auf unvollkommene Verbrennung infolge mangelhafter Zerstäubung oder zu großer Brennstoffzufuhr schließen. Im letzteren Fall ist der Einblaseluftdruck zu erhöhen.

Weitere Gründe eines rußenden Auspuffs können sein: Überlastung der Maschine, Undichtigkeit der Brennstoffnadel, Verschmutzung des Zerstäubers oder der Düsenplatte, des Brennstoffventils oder schließlich ungeeigneter Brennstoff.

In letzterem Falle sind die Düsenplatten häufiger durchzustoßen und die Zerstäuber zu reinigen.

Ist der beobachtete Übelstand damit auch noch nicht zu beseitigen, so sind Diagramme zu nehmen, um Aufschluß über die unzureichende Verbrennung zu erhalten.

Die Brennstoffventilnadeln sind laufend zu beobachten. Sobald sich ein träges Schließen bemerkbar macht, ist die Stopfbüchse zu lösen oder die Schließfeder nachzuspannen. Bläst die Packung der Brennstoffnadel, so muß ein Nachziehen derselben, unter keinen Umständen aber während die Maschine im Betrieb ist, erfolgen. Hält die Packung auch dann nicht mehr dicht, so ist dieselbe zu entfernen und vollständig zu erneuern. Ein Nachlegen einzelner Packungsringe auf die alte Packung oder auch ein Nachstampfen derselben ist unzulässig. Ein Hängenbleiben der Nadel hat bei zu reichlicher Brennstoffzufuhr in den Arbeitszylinder leicht den Eintritt einer explosiblen Zündung und damit meist ein Verbrennen der Ventilnadel und des umschließenden Gehäuses zur Folge.

Die Brennstoffventilnadeln müssen in der Packung so leicht gehen, daß sie im entlasteten Zustande leicht von Hand bewegt werden können. Sofern keine besondere Schmierung der Brennstoffnadeln vorgesehen ist, sind dieselben nach je 10—12 Betriebstagen auszubauen, gut zu reinigen und in der oberen Führung reichlich mit Zylinderöl zu schmieren. Zeigt sich Packung nach dem Ausbau der Nadel trocken, so ist die Schmierung derselben in entsprechend kürzeren Zeiträumen zu wiederholen.

Vor dem Ausbau der Brennstoffventilnadeln ist der Druck aus den Einblaseventilen abzulassen, was durch Ablesen des Druckes an den Einblasemanometern festzustellen ist. Zu beachten ist ferner, daß das Aufnehmen der Brennstoffnadeln nicht nach dem Aufpumpen der Brennstoffventile von Hand erfolgt, da in diesem Falle Brennstoff in größerer Menge in die Arbeitszylinder gelangt und hier beim Inbetriebsetzen der Ölmaschine heftige Zündungen hervorruft.

Die Prüfung der Dichtheit der Brennstoffnadeln wird durch Anstellen der Einblaseluftleitung bei gleichzeitigem Öffnen der Indikatorhähne an den Arbeitszylindern festgestellt.

Das Nichtzünden der Arbeitszylinder kann zurückzuführen sein auf das Versagen der Brennstoffpumpen, auf starke Undichtigkeiten einzelner Ventile in den Zylinderdeckeln, so daß der zur Erzielung der nötigen Zündungstemperatur erforderliche Kompressionsdruck nicht mehr eintritt, oder auf ein Festsitzen der Kolbenringe und damit ungenügender Abdichtung infolge Verwendung ungeeigneten Zylinder-

schmieröls oder auch auf zu reichliche Schmierung, öfteres Leerlaufen der Maschine oder häufige Aussetzer.

Längeres Arbeiten der Maschine mit rußigem Auspuff hat zur Folge, daß Ruß an der Ventilspindel des Auspuffventils festbrennt und das Ventil hängenbleibt. Ein derartiges Ventil ist sofort durch ein Ersatzventil auszuwechseln. Bei normaler Beanspruchung und einwandfreier Verbrennung genügt es, die Auspuffventile alle drei bis vier Monate herauszunehmen, zu reinigen und neu einzuschleifen. Das gleiche gilt für die Luftanlaßventile.

Die Einsaugeventile sind kaum nennenswerten Abnutzungen unterworfen; es genügt, diese etwa halbjährlich nachzusehen.

Das freie Spiel der Rollen aller Ventilhebel ist während des Betriebes laufend zu prüfen, um ein ordnungsgemäßes Schließen aller Ventile sicherzustellen und ein Warmlaufen der Rollenbolzen zu verhindern.

4. Manövrieren, Umsteuern und Tauchen bei U-Boots-Maschinen.

Bei jedem Manöver, das einen anderen Drehsinn der Maschine verlangt oder dem Kommando „Halt“ ist zunächst der Brennstoff abzusetzen. Alsdann ist die Steuerung für den gewünschten Drehsinn einzustellen, die Maschine mit Luft anzulassen, und erst nachdem die Maschine angesprungen und auf Touren gekommen ist, darf nach erfolgtem Absetzen der Luft für die einzelnen Zylinder ein Umschalten auf Brennstoff erfolgen.

Unbedingt ist hierbei zu vermeiden, daß ein Einschalten der Brennstoffpumpen erfolgt, ehe die Ölmaschine in dem gewünschten Drehsinn angesprungen ist. Eine Nichtbeobachtung dieser Vorsichtsmaßregel kann zur Folge haben, daß bei geöffnetem Brennstoffventil durch die Einblaseluft größere Treibölmengen in den Zylinder geblasen werden und unzulässig hohe Verbrennungsdrucke entstehen, was sich durch starkes Schlagen der Sicherheitsventile bemerkbar macht. Zur Begrenzung der hierdurch auf die Triebwerksteile kommenden Stöße sollten die Sicherheitsventile an den Arbeitszylindern für keine höheren Drucke als 50—55 at eingestellt werden.

Ein weiteres Mittel, allzu hohe Verbrennungsdrucke möglichst auszuschließen, besteht darin, die Spannung der Einblaseluft während der Manöverperioden nicht höher als 40—45 at zu halten.

Als Folge zu scharfer Zündungen tritt außer dem Schlagen der Sicherheitsventile eventuell ein Anschmoren der Sicherheitsventilteller, der Brennstoffventilnadeln und bei angestellter Anlaßluft unter Umständen auch der Anlaßventile ein.

Alle Manöver sind so rasch als irgend möglich auszuführen, um mit möglichst wenig Anlaßluft auszukommen und ein Abkühlen der Zylinder- und Deckelwandungen zu verhindern.

Wird während längerer Zeiträume im Nebel oder im Revier langsam gefahren, oder liegt die Maschinenanlage für kürzere Zeit, wie z. B.

beim Lotsenübernehmen, ganz still, so sind bei angehängten Kühlwasserpumpen die unabhängig angetriebenen Reserve-Kühlwasserpumpen zum Nachkühlen der Zylinder, Deckel und Kolben in Betrieb zu setzen, um die in den Wandungen aufgespeicherten Wärmemengen abzuführen.

Das gleiche gilt für die selbständig angetriebenen Schmierölpumpen, wenn Ölkühlung der Arbeitskolben vorliegt.

Bei U-Boots-Maschinen sind vor dem Tauchen die zwischen den außenbords liegenden Schalldämpfern und den innerhalb des Druckkörpers angeordneten Auspuffsammelgefäßen liegenden Auspuffschieber und -ventile zu schließen. Die zwischen den genannten Abschlußorganen befindlichen Entwässerungsventile, Entlüftungs- und Entwässerungsventile des Außenbordschalldämpfers und die den Auspuffsammeltopf entwässernden Organe sind zu öffnen. Die Außenbordsventile der Kühlwasserleitungen sowie die Bodenventile der Kühlwasserpumpen sind zu schließen. Die Brennstoffsteuerorgane sind in die Nullstellung zu legen. Die Ölmaschine ist von der Propellerwelle abzukuppeln.

Während der Unterwasserfahrt sind die vorgenannten Entwässerungsleitungen dauernd zu beobachten. Dringt Wasser durch die Abschlußventile ein, so ist ungesäumt die Lenzpumpe in Betrieb zu setzen, um größere Wasseransammlungen und damit Gewichtsveränderungen im Boot zu verhindern.

Die Dichtigkeit der Außenbordsanschlüsse der Kühlwasserleitungen ist an den Druckmanometern zu kontrollieren.

Nach dem Wiederauftauchen sind alle vorgenannten Organe in umgekehrter Richtung zu öffnen oder zu schließen bis auf die Entwässerungsventile der Auspuffsammelgefäße, die auch während der ersten Umdrehungen der Ölmaschine nach dem Wiederanlassen noch geöffnet zu halten sind.

5. Das Stillsetzen der Ölmaschine.

Soll eine Ölmaschine abgesetzt werden, so sind zuerst die Brennstoffventile in den Saugleitungen der Pumpen abzusperrern. Würde zuerst die Einblaseluft abgesetzt werden, so kann durch Weiterlaufen der Ölmaschine während einiger Umdrehungen eine schwere Beschädigung des angehängten Kompressors herbeigeführt werden. Zylinder, Deckel und Kolben sind wenigstens noch 15 Minuten nachzukühlen. Werden die Arbeitskolben mit Öl gekühlt, so sind nach dem Abstellen der Maschine die selbständig angetriebenen Ölpumpen in Betrieb zu setzen, um die Kolbenkühlräume so lange nachzukühlen, bis ein Zersetzen der in den Arbeitskolben zurückbleibenden Kühlölmengen nicht mehr zu befürchten ist.

