

1.

Untersuchungen an Preßluftwerkzeugen.

Von

Dr.-Ing. Rudolf Harm.

Mit 38 Textfiguren.

2.

Der deutsche (metrische) Bohrkegel für Fräsdorne.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger,
Professor an der Technischen Hochschule Berlin.

Mit 36 Textfiguren.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1913.

1.

Untersuchungen an Preßluftwerkzeugen.

Von

Dr.-Ing. Rudolf Harm.

Mit 38 Textfiguren.

2.

Der deutsche (metrische) Bohrkegel für Fräsdorne.

Von

Dr.-Ing. G. Schlesinger,
Professor an der Technischen Hochschule Berlin.

Mit 36 Textfiguren.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1913.

ISBN 978-3-662-22863-0 ISBN 978-3-662-24797-6 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-24797-6

1. Untersuchungen an Preßluftwerkzeugen.

Vorwort.

Zu den wenigen Werkzeugmaschinen bzw. Apparaten, deren Antrieb nicht durch rein mechanische Triebwerke, wie Riemen, Räder, elektrischen Einzelantrieb usw., sondern direkt durch eine Naturkraft, wie Dampf, gepreßte Luft u. dgl. geschieht, gehören die Preßluftwerkzeuge. Da ihre inneren Arbeitsvorgänge noch wenig geklärt, und da sie vorzüglich geeignet sind, schnelle hin und her gehende Bewegungen im Zusammenhang mit reinen Stoßerscheinungen zu studieren, so faßte ich den Plan, diese Apparate in das Programm des Versuchsfeldes aufzunehmen und alle notwendigen Einrichtungen zu ihrer Untersuchung zu schaffen. Die nachfolgende Arbeit, deren Durchführung ich meinem damaligen Assistenten Herrn Dipl.-Ing. Harm überließ, zeigt, wie weit wir bisher mit

unserem Programm gekommen sind. Die Arbeit ist durchweg noch auf dem Weg-Zeit-Diagramm unter Rückschlüssen auf die gleichzeitig, aber getrennt beobachteten Arbeitsdrücke aufgebaut. Die Arbeit benutzt daher im wesentlichen mechanisch-mathematische Überlegungen und dürfte aus diesem Grunde insbesondere als Schulbeispiel für die studierende Welt von großem Anreize sein.

Die experimentelle vollkommen schlüssige Nachprüfung der bisher gezogenen Schlußfolgerungen ist im Gange und bleibt einer demnächst folgenden Veröffentlichung vorbehalten.

Charlottenburg, im Februar 1913.

G. Schlesinger.

Einleitung.

In den letzten Jahren sind in der Literatur über das Gebiet der Preßluftwerkzeuge mehrere Veröffentlichungen erschienen, die den Zweck haben, durch wissenschaftliche Forschungen das Dunkel aufzuklären, in das die Vorgänge im Innern der Werkzeuge trotz ihrer stetig wachsenden Vervollkommnung und Ausbreitung, besonders für die Allgemeinheit, gehüllt waren.

Waren bis dahin durch die nimmermüde empirische Praxis der Hersteller schon vortreffliche Resultate erzielt und vorzüglich Konstruktionen geschaffen worden, so suchte die Dissertation von Moeller die Brücke zu schlagen zwischen Praxis und Theorie durch ein analytisch-graphisches Verfahren, um damit das kostspielige und zeitraubende reine Probieren der Praxis bei Neukonstruktionen oder bei Verbesserungen der Werkzeuge möglichst zu ersparen.

Auch Baril (Revue de mécanique 1907/09) verfolgte diesen Weg und gab ein vereinfachtes, aber grundsätzlich ähnliches Rechnungsverfahren wie Moeller an.

Naturgemäß konnten bei der Schwierigkeit und Vielseitigkeit des Problems nur angenähert die tatsächlichen Verhältnisse berücksichtigt werden. Immerhin wurden die rechnerischen Feststellungen etwa in Übereinstimmung mit den zur Kontrolle angestellten Versuchen gefunden.

Diese wenigen Versuche können indessen nur als erster Anfang bezeichnet werden, da sie mit den einfachsten, gerade zur Verfügung stehenden Mitteln ausgeführt werden mußten.

Es wurden zunächst die Apparate entworfen, dann die geeigneten Verfahren für die Prüfung und Untersuchung derartiger Werkzeuge ermittelt und nach Überwindung mannigfacher Hemmungen, die naturgemäß überall auftauchten, eine brauchbare Lösung erzielt.

Im folgenden soll nun über das bisher Erreichte, die geschaffenen Einrichtungen, Versuchsmethoden und über die damit erzielten Ergebnisse berichtet werden.

