

**Hilliger: Untersuchungen zur Frage
der Dampfmaschinenschmierung. ==**

**Sonderabdruck aus der Zeitschrift
des Vereines deutscher Ingenieure.**

==== Jahrgang 1918, Seite 173. ====

Fachgebiet: Dampfmaschinen.

Preis für Mitglieder sowie Studierende
und Schüler technischer Schulen 1,00 M
Preis für andere Bezieher 2,00 M
Portozuschlag für das Ausland 0,05 M

ISBN 978-3-662-42244-1 ISBN 978-3-662-42513-8 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-42513-8

Untersuchungen zur Frage der Dampfmaschinenschmierung.¹⁾

Von Dipl.-Ing. Dr. jur. Hilliger, Ingenieur beim Dampfkessel-Revisionsverein Berlin.

Zur Bestimmung der Wirtschaftlichkeit von Dampfmaschinen ermittelt man heute den Dampfverbrauch bis auf Bruchteile eines Kilogrammes für die Leistungseinheit und verfolgt alle die Kräfteerzeugung beeinflussenden Umstände mit hoher Genauigkeit. Dabei werden häufig Menge und Ausnutzung der Schmiermittel unbeachtet gelassen, obwohl manche Erfahrungen und Mitteilungen über die Bedeutung einer wirtschaftlichen Schmiermittelverwendung vorliegen.

An einer liegenden Dreizylinder-Dampfmaschine von 270 PS wurde z. B. ein stündlicher Verbrauch an Zylinderöl von 350 g und an Maschinenöl von 930 g festgestellt. Man kann jetzt den Preis des Zylinderöles mit wenigstens 200 M/100 kg und den des Maschinenöles mit wenigstens 100 M/100 kg annehmen, so daß die Schmiermittelkosten dieser Anlage 0,25 S/PS-st an Zylinderöl und 0,35 S/PS-st an Maschinenöl, somit im ganzen 0,61 S/PS-st, betragen. Demgegenüber sind die Brennstoffkosten für Anlagen dieser Größe mit etwa 5 S/PS-st²⁾ anzunehmen. Demnach wurden mehr als 10 vH der Brennstoffkosten für Schmiermittel aufgewendet, so daß es unrichtig erscheint, bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit dieses Betriebes den Schmiermittelverbrauch zu vernachlässigen.

In dieser Anlage gelang es ohne Schwierigkeit, die Schmiermittelkosten auf 0,2 S/PS-st zu vermindern und somit über 60 vH an Schmiermitteln zu ersparen. Nach Erhebungen von Schmid³⁾ besteht in vielen Dampfmaschinenbetrieben eine ähnliche Oelverschwendung, deren Beseitigung somit eine hohe wirtschaftliche Bedeutung für jedes Unternehmen hat.

Wichtiger als solche privatwirtschaftlichen Gründe für eine Schmiermittlersparnis ist zurzeit die Notwendigkeit, während des Krieges mit den im Lande vorhandenen Schmiermittelvorräten auszureichen; denn unsere heimische Erzeugung deckt bei weitem nicht den Verbrauch. Auch die rumänischen Oelquellen bringen heute noch keine wesentliche Beihilfe für die Schmiermittelversorgung, da Zerstörungen und Beförderungsschwierigkeiten ihre volle Ausnutzung nicht gestatten.

Trotz dieser großen Bedeutung der sparsamen Dampfmaschinenschmierung liegen nur wenige Untersuchungen auf diesem Gebiete vor. Beachtenswert ist in erster Linie die erwähnte Arbeit von Schmid, die neben Erhebungen über den Oelverbrauch von Dampfmaschinen wertvolle Anregungen zur sparsamen Verwendung von Schmiermitteln enthält.

Schmid stellt auf Grund von Beobachtungen an mehreren gut gewarteten Dampfmaschinen für den Zylinderölverbrauch die Gleichung

$$O = 1,6 D_n s n \dots \dots \dots (1)$$

auf, in der O den stündlichen Zylinderölverbrauch in g, D_n den Durchmesser des Niederdruckzylinders in m, s den Hub in m und n die minutliche Umlaufzahl bezeichnen. An etwa 25 Anlagen hat Schmid den Oelverbrauch nach dieser

Formel nachgeprüft und dabei teilweise eine gute Uebereinstimmung gefunden, so daß er eine erweiterte Anwendung der Formel auf Maschinen gewöhnlicher Bauart, wenn sie sich in ordnungsgemäßem Zustande befinden, für berechtigt hält.

Auf Grund ähnlicher Erhebungen kommt Weiß⁴⁾ zu der Gleichung

$$O = 2 D_n n \dots \dots \dots (2)$$

in der D_n den Durchmesser des Hochdruckzylinders in m bezeichnet. Weiß geht dabei von der Ansicht aus, daß bei jedem Hubwechsel eine gewisse Oelmenge am Umfange des Kolbens abgestrichen wird, so daß der Oelverbrauch nicht von der Wandungsfläche des Zylinders, die Schmid durch Einführung des Hubes berücksichtigt, sondern ausschließlich von der Umlaufzahl und dem Kolbendurchmesser abhängig ist. Weiß nimmt auch den Durchmesser des Hochdruckzylinders, an dem er Störungen bei verminderter Oelzufuhr zunächst feststellte, als maßgebend an, während Schmid den Durchmesser des Niederdruckzylinders in seine Formel einsetzt, weil das dem Hochdruckzylinder zugeführte Oel auch in den Niederdruckzylinder gelangt und dieser besonders geschmiert werden müsse, wenn der Hochdruckzylinder nicht reichlich Oel erhalte.

Wenn die von Schmid und Weiß aufgestellten Gleichungen eine gewisse Berechtigung haben sollen, müssen sie für gleiche Maschinen annähernd gleiche Werte ergeben. In Zahlentafel 1 sind für einige Maschinen die Oelverbrauchszahlen nach beiden Formeln berechnet. Dabei ergibt sich, daß die Formel von Schmid für große Maschinen wesentlich mehr, dagegen für kleine Maschinen erheblich weniger Oel für erforderlich erachtet, als nach der Formel von Weiß notwendig ist.

Zahlentafel 1.

1	2	3	4	5		6
				Zylinderölverbrauch		
				Schmid	Weiß	
Nr.	Zylinderdurchmesser mm	Hub mm	Uml./min	In g/st berechnet nach		
1	680 und 1000	1200	80	153	109	
2	475 „ 740	900	103	109	98	
3	320 „ 500	470	109	40	68	
4	200	360	130	14	48	

Man wird demnach annehmen müssen, daß die nach diesen Gleichungen berechneten Oelmengen gar nicht den Mindestbedarf, sondern eine erheblich größere Menge bezeichnen, deren Verhältnis zum Mindestbedarf nur annähernd geschätzt werden kann. Wenn man diese Verhältnisse erkennt, sollte man aber berücksichtigen, daß man mit jeder beliebigen Oelmenge, solange sie sich nicht dem Mindestbedarf stark nähert, betriebsicher schmieren, also auch für diesen Oelverbrauch jede beliebige Formel aufstellen kann. Es dürfte demnach eine Erörterung über die Berechtigung der einen oder der anderen Formel überflüssig sein; man sollte vielmehr versuchen, den tatsächlichen Mindestbedarf zu bestimmen, zu dem man einen bestimmten Sicherheitszuschlag gibt, um den Betriebsbedarf zu ermitteln.

Der Wert der Untersuchungen von Weiß und Schmid soll jedoch nicht verkannt werden. Insbesondere ist die Arbeit von Schmid deshalb beachtenswert, weil sie zum ersten Male in größerem Umfang auf die vorhandene Verschwendung

¹⁾ Die Untersuchungen wurden im Auftrage des Technischen Ausschusses für Schmiermittelverwendung, Charlottenburg 2, Hardenbergstr. 3, durchgeführt. Ein Auszug erscheint als Nachtrag zu der vom Technischen Ausschuss für Schmiermittelverwendung herausgegebenen „Anleitung zur sparsamen Verwendung von Schmiermitteln“ und wird in kleinen Mengen kostenlos abgegeben.

²⁾ Vergl. Josse: Neuere Kraftanlagen, 2. Aufl., München 1911. In den Zusammenstellungen sind auch Angaben über Schmiermittelkosten enthalten, die jedoch auf die heutigen Verhältnissen nicht mehr zutreffen.

³⁾ Schmid: Wirtschaftliche Verwendung der Schmiermittel insbesondere bei Dampfmaschinen, 3. Aufl., Stuttgart 1917.

⁴⁾ Z. 1910 S. 144 und 1916 S. 764.

bei der Dampfmaschinenschmierung hinwies und durch die Formel ein einfaches Mittel gab, den Verbrauch an Zylinderöl nachzuprüfen.

Die vorliegende Arbeit soll einen weiteren Beitrag zur Frage der Dampfmaschinenschmierung liefern. Es soll zunächst versucht werden, die Schmiervorgänge im Dampfmaschinenzylinder zu klären, um daraus die notwendigen Eigenschaften der Zylinderöle erkennen und Schlüsse auf die für die Zylinderschmierung erforderliche Menge ziehen zu können. Diese Untersuchungen sollen dann durch Ölverbrauchszahlen, die im praktischen Betrieb festgestellt wurden, und durch Beobachtungen über die Schmierung der Triebwerkteile ergänzt werden.

I. Versuche zur Zylinderschmierung.

Zur Prüfung der Schmieröle hat man chemisch-physikalische und mechanisch-technische Untersuchungsverfahren vorgeschlagen. Diese haben jedoch noch nicht zu allgemein anerkannten Prüfungsnormen geführt, da die dabei ermittelten Wertzahlen vielfach die Brauchbarkeit eines Oeles für den Betrieb nicht einwandfrei kennzeichnen. Auf Einzelheiten der Untersuchungsverfahren soll hier nicht eingegangen werden; ein Hinweis auf die Literatur¹⁾ mag genügen.

Für die Untersuchung von Zylinderölen wendet man häufig die gleichen Verfahren wie für Maschinenöle an, indem man auch für diese Öle Kennzahlen auf Grund der Zapfenreibung angibt. Eine solche Untersuchung erscheint jedoch ziemlich wertlos, weil die Verhältnisse im Dampfzylinder ganz andere als an einem umlaufenden Zapfen sind. Zudem haben die Reibungszahlen der Zylinderöle bei weitem nicht die Bedeutung wie die der Maschinenöle, da die zur Überwindung der Reibungswiderstände erforderliche Leistung gegenüber der Maschinenleistung außerordentlich gering ist.

Vielfach nimmt man an, daß die Viskosität nach Engler den Schmierwert eines Oeles kennzeichnet. Wenn auch diese Frage noch nicht allgemein²⁾ geklärt ist, so kann man doch schon für die Schmierung der Dampfmaschinenzylinder eine solche Annahme als unzutreffend bezeichnen, wenn auch im Handel die Öle meist auf Grund der Englerzahlen gewertet werden. Denn bei den hohen Temperaturen im Dampfmaschinenzylinder werden selbst die dicksten Öle so dünnflüssig, daß ihre Engler-Viskosität stets in der Nähe des Wertes 1 liegt. Gerade in diesem Gebiet ist jedoch die Meßgenauigkeit³⁾ des Engler-Viskosimeters außerordentlich gering, so daß ein Rückschluß auf die absolute Viskosität⁴⁾, die ein Maß für die innere Reibung des Oeles ist und bei höheren Viskositäten aus den Engler-Angaben ziemlich genau berechnet werden kann, unzulässig wird. Man wird demnach den Schmierwert der Zylinderöle nicht nach der Viskosität beurteilen können. Die Versuche bestätigen diese Vermutungen.

Andre Eigenschaften der Öle sind von viel größerer Bedeutung für ihre Brauchbarkeit zur Zylinderschmierung. Wesentlich ist insbesondere ihr Gehalt an asphaltartigen Stoffen, die leicht zu Rückständen⁵⁾ an den Steuerungsstellen und im Zylinder führen. Eine Untersuchung von Ölen auf Rückstandsbildung im praktischen Betrieb erfordert jedoch eine außerordentlich lange Versuchsdauer, für die zurzeit Maschinen nicht frei zu machen sind, so daß von solchen Versuchen abgesehen werden mußte.

Ein gutes Zylinderöl muß ferner, damit der Verbrauch gering ist, an den Zylinderwandungen haften⁶⁾ und darf nicht

mit dem Dampf leicht ausgeblasen werden. Zur Prüfung dieser Eigenschaft hat man Verdampfungsproben vorgenommen, indem man Wasserdampf über erhitztes Öl leitete und die Gewichtsverminderung dabei feststellte⁷⁾. Vollkommen befriedigende Ergebnisse konnten jedoch auch mit diesem Verfahren nicht erzielt werden.

Es liegt deshalb nahe, die Brauchbarkeit der Zylinderöle durch Versuche im praktischen Betriebe festzustellen. Bei solchen Untersuchungen ist jedoch auf größte Sorgfalt und Genauigkeit Wert zu legen, da die zu messenden Größen verhältnismäßig sehr klein sind und andre Einflüsse Störungen hervorrufen können. So ergab sich z. B. bei Versuchen, die Carlo über den Einfluß von Graphit auf die Zylinderschmierung durchführte⁸⁾, daß zur Schmierung einer Satteldampfmaschine das im Dampfkessel vorhandene und durch den Dampfstrom mitgerissene Öl vollkommen ausreichte.

Andre Versuche⁹⁾, die vielfach unter Mitwirkung von Öllieferfirmen ausgeführt wurden, lassen an manchen Stellen die wünschenswerte Genauigkeit vermissen, so daß sie häufig zu der Wirklichkeit entsprechenden Ergebnissen nicht geführt haben.

Die nachstehend beschriebenen Versuche sollen deshalb zur Klärung mancher bisher nicht einwandfrei bestimmter Schmiervorgänge im Dampfmaschinenzylinder beitragen.

Zunächst fanden zahlreiche Vorversuche statt, um die Genauigkeit der Meßeinrichtungen zu prüfen und Nebenerscheinungen zu bestimmen und auszuschalten. Auf diese Versuche soll nicht eingegangen werden, weil dadurch der Umfang des Berichtes zu sehr anschwellen würde.