Sämtliche Einblase- und Anlaßgefäße, die Aufnehmerräume der Spülpumpen und Einblaseluftpumpen, sowie die Zwischenkühler der letzteren und alle Ölabscheider sind sorgfältig zu entwässern; die Ventile der Einblase- und Anlaßluftgefäße sind zu schließen.

Soll die Maschinenanlage für mehrere Tage außer Betrieb gesetzt werden und liegt Frostgefahr vor, so sind, falls nicht hinreichende

Heizvorrichtungen in den Maschinenräumen vorhanden sind, außer den vorerwähnten Teilen auch noch die Arbeitszylinder und -deckel, die Auspuffventile, die Auspuffventilkegel, Auspuffleitungen, Grundlager sowie die Ölkühler sorgfältig zu entwässern. Da durch bloßes Öffnen der Entwässerungshähne und -schrauben eine vollständige Entleerung der Kühlwasserräume meist nicht zu erreichen ist, wird zweckmäßig ein Ausblasen der Kühlwasserräume mit niedergespannter Druckluft vorgenommen.

Nach erfolgtem Abstellen der Ölmaschine sind sämtliche Indikatorhähne an den Arbeitszylindern und Luftpumpenzylindern zu öffnen und Anlaß- und Einblaseluftleitungen zu entlüften.

Sämtliche Tropfgefäße sind abzustellen, alle Ölfangschalen zu reinigen. Während des Betriebes zutage getretene Mängel sind, auch wenn sie noch so geringfügig erscheinen, unverzüglich zu beseitigen. Die ganze Maschinenanlage ist einer gründlichen Reinigung zu unterziehen, insbesondere sind alle die Teile einer eingehenden Überholung und Reinigung zu unterwerfen, die während des Betriebes der Hauptmaschinen unzugänglich sind. In erster Linie gehört hierzu die Reinigung der Kühlwasserräume der Zylinder, Deckel und Kolben, die Reinigung der Kühlwasserrohre, Schmierölleitungen, der Anlaß- und Einblaseluftleitungen, der Luftzwischenkühler, der Ölkühler, Filter und Rückkühlanlagen. Diese Arbeiten sollten nach jeder größeren Reise, längstens aber alle zwei bis drei Monate vorgenommen werden.

Bleibt die Ölmaschinenanlage für längere Zeit außer Betrieb, ohne daß besondere Instandhaltungsarbeiten vorgenommen werden sollen, so ist durch starke Schmierölaufuhr zur Verhütung des Rostens kurz vor dem Abstellen der Maschine für eine ausreichende Einfettung der Arbeitszylinder Sorge zu tragen.

An laufenden, während jeder längeren Liegezeit außerdem vorzunehmenden Arbeiten sind zu erwähnen:

1. Überholung sämtlicher Brennstoff-, Anlaß-, Saug-, Auspuff-, Spülluft- und Sicherheitsventile mit Bezug auf leichten Gang und Dichtheit der Sitzflächen. Kontrolle der Brennstoff- und Anlaßventile durch Ansetzen der Druckluftleitungen bei geschlossenen Ventilen und gleichzeitig geöffneten Indikatorhähnen der Arbeitszylinder.

2. Prüfung der Umsteuereinrichtung auf Dichtheit der Luftventile und sicheres Anspringen.

3. Überholung der Saug- und Druckventile der Brennstoffpumpen sowie der zugehörigen Leitungen in Bezug auf Dichtheit; ist ein Einschleifen der Ventile notwendig, so darf dieses nur mit feinstem Glaspulver erfolgen. Vor dem Wiedereinsetzen der Ventile ist das Pumpengehäuse in allen Teilen auf das sorgfältigste zu säubern.

4. Reinigen der Luftpumpenventile von angetrocknetem Öl, evtl. Einschleifen derselben. Mit besonderer Sorgfalt ist Obacht zu geben, daß keine Metallspäne im Inneren der Pumpenzylinder haften bleiben. Zweckmäßig ist es, um bei längerem Betriebsstillstand ein Festsetzen der Ventile zu verhindern, die Luftpumpen hin und wieder in Betrieb zu nehmen, oder, falls dies nicht angängig sein sollte, dieselben wenigstens von Hand einigemal drehen zu lassen. Die Schlitze der Lufteinsaugrohre

sind gut rein zu halten, da eine Luftdrosselung eine erhebliche Leistungsverminderung der Luftpumpen zur Folge hat.

5. Aufnehmen der Arbeitskolben der Maschine und des Kompressors, Reinigen der Kolbenringe, gegebenenfalls Auswechseln der letzteren bei eingetretenem Verschleiß oder ungenügender Spannung.

6. Reinigen und Auswaschen der Spülluft-Aufnehmerräume bei Zweitaktmaschinen.

7. Reinigen der Seewasser-, Öl- und Brennstofffilter sowie der Öl- und Luftkühler.

8. Reinigen der Kühlwasserräume sowie des Inneren der Auspuffrohre, Auspufftöpfe und Schalldämpfer.

9. Reinigen der Treiböl-Tagesbedarfs- und -Meßtanks.

Grundsätzlich sollten bei allen Reinigungsarbeiten an Ölmaschinen nie Putzwolle, sondern ausschließlich Putzlappen Verwendung finden. Sollten bei den üblicherweise vorzunehmenden Instandsetzungsarbeiten an den Lagern, Zylindern, Ventilen und beim Verpacken von Stopfbüchsen versehentlich Unreinigkeiten oder Fremdkörper in das Innere der Maschine gelangt sein, so sind diese unverzüglich vor Fortsetzung der Arbeiten wieder zu entfernen.

Anhang.

Vorschriften des Germanischen Lloyd für Verbrennungsmotoranlagen 1922.

Verbrennungsmotoranlagen.

§ 1.

Allgemeines.

1. Sollen Schiffe, die mit Verbrennungsmotoranlagen ausgerüstet sind, klassifiziert werden, so müssen die Hauptmotoren und die zu ihrem Betriebe notwendigen Hilfsmaschinensätze den nachfolgenden Bestimmungen entsprechen.

Die Bauausführung hat unter Aufsicht des Germanischen Lloyd zu erfolgen.

Die in anderen Abschnitten gegebenen Klassifikations- und Bauvorschriften für maschinelle Einrichtungen finden, soweit sie nicht durch die nachstehenden besonderen Vorschriften ersetzt und ergänzt werden, sinngemäße Anwendung.

2. Dem Vorstande des Germanischen Lloyd sind einzureichen:

a) eine Beschreibung der Anlage, aus der die Wirkungsweise der Haupt- und Hilfsmotoren, ihre Größenverhältnisse, Umsteuerungsein-

richtungen, ferner Zahl, Art und Antrieb der benötigten Hilfsmaschinen, sowie alle diejenigen Daten hervorgehen, die zur Prüfung der einzureichenden Zeichnungen nötig sind,

b) Zeichnungen der Kurbel-, Leitungs- und Schraubenwellen nebst etwa damit in Zusammenhang stehender Umsteuerungseinrichtungen in dreifacher Ausfertigung,

c) Zeichnungen der Druckluftbehälter mit Angabe der Zahl und der Herstellungsart insbesondere der geschweißten Nähte in dreifacher Ausfertigung.

Auch sind die nötigen Unterlagen für die Feststellung des nach § 2 erforderlichen Gesamtinhaltes der Behälter zu geben.

Außerdem behält der Vorstand des Germanischen Lloyd sich vor, weitere ihm nötig erscheinende Angaben und Zeichnungen einzufordern.

3. Bei Motoranlagen, die infolge ihrer besonderen Verhältnisse in den Rahmen der nachstehenden Bestimmungen nicht hineinpassen, sind Abweichungen davon dem Vorstände des Germanischen Lloyd rechtzeitig zur Begutachtung zu unterbreiten.

4. Der Vorstand des Germanischen Lloyd behält sich nach eigenem Ermessen die Genehmigung von Abweichungen von diesen Vorschriften vor.

5. Die nachstehenden Vorschriften soweit sie die Ausführungen der Hauptmotoren selbst nebst zugehörigen Hilfsmotoren und Wellenleitungen betreffen, finden keine Anwendung auf Binnenschiffe, bei denen die effektive Maschinenleistung unter 75 PS bleibt, sowie auf Lustfahrzeuge (Segel- und Motorjachten), die in das Register des Germanischen Lloyd nicht aufgenommen werden.

6. Die Motoranlagen sind wie die Dampfmaschinenanlagen (siehe § 4 der Klassifikationsvorschriften) in den für das Schiff vorgeschriebenen Zeitabschnitten einer speziellen Besichtigung zu unterwerfen, bei der sie in allen Teilen geöffnet und gründlich untersucht werden müssen.

Dazwischen sind sie alljährlich einer einfachen Besichtigung zu unterziehen, bei der es dem Ermessen des Besichtigers überlassen ist, zu bestimmen, welche Teile zu einer eingehenderen Untersuchung freigelegt und geöffnet werden sollen.

Motoren von Segeljachten bedürfen dieser Besichtigung nur alle 2 Jahre. Hinsichtlich der Wellenbesichtigung gelten die Bestimmungen des § 4a der Klassifikationsvorschriften, und über die periodischen Druckproben der Druckluftbehälter ist das Nähere in § 9 dieser Vorschriften gegeben.

§ 2.

Anlaßeinrichtungen.