Einer gründlichen experimentellen Untersuchung der Vorgänge im Zylinderinnern von Preßluftwerkzeugen stellen sich mannigfache Hindernisse entgegen. Diese haben wohl bewirkt, daß man bisher von solchen Versuchen Abstand nahm.

Die Hauptursache der Schwierigkeiten liegt darin, daß bei den Preßluftwerkzeugen die Zwangläufigkeit der Kolbenbewegung fehlt. Letztere ist sonst bei fast allen unseren Kraft- und Arbeitsmaschinen durch Einschaltung eines Kurbelmechanismus erreicht und erleichtert die Übersicht über die inneren Vorgänge ganz wesentlich. Dies rührt daher, daß man zunächst mit mehr oder minder größerer Genauigkeit die Kurbelbewegung als gleichförmig ansehen kann. Unter dieser, durch das regelnde Schwungrad annähernd verwirklichten Annahme, ergeben sich dann die Bewegungsverhältnisse des Kolbens vermöge bekannter einfacher Berechnung. Durch Aufzeichnung der Druckkurve des verwendeten elastischen Mittels (Dampf, Gas, Luft usw.) in Abhängigkeit von der Kolbenbewegung, wie sie der gebräuchliche Indikator ohne weiteres ergibt, erhält man dann die Kraftverhältnisse und durch deren Verbindung mit den Triebwerksverhältnissen die Arbeiten und Leistungen.

Im vorliegenden Falle dagegen fehlt das Kurbelgetriebe und damit der Zwanglauf. Der Kolben erhält seine Bewegung

nicht mehr von dem gleichförmig umlaufenden Zapfen zudiktirt, sondern er ist bis auf den Augenblick der Berührung mit dem Döpfer, dem geschlagenen Teil, unabhängig von Einflüssen außerhalb des Zylinders und allein ein Spiel der Drücke im Zylinder. Während bei zwangläufig bewegtem Kolben weiter die Abgabe der vom Treibmittel auf den Kolben übertragenen Energie fortdauernd erfolgt, tritt in unserem Falle eine plötzliche Arbeitsabgabe nach außen ein, nämlich durch den Stoß.

Ein weiterer Unterschied besteht darin, daß der Kolbenhub im selben Werkzeug verschieden ausfallen kann, denn die hintere Totlage des Kolbens am Ende des Rückhubes ist allein wieder von den Druckverhältnissen bedingt, während die vordere Totlage durch die gegenseitige Lage vom Werkstück und Werkzeug bestimmt wird.

Die hohe Kolbengeschwindigkeit und in Verbindung hiermit die meist sehr hohe Schlagzahl erschweren die Versuche ebenfalls und sind ebenso hinderlich bei der Ausbildung exakter Untersuchungen gewesen.

Aus vorhergehendem folgt nun, daß eine eingehendere experimentelle Untersuchung der Vorgänge im Zylinderinnern von Preßluftwerkzeugen sich hier nach zwei voneinander getrennten Richtungen hin erstrecken muß: Einmal sind die Veränderungen des Treibmittels, die Druck- und Geschwindigkeitsänderungen der Preßluft, zu verfolgen, zweitens die Bewegungsverhältnisse des getriebenen Teiles, des Schlagkolbens.

Die Untersuchung der Kolbenbewegung tritt also im vorliegenden Falle erschwerend hinzu.

Für die Druckindizierung kommt besonders der optische Indikator in Betracht. Schon Moeller hat in seiner Arbeit auf die Schwierigkeiten bei der Anwendung dieses Instrumentes hingewiesen. Sie sind vor allem in dem außerordentlich schnellen Wechsel der Drücke im Zylinder, dem gewöhnlich sehr kleinen Zylindervolumen und der dadurch bedingten starken Vergrößerung desselben durch die erforderliche längere Verbindungslänge begründet. Weiter müßte die Aufstellung tunlichst stoßfrei, unabhängig von Hammer und Einspannvorrichtung erfolgen, der Indikator also wohl am besten an erschütterungsfreier Decke aufgehängt werden. Zudem ergeben die bisher bekannt gewordenen Ausführungen noch größere Ungenauigkeiten als die gewöhnlichen Indikatoren. Die neuere Literatur (z. B. Hopkinson) zeigt allerdings auch hier schon wesentliche Verbesserungen solcher Instrumente bezüglich Güte und Meßbereich an.

Jedenfalls könnten durch diese unmittelbare Methode der Druckmessung die für die Konstruktion so wichtigen Strömungsvorgänge im Hammerinnern am besten erforscht werden. Insbesondere würde der Einfluß von Weite, Länge und Richtungswechsel der Luftkanäle auf die Veränderung der Drücke, von Größe und Form der Ventilquerschnitte auf die richtige Funktion des Steuerorgans u. a. m. klar nach Maß und Zahl erkannt werden und nicht, wie bisher allein, durch jahrelanges Bemühen eines hochentwickelten konstruktiven Gefühles, wie es nur wenigen eignet.