Die hier beschriebenen Versuche wurden an einer neuen Lokomobile durchgeführt, die die Maschinenfabrik R. Wolf, A.-G., Magdeburg-Buckau, in entgegenkommender Weise zur Verfügung gestellt hatte. Die Maschine, deren Anordnung aus Abb. 1 bis 3 ersichtlich ist, arbeitete mit Auspuff und hatte in der Rauchkammer einen Ueberhitzer, der aber für einige Versuche ausgebaut wurde. Der Zylinder wurde durch eine Schmierpresse gewöhnlicher Bauart geschmiert, die bei 230 Uml./min der Maschine stündlich 12 g Öl in den Zylinder förderte, wenn das Sperrrad bei jeder Umdrehung der Maschine einen Zahn weiter schaltete. Das Öl trat in den Dampfstrom kurz vor dem Kolbenschieber ein. Die Triebwerkteile wurden durch Tropfrier geschmiert, die bei allen Versuchen auf einen Gesamtverbrauch von 140 g/st eingestellt waren.

Die Maschine hatte 130 mm Zylinderdurchmesser, 260 mm Hub, 230 Uml./min, 12 at Kesseldruck, 18 PS, Nennleistung, 23 PS höchste Dauerleistung, 28 mm Kolbenstangendurchmesser und 55 mm Rundschieberdurchmesser. Der Kolben hatte 3 Ringe von je 7 mm Breite, der Rundschieber auf jeder Seite 2 Ringe von 5 mm Breite.

Vor Beginn der Versuche war die Maschine bei reichlicher Schmierung und normaler Belastung etwa 8 Tage im Betriebe, damit alle Teile gut einliefen. Bei jedem Versuche wurde zunächst der Zylinder ordnungsgemäß mit einer festgesetzten Ölmenge geschmiert. Dann wurde die Schmierung unterbrochen und der zeitliche Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades ermittelt, wobei der Gang der Maschine, um Beschädigungen zu vermeiden, sorgfältig beobachtet werden mußte. War der Wirkungsgrad um einen merklichen Betrag gefallen, so wurden 50 g Öl in den Zylinder gedrückt und die Schmierpresse mit der für den nächsten Versuch in Aussicht genommenen Ölmenge eingeschaltet. Mit dieser Schmierung lief dann die Maschine etwa 2 Stunden, um dadurch einen normalen Betriebszustand für den nächsten Versuch zu erhalten.

Da die Güte der Zylinderschmierung sich einwandfrei an der Aenderung des mechanischen Wirkungsgrades erkennen läßt, so mußte dieser möglichst genau ermittelt werden. Zur Bestimmung der effektiven Leistung wurde die Lokomobile

¹⁾ Z. 1885 S. 451 (Woodbury); 1885 S. 882 (Engler); 1885 S. 887 (Tower); Mitteilungen aus der mechanisch-technischen Versuchsanstalt, VIII. Jahrg. 1890 I. Heft (Martens); Z. 1898 S. 536 (Kapff); 1902 S. 1841 (Stribeck); 1902 S. 1881 (Lasehe, Thurston); 1905 S. 1162 (Dettmar); Glöckner 1908 S. 1598 (Hoffmann); Z. 1909 S. 514 (Wendt); 1912 S. 1411 (Holdt); Monatsblätter des Berliner Bezirksvereines deutscher Ingenieure 1914 S. 87 (Gömbel) u. a.

²⁾ Schliesinger und Kurrst: Schmierölprüfung für den Betrieb. Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin, Heft IV, Berlin 1916.

³⁾ Die Engler-Viskosität beträgt z. B. für Wasser von 20° C 1, für Wasser von 100° C etwa 0,95, während die absolute Viskosität bei 20° C 0,01008 und bei 100° C 0,00285 ist.

⁴⁾ Nach neueren Untersuchungen des Technischen Ausschusses für Schmiermittelverwendung scheint jedoch auch die absolute Viskosität die Schmierereigenschaften eines Oeles nicht ausreichend zu kennzeichnen.

⁵⁾ Vergl. dazu: Mitteilungen aus dem Königl. Materialprüfungsamt, Berlin-Lichterfelde 1904 S. 175. Schlüter: Ueber Bildung von Ölrückständen in Zylindern und Lagern von Dampf- und Kraftmaschinen, Chemiker-Zeitung 1913 Nr. 13. Gurwitsch: Wissenschaftliche Grundlagen der Erdölverarbeitung, Berlin 1913 S. 265.

⁶⁾ Die physikalischen Kennzeichen hierfür sind aus der Adhäsion (Randwinkel) und der Oberflächenspannung abzuleiten.

⁷⁾ Zeitschrift des Bayerischen Revisions-Vereins 1910 S. 244.

⁸⁾ Protokoll der 41. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine 1911 S. 155.

⁹⁾ Protokolle der 29. und 30. Delegierten- und Ingenieur-Versammlungen des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine 1900 S. 46 und 1901 S. 77.

³⁾ Protokoll der 41. Delegierten- und Ingenieur-Versammlung des Internationalen Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungsvereine 1911 S. 157. Rupprecht: Schmiermittel, Leipzig 1908, S. 263. Keßler: Das deutsche Erdöl, seine Verarbeitung und Verwendung, Zeitschrift für angewandte Chemie 1910 S. 1697.

Ferner zahlreiche Mitteilungen der Deutschen Vacuum Oil Company in der Zeitschrift »Die Schmiertechnik« 1906 bis 1911.

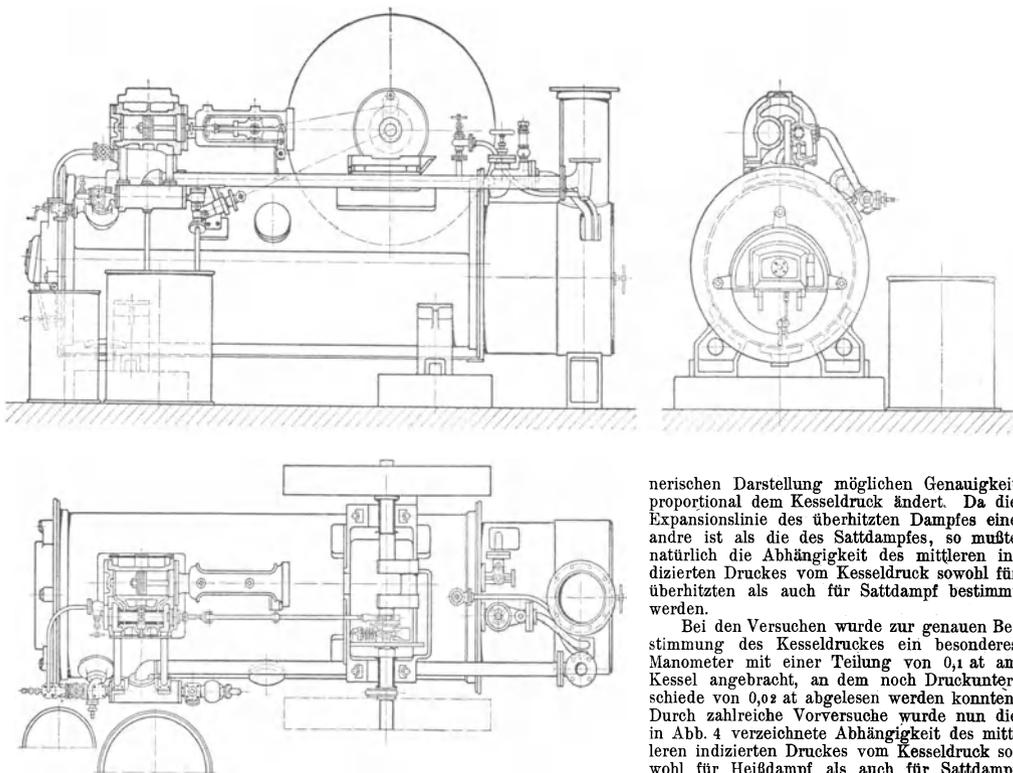


Abb. 1 bis 3. Versuchslokomotive.

durch Riementrieb mit einer Gleichstrom-Dynamomaschine belastet, die auf einem Wasserwiderstand arbeitete. Um größere Änderungen in der Belastung hervorzurufen, wurde die Eintauchtiefe der Elektroden des Wasserwiderstandes verstellt, während die Feineinstellung der Belastung durch einen im Nebenschluß zum Wasserwiderstand liegenden kleinen Glühlampenwiderstand erfolgte. Die erzeugte elektrische Leistung wurde durch Präzisions-Spannungs- und Strommesser festgestellt.

Die indizierte Leistung ist gegeben durch die Gleichung

$$N_i = \frac{p_m n s (F_1 + F_2)}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots (3).$$

Hierbei bezeichnet p_m den mittleren indizierten Druck in at, n die minutliche Umlaufzahl, s den Hub in m und F die wirksamen Kolbenflächen in qcm. Aus den Abmessungen der Maschine ergibt sich in unserem Falle

$$N_i = 0,015 p_m n \dots \dots \dots (4).$$

Bei den Vorversuchen hatte sich gezeigt, daß durch Indikatordiagramme die indizierte Leistung nicht mit der wünschenswerten Genauigkeit festgestellt werden konnte, da Massenwirkungen und andere Störungen eine einwandfreie Bestimmung des mittleren indizierten Druckes beeinträchtigten¹⁾. Deshalb wurde der Regulator so festgestellt, daß er bis zu 245 Uml./min die Steuerung nicht verstellen konnte. Dadurch wird die bei jeder Umdrehung in den Zylinder eintretende Dampfmenge und somit der mittlere indizierte Druck im Zylinder nur vom Kesseldruck abhängig. Wird diese Abhängigkeit festgelegt, so kann man unmittelbar aus dem Kesseldruck den mittleren indizierten Druck bestimmen.

Aus einer Aufzeichnung von Diagrammen gleicher Füllung, aber verschiedener Eintrittsspannung kann man leicht erkennen, daß sich der mittlere indizierte Druck mit der in einer zeich-

¹⁾ Vergl. dazu Rosenkranz: Der Indikator und seine Anwendung, Berlin 1914. Wilke: Untersuchungen über die Grenzen der Verwendbarkeit des Indikators bei schnelllaufenden Maschinen für elastische Medien, Berlin 1916, Sonderabdruck aus der Zeitschrift »Der Oelmotor« August und September 1916.

nerischen Darstellung möglichen Genauigkeit proportional dem Kesseldruck ändert. Da die Expansionslinie des überhitzten Dampfes eine andre ist als die des Sattdampfes, so mußte natürlich die Abhängigkeit des mittleren indizierten Druckes vom Kesseldruck sowohl für überhitzten als auch für Sattdampf bestimmt werden.

Bei den Versuchen wurde zur genauen Bestimmung des Kesseldruckes ein besonderes Manometer mit einer Teilung von 0,1 at am Kessel angebracht, an dem noch Druckunterschiede von 0,02 at abgelesen werden konnten. Durch zahlreiche Vorversuche wurde nun die in Abb. 4 verzeichnete Abhängigkeit des mittleren indizierten Druckes vom Kesseldruck sowohl für Heißdampf als auch für Sattdampf bestimmt. Aus dieser Darstellung kann der mittlere indizierte Druck auf etwa 0,01 at, oder bei 11,8 at Kesseldruck, dem bei Heißdampf ein mittlerer indizierter Druck von 6,86 at entspricht, mit etwa 0,15 vH Fehler genau ermittelt werden. Demgegenüber kann man selbst bei sehr sorgfältigem Indizieren nur selten einen Fehler von weniger als 1 vH vermeiden.

Während der Versuche wurde die Richtigkeit der Abbildung 4 wiederholt nachgeprüft, wobei stets eine gute Uebereinstimmung gefunden wurde. Für die Versuche selbst wurde

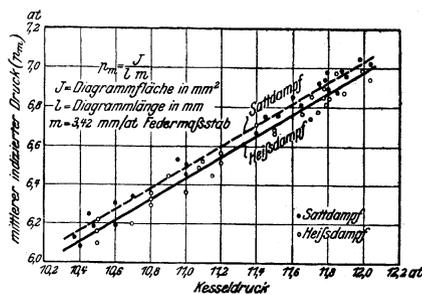


Abb. 4.

Abhängigkeit des mittleren indizierten Druckes vom Kesseldruck.

der Kesseldruck auf 11,8 at gehalten, so daß etwaige Fehler die Versuchsergebnisse nur um einen stetsgleichen Betrag ändern konnten.

Zur Berechnung der indizierten Leistung mußte ferner die augenblickliche Umlaufgeschwindigkeit möglichst genau ermittelt werden. Gleichzeitige Ablesungen eines Hubzählers und einer Stoppuhr sowie Beobachtungen an einem Tachometer ließen die gewünschte Genauigkeit nicht erreichen. Deshalb wurde die Umlaufzahl ständig durch einen Hornschen Tachograph aufgezeichnet.

Zum Ablesen der Versuchsbeobachtungen wurde bei einem

Zahlentafel 3. Versuchsgruppe I.
Versuche mit Sattdampf.

stetsgleichen Kesseldruck von 11,8 at die elektrische Leistung durch den oben erwähnten Glühlampenwiderstand so geändert, daß sich die minutliche Umlaufzahl bei allen Versuchen auf 230 einstellte. Dadurch wurde für alle Versuchsbeobachtungen gemäß Gl. (4) die indizierte Leistung unverändert gehalten. Bei dieser unveränderlichen indizierten Leistung wurde die elektrische Leistung durch Spannungs- und Strommesser gemessen. Somit ist die effektive Leistung durch die Gleichung

$$N_e = \frac{\text{Spannung} \times \text{Stromstärke}}{736 \eta_{el} \eta_R} \quad (5)$$

gegeben. Hierbei bezeichnet η_{el} den elektrischen Wirkungsgrad der Dynamomaschine, der aus Eichkurven entnommen wurde, η_R den Wirkungsgrad des Riementriebes, für den ein fester Betrag von 95 vH angenommen wurde. Bei dieser Annahme muß man jedoch beachten, daß der Riemenverlust durch die Witterung und die Betriebsverhältnisse beeinflusst wird, so daß Unterschiede im mechanischen Wirkungsgrad auftreten können. Für die Dauer eines Versuches können aber diese Störungen vernachlässigt werden.

Aus den Versuchsablesungen ergibt sich nun der mechanische Wirkungsgrad zu

$$\eta_{mech} = \frac{N_e}{N_i} \quad (6)$$

dessen zeitlicher Verlauf in Kurven aufgetragen wurde, so daß die gesamte Versuchsergebnisse leicht übersehen werden konnten.