1. Für das Anlassen der Motoren sind Einrichtungen zu treffen, die genügend zuverlässig arbeiten und die Bedienungsmannschaft nicht gefährden. Das Ingangsetzen durch unmittelbares Eingreifen in das Schwungrad ist unzulässig.

2. Werden Motoren mit Druckluft in Gang gesetzt und umgesteuert, so müssen für die Druckluftbehälter 2 Auffülleinrichtungen vor-

handen sein, von denen die eine in einem von der Hauptmaschine unabhängigen Kompressor bestehen muß. Der unabhängige Kompressor darf bei Maschinen bis etwa 125 PS_e von Hand angetrieben werden, wenn seine ausreichende Leistungsfähigkeit nachgewiesen wird. Auf Seeschiffen mit voller Segeleinrichtung und auf Binnenschiffen genügt bei Maschinenleistungen bis etwa 75 PS_e an Stelle des unabhängigen Kompressors eine Reserveluftflasche von etwa 0,5 des unter 5 berechneten Anlaßvolumens.

Auf Seeschiffen außerhalb der kleinen Küstenfahrt mit Ausnahme der Schiffe mit voller Segeleinrichtung muß die eine der erforderlichen Einrichtungen derart beschaffen sein, daß sie zur Ingangsetzung keiner Druckluft bedarf. Ist indessen zu ihrer Ingangsetzung Druckluft erforderlich, so ist außerdem ein Notkompressor vorzusehen.

Bei Zweischraubenschiffen brauchen nur diejenigen Auffüllrichtungen vorhanden zu sein, die für einen Motor erforderlich sind.

3. Mit dem unabhängigen Kompressor müssen bei Handbetrieb mindestens ein oder mehrere Behälter von zusammen $\frac{1}{5}$ des unter 5 errechneten Gesamtvolumens in angemessener Zeit (30–60 Minuten) auf den erforderlichen Anlaßdruck gebracht werden können.

4. Bei Gleichdruckmaschinen wird empfohlen, in die Anlaßluftleitung eine Absperrvorrichtung einzubauen, die beim Umschalten auf Brennstoff zwangsläufig von der Manöviervorrichtung betätigt wird.

5. Der Gesamtinhalt aller Druckluftbehälter für Anlaßluft soll wenigstens betragen:

bei Gleichdruckmaschinen

$$J = \frac{0,525 \cdot V \cdot n}{P - 15} \text{ in Litern,}$$

bei Explosionsmaschinen

$$J = \frac{0,175 \cdot V \cdot n}{P - 5}$$

worin:

V = Luftfüllungsvolumen eines Zylinders in cm³ entsprechend einer Öffnungsdauer des Anlaßventils über dem Kurbelwinkel ohne Sicherheitsüberdeckung gemessen bei unendlich langer Pleuelstange.

P = höchster Betriebsdruck der Anlaßluftbehälter in kg/cm².

n = Anzahl der mit Anlaßvorrichtungen versehenen Zylinder (bzw. Zylinderseiten bei doppeltwirkenden Maschinen).

Bei Zweischraubenschiffen genügt für beide Maschinen zusammen das 1,4fache und bei Maschinen, die selbst nicht umgesteuert werden, das 0,6fache des vorstehend errechneten Luftquantums.

§ 3.

Zuführung des Betriebsstoffes.

1. Die Speiseleitung vom Betriebsstoffbehälter zum Motor muß gegen mechanische Beschädigung nach Möglichkeit gesichert und am Behälter mit einer Absperrvorrichtung versehen sein. Diese Ab-

sperrvorrichtung muß auch vom Deck aus betätigt werden können, wenn der Entflammungspunkt des Betriebsstoffes unter 30°C liegt.

2. Die Verbindungsrohre sind, soweit es ihre Verlegung erlaubt, in möglichst großen Längen herzustellen. Lötungen dürfen nur mit Hartlot geschehen. Die Rohre sind, soweit es zur Erzielung einer elastischen Verbindung notwendig ist, mit Schleifen oder Krümmungen zu versehen. Die Verbindung der Rohre unter sich geschieht in Leitungen für Petroleum, Benzin usw. mittels konisch dichtender Verschraubungen, die stets zugänglich sein müssen; bei Schwerölen sind auch Flanschenverbindungen zulässig außer bei der Druckleitung zwischen Brennstoffpumpe und Zylinder.

3. Die Zuführung des Betriebsstoffes zu den Arbeitszylindern muß unabhängig von einer etwa vorhandenen Handregulierung der Fördermenge bei Überschreitung der normalen Tourenzahl durch einen Sicherheitsregler, der nicht durch Riemen angetrieben sein darf, eingestellt werden können.

4. Die Leitungen zwischen den Druckventilen der Brennstoffpumpen und den Einspritzventilen an den Zylindern müssen mit einer besonderen Handpumpe oder sonstwie in zuverlässiger Weise aufgefüllt und zu diesem Zwecke entlüftet werden können.

5. Bei Gleichdruckmaschinen sind die Pumpen zur Förderung des Betriebsstoffes so anzubringen, daß die Zugänglichkeit zu den Ventilen, besonders zu den Druckventilen, von denen zwei an jeder Pumpe vorhanden sein sollten, auch während des Betriebes gewahrt bleibt. Für jeden Zylinder ist in der Regel eine besondere Brennstoffpumpe vorzusehen. Geschieht dies ausnahmsweise nicht, und werden zwei oder mehrere zu einer Gruppe zusammengefaßte Zylinder von einer Pumpe bedient, so muß eine betriebsfertige Reservepumpe vorhanden sein.

Bei einer gemeinsamen Pumpe für mehrere Zylinder muß die Fördermenge in der Druckleitung zu jedem Brennstoffventil von Hand regulierbar und diese Reguliereinrichtung gegen unbefugten Eingriff gesichert sein.

Die Zuleitung zur Pumpe erhält eine Reinigungseinrichtung, die derart sein muß, daß sie auch während des Betriebes nachgesehen bzw. ausgewechselt werden kann.

§ 4.

Zündungen.

1. Elektrische Zündapparate müssen so eingerichtet sein, daß der Zündzeitpunkt beim Anlassen auf Spätzündung eingestellt werden kann.

2. Werden elektrische Zündapparate in geschlossenen Räumen und bei einem Betriebsstoff mit einem Entflammungspunkt unter 30°C benutzt, so müssen sie mit allen Teilen, die zur Funkenbildung neigen, gegen den Zutritt von brennbaren Gasen gut abgeschlossen sein.

3. Glührohrzündungen sind in geschlossenen Räumen und bei Betriebsstoff mit einem Entflammungspunkt unter 30°C unzulässig.

§ 5.

Spüleinrichtungen.

1. In der kleinen Küstenfahrt sowie bei Zweischraubenschiffen genügt für jeden Motor eine Spülpumpe; bei Einschraubenschiffen außerhalb der kleinen Küstenfahrt mit Ausnahme der Schiffe mit voller Segeleinrichtung soll die Erzeugung der erforderlichen Spülluft auf wenigstens zwei Pumpen gleichmäßig verteilt werden.

2. Die zur Förderung der Spülluft dienenden Klappen, Ventile oder Schieber müssen für die Zugänglichkeit bequem liegen.

3. Zwischen der Spülpumpe und den Zylindern muß zwecks ausgiebiger Spülung ein reichlicher Aufnehmerraum vorgesehen sein. Er ist mit einer Sicherheitseinrichtung gegen Drucküberschreitung, einem Manometer und Entwässerungsvorkehrungen an geeigneten Stellen auszurüsten.

§ 6.

Schmiervorrichtungen.

1. Die Schmierung der Kolben der Arbeitszylinder, Spülpumpen und Kompressoren muß durch Apparate erfolgen, die das Öl getrennt für jeden Zylinder fördern. Die Förderung muß auf kleinste Mengen einstellbar sein.

2. Wird für die Kurbelwellenlager Preßschmierung angewandt, so ist die gemeinsame Druckleitung reichlich zu bemessen und mit einem Sicherheitsventil, einem Manometer und einer Umlaufleitung zu versehen.

Saugen die Ölpumpen aus der geschlossenen Grundplatte, die als Sammelbecken dient, so soll das Öl, bevor es wieder verwendet wird, gereinigt und evtl. gekühlt werden. Die Reinigungseinrichtung muß während des Betriebes kontrollierbar sein.

Damit vermieden wird, daß die Kurbeln durch in der Grundplatte angesammeltes Öl schlagen, ist bei Maschinen von geschlossener Bauart eine Vorkehrung zu treffen, die es erlaubt, den Ölstand stets zu erkennen und das Öl rechtzeitig zu entfernen.

§ 7.

Kühleinrichtungen.

1. Für die Wasserkühlung der Zylindermäntel und -deckel sowie der Kompressoren und Lager sind auf Schiffen außerhalb der kleinen Küstenfahrt zwei in ihrem Antrieb voneinander möglichst unabhängige Pumpen vorzusehen, von denen jede für die gesamte erforderliche Kühlleistung ausreichen muß. Für Schiffe mit zwei Motoren genügt eine gemeinsame Reservepumpe.

Für Maschinen mit Leistungen unter 200 PS_e darf als zweite Kühleinrichtung eine Lenzpumpe genommen werden, wenn sie so eingerichtet wird, daß sie entweder nur lenzen oder nur kühlen kann.

Dient der Motor nur als Hilfsmaschine auf Segelschiffen, so genügt stets eine Kühlpumpe.