Für die Versuche standen 3 Oelsorten zur Verfügung, deren Kennzeichen in Zahlentafel 2 zusammengestellt sind.

Zahlentafel 2.

1	2	3	4	5	6
Bezeichnung	Sorte	spez. Gewicht kg/ltr	Flamm-punkt °C	Viskosität bei 100° C (Engler)	Kälte-punkt °C
A	amerikantisches Heißdampf-Zylinderöl (Destillat)	0,900	300	4,5	0
B	deutsches Heißdampf-Zylinderöl (Rückstandsöl)	0,955	270	3,5	25
C	deutsches Zylinderöl (Rückstandsöl)	0,955	235	6,5	10

Zunächst soll in Versuchsgruppe I über 3 Versuche, bei denen die Maschine mit Sattdampf betrieben wurde, berichtet werden. Die Versuchsbeobachtungen sind in Zahlentafel 3, die Kurven des Wirkungsgrades in Abb. 5 bis 8 verzeichnet. Es wurden zwei Versuche mit Oel C und ein Versuch mit Oel B durchgeführt, während von einem Versuch mit Oel A abgesehen wurde, da dieses ein ausgesprochenes Heißdampföl ist und für Sattdampfbetrieb nicht in Frage kommt.

Die Kurven des Wirkungsgrades verlaufen, solange der Zylinder ordnungsgemäß geschmiert wird, bei etwa 95 vH, einen Wert, der der guten Bauart und Ausführung dieser Maschine entspricht. Nach Unterbrechung der Zylinderschmierung bleibt der Wirkungsgrad zunächst noch eine Zeitlang auf derselben Höhe und fällt dann ziemlich schnell, bei den einzelnen Versuchen jedoch mit verschiedener Neigung, ab. Nachdem der Wirkungsgrad sich um etwa 5 bis 6 vH vermindert hatte, wurden 50 g Oel in den Zylinder gedrückt. Dadurch wird eine erhebliche Steigerung des Wirkungsgrades herbeigeführt und deutlich gezeigt, daß der Verlauf der Wirkungsgradkurve nur durch unvollkommene Schmierung bedingt ist und durch Oelzufuhr stark beeinflusst wird.

Man kann annehmen, daß sich während der ordnungsgemäßen Schmierung des Zylinders an allen inneren Teilen eine dünne Oelschicht, ein Oelfilm, bildet, und daß sich zwischen den Kolbenringen und in andern toten Räumen des Zylinders Oelvorräte ansammeln. Wird nun die Schmierung unterbrochen, so zeigen die Kurven des Wirkungsgrades, daß der Schmierzustand der gleiche, demnach der Oelfilm zunächst in seiner ganzen Ausdehnung erhalten bleibt. Die zweifellos eintretende Abnutzung des Oelfilms durch das Gleiten der Kolbenringe muß also aus den erwähnten Oelvorräten wieder ersetzt werden. Es ist dies auch erklärlich, da der an den Zylinderwandungen haftende Oelfilm durch Kohäsion jedes mit dem Dampfstrom mitgerissene Ölteilchen und auch die zwischen den Kolbenringen vorhandenen Oelvorräte lebhaft ansaugen und festhalten wird. Wenn jedoch diese Vorräte erschöpft sind, wird der Oelfilm unterbrochen; der mechanische Wirkungsgrad wird ziemlich schnell abfallen, da Vor-

Versuch Nr.	1		2		3		
	Zeit	PS _e	Zeit	PS _e	Zeit	PS _e	
Oelsorte	B		C		C		
Dampfdruck, at	11,8		11,8		11,8		
Uml./min.	230		230		230		
ind. Leistung PS _i	28,90		23,90		28,90		
Versuchsablesungen:	Zeit	PS _e	η _m	Zeit	PS _e	η _m	
			vH			vH	
11 ³⁰	22,60	94,5	100	22,81	95,4	900	
42	22,75	95,2	10	22,67	94,8	05	
50	22,65	94,8	20	22,68	94,9	20	
57	22,65	94,8	25	22,75	95,2	25	
12 ¹⁰	22,65	94,8	30	22,64	94,7	30	
15	22,68	94,6	40	22,68	94,7	40	
25	22,65	94,8	50	22,64	94,7	46	
30	22,75	95,2	55	22,68	94,9	1000	
40	22,60	94,5	205	22,58	94,4	10	
45	22,36	93,5	15	22,27	93,2	17	
55	22,36	93,5	25	21,99	92,0	18	
100	22,31	93,3	35	21,76	91,0	20	
10	22,22	93,0	45	21,40	89,5	30	
15	21,99	92,0	55	21,37	89,4	32	
25	22,05	92,3	320	22,59	94,2	38	
30	22,00	92,1	Bemerkungen:				42
40	21,80	91,2					Bis 1 ³⁰ Uhr mit
45	21,67	90,7	48 g/st ge-	Bemerkungen:		48	
205	21,99	92,0	schmiert.			Bis 9 ³⁰ Uhr mit	
15	21,75	91,0	1 ³⁰ Uhr Schmie-	Bemerkungen:		12	
30	21,82	91,3	erung abgestell-			12 g/st ge-	
42	21,89	91,6	2 ⁵⁵ Uhr 50 g Oel	Bemerkungen:		30	
50	21,82	91,3	in den Zylinder			30 Uhr Schmie-	
59	21,79	90,9	gedrückt.	Bemerkungen:		10 ³⁸	
310	21,82	91,3				38 Uhr 50 g Oel	
25	21,75	91,0	Bemerkungen:				12
35	21,82	91,3					Bis 12 ⁰⁰ Uhr mit
50	21,55	90,2	12 g/st ge-	Bemerkungen:		30	
400	21,55	90,2	schmiert.			30 Uhr Schmie-	
10	21,51	90,0	12 ⁰⁰ Uhr Schmie-	Bemerkungen:		10 ³⁸	
20	21,40	89,6	erung abgestell-			38 Uhr 50 g Oel	
25	21,36	89,4	4 ³⁷ Uhr 50 g Oel	Bemerkungen:		12	
30	21,40	89,6	in den Zylinder			12 g/st ge-	
37	21,36	89,4	gedrückt.	Bemerkungen:		30	
500	21,91	91,7				30 Uhr mit	
02	22,08	92,4	Bemerkungen:				15
15	22,58	94,4					

räte, die eine wenn auch nur teilweise Schmierung bewirken können, nicht mehr vorhanden sind.

Der Oelfilm wird länger erhalten bleiben, wenn das Oel gut an den Zylinderwandungen haftet, also eine hohe Adhäsion besitzt. Diese Anhaftfähigkeit wird sich auch dann noch bemerkbar machen, wenn der Oelfilm schon an einzelnen Stellen unterbrochen ist. Ein solches Verhalten zeigt Versuch 1, dessen Wirkungsgradkurve erheblich flacher verläuft als die der Versuche 2 und 3.

Der Einfluß der Oelmenge, die während der ordnungsgemäßen Schmierung des Zylinders aufgewendet wurde, wird sich in erster Linie an den vorhandenen Vorräten zeigen. Die Unterbrechung des Oelfilms wird also bei einer reicheren vorangegangenen Schmierung später erfolgen, wie dies auch die Versuche 2 und 3 erkennen lassen. Allerdings ist der Unterschied nicht erheblich, obwohl in Versuch 2 mit 45 g/st und in Versuch 3 mit 12 g/st geschmiert worden war. Dieser geringe Einfluß der erheblich größeren Menge wird verständlich, wenn man beachtet, daß die Oelvorräte im Zylinder durch die Größe der dafür vorhandenen Räume begrenzt sind. Man kann demnach annehmen, daß bei einer Schmierung von 12 g/st diese Räume schon ziemlich mit Oel angefüllt werden. Wenn der Oelfilm einmal unterbrochen

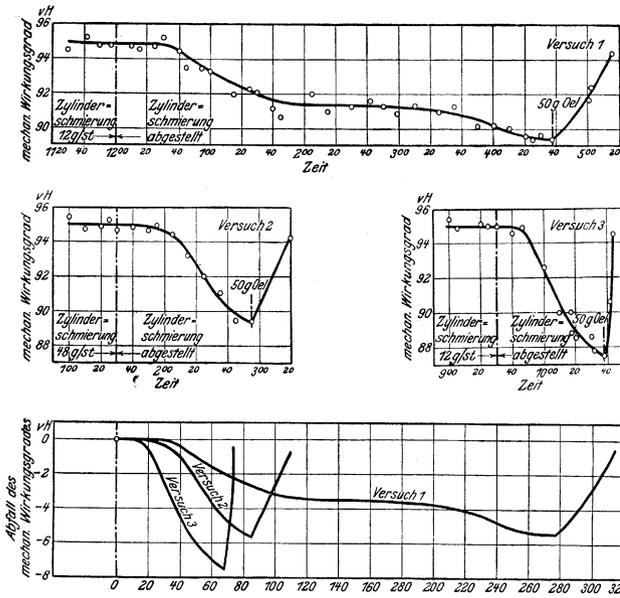


Abb. 5 bis 8. Wirkungsgradkurven der Versuche mit Sattdampf (Versuchsgruppe I). (Versuch 1 mit Oel B, Versuch 2 und 3 mit Oel C.)

ist, so läßt der beinahe gleiche Verlauf der Wirkungsgradkurven beider Versuche einen Einfluß der Oelmenge nicht mehr erkennen und bestätigt somit das schon erwähnte Ergebnis, daß merkliche Oelvorräte dann nicht mehr vorhanden sein können.

Aus diesen Versuchen wird man folgern können, daß mit der Oelsorte C bei Sattdampfbetrieb eine ordnungsgemäße Schmierung durch einen stündlichen Verbrauch von 12 g erreicht wird, während die gleiche Menge der Oelsorte B eine sehr reichliche Schmierung ergibt. Dieses Ergebnis kann zur Beurteilung der im zweiten Teile des vorliegenden Berichtes enthaltenen Oelverbrauchszahlen dienen.

Man erkennt ferner, daß das Oel B wesentlich besser zur Zylinderschmierung geeignet ist als das Oel C. Demnach kann die Viskosität kein Kennzeichen für die Brauchbarkeit eines Oeles für die Zylinderschmierung sein; denn diese beträgt für die Oelsorte C 6,5 und für die Oelsorte B nur 3,5.

Man sollte vermuten, daß das wesentlich bessere Oel B auch im gewöhnlichen Betrieb einen höheren Wirkungsgrad ergibt. Die Versuche lassen jedoch selbst bei der hier angewendeten ziemlich großen Genauigkeit Unterschiede nicht erkennen. Man muß deshalb folgern, daß mit jedem Oel der höchste Wirkungsgrad erreicht werden kann, daß aber bei besseren Oelen hierzu eine wesentlich geringere Menge erforderlich ist. Auf diese Eigenschaft der Oele scheint der Flammpunkt keinen wesentlichen Einfluß zu haben, da hier die Dampftemperatur erheblich unter ihm liegt.

Zahlentafel 4. Versuchsgruppe II. Versuche mit Oel B bei überhitztem Dampf.

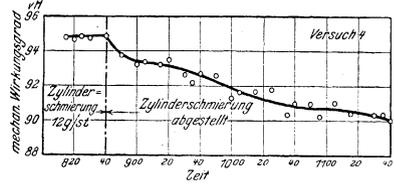
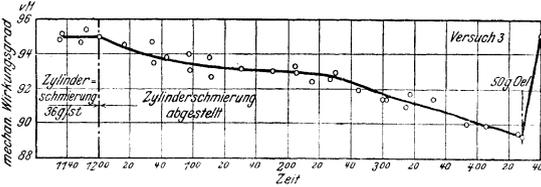
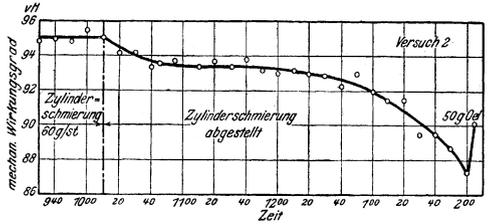
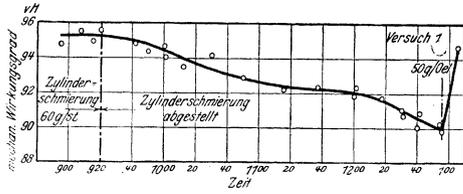
Versuch-Nr.	1			2			3			4						
	Dampfdruck . at	Uml./min	ind. Leistung . PSI	Dampfdruck . at	Uml./min	ind. Leistung . PSI	Dampfdruck . at	Uml./min	ind. Leistung . PSI	Dampfdruck . at	Uml./min	ind. Leistung . PSI				
	11,8	230	23,65	11,8	230	23,65	11,8	230	23,65	11,8	230	23,65				
Versuchsablesungen	Zeit	PS _e	Dampf-temp. °C	η _{mech} vH	Zeit	PS _e	Dampf-temp. °C	η _{mech} vH	Zeit	PS _e	Dampf-temp. °C	η _{mech} vH	Zeit	PS _e	Dampf-temp. °C	η _{mech} vH
8 ⁵⁵	22,42	334	94,8	9 ³⁰	22,44	338	94,9	11 ³⁶	22,45	324	94,9	8 ²⁰	22,41	330	94,8	
9 ⁰⁸	22,52	342	95,5	4 ⁰	22,46	338	95,0	3 ²⁷	22,49	324	95,1	2 ⁵	22,39	330	94,7	
1 ⁵	22,48	340	95,0	5 ⁰	22,44	340	94,9	4 ⁹	22,40	334	94,7	3 ⁰	22,42	330	94,9	
2 ⁰	22,60	346	95,6	10 ⁰⁰	22,58	340	95,5	5 ²	22,55	334	95,4	3 ⁵	22,40	320	94,8	
4 ²	22,44	350	94,9	1 ⁰	22,47	340	95,1	12 ⁰⁰	22,48	332	95,0	4 ⁵	22,42	342	94,9	
10 ⁰⁰	22,92	352	94,4	2 ⁰	22,37	340	94,2	1 ⁶	22,34	332	94,5	5 ⁵	22,19	340	93,8	
0 ¹	22,40	356	94,7	3 ⁰	22,27	340	94,2	3 ⁴	22,40	338	94,7	9 ⁰⁵	22,05	350	93,3	
0 ¹	22,26	352	94,1	4 ⁰	22,09	320	93,4	3 ⁵	22,12	338	93,6	1 ⁰	22,09	350	93,4	
1 ²	22,12	356	93,5	4 ⁵	22,13	324	93,6	4 ²	22,18	334	93,8	2 ⁰	22,05	340	93,3	
3 ⁰	22,28	350	94,2	5 ⁵	22,14	328	93,7	5 ⁷	22,22	338	94,0	2 ⁵	22,10	340	93,5	
11 ¹⁵	21,98	350	92,9	11 ¹⁰	22,10	332	93,4	5 ⁸	22,00	338	93,1	3 ⁵	21,92	342	92,7	
3 ⁷	21,82	356	92,3	3 ⁰	22,13	340	93,7	1 ¹⁰	22,19	332	93,8	4 ⁰	21,81	342	92,2	
12 ⁰⁰	21,74	356	91,9	2 ⁰	22,19	346	93,4	1 ¹	21,93	332	92,7	4 ⁵	21,92	342	92,7	
0 ¹	21,82	359	92,3	5 ⁰	22,14	344	93,8	3 ⁰	22,03	332	93,2	5 ⁵	21,89	336	92,6	
1 ⁷	21,70	346	91,7	12 ⁰⁰	22,04	344	93,2	5 ⁰	22,02	320	93,1	10 ⁰⁵	21,60	332	91,3	
3 ⁰	21,84	332	91,1	1 ⁰	22,00	350	93,0	2 ⁰⁴	22,07	320	93,3	1 ⁰	21,68	332	91,7	
3 ¹	21,50	332	90,9	2 ⁰	22,03	352	93,2	0 ⁵	22,00	320	93,0	2 ⁰	21,68	322	91,7	
4 ⁰	21,31	336	90,1	1 ⁰	22,00	352	93,0	1 ⁵	21,88	328	92,5	3 ⁰	21,71	334	91,8	
4 ¹	21,50	336	90,9	3 ⁰	21,92	348	92,9	2 ⁷	21,93	338	92,7	4 ⁰	21,37	333	90,4	
5 ¹	21,31	344	90,2	4 ⁰	21,82	346	92,3	2 ⁰	21,99	338	93,0	4 ⁵	21,52	333	91,0	
5 ⁵	21,26	344	89,9	5 ⁰	21,99	344	93,0	4 ⁵	21,75	338	92,0	5 ⁵	21,52	336	91,0	
1 ⁰⁵	22,40	356	94,7	1 ⁰⁰	21,74	352	92,0	3 ⁰⁰	21,63	336	91,5	11 ⁰⁰	21,35	336	90,3	
				2 ⁰	21,64	352	91,5	0 ⁷	21,63	336	91,5	1 ⁰	21,52	348	91,0	
				3 ⁰	21,64	350	91,5	1 ⁵	21,53	332	91,1	2 ⁰	21,41	348	90,5	
				4 ⁰	21,17	360	89,5	1 ⁷	21,70	332	91,8	3 ⁵	21,37	348	90,4	
				5 ⁰	21,17	360	89,5	3 ²	21,63	336	91,5	4 ⁰	21,37	352	90,4	
				2 ⁰⁰	20,98	370	88,7	5 ⁵	21,31	338	90,1	4 ⁵	21,30	350	90,1	
				2 ⁰⁵	20,63	370	87,3	4 ⁰⁶	21,28	332	90,0					
				2 ¹⁰	21,32	370	90,2	2 ⁸	21,16	334	89,5					
								2 ⁸	21,13	334	89,4					
								4 ⁰	22,52	330	95,2					

Bemerkungen:
Bis 9²⁰ Uhr mit 60 g/st geschmiert.
9²⁰ Uhr Schmierung abgestellt.
12⁵⁵ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

Bemerkungen:
Bis 10¹⁰ Uhr mit 60 g/st geschmiert
10¹⁰ Uhr Schmierung abgestellt.
2⁰⁰ Uhr Schmierung mit 4 g/st angestellt.

Bemerkungen:
Bis 12⁰⁰ Uhr mit 36 g/st geschmiert.
12⁰⁰ Uhr Schmierung abgestellt.
4³⁰ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

Bemerkungen:
Bis 8⁴⁵ Uhr mit 12 g/st geschmiert.
8⁴⁵ Uhr Schmierung abgestellt.



Von den weiteren Versuchen, die mit Ueberhitzung durchgeführt wurden, sollen zunächst in Versuchsgruppe II vier mit der Oelsorte B beschrieben werden. Die Versuchsbeobachtungen sind in Zahlentafel 4, die Kurven des Wirkungsgrades in Abb. 9 bis 13 verzeichnet.

Auch bei diesen Versuchen ändert sich der Wirkungsgrad während der ordnungsgemäßen Schmierung nicht, fällt jedoch nach Unterbrechung der Schmierung sofort, aber nicht so schnell wie in der Versuchsgruppe I, ab.

Während der ordnungsgemäßen Schmierung wird sich auch hier ein Oelfilm an den Zylinderwänden bilden; ferner werden sich Vorräte zwischen den Kolbenringen und in andern toten Räumen des Zylinders ansammeln. Die Wirkungsgradkurven zeigen nun, daß bei Unterbrechung der Schmierung der Oelfilm schnell zerstört wird. Man muß deshalb annehmen, daß die geringe Oelmenge des Oelfilms infolge der hohen Temperatur des Dampfes bald verdampft, so daß die ordnungsgemäße Schmierung aufhört. Der weitere Abfall der Wirkungsgradkurven läßt jedoch vermuten, daß die noch vorhandenen Oelvorräte im Zylinder nun eine wenn auch nicht ausreichende, so doch merkliche Schmierung der

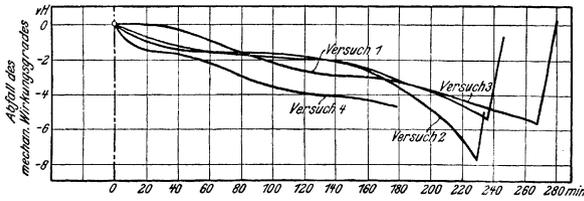
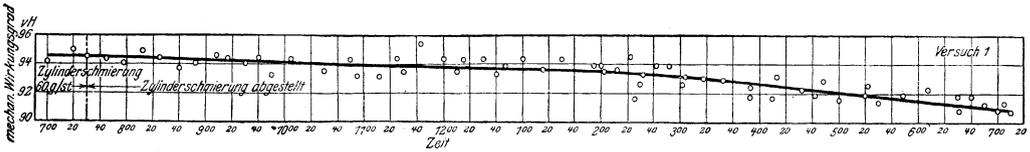


Abb. 9 bis 13. Versuchsgruppe II. Wirkungsgradkurven der Versuche mit Oel B bei überhitztem Dampf.

kurven der Abbildungen 9 bis 13 keinen wesentlichen Einfluß. Auch hier kann man erkennen, daß bei Versuch 4 mit einer Schmierung von 12 g Öl die für die Ansammlung von Oelvorräten vorhandenen Räume schon ziemlich mit Oel angefüllt worden sind.

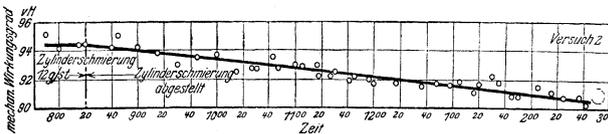
Auf gleiche Schmiervorgänge lassen auch die Versuche mit Oel A, Versuchsgruppe III, schließen, deren Beobachtungen in Zahlentafel 5 und deren Wirkungsgradkurven in Abb. 14 bis 16 verzeichnet sind. Der Versuch 1 dieser Gruppe unterscheidet sich dadurch etwas von den andern Versuchen, daß für jede Ableseung die indizierte Leistung besonders ermittelt wurde. Die einzelnen Versuchsbeobachtungen sind deshalb viel unregelmäßiger als bei den andern Versuchen, ein Beweis dafür, daß die später durchgeführte Unveränderlichkeit der indizierten Leistung die Genauigkeit der Versuche gesteigert hat.

Die Kurven des Wirkungsgrades dieser Versuche verlaufen viel flacher als bei Versuchsgruppe II. Man kann deshalb annehmen, daß das Oel A besser an die Zylinderwände haftet als das Oel B. Im übrigen entsprechen die Kurven des Wirkungsgrades denen der Versuchsgruppe II.



gleitenden Teile aufrecht erhalten.

Die bei der ordnungsgemäßen Schmierung zugeführte Oelmenge hat auf den Verlauf der Wirkungsgrad-



Auch hinsichtlich der Größe der Oelvorräte zeigt sich das erwähnte Ergebnis.

Zum Vergleich ist noch in Gruppe IV über einen Versuch mit der

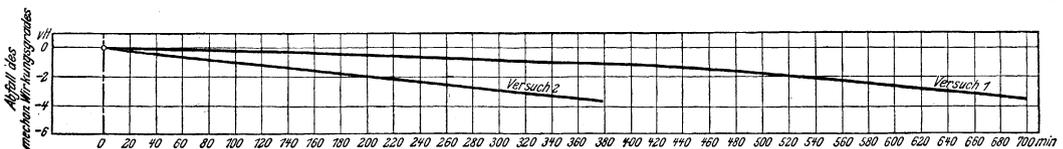


Abb. 14 bis 16. Wirkungsgradkurven der Versuche mit Oel A bei überhitztem Dampf.

Zahlentafel 5.
Versuche mit Oel A bei überhitztem Dampf.
Versuchsgruppe III.

Versuch-Nr.	1				2				
Dampfdruck at Uml./min	—				11,8				
Ind. Leistung PSi	—				230				
					23,65				
Versuchs-ablesungen	Zeit	PS _i	PS _e	Dampf temp.	η _m	Zeit	PS _e	Dampf temp.	η _m
				°C				°C	
7 ⁰⁰	23,78	22,38	336	94,2	7 ⁵⁰	22,50	350	95,1	
20	23,90	22,70	337	95,0	8 ⁰⁰	22,28	345	94,2	
30	23,85	22,52	342	94,5	15	22,31	350	94,4	
45	23,78	22,42	342	94,4	20	22,31	350	94,4	
58	23,85	22,40	350	94,0	40	22,27	352	94,2	
8 ¹²	23,90	22,65	345	94,8	45	22,46	340	95,0	
25	23,75	22,42	340	94,4	9 ⁰⁰	22,27	342	94,2	
40	23,90	22,40	335	93,7	15	22,18	350	93,8	
52	23,85	22,40	320	94,0	30	22,00	350	93,0	
9 ⁰⁸	23,78	22,45	318	94,5	45	22,12	344	93,5	
17	23,92	22,56	315	94,3	10 ⁰⁰	22,13	320	93,6	
30	23,78	22,39	316	94,0	15	21,88	320	92,5	
40	23,30	21,99	309	94,3	27	21,96	316	92,8	
50	23,78	22,13	308	93,2	30	21,96	316	92,8	
10 ⁰⁵	23,78	22,38	299	94,2	45	22,12	320	93,5	
30	23,90	22,35	306	93,5	47	21,96	320	92,8	
50	23,55	22,20	308	94,2	11 ⁰⁰	21,97	334	92,9	
55	23,78	22,13	305	93,1	05	21,96	334	92,8	
11 ¹²	23,78	22,70	308	93,1	17	21,97	344	92,9	
25	23,78	22,41	323	94,3	18	21,80	344	92,2	
30	23,90	22,34	326	93,4	27	21,80	339	92,2	
42	23,78	22,62	337	95,3	30	21,88	339	92,5	
12 ⁰⁰	23,78	22,38	336	94,2	42	21,78	320	91,9	
10	23,90	22,34	334	93,5	45	21,79	320	92,2	
15	23,78	22,40	330	94,2	57	21,76	324	92,0	
20	23,78	22,40	337	94,2	12 ⁰⁰	21,68	324	91,7	
40	23,78	22,13	340	93,2	17	21,68	318	91,7	
47	23,78	22,24	340	93,75	36	21,65	316	91,6	
1 ⁰⁰	23,90	22,53	340	94,2	48	21,67	316	91,7	
15	23,66	22,31	340	93,5	58	21,65	326	91,6	
30	23,92	22,52	342	94,2	105	21,70	326	91,8	
55	23,78	22,28	330	93,8	16	21,53	322	91,1	
2 ⁰⁰	23,78	22,30	320	93,8	20	21,65	322	91,6	
02	23,78	22,20	320	93,4	30	21,80	326	92,2	
13	23,66	22,30	324	93,5	35	21,72	326	91,8	
22	23,82	22,50	330	94,4	05	21,50	336	90,9	
26	23,78	21,77	332	91,6	20	21,46	336	90,8	
30	23,78	22,00	320	92,6	2 ⁰⁵	21,65	338	91,5	
32	23,78	22,15	330	93,2	15	21,59	346	91,1	
42	23,78	22,31	338	93,8	25	21,46	358	90,8	
52	23,78	22,31	336	93,8	37	21,46	345	90,8	
8 ⁰²	23,78	21,97	342	92,5	42	21,32	343	90,2	
05	23,78	22,12	342	93,1					
18	23,68	21,99	346	93,0					
32	23,78	22,04	352	92,9					
50	23,78	21,80	340	91,7					
51	23,66	22,06	340	92,5					
41 ⁰	23,78	21,80	330	91,7					
11	23,66	22,07	340	93,2					
32	23,78	21,88	344	92,2					
42	23,78	21,85	340	91,8					
46	23,78	22,05	338	92,8					
5 ⁰⁰	23,78	21,72	340	91,5					
20	23,78	21,83	348	91,8					
22	23,90	22,10	348	92,5					
30	23,78	21,71	332	91,4					
48	23,78	21,80	332	91,8					
6 ⁰⁷	23,78	21,92	348	92,2					
30	23,78	21,80	348	91,8					
31	23,78	21,58	348	90,8					
40	23,78	21,82	352	91,8					
50	23,78	21,64	346	91,2					
7 ⁰⁰	23,90	21,70	340	90,8					
05	23,90	21,81	340	91,3					
10	23,90	21,70	330	90,8					

Bemerkungen:
Bis 7³⁰ Uhr mit 60 g/st geschmiert.
7³⁰ Uhr Schmierung abgestellt.