2. Das abfließende Kühlwasser ist an den höchsten Stellen der Kühlräume abzuführen und muß durch Thermometer oder von Hand auf seine Endtemperatur geprüft werden können; der Abfluß sollte bei größeren Anlagen für jede Kühlstelle getrennt sichtbar angelegt sein.

Kommt das Kühlwasser von außenbords und wird wieder dahin zurückgepumpt, so ist das Saugrohr am Schiffsboden mit einer Absperrvorrichtung und das Ausgußrohr an der Bordwand mit einem Rückschlagventil zu versehen. In der Saugleitung ist ein Reinigungssieb anzubringen.

Das Kühlwasser muß aus den Kühlräumen und den Leitungen an den tiefsten Stellen abgelassen werden können; die Kühlräume sind an geeigneten Stellen mit Reinigungslöchern zu versehen.

3. Die Kühlräume der Kompressoren müssen, außer wenn sie freien direkten Ablauf mit reichlich weiten Rohren haben, mit Vorkehrungen gegen Drucküberschreitung — Sprengplatten oder Sicherheitsventilen von ausgiebigem Querschnitt usw. — versehen sein.

§ 8.

Abgaseleitungen.

1. Das Auspuffrohr ist so anzulegen, daß es keine Feuersgefahr bietet. Die wirksamste Kühlung ist die Wasserkühlung. Inwieweit sie oder gute Isolierung angewandt wird, hängt von den Umständen ab.

2. Die Abgaseleitung soll nicht zu nahe an den Behältern für den Betriebsstoff vorbeigeführt werden; ist das nicht zu vermeiden, so ist darauf zu achten, daß die Behälterwände gegen schädliche Erwärmung geschützt werden.

3. Am Auspufftopf sind Reinigungsöffnungen vorzusehen.

4. Die Gase, die aus den Sicherheitsventilen an den Arbeitszylindern entweichen, sollen möglichst in den Maschinenschacht oder ins Freie geleitet werden. Jedenfalls müssen die Ausblaseöffnungen so liegen, daß das Bedienungspersonal nicht gefährdet wird.

5. Mündet der Auspuff in der Nähe des Wasserspiegels, so muß eine Vorkehrung getroffen werden, die verhindert, daß Wasser in den Auspufftopf und von dort in die Maschine gelangt.

6. Werden die Abgase mehrerer Maschinen in einen gemeinsamen Auspuffbehälter geleitet, so muß jedes dahin führende Auspuffrohr vor dem Behälter absperrbar und mit Sicherheitsventil oder -deckel versehen sein, wenn nicht sonstwie durch die Anordnung der Auspuffleitung ein Zurücktreten der Abgase in die nicht arbeitende Maschine genügend verhindert wird.

§ 9.

Druckproben.

1. Es müssen einer Wasserdruckprobe unterworfen werden:

a) die Zylinder der Motoren und Kompressoren mit den zugehörigen Deckeln, die Druckluftentöler, die Kühlschlangen der Kompressoren,

die Brennstoffpumpen, Brennstoffventile und Druckluftbehälter bei einem Betriebsdruck von

$$\begin{aligned} p &\geq 10 \text{ kg/cm}^2 \text{ einem Probedruck von } 1,5 \times p \text{ kg/cm}^2 \\ p &< 10 \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad p + 5 \text{ kg/cm}^2, \end{aligned}$$

b) die Spülzylinder, die Spülluftleitungen und -aufnehmer einem Probedruck von 2 kg/cm^2 ,

c) alle Kühlräume einem Probedruck von $1,5 \times$ Betriebsdruck des Kühlwassers, mindestens aber mit 4 kg/cm^2 ,

d) freistehende Vorratsbehälter, aus denen der Betriebsstoff mittels Überdruckes zur Maschine geleitet wird, mit dem doppelten Betriebsdruck, andere Behälter mit $0,3 \text{ kg/cm}^2$. Ausbeulungen dürfen beim Abdrücken nicht entstehen. Über die Druckproben von Öltanks, die einen Teil des Schiffskörpers bilden, siehe Abschnitt 21 der Bauvorschriften für Seeschiffe.

Die Druckproben unter a bis c (Druckluftbehälter ausgenommen) sind bei Leistungen unter 150 PS_e je nach den Umständen nur auf besonderes Verlangen des Besichtigers auszuführen.

Die Druckproben der Arbeitszylinder brauchen sich nur über das erste Drittel des Hubes zu erstrecken.

Wird der Auspuff zwecks Leistungserhöhung gedrosselt oder liegen sonstwie besondere Verhältnisse vor, so ist der Probedruck zu b mit dem Vorstande des G. L. zu vereinbaren.

2. Die Höhe der Betriebsdrücke ist vom Werk anzugeben und wird nach Fertigstellung der Anlage gelegentlich der Maschinenprobe vom Besichtigter kontrolliert.

3. Die Druckproben der Druckluftbehälter sind alle 4 Jahre zu wiederholen. Bei Behältern, die vor 1912 aufgestellt sind und innen nicht besichtigt werden können (siehe § 11, 7), ist die Prüfung alle 2 Jahre auszuführen.

§ 10.

Wellen.

1. Als Material für alle Wellen ist die für Schiffsmaschinen übliche Qualität von $40\text{--}50 \text{ kg/mm}^2$ Festigkeit (§ 1 C 6 b der Materialvorschriften) angenommen. Wird ein Material von höherer Festigkeit als 55 kg/mm^2 (Spezialstahl, Nickel- und Chrom-Nickel-Stahl usw.) verwandt, so können $\frac{2}{3}$ der Mehrfestigkeit bei Bestimmung der Wellendurchmesser berücksichtigt werden¹⁾. Über die Qualität dieses Spezialmaterials siehe Materialvorschriften § 1 C 6b.

Sämtliche Wellen müssen von Beamten des G. L. geprüft werden.

2. Für im Zweitakt arbeitende einfachwirkende Gleichdruckmaschinen, bei denen die Pleueln gleichmäßig und derart versetzt

¹⁾ In den unter 2 und 3 folgenden Formeln für die Berechnung der Wellen wären also die Werte unter dem Wurzelzeichen mit $\frac{40}{40 + \frac{2}{3}(K - 40)}$ zu multiplizieren, worin K die untere Festigkeitsgrenze der Qualität, in der das Material bestellt ist, bedeutet.

sind, daß nicht zwei Impulse zugleich erfolgen, sind die Durchmesser der Wellen wie folgt zu bestimmen:

a) Kurbelwellen nach der Formel

$$d_k = \sqrt[3]{D^2 A},$$

worin:

d_k = Wellendurchmesser in cm

D = Zylinderdurchmesser „ „

A = Koeffizient aus nachstehender Tabelle

Zylinderzahl	A
1, 2 und 3	$0,09 H + 0,035 L$
4	$0,10 H + 0,035 L$
5 und 6	$0,11 H + 0,035 L$
8	$0,13 H + 0,035 L$

worin:

H = Kolbenhub in cm

L = Grundlagerentfernung voneinander, von Mitte zu Mitte Lager gemessen, in cm, wobei nur eine größte Grundlagerlänge von $1,2 \times$ Wellendurchmesser angenommen zu werden braucht.

Bei im Viertakt arbeitenden Maschinen wird für die Bestimmung von A die Zahl der vorhandenen Zylinder durch 2 dividiert.

Bei doppelt wirkenden Maschinen ist für die Bestimmung von A jeder Zylinder doppelt zu wählen.

Bei Maschinen mit gegenläufigen Kolben sind die Koeffizienten von H in obiger Formel zu verdoppeln. Stehen hierbei je 2 Zylinder in Tandemanordnung übereinander, so zählt für die Bestimmung von A jeder Zylinder für sich. Als Lagerentfernung gilt bei solchen Maschinen die Entfernung der äußeren Kurbeln einer Kurbelgruppe voneinander, von Mitte zu Mitte Lager gemessen.

Liegen zwischen zwei Grundlagern zwei Kurbeln, so ist für den Wert $0,035 L$ in vorstehender Tabelle zu setzen:

$$\frac{0,28 \cdot a \cdot b^2}{L^2}.$$

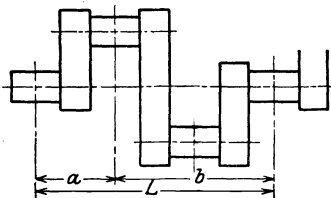


Abb. 188.

Hierin sind a , b und L die Lagerentfernung, von Mitte zu Mitte gemessen nach nebenstehender Skizze, und zwar ist a stets die kleinere und b die größere Entfernung des einen Kurbellagers von den Grundlagern.

Handelt es sich um Hilfsmaschinen von Schiffen, die volle Segeleinrichtung haben, so dürfen bei der Bestimmung

der Kurbelwellen die Werte unter dem Wurzelzeichen mit 0,8 multipliziert werden. Dasselbe gilt für Maschinen auf Schiffen der Binnenfahrt.

b) Leitungswellen nach der Formel

$$d_L = C \cdot \sqrt[3]{D^2 \cdot H},$$

worin:

d_L = Durchmesser der Leitungswelle in cm

D = Zylinderdurchmesser in cm

H = Kolbenhub in cm

C = Koeffizient aus nachstehender Tabelle:

Zylinderzahl	C
1, 2 und 3	0,41
4, 5 und 6	0,43
8	0,46

Bei im Viertakt arbeitenden Maschinen wird für die Bestimmung von C die Zahl der vorhandenen Zylinder durch 2 dividiert.

Bei doppeltwirkenden Maschinen ist für die Bestimmung von C jeder Zylinder doppelt zu zählen.

Bei Maschinen mit gegenläufigen Kolben ist der Wert unter dem Wurzelzeichen mit 2 zu multiplizieren. Stehen hierbei je 2 Zylinder in Tandemanordnung übereinander, so zählt für die Bestimmung von C jeder Zylinder für sich.

Bei Segelschiffen mit Hilfsmaschinen und Schiffen der Binnenfahrt ist dieselbe Reduktion im Durchmesser, wie oben für Kurbelwellen angegeben, erlaubt.

c) Schraubenwellen nach der Formel

$$d_s = 0,66 d_L + 0,03 S,$$

worin:

d_s = Durchmesser der Schraubenwelle in cm

d_L = „ „ Leitungswelle in cm

S = „ „ Schraube in cm.

Sie müssen jedoch im Durchmesser mindestens um 10% stärker sein als die Leitungswellen.

3. Die Durchmesser der Wellen für Explosionsmaschinen mit nicht mehr als zwei Impulsen pro Umdrehung werden wie folgt berechnet:

a) Kurbelwellen nach der Formel

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{p \cdot D^2 \cdot L}{C}},$$

worin:

d_k = Durchmesser der Kurbelwelle in cm

p = Zündungsdruck in kg/cm²

D = Zylinderdurchmesser in cm

L = Grundlagerentfernung, von Mitte zu Mitte Lager gemessen in cm, wobei nur eine größte Grundlagerlänge von 1,2 × Wellendurchmesser angenommen zu werden braucht

$C = 660$ bei Hilfsmotoren von Seeschiffen, die Segeleinrichtung besitzen und bei Binnenschiffen

$C = 525$ in allen anderen Fällen.

Liegen zwischen zwei Grundlagern zwei um 180° gegeneinander versetzte Kurbeln (siehe § 10 Abbildung Seite 260), so ist für L einzusetzen:

$$8 \cdot \frac{a \cdot b^2}{L^2},$$

worin

a , b und L dieselbe Bedeutung wie unter 2a Seite 260 haben.

b) Leitungswellen nach der Formel

$$d_L = \sqrt[3]{\frac{p \cdot D^2 \cdot R}{C}},$$

worin

d_L = Wellendurchmesser in cm

p = Zündungsdruck in kg/cm²

D = Zylinderdurchmesser in cm

R = Kurbelradius in cm

$C = 510$ bei Hilfsmotoren von Seeschiffen, die volle Segeleinrichtung haben, und bei Binnenschiffen

$C = 410$ in allen anderen Fällen.

c) Schraubenwellen nach der Formel

$$d_s = 0,66 d_L + 0,03 S,$$

worin

d_s = Durchmesser der Schraubenwelle in cm

d_L = „ „ Leitungswelle in cm

S = „ „ Schraube in cm.

Sie müssen jedoch im Durchmesser mindestens um 10% stärker sein als die Leitungswellen.

4. Soll bei der Bemessung der Leitungs- und Schraubenwellen der ausgleichende Einfluß des Schwungrades berücksichtigt werden, so sind die nach den vorhergehenden Formeln berechneten Durchmesser mit einem Verkleinerungsfaktor k zu multiplizieren, dessen Größe sich aus folgender Formel ergibt:

$$k = \sqrt[3]{1 - 0,5 \cdot \frac{a - 1}{a + 1} \cdot \frac{G_s \cdot D_s^2}{G_s \cdot D_s^2 + 1,5 \cdot G_p \cdot D_p^2}}.$$

Hierin bedeutet:

$a = \frac{M_{\max}}{M_{\text{mittel}}}$ das Verhältnis des größten nach dem Drehkraftdiagramm sich ergebenden Drehmomentes zum mittleren indizierten Drehmoment. Die Größe von a ist für die verschiedenen Motorarten aus der untenstehenden Zahlentafel zu entnehmen:

Zahlentafel für die Werte a .

Zylinderzahl	4-Takt	2-Takt
1	13	6,5
2	6,5	3,3
3	4,3	2,2
4	3,3	1,8
6	2,2	1,3
8	1,8	1,2
10	1,6	—

Bei doppelt wirkenden Maschinen ist für die Bestimmung von a jeder Zylinder doppelt zu zählen.

$$G_s \cdot D_s^2 = \text{Schwungmoment des Schwungrades in kgm}^2$$

$$G_p \cdot D_p^2 = \text{,, ,, Propellers in kgm}^2$$

Die Berechnung der Schwungmomente des Schwungrades und des Propellers mit den zugehörigen Zeichnungen ist dem Vorstände des Germanischen Lloyd einzureichen.

Die Bedingung $d_s = 0,66 d_L + 0,03 S$ muß erfüllt bleiben.

Wird durch eine Schwingungsberechnung, die dem Germanischen Lloyd einzureichen ist, und für deren Richtigkeit die Firma die Verantwortung trägt, nachzuweisen versucht, daß die normale Drehzahl der Wellen, sowie die Hauptfahrstufen nicht im Bereiche kritischer Drehzahlen liegen, so kann der Wellendurchmesser nach besonderer Vereinbarung mit dem Vorstand des Germanischen Lloyd bestimmt werden. In diesem Falle ist durch ein anerkanntes Meßverfahren an der fertigen Anlage nachzuweisen, daß die gemessene Höchstdrehbeanspruchung in zulässigen Grenzen bleibt.

§ 11.

Druckluftbehälter.

1. Behälter, die Druckluft zum Einblasen des Brennstoffes, zum Anlassen und Umsteuern der Motoren und zum Betriebe von Hilfsmaschinen enthalten, sind auf das sorgfältigste aus S.-M.-Flußeisen herzustellen, das den in Abschnitt 1 § 2C der Materialvorschriften enthaltenen Bedingungen für Kesselbleche entsprechen muß. Nahtlose Mäntel müssen diejenige Dehnung aufweisen, die in Abschnitt 1 § 3, 1 der Materialvorschriften für Dampfrohre angegeben ist.

Das Flußeisenmaterial für geschweißte Behälter sollte keine höhere Festigkeit als 41 kg/mm^2 haben.

2. Die Materialprüfung und die Druckproben (§ 9a) sind durch Beamte des G. L. vorzunehmen. Die Zeichnungen sind dem Vorstände einzureichen (§ 1, 2c).

3. Werden die Behälter geschweißt, so soll, wenn es die Blechdicke zuläßt, die überlappte Schweißung der Keilschweißung vorgezogen werden. Die Stumpfschweißung sowie die elektrische oder autogene Schweißung (mit der Sauerstoff-Azetylen- oder Sauerstoff-Wasser-

stoff-Flamme) sind für die Verbindung der einzelnen Teile untereinander nicht zulässig.

4. Geschweißte oder nahtlos hergestellte Behälter sind in einem Glühofen auszuglühen.

5. Die Dicke des Mantels ist bei der Anwendung von Nietung nach den für die Kessel gültigen Regeln zu bestimmen, jedoch ist ein Zuschlag von 1 mm nicht erforderlich.

Für nicht genietete Behälter gilt die Formel

$$s = \frac{p \cdot D}{C},$$

worin

s = Blechdicke

p = zulässiger Arbeitsdruck (Überdruck) in kg/cm²

D = größter lichter Durchmesser des Behälters in mm

C = 1200, wenn die Längsnaht geschweißt ist

C = 1500, wenn der Mantel nahtlos hergestellt ist.

Die Wandstärke soll jedoch in keinem Falle geringer als 6 mm sein.

Bei nahtlosen Behältern aus Material von höherer Festigkeit als 45 kg/mm² sind Wandstärken und Prüfungsbedingungen mit dem G. L. besonders zu vereinbaren.

6. Die Dicke flacher Böden ist nach der Formel

$$s = \frac{D}{73} \sqrt{p}$$

zu bestimmen, worin

s , D und p dieselbe Bedeutung wie vorher haben.

7. Die Behälter sind so einzurichten, daß sie im Innern besichtigt werden können. Für Behälter bis zu 2,5 m Länge ist an einem Ende eine Öffnung, für Behälter über 2,5 m eine Öffnung an jedem Ende oder eine Teilung in der Mitte vorzusehen. Die lichte Weite der Öffnungen, die nicht im Mantel, sondern in den Böden liegen müssen, soll 50% des Behälterdurchmessers bis zur Größe eines Mannloches betragen, jedoch nicht kleiner als 120 mm im Durchmesser sein. In jedem Fall genügt aber eine Öffnung, ohne Rücksicht auf die Länge des Behälters, wenn sie die Größe eines Mannloches hat.

Die Dichtung der Flanschen kann durch Nut und Feder mit eingelegten Kernleder-, Kupfer- oder Kupferasbestringen geschehen.

8. Die Behälter sind so unterzubringen, daß die innere Besichtigung leicht ausgeführt werden kann. Bei horizontaler Anordnung sollen sie möglichst in der Längsrichtung des Schiffes mit einer Neigung von wenigstens 10° angeordnet werden. Sie sind an ihrer tiefsten Stelle mit einer Entwässerungsvorrichtung zu versehen. Bei Lagerung in der Querrichtung ist eine entsprechend größere Neigung zu wählen, oder es sind Entwässerungen an beiden Enden anzubringen.