Zahlentafel 6.
Versuch mit Oel C bei überhitztem Dampf.
Versuchsgruppe IV.

Versuchsablesungen	Zeit	PS _e	Dampf-temperatur °C	η _m
	4 ³⁰	22,48	340	95,1
	24	22,33	340	94,4
	45	22,48	336	95,0
	55	22,38	336	94,7
	5 ⁰⁰	22,18	328	93,8
	03	22,18	328	93,9
	12	21,80	322	92,3
	20	21,81	322	92,3
	26	21,80	322	92,2
	33	21,68	320	91,7
	44	21,68	318	91,7
	46	21,80	318	92,2
	6 ⁰¹	21,73	328	91,9
	11	21,65	328	91,6
	15	21,78	326	92,1
	26	21,72	348	91,9
	30	21,76	348	92,0
	45	21,50	340	90,9
	47	21,80	340	92,2
	7 ⁰³	21,43	336	90,6
	05	21,84	328	90,2
	15	21,40	316	90,5
	17	21,05	316	89,0
	33	22,38	320	94,6

Bemerkungen:
Bis 4⁵⁵ Uhr mit 48 g/st geschmiert
4⁵⁵ » Schmierung abgestellt
7¹⁷ » 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

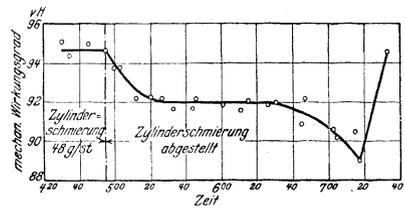


Abb. 17.

Wirkungsgradkurve des Versuches mit Oel C bei überhitztem Dampf.

Oelorte C berichtet, dessen Beobachtungen in Zahlentafel 6 und dessen Wirkungsgradkurven in Abb. 17 verzeichnet sind. Man kann aus der Wirkungsgradkurve, deren Verlauf noch steiler ist als bei der Oelorte B, auf die gleichen Schmiervorgänge wie bei den Versuchsgruppen II und III schließen. Von weiteren Versuchen mit Oel C bei Heißdampf wurde abgesehen, da es ein ausgesprochenes Sattdampföl ist.

Die Versuche der Gruppen II, III und IV zeigen bei ordnungsgemäßer Schmierung keine Unterschiede im Wirkungsgrad und bestätigen damit auch für den Heißdampfbetrieb die Ansicht, daß mit jedem Oel der höchste Wirkungsgrad erreicht werden kann, daß sich jedoch die Unterschiede in der Güte der Oele im Verbrauch bemerkbar machen. Ein Einfluß der Viskosität läßt sich auch bei diesen Versuchen nicht erkennen; vielmehr ist auch hier das Oel C mit der höchsten Viskosität das schlechteste.

Um einen weiteren Einblick in die Vorgänge bei der Zylinderschmierung zu gewinnen, wollen wir noch diejenigen Oelmengen bestimmen, mit denen die Maschine ordnungsgemäß betrieben werden kann. Dabei soll diejenige Menge als ausreichend für einen ordnungsgemäßen Betrieb bezeichnet werden, bei der der Wirkungsgrad gerade seinen Höchstwert erreicht, der durch eine größere Oelzufuhr nicht mehr gesteigert werden kann.

Die hierzu durchgeführten Versuche, Versuchsgruppe V, deren Beobachtungen in Zahlentafel 7 und deren Wirkungs-

Zahlentafel 7. Versuchsgruppe V.
Versuche zur Bestimmung des Mindestölverbrauches bei Heißdampf.

Versuch Nr.	1				2				3			
Oelsorte	A				B				C			
Dampfdruck . . at	11,8				11,8				11,8			
Uml./min.	230				230				230			
ind. Leistung PSi	23,65				23,65				23,65			
Versuchsablesungen	Zeit	PS _e	Dampf-temperatur °C	η _{mech} vH	Zeit	PS _e	Dampf-temperatur °C	η _{mech} vH	Zeit	PS _e	Dampf-temperatur °C	η _{mech} vH
3 ²⁰	21,25	342	89,9	1 ⁴⁰	21,17	360	89,5	19 ⁵⁰	21,32	380	90,2	
25	21,25	342	89,9	50	20,98	370	88,7	55	21,31	384	90,1	
30	21,20	342	89,7	2 ⁰⁰	20,63	370	87,3	1 ⁰⁰	21,32	384	90,2	
40	21,37	330	90,4	05	21,32	370	90,2	05	21,96	384	92,8	
50	21,37	325	90,4	15	21,37	368	92,5	10	22,05	380	93,3	
55	21,40	325	90,5	25	21,62	350	91,4	15	22,05	380	93,3	
4 ⁰⁰	21,51	328	91,0	30	21,76	350	92,0	25	22,14	370	93,6	
15	21,53	325	91,1	40	21,90	360	92,6	35	22,28	366	94,2	
30	21,62	330	91,4	50	21,96	360	92,9	45	22,31	366	93,9	
35	21,67	335	91,6	55	21,96	342	92,9	55	22,28	372	94,2	
50	21,98	340	92,9	3 ⁰⁵	21,90	342	92,6	2 ⁰⁵	21,91	358	92,7	
55	21,91	340	92,7	15	21,82	340	92,3	15	21,77	356	92,1	
5 ¹⁰	22,18	338	93,8	25	21,84	340	92,4	25	21,56	367	91,2	
20	22,18	330	93,8	30	21,86	340	92,5	35	21,70	368	91,8	
25	22,08	320	93,4	40	22,00	344	93,0	45	21,51	368	91,0	
30	22,10	320	93,5	50	22,12	340	93,6	55	21,44	350	90,7	
32	22,19	320	93,8	55	22,12	344	93,6	3 ⁰⁵	21,42	350	90,6	
31	22,19	327	93,8	4 ⁰⁵	22,26	344	94,2	10	21,40	350	90,5	
40	22,06	334	93,3	12	22,20	338	93,9	20	21,77	350	92,1	
42	22,10	334	93,5	20	22,18	330	93,8	30	21,88	364	92,5	
50	22,15	334	93,7	30	22,22	330	94,0	40	21,77	376	92,1	
6 ⁰⁰	22,16	330	93,7	38	22,30	328	94,3	50	21,99	374	92,9	
10	22,24	330	94,1	46	22,27	332	94,2	4 ⁰⁰	21,76	374	92,0	
12	22,26	330	94,2	58	22,36	340	94,6	10	21,77	362	92,1	
20	22,24	328	94,1	5 ⁰⁵	22,44	340	94,9	20	21,80	356	92,2	
25	22,25	328	94,1	16	22,42	352	94,8	30	22,12	356	93,5	
35	22,32	320	94,5	20	22,49	350	95,1	35	22,10	354	93,5	
47	22,32	326	94,4	25	22,38	358	94,7	45	22,21	354	93,9	
55	22,32	330	94,4	32	22,44	350	94,9	55	22,32	336	94,4	
7 ⁰⁰	22,30	330	94,3	40	22,49	346	95,1	5 ⁰⁵	22,30	314	94,3	
07	22,24	330	94,1	49	22,42	348	94,8	15	22,32	336	94,4	
08	22,38	336	94,7					20	22,36	336	94,6	
10	22,32	330	94,4					25	22,26	362	94,2	
								35	22,28	362	94,3	
								45	22,18	360	93,8	
								55	22,28	360	94,3	

Bemerkungen:

3²⁰ Uhr Schmiering mit 4 g/st begonnen
5⁴² Uhr Schmiering auf 6 g/st eingestellt
6⁵⁵ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

Bemerkungen:

2⁰⁰ Uhr Schmiering mit 4 g/st eingestellt
3⁵⁰ Uhr Schmiering auf 6 g/st eingestellt
4²⁰ Uhr Schmiering auf 12 g/st eingestellt
5²⁰ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

Bemerkungen:

1⁰⁰ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt; Schmiering mit 12 g/st begonnen
3¹⁰ Uhr Schmiering auf 24 g/st eingestellt
4²⁰ Uhr Schmiering auf 48 g/st eingestellt
5¹⁵ Uhr 50 g Oel in den Zylinder gedrückt.

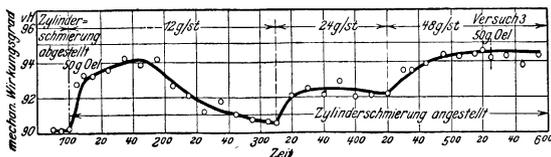
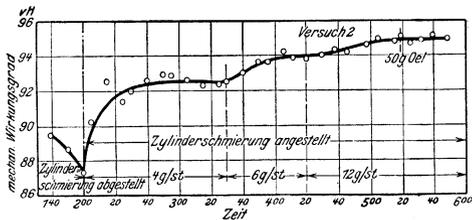
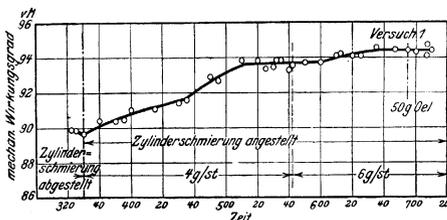


Abb. 18 bis 20. Versuchsgruppe V.

Wirkungsgradkurven der Versuche zur Bestimmung des Mindestölverbrauches bei Heißdampf.

Versuch 1 mit Oel A; Versuch 2 mit Oel B; Versuch 3 mit Oel C.

gradkurven in Abb. 18 bis 20 verzeichnet sind, wurden an die beschriebenen Versuche angeschlossen. Sie beginnen also, wenn die Ölvorräte im Zylinder erschöpft sind, damit, daß eine bestimmte Oelmenge dem Zylinder zugeführt und dabei die Aenderung des Wirkungsgrades bestimmt wird. Diese Menge wird dann nach einiger Zeit

stufenweise so erhöht, bis der gewöhnliche Wirkungsgrad erreicht ist. Dann werden 50 g Oel in den Zylinder gedrückt, wobei beobachtet wird, ob dadurch der Wirkungsgrad noch weiter steigt. Ist dies nicht der Fall, so kann man die zuletzt angewendete Schmiering als ausreichend für den ordnungsgemäßen Betrieb bezeichnen.

Bei Versuch 1 mit der Oelsorte A wird zunächst durch eine Schmierung von 4 g/st der Wirkungsgrad merklich vergrößert. Durch eine weitere Erhöhung der Schmiermittelmengen auf 6 g/st wird der gewöhnliche Betriebszustand erreicht, bei dem durch eine Zuführung von 50 g Oel der Wirkungsgrad nicht weiter gesteigert werden kann.

Der Versuch 2 mit der Oelsorte B läßt zunächst bei einer Oelmengen von 4 und 6 g/st ein stufenweises Steigen des Wirkungsgrades erkennen. Mit einer Schmierung von 12 g/st nähert sich der Wirkungsgrad dem des gewöhnlichen Betriebes und kann durch eine erhöhte Schmierung nicht mehr vergrößert werden.

Beim Versuch 3 mit der Oelsorte C wurden zunächst 50 g Oel in den Zylinder gepreßt und dann mit 12 g/st geschmiert. Durch die zugeführte Oelmengen wurde eine wesentliche Steigerung des Wirkungsgrades erreicht, die jedoch durch die daran anschließende Schmierung nicht erhalten werden konnte. Mit einer Schmiermittelmengen von 24 g/st konnte der gewöhnliche Betriebszustand auch noch nicht erreicht werden. Dagegen ließ sich mit einer Oelmengen von 48 g/st eine ausreichende Schmierung erzielen, die durch Zuführung von 50 g Oel nicht verbessert werden konnte.

Die reziproken Werte dieser Oelmengen, die zur Erzielung einer ordnungsgemäßen Schmierung erforderlich sind, kann man als Wertzahlen für die Oele ansehen, die sich demnach für den Heißdampftrieb wie 1:2:8 verhalten. Aus den Versuchen der Gruppen II bis IV läßt sich erkennen, daß für dieses Verhalten der Oele in erster Linie die Adhäsion maßgebend ist. Der Einfluß des Flammpunktes ist bei diesen Versuchen nicht ermittelt; man kann vermuten, daß der Flammpunkt das Verhalten der Oele zwar beeinflussen, jedoch nicht entscheiden wird, zumal er bei allen Oelen erheblich unter der Temperatur des Dampfes liegt.

Die Ergebnisse der Versuche kann man folgendermaßen zusammenfassen: Im ordnungsgemäßen Betrieb bildet sich an den Wandungen des Zylinders ein Oelfilm; außerdem sammeln sich zwischen den Kolbenringen und in andern toten Räumen Oelvorräte an. Die zur Erzielung dieses Zustandes erforderliche Oelmengen ist erheblich von der Güte des Oeles abhängig. Dabei läßt sich jedoch auch mit Sattdampfölen bei überhitztem Dampf eine ordnungsgemäße Schmierung erreichen, wenn man eine genügend große Menge aufwendet. Bei diesem Schmierzustand kann der mechanische Wirkungsgrad durch eine erhöhte Oelzufuhr nicht mehr gesteigert werden; auch lassen sich mit gewöhnlichen Versuchseinrichtungen Unterschiede des Wirkungsgrades für verschiedene Oelarten nicht erkennen. Ist jedoch dieser Zustand der ordnungsgemäßen Schmierung noch nicht erreicht, so entspricht innerhalb gewisser Grenzen jeder aufgewendeten Oelmengen ein bestimmter Wirkungsgrad.

Versuche mit unterbrochener Schmierung zeigen wesentliche Unterschiede zwischen Satt- und Heißdampftrieb. Beim Sattdampftrieb bleibt der Oelfilm zunächst noch einige Zeit erhalten, wobei er sich aus den Oelvorräten im Zylinder ergänzt und diese dadurch ziemlich schnell aufbraucht. Beim Heißdampftrieb verdampft jedoch der Oelfilm infolge der höheren Temperatur schnell, aber die Vorräte gewähren noch längere Zeit eine wenn auch nicht ausreichende, so doch den Betrieb noch ermöglichende Schmierung. In beiden Fällen tritt ein allmählicher Abfall des Wirkungsgrades ein, der bei der Versuchsmaschine G bis 7 vH betragen konnte, ehe Geräusche auftraten.