9. Jeder für sich abschließbare Behälter, der getrennt von den übrigen mit Druckluft gefüllt werden kann, erhält ein Sicherheitsventil und ein Manometer, oder es sind an der gemeinsamen Zuleitung ein Manometer und ein Sicherheitsventil und an jedem Behälter eine

Sprenghplatte anzuordnen, die bei dem in § 9, 1a vorgesehenen Probedruck in Tätigkeit tritt. Mehrere zu einer Gruppe zusammengefaßte Behälter gelten hierbei als ein Behälter. Stehen mehrere Behälter miteinander in Verbindung und können nicht voneinander abgeschlossen und nur gemeinsam aufgefüllt werden, so ist für sie zusammen mindestens ein Sicherheitsventil und ein Manometer anzuordnen.

§ 12.

Aufbewahrung des Betriebsstoffes.

1. Freistehende Vorratsbehälter sollen möglichst außerhalb des Motorraumes angeordnet oder, wenn darin befindlich, so aufgestellt und eingerichtet sein, daß sie nicht vom Motor und seinen Rohrleitungen sowie von Hilfskesseln oder Heizöfen erwärmt werden und ein Entweichen des Betriebsstoffes oder feuergefährlicher Gase in den Raum ausgeschlossen ist. Die Behälter von solchen Betriebsstoffen, deren Entflammungspunkt unter 30° C liegt, müssen außerhalb des Maschinenraumes untergebracht sein.

Die Vorratsbehälter müssen nach allen Seiten hin so abgesteift sein, daß sie ihre Lage nicht ändern können. Sie dürfen mit keinem ihrer Teile zur Versteifung des Schiffskörpers herangezogen werden und müssen lösbar befestigt sein. Sie sollten sowohl zum Entleeren eingerichtet als auch zur Vornahme innerer Besichtigungen mit geeigneten Öffnungen versehen werden. Die Anbringung von Befestigungsringen und -haken oder anderen Dingen an den Behältern oder deren Armatur, soweit sie nicht der Befestigung des Behälters selbst dienen, ist nicht gestattet.

Kleinere Behälter sind möglichst aus Kupfer, Messing oder galvanisiertem Eisenblech herzustellen und müssen in den Nähten genietet und gelötet oder geschweißt sein. Für Benzin bestimmte Behälter sollten, wenn aus Messing oder Kupfer hergestellt, innen verzinkt und, wenn aus Eisen bestehend, verbleit werden. Die Behälter sind, wenn erforderlich, ihrer Größe und der Höhe des Betriebsdruckes entsprechend mit inneren Versteifungen und Schlagplatten zu versehen.

Das Füllen der Behälter darf nur von Deck aus oder von außenbords durch ein besonderes Füllrohr stattfinden, während ein zweites Rohr die Luft und Gase in die freie Luft entweichen läßt. Geschieht das Füllen auf kleinen Booten mittels Trichters, so darf das besondere Luftrohr fehlen, doch muß der Trichter auf den Behälter aufgeschraubt werden können.

Erhalten die Behälter gläserne Standrohre, so sind diese absperrbar einzurichten und mit Schutzvorrichtungen zu versehen. Die Absperrvorrichtungen müssen von Deck aus betätigt werden können, wenn der Entflammungspunkt des Betriebsstoffes unter 30° C liegt.

2. Über die Ausführung und Prüfung der Ölvorratsbehälter, die einen Teil des Schiffskörpers bilden, siehe Abschnitt 12 und 21 der Bauvorschriften für Seeschiffe.

3. Im Doppelboden dürfen nur etwa 80 % des zur Reise erforderlichen Betriebsstoffes untergebracht werden; die restlichen 20 % müssen so aufbewahrt sein, daß sie durch Außenhautbeschädigung nicht verloren gehen können, und sollen immer zuletzt gebraucht werden.

§ 13.

Feuerschutzeinrichtungen.

1. Die Bordwände, Schotte und Decken geschlossener Motor- und Vorratsräume in hölzernen Fahrzeugen sind vollständig feuersicher zu bekleiden, wenn es sich um Betriebsstoffe handelt, deren Entflammungspunkt unter 30° C liegt. Dasselbe gilt von etwaigen hölzernen Decken auf eisernen Schiffen.

2. Die Beleuchtung des Motorraumes bzw. des Raumes, in dem sich der Vorratsbehälter befindet, darf bei Verwendung von Betriebsstoffen, deren Entflammungspunkt unter 30° C liegt, nur mittels Sicherheitslampen erfolgen, in anderen Fällen genügen geschlossene, zuverlässig aufgehängte Laternen.

3. Die dauernde Verwendung einer offenen Heizlampe zum Betriebe des Motors ist nur dann gestattet, wenn der Motor in einem offenen Bootsraum aufgestellt ist. Zum Inbetriebsetzen von Motoren, bei denen der Entflammungspunkt des Betriebsstoffes über 30° C liegt, kann die offene Heizlampe vorübergehend auch in geschlossenen Räumen gebraucht werden, wenn sie während ihrer Benutzung unter Aufsicht bleibt und mit dem Motor fest verbunden ist. Ein die Heizlampe umschließender Rand gilt nur dann als Befestigung, wenn er so hoch ist, daß die Lampe auch bei heftigen Bewegungen des Schiffes nicht herabfallen kann.

4. Dynamomaschinen, sofern sie nicht druckwasserdicht gekapselt sind, dürfen im Motorraum oder in dem Raume, in dem sich der Vorratsbehälter befindet, nicht aufgestellt werden, wenn der Entflammungspunkt des Betriebsstoffes unter 30° C liegt.

5. Zum Löschen von Feuer müssen außer den in Abschnitt 5 § 3 angegebenen Vorrichtungen auf Schiffen mit Motoren bis zu 200 PSe zwei chemische Feuerlöschapparate bewährten Systems vorhanden sein. Darüber hinaus bis zu Leistungen von 2000 PSe ist für jede weiteren 300 PSe und über 2000 PSe für jede weiteren 600 PSe noch ein Apparat vorzusehen. Diese Apparate sind in Motor- und Vorratsräumen zweckmäßig zu verteilen.

In offenen Booten genügt ein Feuerlöschapparat.

Bei Verwendung eines Betriebsstoffes, dessen Entflammungspunkt unter 30° C liegt, ist außerdem ein Vorrat von 0,03 m³ Sand mitzuführen.

§ 14.

Allgemeine Einrichtungen.

1. Der Motorraum und der Raum, in dem der Vorratsbehälter sich befindet, müssen genügend ventiliert sein.

Die Entlüftungsrohre des Kurbelgehäuses sowie Abzugsrohre der Heizkammern an den Zylindern sind nach außenbords oder in die Ven-

tilationsrohre des Motorraumes zu führen, sofern nicht dafür Sorge getragen ist, daß durch den Motor selbst schädliche Dämpfe abgesaugt werden.

2. Die Manometer für die Spülpumpen, die einzelnen Druckstufen der Kompressoren sowie die Druckluftbehälter sind derart anzuordnen, daß sie vom Maschinistenstand gut überblickt werden können und, wenn zu einer gemeinsamen Gruppe vereinigt, mit Schildern, auf denen ihre Zugehörigkeit angegeben ist, zu versehen. Zwecks Kontrolle der Manometer für Einblase- und Anlaßluft sind geeignete Anschlußvorrichtungen für ein Kontrollmanometer vorzusehen.

3. Für die Lenzeinrichtungen der Seeschiffe finden die Bestimmungen des Abschnittes 6 § 1 sinngemäße Anwendung.

Schiffe der Binnenfahrt erhalten entweder eine vom Motor angetriebene Lenzpumpe oder eine Handpumpe mit Anschluß nach allen Räumen. Sind solche Schiffe gedeckt und für Gütertransport eingerichtet, so muß jeder Raum außer von einer motorisch betriebenen Pumpe noch durch eine transportable Handpumpe gelenzt werden können, für die Saugrohre nach den einzelnen Bilgen vorzusehen sind.

4. Alle Rohre sind zur Verhütung von Erschütterungen gut zu halten und bei Abgaseleitungen, wo erforderlich, mit Ausgleichvorrichtungen für die Ausdehnung durch die Wärme zu versehen.

5. Steht der Motor in einem verdeckten Raume, und sind keine Einrichtungen vorhanden, durch die der Vorwärts- und Rückwärtsgang des Schiffes vom Steuerstande selbst aus geregelt werden kann, so ist der Steuerstand mit dem Motorraum durch eine kräftige Glocke für ein Achtungssignal zu verbinden, gleichviel, ob nur ein Sprachrohr allein oder außerdem noch ein Maschinentelegraph erforderlich ist.

Wird bei der Umsteuerung von Deck aus ein Handhebel benutzt, so ist sie so einzurichten, daß das Umlegen des Hebels in der gewünschten Fahrtrichtung erfolgt.

6. Der Fußboden geschlossener Motor- und Tankräume ist aus geriffeltem Eisenblech und möglichst undurchlässig herzustellen. Die Bilgen müssen zugänglich sein, damit sie jederzeit gründlich entleert und gereinigt werden können.

Bei hölzernen Fahrzeugen ist unterhalb des Motors bzw. des Tanks ein öldichtes Sammelbecken aus Eisen oder gleichwertigem Material mit einer Vertiefung im Boden vorzusehen, aus der die sich ansammelnden Flüssigkeiten mit einer vom Motor oder von Hand betriebenen Pumpe oder sonstwie entfernt werden können.

§ 15.

Motorschiffe und Segelschiffe mit Hilfsmotoren, die beim Germanischen Lloyd klassifiziert sind, müssen für die Verbrennungsmotoren mindestens folgende Reserveteile an Bord haben:

a) Schiffe außerhalb der großen Küstenfahrt.