Die Zeit, während der der Betrieb nach Unterbrechung der Schmierung noch durchführbar ist, kann als ein Maß für die Güte des verwendeten Oeles gelten. Als eine genauere Wertzahl kann man die zur ordnungsgemäßen Schmierung ausreichende Oelmengen ansehen. Für beide Kennzeichen scheint in erster Linie die Adhäsion des Oeles maßgebend zu sein. Der Einfluß des Flammpunktes, der allerdings nicht entscheidend sein dürfte, konnte durch diese Versuche nicht geklärt werden, dagegen kann man wohl die Viskosität der Oele als unmaßgeblich für die Zylinderschmierung ansehen.

Natürlich konnten diese Versuche nicht alle Fragen der Zylinderschmierung klären. Die zur Verfügung stehende Zeit erlaubte es z. B. nicht, ähnliche Versuche durchzuführen, um den Einfluß der Belastung der Maschine auf den Oelverbrauch zu bestimmen. Man kann aber annehmen, daß er nicht wesentlich ist. Auch die beste Art der Zuführung des Zylinderöles konnte nicht erprobt werden. Einzelne Fabriken lassen das Oel an verschiedenen Stellen der Lauffläche des Zylinders auftreten. Diese Anordnung ist für Maschinen, bei denen eine Schmierung der Steuerungsteile entbehrt werden kann, sehr sparsam. Für Gleichstrommaschinen gestattet sie die Verwendung geringwertigen Oeles, wenn die Eintrittsstelle des Oeles in einer kälteren Zone der Lauffläche

liegt. Für Maschinen mit Schiebern oder Kolbenventilen erscheint es jedoch vorteilhafter, das Oel mit dem Dampf zuzuführen und dabei zu zerstäuben, um auch eine Schmierung der Steuerungsteile zu erreichen. Man kann allerdings mit Recht gegen dieses Verfahren einwenden, daß nur ein geringer Teil des Dampfes, in welchem das Oel mehr oder weniger gleichmäßig verteilt ist, mit den Zylinderwandungen in Berührung kommt, und somit sehr viel unausgenutztes Oel mit dem Dampf austritt.

Ebenso konnte der Einfluß eines Graphitzusatzes zum Oel nicht geprüft werden. Die erwähnten Versuche von Cario haben allerdings eine Verminderung des Oelverbrauches durch Graphitzusatz erkennen lassen. Ähnliche Erfahrungen sind auch von anderer Seite an älteren, langsam laufenden und mit Sattdampf betriebene Maschinen gemacht worden, während bei Heißdampfmaschinen häufig Störungen durch Graphitablagerung in den Oelleitungen beobachtet wurden. Nach neueren Untersuchungen¹⁾ sind jedoch günstige Ergebnisse nur darauf zurückzuführen, daß man die gleichzeitig vorgenommene Herabsetzung des Oelverbrauches ausschließlich dem Graphit zuschrieb und nicht vorher die Maschine auf den auch ohne Graphit zulässigen geringsten Oelverbrauch eingestellt hatte.

Konnten somit diese Versuche nicht alle Fragen, die für die Zylinderschmierung von Bedeutung sind, behandeln, so gewähren sie doch einen Einblick in die ziemlich verwickelten Schmiervorgänge im Dampfmaschinenzylinder und bieten Gesichtspunkte für weitere Untersuchungen auf diesem Gebiete.

II. Oelverbrauchszahlen der Praxis.

Nicht immer ist es in jedem Betriebe möglich, durch so eingehende Versuche wie die beschriebenen den Oelverbrauch von Dampfmaschinen zu bestimmen. Es scheint deshalb angebracht zu sein, auf Grund umfangreicher Erhebungen Erfahrungen der Praxis über den Zylinderölverbrauch von Dampfmaschinen verschiedener Bauart zusammenzustellen und dadurch Zahlen sparsamen Verbrauches zu finden, die die Versuchsergebnisse ergänzen können.

In diesen Zusammenfassungen soll der stündliche Oelverbrauch, bezogen auf die Leistungseinheit, in Abhängigkeit

Zahlentafel 8.
Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch von
Schiffsmaschinen.
(Sattdampfmaschinen, Seeschiffahrt.)

1	2	3	4	5	6		7
					Zylinder- öl	Ma- schinen- öl	
	Zylinderdurchmesser mm	Hub mm	Uml./min	Lei- stung PSI	g/PS-st	g/PS-st	
1	300 582	340	150	200	0,3	0,85	
2	245/420/650	420	145	250	0,12	2,00	
3	254/409/690	400	145	250	0,116	1,58	
4	350 690	510	120	300	0,1	0,568	
5	520/ 870/1400	1000	70	1 050	0,022	0,416	
6	520/ 890/1480	1050	66,5	1 300	0,045	0,485	
7	610/ 990/1625	1143	63	1 470	0,0272	0,340	
8	660/1045/1700	1145	70	1 500	0,0277	0,61	
9	510/ 885/1550	1000	70	1 500	0,0416	0,50	
10	580/ 980 1540	1250	74,5	1 950	0,032	0,640	
11	640/1150/1850	1220	63,5	2 000	0,0156	0,460	
12	610/880/1280/1850	1350	64,5	2 100	0,0198	0,692	
13	580/ 990/1670	1220	72	2 175	0,0288	0,435	
14	762/1270/2070	1372	58	2 260	0,0355	0,399	
15	585/ 800/1219/1805	1219	66	2 300	0,0348	0,478	
16	590/ 858/1250/1830	1372	63	2 800	0,029	0,541	
17	630/ 900/1290/1850	1372	64,5	2 500	0,025	0,50	
18	605/ 870/1270/1830	1350	76,5	2 850	0,0218	0,655	
19	630/ 900/1290/1880	1372	71,5	3 000	0,0215	0,530	
20	640/ 970/1330/1920	1400	75,6	3 400	0,0446	0,613	
21	700/1000/1430/2050	1400	71,5	3 850	0,017	0,425	
22	750/1090/1560/2200	1400	79	5 180	0,029	0,495	
23	760/1110/1580/2270	1400	77,5	5 475	0,0152	0,346	
24	860/1230/1770/2560	1600	76,5	7 600	0,0178	0,495	
25	920/1350/1920/2710	1650	77	8 725	0,0287	0,545	
26	970/1440/2030/2850	1700	82	10 950	0,0134	0,43	
27	950/1250/1900/2850	1800	78	10 950	0,0124	0,47	

¹⁾ Goetze: Die Streckung von Zylinderölen. Mitteilungen der Westfälischen Bergwerkskassens Bochum 1917.

von der Leistung verzeichnet werden. Dabei soll im allgemeinen als Leistung die Nennleistung angenommen werden, die im Betriebe meist gut bekannt ist und ein Kennzeichen für die Maschine bildet. Die wirkliche Leistung ist als Bezugzahl weniger geeignet, weil die Belastung der Maschinen sich häufig ändert, aber den Ölverbrauch bei gegebenen Abmessungen wenig beeinflusst.

Es soll jedoch darauf hingewiesen werden, daß es auf Grund theoretischer Erwägungen vielleicht richtiger erscheinen

gen mit in die Zahlentafel aufgenommen. Desgleichen sind die für die Triebwerkschmierung erforderlichen Ölmengen verzeichnet, auf die ich erst im dritten Teile des Berichtes eingehen werde.

Aus den erwähnten Gründen können diese Zahlen auch nicht wie Versuchsbeobachtungen ausgewertet werden. Als Zahlen sparsamen Verbrauches sind vielmehr Durchschnittswerte der niedrigeren Angaben zu bezeichnen, da mit Recht angenommen werden kann, daß in Betrieben mit hohen Verbrauchszahlen der sparsamen Verwendung der Schmiermittel nicht die erforderliche Aufmerksamkeit gewidmet wird, so daß diese Zahlen entsprechend hoch über denen des Mindestverbrauches liegen.

Bei diesen Zusammenfassungen konnte natürlich die Güte des Oeles, von der der Verbrauch, wie die Versuche zeigen, stark abhängig ist, nicht beachtet werden. Ebenso mußten Besonderheiten des Betriebes und der Bauart, die den Ölverbrauch wesentlich beeinflussen, unberücksichtigt bleiben. Solche Umstände sind jedoch dem Betriebsleiter meist hinreichend bekannt, so daß er bei einem Versuch, den Ölverbrauch zu vermindern, leicht die erreichbare Grenze finden wird, zumal wenn er beachtet, daß in diesen Zusammenstellungen noch ein erheblicher Sicherheitszuschlag enthalten ist. In den Zahlentafeln konnte nur zwischen den grundlegenden Bauarten unterschieden werden.

Um die Art der Abhängigkeit des spezifischen Ölverbrauches von der Leistung zu ermitteln, sind in Zahlentafel 8 Verbrauchszahlen von Seeschiffen zusammengestellt, weil diese eine gewisse Einheitlichkeit in der Bauart aufweisen und hinsichtlich ihres Ölverbrauches meist sorgfältig überwacht werden. Als Leistung ist hier die indizierte angenommen, da die Angabe der Nennleistung im Schiffsbetrieb nicht üblich ist.

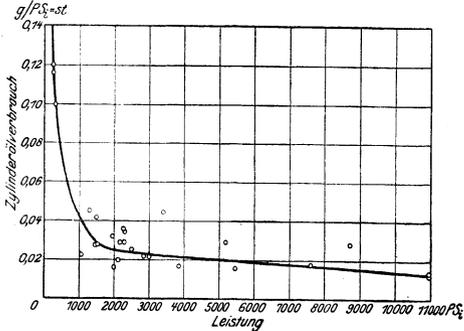


Abb. 21.

Zylinderölverbrauch von Schiffsmaschinen (Sattdampfmaschinen, Seeschiffahrt).

Zahlentafel 9.
Betriebsergebnisse über den Ölverbrauch von Schiffsmaschinen.
(Heißdampfmaschinen, Seeschiffahrt.)

1	2	3	4	5	6		7
					Zylinder-öl	Maschinen-öl	
	Zylinderdurchmesser mm	Hub mm	Uml./min	Lei- stung PSi	g/PSi-st	g/PSi-st	
1	580/ 900/1400	900	65	800	0,0783	0,99	
2	560/ 930/1520	1050	60	1115	0,075	0,450	
3	560/ 930/1520	1050	62,5	1140	0,027	0,560	
4	560/ 930/1520	1050	62,5	1220	0,048	0,394	
5	585/ 980/1520	1050	62,5	1295	0,081	0,555	
6	600/ 970/1580	1050	75	1550	0,0428	0,493	
7	600/ 970/1575	1050	75	1550	0,0270	0,540	
8	610/1010/1680	1220	65	1850	0,0640	0,425	
9	620/1020/1680	1200	69	2070	0,0489	0,435	
10	680/1100/1780	1200	71,0	2100	0,0478	0,675	
11	630/1040/1720	1219	74	2120	0,033	0,434	
12	820/1340/2200	1400	66	3480	0,0465	0,416	
13	820/1340/2200	1400	68	3700	0,054	0,306	

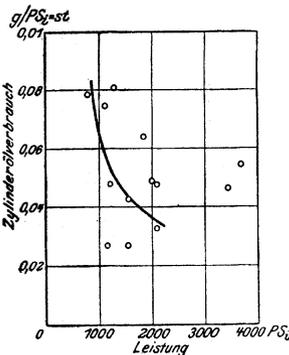


Abb. 22.

Zylinderölverbrauch von Schiffsmaschinen
(Heißdampfmaschinen, Seeschiffahrt).

kann, aus den Abmessungen der Maschine eine Bezugzahl zu bestimmen. Diese könnte dann leicht auf andre Maschinen übertragen werden und wäre deshalb zur Berechnung von Mindestverbrauchszahlen sehr vorteilhaft. Für die hier mitgeteilten Zahlen, deren Uberschuß über den Mindestverbrauch gar nicht bekannt ist, ist aber aus den oben erwähnten Gründen eine solche Bezugzahl bedeutungslos. Zur weiteren Kennzeichnung der Maschinen sind jedoch die Abmessun-

Zahlentafel 10.
Betriebsergebnisse über den Ölverbrauch von Schiffsmaschinen.
(Personenverkehr, Binnenschiffahrt.)

1	2	3	4	5	6	7	
						Zylinder-öl	Maschinen-öl
	Zylinder- durchmesser mm	Hub mm	Uml./min	Dampf- druck at	Lei- stung PSi	g/PSi-st	g/PSi-st
1	180/300	180	180	7	42	2,09	6,50
2	230/380	280	200	8,5	130	0,73	1,38
3	200/380	240	230	11,0	180	0,54	1,60
4	225/400	260	210	8,0	180	0,54	1,17
5	230/440	280	204	11,0	220	0,48	1,75

Zelle 1 und 2 sind Auspuffmaschinen.
Alle Maschinen haben Flachschiebersteuerung.

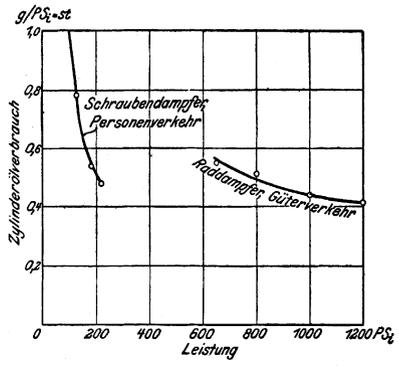


Abb. 23.

Zylinderölverbrauch von Schiffsmaschinen (Binnenschiffahrt).

Abb. 21, in der die Abhängigkeit der spezifischen Ölverbrauchszahlen von der Leistung verzeichnet ist, läßt erkennen, daß mit steigender Leistung die spezifische Ölverbrauchszahl zunächst stark abnimmt, während bei hohen Leistungen keine wesentliche Verminderung mehr eintritt. Man wird auch bei

Zahlentafel 11.
Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch
an Raddampfern.
(Güterverkehr, Binnenschifffahrt.)

1	2	3	4	5	6	7 8						
						Zylinder- durchmesser	Hub	Uml./min	Dampf- druck	Lei- stung	Oelverbrauch	
											Zylin- der- öl	Ma- schinen- öl
mm	mm		at	PSi	g/PSi-st	g/PSi-st						
1	420/680/1100	1400	37	12,5	650	0,55	0,78					
2	460/740/1200	1400	36	12,0	800	0,51	0,675					
3	500/800/1300	1600	37	12,5	1000	0,44	0,58					
4	650/900/1450	1800	37	14,0	1200	0,415	0,525					

daß die für die Schmierung der Hauptmaschine aufgewendete Oelmenge nur 0,0278 g/PSi-st beträgt. Auch einige andere Schiffe der Zahlentafeln haben einen höheren Oelverbrauch der Hilfsmaschinen, so daß sich manche Abweichungen, besonders auch im Verbrauch an Maschinenöl, dadurch erklären lassen.

Ferner beeinflussen Besonderheiten des Betriebes den Oelverbrauch. Namentlich führen kürzere Fahrten, die ein häufigeres Manövrieren der Schiffe bedingen, zu größeren Oelverbrauchszahlen. Auch neue Schiffsmaschinen verbrauchen meist mehr Oel. So ließ z. B. der Oelverbrauch des Schiffes 12 der Zahlentafel 9 schon nach der ersten Reise um 15 vH nach und wird voraussichtlich noch geringer werden.

Die Steigerung des Oelverbrauches durch häufiges Manövrieren lassen Zahlentafel 10 und Abb. 23 erkennen, in denen Oelverbrauchszahlen aus dem Personenverkehr der Binnenschifffahrt verzeichnet sind. Die Schwierigkeiten des Binnenschiffsverkehrs und die zahlreichen Haltestellen eines solchen Be-

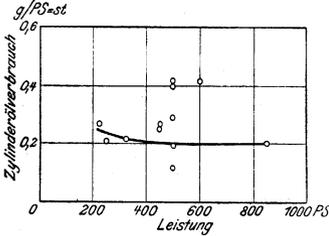


Abb. 24. Zylinderölverbrauch von Landdampfmaschinen stehender Bauart.

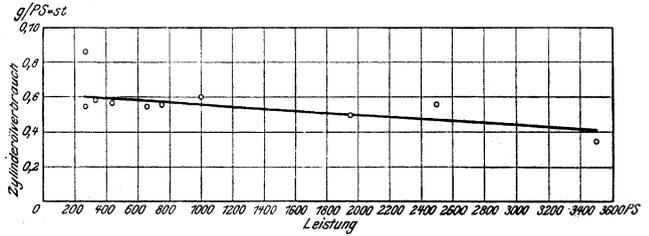


Abb. 25. Zylinderölverbrauch von Gleichstrom-Dampfmaschinen.

Zahlentafel 12. Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch von Dampfmaschinen stehender Bauart.

1	2	3	4	5		7	8		9	10	11						
				Zylinderdurchmesser	Hub		Uml./min	Frischdampf				Leistung	Oelverbrauch		Art der Steuerung	Bemerkungen	
								Druck					Temperatur	Zylinderöl			Maschinenöl
mm	mm		at	°C	PS	g/PS-st	g/PS-st										
1	340/550/ 850	400	145	10	—	225	0,27	1,55	Schieber	3 gleiche Maschinen							
2	500/750	500	125	—	—	300	0,210	—	Coriis								
3	350/575/ 850	700	120	10	—	325	0,22	1,85	Ventil, Schieber								
4	425/680/1060	550	110	10	—	450	0,25	0,68	Schieber	2 gleiche Maschinen							
5	425/695/1060	550	110	10	—	450	0,26	0,68	"								
6	425/700/1070	550	110	10	—	450	0,27	0,68	"								
7	450/785/1080	800	100	—	300	500	0,116	0,219	Ventil, Schieber	3 gleiche Maschinen							
8	625/950	550	150	9,5	250	500	0,194	—	Ventil								
9	500/850	500	180	12	310	500	0,222	0,29	"								
10	575/900	650	120	8	300	500	0,400	0,62	"	2 gleiche Maschinen							
11	580/910	750	120	8	300	500	0,417	0,518	"								
12	580/910	750	120	10	—	600	0,415	0,285	Ventil, Coriis								
13	560/865/1350	700	127	10	—	850	0,20	1,72	Flachschieber	Ventil, Coriis							
14	730/1170	850	125	8	300	1200	0,575	0,259	Ventil, Coriis								

Dampfmaschinen anderer Bauart einen ähnlichen Verlauf der Oelverbrauchszahlen vermuten können, so daß man auch aus weniger umfangreichen Unterlagen Schlüsse ziehen kann.

In Zahlentafel 9 sind auf gleicher Grundlage ähnliche Erhebungen zusammengestellt, die sich auf Schiffe mit Heißdampfmaschinen beziehen. In Abb. 22 ist versucht worden, die spezifischen Oelverbrauchszahlen in Abhängigkeit von der Leistung in einer Kurve zu verzeichnen, die einen ähnlichen, aber etwas steileren Verlauf als in Abb. 21 zeigt.

Bei Beurteilung der Zahlen ist zu beachten, daß der Schiffsmaschinenbetrieb ein ausgeprägter Dauerbetrieb ist, der für einen sparsamen Oelverbrauch sehr günstig ist. Auch scheint die meist sehr geringe Umlaufzahl der Maschinen zur Verminderung des Oelverbrauches beizutragen, obwohl bei kleineren Umlaufzahlen die Zylinderflächen für die Leistungseinheit entsprechend größer sind.

In den Zahlen der Zusammenstellungen ist der Oelverbrauch der Hilfsmaschinen, die während der Fahrt im Betriebe sind, mitenthaltend. Er beträgt bei Schiffen mit nur wenigen Hilfsmaschinen etwa 8 bis 10 vH des Gesamtverbrauches, ist jedoch bei einzelnen Schiffen wesentlich höher. So besitzt z. B. das Schiff 20 der Zahlentafel 8 eine große Kühlanlage für die Beförderung von Fleisch und Obst, deren Betrieb 37,5 vH des angegebenen Zylinderölverbrauches erfordert, so

Zahlentafel 13. Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch von Gleichstrom-Dampfmaschinen.

1	2	3	4	5		7	8		9				
				Zylinderdurchmesser	Hub		Uml./min	Frischdampf		Leistung	Oelverbrauch		
								Druck			Temperatur	Zylin- der- öl	Ma- schinen- öl
mm	mm		at	°C	PS	g/PS-st	g/PS-st						
1	500	600	165	11	—	272	0,55	0,26					
2	550	600	167	8,2	210	272	0,865	0,40					
3	550	650	158	—	—	338	0,591	0,548					
4	675	725	150	10	270	440	0,57	0,47					
5	675	800	150	10	270	610	0,62	—					
6	650	900	150	14	330	660	0,50	0,667					
7	800	1100	110	11	240	750	0,560	—					
8	850	1000	125	9,5	270	1000	0,60	0,25					
9	1000	1300	100	11	240	1950	0,514	—					
10	1200	1300	100	13	240	2500	0,561	—					
11	1450	1500	100	12	280	3500	0,343	0,288					

Zahlentafel 14.
Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch von feststehenden Dampfmaschinen liegender Bauart.

1	2	3	4	5		6	7	8		9	10	11				
				Uml./min	Frischdampf			Leistung	Oelverbrauch				Art der Steuerung	Bemerkungen		
					Druck				Temperatur						Zylinderöl	Maschinenöl
mm	mm	at	°C	PS	g/PS-st	g/PS-st										
1	350	600	86	—	—	30	1,1	1,55	Schieber							
2	280/470	400	132	7	—	65	1,1	3,35	»							
3	365/580	700	90	—	—	125	0,64	0,3	»							
4	365/580	700	90	—	—	125	0,58	—	»							
5	240/450	480	170	12	300	130	0,64	3,85	Schieber							
6	325	450	192	16,5	—	176	0,58	2,49	—	Gegendruckmaschine						
7	320,515/800	1000	85	—	—	270	0,58	1,04	Ventil							
8	400/620	600	125	—	350	300	2,2	—	»							
9	440/700	1200	75	3,5	250	304	0,477	0,55	—							
10	500/725	700	110	6,2	300	350	0,472	1,2	—							
11	450/720	900	85	—	350	350	1,2	—	Ventil							
12	450/725	450	200	12	—	500	0,46	2,08	»							
13	540/870	1000	90	10	—	500	0,32	1,5	»							
14	440/760	650	165	12	310	500	0,32	—	»							
15	480/800	800	150	12	265	600	0,416	0,832	»	3 gleiche Maschinen						
16	500/700	900	130	—	275	600	0,55	0,81	»							
17	480/750/1125	1300	69	12	280	650	0,2	0,12	»							
18	480/750/1200	1300	75	12	280	700	0,2	0,12	—							
19	470/760/1170	1400	75	12,5	260	350	0,75	—	Ventil							
20	560/970	550	202	11	330	350	0,182	—	»							
21	450/730/1125	900	104	15,5	300	1000	0,5	0,5	»							

etriebes bedingen ein fortgesetztes Manövrieren der Maschinen. Zudem sind in diesem Betriebe die Personalverhältnisse ziemlich ungünstig, so daß so hohe Oelverbrauchszahlen entstehen.

Aus dem Schiffsbetrieb sind noch einige Oelverbrauchszahlen von Raddampfern, die dem Güterverkehr der Binnen-schiffahrt dienen, in Zahlentafel 11 zusammengestellt. Sie beziehen sich auf liegende Satteldampfmaschinen mit Kondensation, die sämtlich im Betrieb einer Gesellschaft sind. Trotz der geringen Umlaufzahlen dieser Maschinen ist der spezifische Oelverbrauch, der in Abb. 23 verzeichnet ist, im Vergleich mit dem der Seeschiffe und auch mit dem der liegenden Landdampfmaschinen, über die später berichtet wird, außerordentlich hoch, so daß man auch hier sehr ungünstige Betriebsverhältnisse annehmen muß.

Zahlentafel 15.
Betriebsergebnisse über den Oelverbrauch von Dampfmaschinen nach Erhebungen von Schmid.

1	2	3	4	5	6		7
					Oelverbrauch		
					Zylinderöl	Maschinenöl	
mm	mm	PS	g/PS-st	g/PS-st			
1	210	400	140	25	0,60	—	
2	300	600	130	75	0,67	0,72	
3	350	700	80	85	0,82	—	
4	310/480	800	75	90	0,72	—	
5	255/430	700	135	100	0,85	0,56	
6	330	600	135	100	0,68	0,68	
7	312/475	700	92	110	0,55	1,15	
8	425/600	850	107	250	0,53	0,43	
9	500/850	1250	58	305	0,33	0,31	
10	410/580	1000	100	350	0,41	0,31	
11	600/900	1200	72	473	0,21	0,21	
12	440/700/1050	1200	73,5	520	0,285	0,305	
13	610/950	1350	86,7	580	0,284	0,26	
14	600/850 1025 1025	1500	73,3	1013	0,178	0,153	

Von den Landdampfmaschinen soll zunächst über die stehender Bauart berichtet werden, die den Schiffsmaschinen ähnlich sind. Ihr Betrieb wird jedoch im allgemeinen häufiger unterbrochen, so daß die höheren Oelverbrauchszahlen, die in Zahlentafel 12 und Abb. 24 verzeichnet sind, dadurch erklärt werden.

Unterschiede zwischen den einzelnen Verbrauchszahlen sind in erster Linie durch die Art der Steuerung bedingt.

Einen besonders hohen Oelverbrauch scheinen bisweilen Corliß-Hähne zu veranlassen, wie die Maschinen 12 und 14 zeigen. Dagegen kommt die auch mit Corliß-Steuerung versehene Maschine 2, die allerdings mit Satteldampf arbeitet, mit einem wesentlich geringeren Oelverbrauch aus. Im allgemeinen läßt sich jedoch eine Erhöhung des Oelverbrauches durch die Ueberhitzung nicht erkennen, da wohl meist für diese Maschinen ein besseres Oel verwendet wird.

Bemerkenswert ist der Oelverbrauch der Maschinen 7. Früher wurden sämtliche Zylinder dieser Maschinen mit hochwertigem Oel geschmiert, während jetzt die Mittel- und Niederdruckzylinder Oel mit niedrigem Flammpunkt erhalten. Ferner werden die Kolben- und Schieberstangen nur noch beim Anfahren geschmiert. Obwohl die Verhältnisse dieser Maschinen für den spezifischen Oelverbrauch ziemlich ungünstig sind, weil sie im Verhältnis zur Leistung viele Kolben und Schieber haben, konnte ein sehr geringer Oelverbrauch erzielt werden, der durch sorgfältige Ueberwachung noch weiter vermindert werden konnte. So wurden folgende Oelverbrauchszahlen festgestellt:

	Jahr	1913	1914	1915	1916
Zylinderöl	0,210	0,200	0,140	0,116	g/PS-st
Maschinenöl	0,309	0,345	0,305	0,219	»

Zusammengefaßt können auch die Gleichstrommaschinen behandelt werden, die im allgemeinen eine einheitliche Bauart zeigen. In Zahlentafel 13 und Abb. 25 sind einige Verbrauchszahlen solcher Maschinen verzeichnet. Diese Werte die sich erheblich von den an andern Maschinen festgestellten unterscheiden, zeigen eine beinahe geradlinige Abnahme der spezifischen Oelverbrauchszahl mit der Leistung. Dieser Verlauf kann darauf zurückzuführen sein, daß bei fast allen Größen neuerzeitlicher Gleichstrommaschinen ein ähnliches Verhältnis zwischen Zylinderdurchmesser und Hub bei ungefähr gleichen Kolbengeschwindigkeiten gewählt wird, sodaß eine gewisse Proportionalität zwischen Leistung und Oelverbrauch entstehen kann. Die an sich hohen Verbrauchszahlen lassen sich nur durch die großen Kolbenflächen und die Anordnung der Auspuffschlitze erklären, in denen durch den darübergleitenden Kolben das im Zylinder vorhandene Oel abgestrichen wird.

Am schwierigsten gestaltet sich die Zusammenfassung der Oelverbrauchszahlen gewöhnlicher liegender Maschinen, die außerordentlich verschieden gebaut sind. In Zahlentafel 14 sind Verbrauchszahlen mitgeteilt, die durch einige von Schmid ermittelte Zahlen (Zahlentafel 15) ergänzt sind. Abb. 26 zeigt, daß es immerhin möglich ist, auch für diese Zahlen eine einigermaßen passende Darstellung zu finden. Auf Abweichungen, die durch Besonderheiten der Bauart und des Betriebes zu erklären sind, will ich jedoch nicht eingehen.