1. Ein Zylinderkopf für je einen Zylinder der Haupt- und Hilfsmotoren komplett mit allen Ventilen, Sitzen, Einsätzen und Federn,

bei Glühhaubenmotoren eine Glühhaube für jeden Zylinder und eine Brennstoffdüse.

2. Die zu je einem Zylinderkopf der Haupt- und Hilfsmotoren gehörenden Ventile jeder Art und Größe mit Sitz, Feder, Führung usw., bei Glühhaubenmotoren eine Brennstoffdüse.

3. Die zu einem Zylinder gehörigen Arbeitskolben komplett mit Ringen für die Hauptmotoren.

4. Die zu je einem Kolben der Haupt- und Hilfsmotoren gehörenden Kolbenringe.

5. Die zu einer Schubstange der Hauptmotoren gehörenden Lager- schalen komplett mit Bolzen und Muttern.

6. Die zu jeder Art Schubstange der Hilfsmotoren gehörenden Lagerbolzen mit Muttern.

7. Die zu einem Grundlager der Hauptmotoren gehörigen Lager- schalen nebst Bolzen und Muttern.

8. Die zu einem Grundlager jeder Art der Hilfsmotoren gehörigen Bolzen und Muttern.

9. Die zu jeder Art Kolben der Haupt- und Hilfskompressoren sowie der Spülpumpen gehörenden Kolbenringe.

10. Die zu einem Haupt- und einem Hilfskompressor sowie einer Spülpumpe gehörenden Ventile.

11. Die zu jeder Art Schubstange der Kompressoren und Spül- pumpen der Hauptmotoren gehörenden Schubstangenlagerschalen komplett mit Bolzen und Muttern.

12. Die zu jeder Art Schubstange der Kompressoren und Spülpumpen der Hilfsmotoren gehörenden Schubstangenlagerbolzen mit Muttern.

13. Die zu Kupplungen jeder Abmessung erforderlichen Bolzen.

14. Je ein Schraubenrad jeder Art und Größe für Haupt- und Hilfsmotoren.

15. Je ein Ventileinsatz jeder Art und Größe für Anlaß- und Ein- blasebehälter.

16. 10% aller an den Haupt- und Hilfsmotoren vorkommenden Arten Federn, von jeder Art jedoch mindestens ein Stück.

17. 1 Kugellager jeder an den Haupt- und Hilfsmotoren vorkom- menden Art.

18. Je eine komplette Brennstoffpumpe für Haupt- und Hilfs- motoren oder je ein Satz der der Abnutzung ausgesetzten Teile.

19. Die zu jeder Art Schmierpumpe, Kühlpumpe, Lenzpumpe und jeder sonstigen anderen Hilfspumpe gehörenden Ventile.

20. Die zu jeder Art der unter 19 aufgeführten Pumpen gehörenden Lagerschalen, Büchsen und Laufräder jeder Art und Größe, sofern die Pumpen als Kreiselpumpen gebaut sind.

21. Eine komplette Schnalle zu jeder angehängten Pumpe und Balancier.

22. Die zu je einem Zylinder der Haupt- und Hilfsmotoren und deren Kompressoren gehörenden Zylinderdeckelstifte mit Muttern.

23. Die zu je einem Kolben der Haupt- und Hilfsmotoren und deren Kompressoren gehörenden Kolbenschrauben mit Muttern.

24. Eine hinreichende Auswahl der im Gebrauch befindlichen Anzahl Stiftschrauben, Kopfschrauben und Muttern der Motoren.
25. 2 Stück jeder vorkommenden Art Rohrverschraubungen mit Konus.
26. Hinreichende Rohrlängen für jede Art Rohre, die unter hohem Druck stehen.
27. Eine komplette Lampe zum Anwärmen der Glühhauben.
28. Eine genügende Anzahl Werkzeuge, Spezialschlüssel und ein hinreichender Vorrat an Materialien, um kleine Reparaturen jeder Art an Bord ausführen zu können.

b) Schiffe mit dem Fahrtzeichen „K“.

1. Ein Zylinderkopf für je einen Zylinder der Haupt- und Hilfsmotoren komplett mit allen Ventilen, Sitzen, Einsätzen und Federn; bei Glühhaubenmotoren eine Glühhaube für jeden Zylinder und eine Brennstoffdüse.
2. Die zu einem Zylinder gehörigen Arbeitskolben komplett mit Ringen für die Hauptmotoren.
3. Die zu je einem Kolben der Haupt- und Hilfsmotoren gehörenden Kolbenringe.
4. Die zu jeder Art Schubstange der Haupt- und Hilfsmotoren gehörenden Schubstangenlagerbolzen mit Muttern.
5. Die zu einem Grundlager jeder Art der Haupt- und Hilfsmotoren gehörigen Bolzen und Muttern.
6. Die zu jeder Art Kolben der Haupt- und Hilfskompressoren sowie der Spülluftpumpen gehörenden Kolbenringe.
7. Die zu einem Haupt- und einem Hilfskompressor sowie einer Spülpumpe gehörenden Ventile.
8. Die zu jeder Art Schubstange der Kompressoren und Spülpumpen der Hauptmotoren gehörenden Schubstangenlagerbolzen komplett mit Muttern.
9. Die Hälfte der zu Kupplungen jeder Abmessung erforderlichen Bolzen.
10. Je ein Ventileinsatz jeder Art und Größe für Anlaß- und Einblasebehälter.
11. 10% aller an den Haupt- und Hilfsmotoren vorkommenden Arten Federn, von jeder Art jedoch mindestens ein Stück.
12. Ein Kugellager jeder an den Haupt- und Hilfsmotoren vorkommenden Art.
13. Je eine komplette Brennstoffpumpe für Haupt- und Hilfsmotoren oder je ein Satz der Abnutzung ausgesetzten Teile.
14. Die zu jeder Art Schmierpumpe, Kühlpumpe, Lenzpumpe und jeder sonstigen Art Hilfspumpe gehörenden Ventile.
15. Die zu jeder Art der unter 14 aufgeführten Pumpen gehörenden Lagerschalen und Büchsen jeder Art und Größe, sofern die Pumpen als Kreiselpumpen gebaut sind.
16. Eine komplette Schnalle zu jeder angehängten Pumpe und Balancier.

17. Die zu je einem Zylinder der Haupt- und Hilfsmotoren und deren Kompressoren gehörenden Zylinderdeckelstifte mit Muttern.

18. Die zu je einem Kolben der Haupt- und Hilfsmotoren und deren Kompressoren gehörenden Kolbenschrauben mit Muttern.

19. Eine hinreichende Auswahl der im Gebrauch befindlichen Anzahl Stiftschrauben, Kopfschrauben und Muttern der Motoren.

20. Ein Stück jeder vorkommenden Art Rohrverschraubungen mit Konus.

21. Hinreichende Rohrlängen für jede Art Rohre, die unter hohem Druck stehen.

22. Eine komplette Lampe zum Anwärmen der Glühhauben.

23. Eine genügende Anzahl Werkzeuge, Spezialschlüssel und ein hinreichender Vorrat an Materialien, um kleine Reparaturen jeder Art an Bord ausführen zu können.

c) Schiffe mit Fahrtzeichen „k“.

1. Die zu je einem Zylinderkopf der Haupt- und Hilfsmotoren gehörenden Ventile von jeder Art und Größe, von jeder Art jedoch nur ein Stück. Bei Glühhaubenmotoren eine Glühhaube und eine Brennstoffdüse für jeden Motor, jedoch von jeder Art nur ein Stück.

2. Die zu einem Zylinder der Haupt- und Hilfsmotoren gehörigen Arbeitskolben komplett mit Ringen.

3. Die zu jeder Art Kolben der Haupt- und Hilfskompressoren sowie der Spülpumpen gehörenden Kolbenringe.

4. Die zu einem Haupt-, einem Hilfskompressor sowie einer Spülpumpe gehörenden Ventile.

5. Je 1 Grundlagerbolzen,
1 Kurbellagerbolzen,
1 Kreuzkopflagerbolzen

für Haupt- und Hilfsmotoren, jedoch von jeder Art nur ein Stück.

6. Je die Hälfte der Ventile, jedoch mindestens ein Stück jeder Art für Brennstoffpumpen, Schmierpumpen, Kühlpumpen, Lenzpumpen und jeder anderen Art Hilfspumpen.

7. Eine hinreichende Auswahl der im Gebrauch befindlichen Anzahl Stiftschrauben, Kopfschrauben und Muttern der Rohrverschraubungen mit Konus.

8. Hinreichende Rohrlängen für jede Art Rohre, die unter hohem Druck stehen.

9. Eine komplette Lampe zum Anwärmen.

10. Eine ausreichende Anzahl Werkzeuge, Spezialschlüssel und Dichtungsmaterial.

Ölmaschinen, ihre theoretischen Grundlagen und deren Anwendung auf den Betrieb unter besonderer Berücksichtigung von Schiffsbetrieben. Von Marine-Oberingenieur a. D. **M. W. Gerhards**. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 77 Textfiguren. (VIII u. 160 S.) 1921.

Gebunden 5.80 Goldmark / Gebunden 1.40 Dollar

Ölmaschinen. Wissenschaftliche und praktische Grundlagen für Bau und Betrieb der Verbrennungsmaschinen. Von Prof. **St. Löffler** und Prof. **A. Riedler**, beide an der Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 288 Textabbildungen. Unveränderter Neudruck. (XVI u. 516 S.) 1922.

Gebunden 18 Goldmark / Gebunden 4.30 Dollar

Deutsche Handelsschiffsölmotoren. Von Prof. **Walter Mentz**. (Sonderabdruck aus „Werft — Reederei — Hafen“.) (24 S.) 1923.

1.20 Goldmark / 0.30 Dollar

Schnellaufende Dieselmotoren. Beschreibungen, Erfahrungen, Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Von Prof. Dr.-Ing. **O. Föppl**, Marinebauamt a. D., Braunschweig, Dr.-Ing. **H. Strombeck**, Oberingenieur, Leunawerke, und Prof. Dr. techn. **L. Ebermann**, Lemberg. Zweite, veränderte und ergänzte Auflage. Mit 147 Textabbildungen und 8 Tafeln, darunter Zusammenstellungen von Maschinen von AEG., Benz, Daimler, Danziger Werft, Germaniawerft, Görlitzer M. A., Körting und MAN Augsburg. (VIII u. 228 S.) 1922. Gebunden 9 Goldmark / Gebunden 2.15 Dollar

Betrieb und Bedienung von ortsfesten Viertakt-Dieselmotoren. Von Dipl.-Ing. **Arthur Balog** und Werkführer **Salomon Sygall**. Mit 58 Textfiguren und 8 Tafeln. (IV u. 117 S.) 1920.

4 Goldmark / 0.95 Dollar

Untersuchungen über den Einfluß der Betriebswärme auf die Steuerungseingriffe der Verbrennungsmotoren. Von Dr.-Ing. **C. H. Güldner**. Mit 51 Abbildungen im Text und 5 Diagrammtafeln. (VI u. 122 S.) 1924.

5.10 Goldmark; gebunden 6 Goldmark / 1.25 Dollar; gebunden 1.45 Dollar

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgasanlagen. Von Maschinenbaudirektor Dr.-Ing. e. h. **Hugo Güldner**, Aschaffenburg. Dritte, neubearbeitete und bedeutend erweiterte Auflage. Mit 1282 Textfiguren, 35 Konstruktions- tafeln und 200 Zahlentafeln. Dritter, unveränderter Neudruck. (XX u. 789 S.) 1922. Gebunden 42 Goldmark / Gebunden 10 Dollar

Die Steuerungen der Verbrennungskraftmaschinen. Von Dr.-Ing. **Julius Magg**. Zweite Auflage. In Vorbereitung.

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen.

Eine Einführung. Von **Franz Seufert**, Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 94 Textabbildungen und 2 Tafeln. (IV u. 124 S.) 1922. 2.50 Goldmark / 0.60 Dollar

Graphische Thermodynamik und Berechnen der Verbrennungs-Maschinen und Turbinen.

Von **M. Seiliger**, Ingenieur-Technolog. Mit 71 Abbildungen, 2 Tafeln und 14 Tabellen im Text. (VIII u. 250 S.) 1922.

6.40 Goldmark; gebunden 8 Goldmark / 1.55 Dollar; gebunden 1.95 Dollar

Die Ölfeuerungstechnik.

Von Dr.-Ing. **A. O. Essich**. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 209 Textabbildungen. (VI u. 110 S.) 1921.

4 Goldmark / 0.95 Dollar

Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und

Untersuchung. Von Dr. **L. Schmitz**, Chemiker. Dritte, neubearbeitete und erweiterte Auflage von Dipl.-Ing. Dr. **J. Follmann**. Mit 59 Textabbildungen. (VII u. 208 S.) 1923.

Gebunden 7.50 Goldmark / Gebunden 1.80 Dollar

Benzin, Benzinersatzstoffe und Mineralschmiermittel,

ihre Untersuchung, Beurteilung und Verwendung. Von Dr. **J. Formánek**, Professor an der Technischen Hochschule in Prag. Mit 18 Textfiguren. (VII u. 259 S.) 1918.

9 Goldmark / 2.15 Dollar

Die wirtschaftliche Bedeutung der flüssigen Treibstoffe.

Mit einer Kurve. Von Dr. **Peter Reichenheim**. (85 S.) 1922.

2.40 Goldmark / 0.60 Dollar

Die Treibmittel der Kraftfahrzeuge.

Von Prof. **Ed. Donath**, Brunn und Prof. **A. Gröger**, Brunn. Mit 7 Textfiguren. (V u. 171 S.) 1917.

6.60 Goldmark / 1.60 Dollar

Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und Konstrukteure. Von Prof. **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Sechste, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 566 Textfiguren. (VII u. 523 S.) 1923.

Gebunden 11 Goldmark / Gebunden 2.65 Dollar

Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Von Prof. **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Dritte, umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 515 Textabbildungen. (V u. 394 S.) 1923.

Gebunden 10 Goldmark / Gebunden 2.40 Dollar

Johows Hilfsbuch für den Schiffbau. Neu bearbeitet in Gemeinschaft mit Dr.-Ing. **C. Commentz**, Dipl.-Ing. **A. Garweg**, Marinebaurat **H. Paech** (Kriegsschiffbau), Marinebaurat Dr.-Ing. e. h. **F. Werner** (Unterseefahrzeuge) und Dipl.-Ing. **G. Zeys** von Dr.-Ing. **E. Förster**. Vierte Auflage. Zwei Bände. Mit 645 Textabbildungen und 32 Tafeln. (XXII u. 1126 S.) 1920. Gebunden 40 Goldmark / Gebunden 9.60 Dollar

Kleinschiffbau. Schiff, Maschine, Propeller, Gewichte und Montagedaten. Von Dr.-Ing. **Ewald Sachsenberg**, Privatdozent an der Technischen Hochschule Berlin. Erster Teil. Mit 166 Textabbildungen. (X u. 262 S.) 1920. Gebunden 16 Goldmark / Gebunden 3.85 Dollar

Hilfstafeln zur terrestrischen Ortsbestimmung nebst einer Erklärung der Tafeln. Von **R. Karbner**, Kapitän der Hamburg Amerika Linie. (XII u. 154 S.) 1922. 20 Goldmark / 4.80 Dollar

Schiffbautechnisches Zeichnen. Ein Lehrbuch für die muster-gültige Darstellung von Schiffen und Schiffsteilen zum Gebrauch an Technischen Schulen, Hochschulen und in der Praxis. Von **Otto Lienau**, ord. Professor für praktischen Schiffbau an der Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 54 Textabbildungen. (IV u. 40 S.) 1923. 2.20 Goldmark / 0.55 Dollar

Die Bagger und die Baggereihilfsgeräte. Ihre Berechnung und ihr Bau. Von Reg.- und Baurat **M. Paulmann**, Emden und Reg.-Bau-meister **R. Blaum**.

I. Band: **Die Naßbagger und die dazu gehörenden Hilfsgeräte.** Bearbeitet von **M. Paulmann** und **R. Blaum**. Zweite, vermehrte Auflage. Mit 598 Textabbildungen und 10 Tafeln. (VIII u. 281 S.) 1923. Gebunden 21 Goldmark / Gebunden 5 Dollar

Deutsches Kranbuch. Im Auftrage des Deutschen Kran-Verbandes (E. V.) bearbeitet von **A. Meves**. Mit 41 Textabbildungen und 2 Tafeln. (IV u. 100 S.) 1923. 2 Goldmark; gebunden 3 Goldmark / 0.50 Dollar; gebunden 0.75 Dollar

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch. Von Prof. **Rudolf Escher**, Zürich. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 364 Figuren im Text und 1 Tafel. Umfang etwa 372 Seiten. In Vorbereitung.

Dampf- und Gasturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen. Von Dr. phil. Dr.-Ing. **A. Stodola**, Professor an der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich. Sechste Auflage. Unveränderter Abdruck der fünften Auflage. Mit einem Nachtrag nebst Entropietafel für hohe Drücke und B-T-Tafel zur Ermittlung des Rauminhalts. Mit 1138 Textabbildungen und 13 Tafeln. (XIII u. 1109 S. u. 32 S.) 1924. 50 Goldmark / 12 Dollar

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Taschenbuch für den Maschinenbau

Bearbeitet von

Prof. Dr.-Ing. H. Baer-Breslau, Prof. H. Dubbel-Berlin, Dr. G. Glage-Berlin, Dipl.-Ing. W. Gruhl-Berlin, Dipl.-Ing. R. Hänchen-Berlin, Ing. O. Heinrich-Berlin, Dr.-Ing. M. Krause-Berlin, Regierungsbau-meister Fr. Krauß-Eßlingen, Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen-Han-nover, Prof. Dr. A. Schiebel-Prag, Prof. E. Toussaint-Berlin, Dipl.-Ing. H. Winkel-Berlin, Dr.-Ing. K. Wolters-Berlin.

Herausgegeben von

Professor H. Dubbel

Ingenieur, Berlin

Soeben erschien die vierte, erweiterte und verbesserte Auflage

In zwei Bänden

XI und 1728 Seiten auf Dünndruckpapier mit 2786 Textfiguren. 1924
Preis der beiden Ganzleinenbände gebunden 18 Goldmark / 4.30 Dollar

Werft – Reederei – Hafen

Organ der Schiffbautechnischen Gesellschaft, des Handelsschiff-Normenausschusses H. N. A., Organ der Hafenbautechnischen Gesellschaft, des Archivs für Schiffbau und Schifffahrt E. V.

Herausgeber

Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg

Jährlich 24 Hefte in großem Format

Preis für August 1924

Inland monatlich 2 Goldmark, Ausland vierteljährlich 1.75 Dollar