Um einen Ueberblick über die hier festgestellten Oelverbrauchszahlen zu erhalten, habe ich in Abb. 27 die Kurven der

igen 21 bis 26 zusammengestellt. Sie lassen erkennen, welchen Ölverbrauchzahlen man bei Maschinen der angegebenen Bauart im allgemeinen rechnen kann. In diesen ist auch der Bedarf an Zylinderöl für die Stopfbüchsen, Ventilspindeln oder Schieberstangen enthalten. Er ist jedoch für Satteldampfmaschinen mit Weichen, namentlich wenn das Öl dem Dampfstrom durch Zuführung wird, sehr gering. Für Heißdampfmaschinen mit Metallpackungen ist im allgemeinen für die Stopfbüchsen der Kolbenstange etwa $\frac{1}{4}$ und für die der Ventilschraube $\frac{1}{7}$ der angegebenen Mengen ausreichend¹⁾. Bei

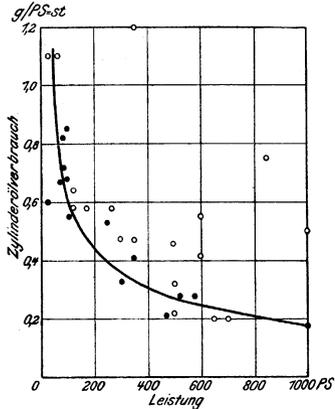


Abb. 26.

Zylinderölverbrauch von Dampfmaschinen liegender Bauart.

maschinen wird vielfach nur der Hochdruckzylinder ört, weil das durch den Dampf mitgenommene Öl zur Schmierung des Niederdruckzylinders ausreicht. doch im Aufnehmer Ölverluste zu befürchten, so sich bisweilen niedrigere Verbrauchszahlen erzielen, an den Niederdruckzylinder besonders schmied. Hier dann vorteilhaft ein den niedrigeren Dampftemperaturen entsprechend geringwertigeres Öl verwendet. Diese Zahlen sollen jedoch nicht als eine Norm für Maschiner Bauart gelten, sondern nur zu Untersuchungen verwendet, wenn der Ölverbrauch anderer Maschinen erheblich

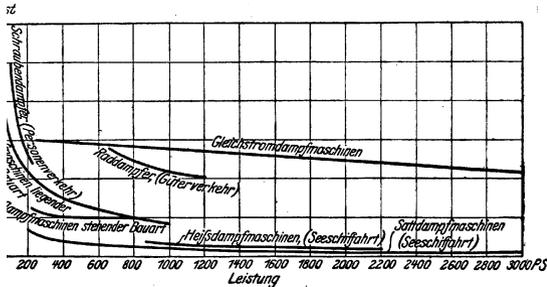


Abb. 27. Zylinderölverbrauch von Dampfmaschinen.

abweicht. Man wird dabei in erster Linie danach müssen, die durch unsachgemäße Wartung bedingte Abnutzung zu beseitigen, während man Mängel der Ausführung weniger leicht beheben kann. Besonders empfehlenswert ist es auch, die wirtschaftliche Seite des

III. Die Schmierung der Triebwerkteile.

Bei einer Prüfung, ob für die Verbrauchszahlen bei den verschiedenen Zylinderschmierungen, zeigt sich, daß die Werte für die verschiedenen Bauarten, um eine Zusammenfassung zu ermöglichen. Die Gründe für diese Abweichungen liegen hauptsächlich in Unterschieden der Bauart und der Wartung.

Um einen Einblick in die maßgebenden Verhältnisse der Triebwerkschmierung zu gewinnen, wurde an 6 Maschinen der Verbrauch an frischem Öl und die Mengen aufgefangenen und wieder zur Triebwerkschmierung verwendeten Oeles festgestellt. Die darüber in Zahlentafel 16 geteilten Zahlen, die Mittelwerte aus mehrtägigen Betriebserfahrungen sind, lassen erkennen, daß eine größere Ölmenge in Spalte 7 verzeichnet ist, gewissermaßen ständig läuft. Dabei geht jedoch durch unvollständiges Aufnehmen ein Teil des Oeles verloren und muß durch die in Spalte 6 angegebene Menge frischen Oeles ersetzt werden. Die Differenz dieser beiden Mengen bezeichnet die ganze für die Schmierung der Triebwerkteile aufgewendete Ölmenge.

Zahlentafel 16.

Beobachtungen über den Ölverbrauch der Triebwerkteile von feststehenden Dampfmaschinen liegender Bauart.

1	2	3	4	5	6	7
Zylinderdurchmesser	Hub	Uml./min	Leistung	erforderliches frisches Öl	aufgefangenes und wiederverwendetes Öl	
mm	mm		PS	g/PS-st	g/PS-st	
350	600	86	80	0,537	0,833	
420	1000	62	120	0,25	1,0	
365/580	700	87	185	3,67	4,7	
365/580	700	98	150	0,3	2,2	
520	1250	62	150	0,48	3,26	
320/515/800	1000	90	270	3,45	7,6	

Zahlentafel 16 läßt nun so wesentliche Unterschiede erkennen, daß eine einheitliche Behandlung solcher Verhältnisse nicht möglich ist. Das Bestreben muß natürlich sein, die Mängel in der Wartung möglichst zu beseitigen und die Betriebseinrichtungen so zu verbessern, daß die benötigte Ölmenge möglichst vollständig wieder aufgefangen und dadurch der eigentliche Ölverbrauch gering gehalten wird.

In bester Weise wird das Öl bei der Umlaufschmierung aufgefangen, von der es verschiedene Bauarten gibt. So werden z. B. bei der Holtorp-Schmierung die hauptsächlich für Lager von Schiffsmaschinen angewendet wird, die Schmieruten so angeordnet, daß der Zapfen wie eine Pumpe das Öl in kleinen Hochbehälter fördert, aus dem es wieder zufließt. Diese Bauart ergibt, wenn die Lager gut abgedichtet sind, einen sehr guten Ölumlauflauf.

Für die Ölversorgung aller Schmierstellen von Maschinen hat man Bauarten durch, bei denen das Öl aus einem Hochbehälter durch die Schmierstellen läuft. Die Triebwerkteile soweit erforderlich, eingekapselt, so daß das Öl aufgefangen und zu einem Sammelbehälter geleitet werden kann, aus dem es durch die Pumpe wieder zum Hochbehälter gefördert wird.

Bei anderen Bauarten wird das Öl den Schmierstellen unter Druck zugeführt. Abb. 28 u. 29 zeigen eine solche Ausführungsform, die A. B. C. Berlin-Tegel für schnelllaufende Maschinen stehender Bauart anwendet.

Das Öl wird aus der muldenförmigen Maschine durch eine Zahnradschleuse angesaugt und den Schmierstellen zugeführt. Von dort tritt es unter gleichzeitiger Schmierung

Saug- und Druckverluste des Umlaufsystems bedingt. Um darüber einige Zahlen zu gewinnen, habe ich an der in Abb. 28 und 29 dargestellten Maschine Versuche durchgeführt, deren Ergebnisse in Zahlentafel 17 verzeichnet sind.

Zahlentafel 17.

Beobachtungen an der Umlaufschmierung einer stehenden Zweizylinder-Dampfmaschine.

230/385 mm Zylinder-Dmr., 375 Uml./min, 330 mm Hub, 100 PS.

1	2	3	4	5
Nr.	Zeit zum Fördern von 5 kg sek	minütliche Fördermenge kg	Förderdruck at	Öltemperatur °C
1	160	1,87	1,2	30
2	78	3,6	2,2	30
3	60	5	3,1	26

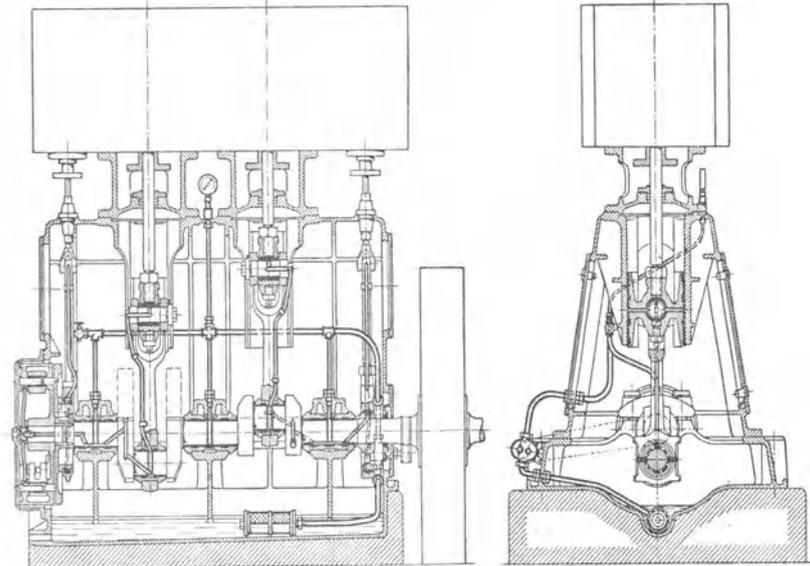


Abb. 28 und 29 Umlaufschmierung.

Bei den Versuchen wurde die Saugleitung unterbrochen und das Öl aus der Maschinengrundplatte in einen auf einer Wage stehenden Behälter geleitet, aus dem die Pumpe saugte. Dabei wurde die Saugleitung gedrosselt und für verschiedene Drosselzustände die zum Fördern von 5 kg Öl erforderliche Zeit bestimmt. Durch die Drosselung der Saugleitung konnten die durch die Versuchsordnung ausgeschalteten Verluste des Saugkorbes berücksichtigt werden. Wird die Saugleitung so gedrosselt, daß der am Manometer gemessene Förderdruck dem des regelrechten Betriebes gleich ist, so entsprechen die Versuchsbeobachtungen annähernd den gewöhnlichen Betriebsverhältnissen, da der Widerstand auf der Druckseite der gleiche geblieben ist. Dieser Widerstand ändert sich nur nach langer Betriebszeit dadurch, daß die Lager auslaufen und somit Undichtigkeiten im Drucksystem entstehen.

Im gewöhnlichen Betrieb arbeitete die Umlaufschmierung mit einem Öldruck von etwa 2,2 at, dem, wie Versuch 2 zeigt, eine Fördermenge von 3,6 kg/min entzogen. Hieraus berechnet sich die auf die Leistung bezogene Ölmenge auf 2160 g/PS-st. Die Maschine hat also eine außerordentlich reichliche Schmierung, die die oben verzeichneten Zahlen ganz bedeutend übertrifft.

In der Grundplatte dieser Maschine sind etwa 25 kg Öl enthalten, das somit etwa alle sieben Minuten einmal umläuft. Es sei noch darauf hingewiesen, daß im gewöhnlichen Betrieb das Öl etwas wärmer ist als bei den Versuchen. Die

Viskosität und damit die geförderte Ölmenge wird also im Dauerbetrieb etwas kleiner sein.

Im allgemeinen können die Einkapselungen solcher Maschinen nicht so dicht hergestellt werden, daß kein Öl verloren geht. Diese Ölmenge muß natürlich ersetzt werden. Es ist ferner nötig, in bestimmten Zeiten einen Teil des Oeles zu erneuern, damit das Öl nicht zu dickflüssig wird. Man muß also auch bei den Umlaufschmierungen mit einem gewissen Verbrauch rechnen.

So wurden z. B. bei einer liegenden Dampfmaschine von 1000 PS wöchentlich 9 kg frisches Öl dem Ölvorrat zugesetzt. Außerdem wurden für die Schmierung einzelner Steuerungsteile noch stündlich 50 g Öl gebraucht. Hieraus ergibt sich bei einem 10stündigen Arbeitstag ein Ölverbrauch von 0,206 g/PS-st. Diese Ölmenge ist jedoch nur zu einem kleinen Teil tatsächlich verbraucht; es wird vielmehr dafür eine meist nur wenig geringere Ölmenge aus dem Umlaufsystem abgefüllt, die ohne weiteres zur Schmierung anderer Maschinen verwendet werden kann. Auch das für die Schmierung der Steuerungsteile aufgewendete Öl kann zum größten Teil aufgefangen und anderweitig verbraucht werden.

Zur Auffüllung des Ölbehälters dieser Maschine sind ungefähr 450 kg Öl erforderlich. Diese Menge darf natürlich zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit nicht als Verbrauch angesehen werden. Sie ist vielmehr als einmalige Anschaffung zu bewerten, während nur die oben berechnete Menge als Verbrauch zu bezeichnen ist.

Die Ausführungen lassen erkennen, daß die Umlaufschmierung hinsichtlich des Ölverbrauches außerordentlich wirtschaftlich ist. Dabei findet eine sehr reichliche Schmierung statt, die einen hohen mechanischen Wirkungsgrad der Maschine und einen guten Zustand der gleitenden Teile gewährleistet. Zudem ist die Schmierung der Maschine vollkommen unabhängig von der Aufmerksamkeit des Maschinenwärters und bietet deshalb, namentlich wenn sie als Druck-

schmierung ausgeführt wird, große Betriebsicherheit. Es ist daher eine allgemeine Einführung dieser Bauarten sehr empfehlenswert.

Zusammenfassung.

In den vorstehenden Ausführungen wird zunächst auf die Bedeutung der sparsamen Schmierung von Dampfmaschinen hingewiesen, die nicht nur wegen der privatwirtschaftlichen Vorteile, sondern in erster Linie wegen des augenblicklichen Mangels an Schmiermitteln Beachtung verdient. Im Anschluß daran werden die vorliegenden Untersuchungen über die Dampfmaschinenschmierung besprochen und eigene Versuche mitgeteilt, die durch Angabe von Wirkungsgradkurven einen Einblick in die Schmiervorgänge im Dampfmaschinenzylinder gewähren und die Bestimmung der kleinsten zur Schmierung ausreichenden Ölmenge ermöglichen. Die Versuchsergebnisse werden durch im Betrieb festgestellte Ölverbrauchzahlen ergänzt, aus denen Zahlen sparsamen Ölverbrauches für die Zylinderschmierung abgeleitet werden. Zum Schluß wird die Schmierung der Triebwerke besprochen und gezeigt, daß die Ölverbrauchzahlen älterer Maschinen nicht einheitlich zusammengefaßt werden können. Für neue Maschinen wird die Anwendung der Umlaufschmierung empfohlen, deren Vorteile dargelegt werden.