Allerdings kann eben hier nur die Aufzeichnung von Druck - Zeit - Kurven [(p-t)-Diagrammen] in Frage kommen,

nicht die Ermittlung des sonst üblichen wertvollen Druck-Kolbenweg-Diagramms; denn zunächst fehlt jegliche Verbindung des Schlagkolbens nach außen zum Antrieb des Indikators. Würde man solche jedoch herstellen, so macht die durch den Schlag bewirkte, außerordentlich hohe Kolbenverzögerung doch einen mechanischen Antrieb der Indikator-trommel unmöglich. Zeitdiagramme aber sind in Aufnahme und Verwertung stets umständlicher und schwieriger, da die Zeiten durch besonderen Schreibapparat markiert werden müssen. Im vorliegenden Falle würden die Diagramme unmittelbar nur den periodischen Druckverlauf ergeben und damit die Zahl der Schläge in der Zeiteinheit. Aus gewissen Besonderheiten dieses Diagramms (Druckluftschwingungen nach dem Schläge, Druckmaximum in der hinteren Kolbentotlage) könnte man vermutlich auch die Kolbentotpunkte ermitteln.

Man sieht, daß eine solche, wenn auch kostspielige Einrichtung, sich bei gehöriger Durchbildung unbedingt lohnen würde. Zur Zeit dieser Versuche stand jedoch nichts Derartiges zur Verfügung.

Aber auch für die zweite gestellte Aufgabe, die Feststellung der Kolbenbewegungen, läßt sich eine geeignete unmittelbare Meßmethode finden, die in folgendem entwickelt und ausgiebig verwendet worden ist.

Hierzu wird der Schlagkolben durch den Döpper hindurch nach außen verlängert und die Kolbenbewegung, wie weiterhin näher ausgeführt, auf einer rotierenden Scheibe in einer Weg-Zeit-Kurve [(h-t)-Diagramm] aufgezeichnet.

Bei gleichzeitiger Anwendung beider Indiziermethoden entstehen also Druck-Zeit (p-t)-Diagramme und Weg-Zeit (h-t)-Diagramme, und durch deren Kombination erhält man auch die bei anderen Kolbenmaschinen üblichen Druck-Kolbenweg (p-h)-Diagramme.

Diese Doppelindizierung, die also das zweckentsprechendste und umfassendste Meßverfahren darstellt, läßt sich nun aber bis zu einem gewissen Grade vermeiden, so daß vielfach eine der beiden Indizierungen genügen dürfte, da die beiden gemessenen Größen, Druck- und Kolbenwegänderungen, bei den Preßluftwerkzeugen in innigerem Zusammenhang stehen als bei den übrigen Kolbenmaschinen. Beide befinden sich nämlich hier, fast dauernd unbeeinflusst durch Außenkräfte, in direktem ursächlichen Verhältnis und lassen sich auseinander entwickeln, wie folgende allgemeine Überlegung erkennen läßt.

Setzt man Untersuchungsmethode I (optischer Indikator) voraus und sind p_h und p_v die jeweils indizierten Drücke hinter und vor dem Kolben, so läßt sich aus den aufgenommenen (p_h -t)- und (p_v -t)-Diagrammen leicht das Überdruckdiagramm [($p_{\bar{u}}$ -t)-Diagramm] ermitteln, freilich unter Vernachlässigung oder unter unsicherer Annahme der Kolbenreibung. Multipliziert man die Ordinaten $p_{\bar{u}}$ mit dem konstanten Quotienten aus der Kolbenfläche f und der Kolbenmasse in ($f : m$), so erhält man die indizierte Kolbenbeschleunigung $\gamma = \frac{d^2 h}{dt^2}$ in Abhängigkeit von der Zeit. Durch zweimalige Integration dieser letzteren Kurve, wozu auch der Integrator verwendet werden kann, gelangt man in bekannter Weise zur Kolbenweg-Zeit-Kurve [(h-t)-Diagramm], d. h. zu demselben Diagramm, das durch den zweiten, hier beschriebenen Indizierapparat aufgenommen werden kann.

Ebenso kann man rückwärts, von dem Weg-Zeit-Indikator-Diagramm [(h-t)-Diagramm] ausgehend, (Methode II, Kolbenweg-Indikator, späterhin kurzweg „Indizierapparat“ genannt) durch Umkehrung des geschilderten rechnerisch-graphischen Verfahrens — Differentiation an Stelle der Integration — zu dem ($p_{\bar{u}}$ -t)-Diagramm gelangen. Hierbei ist zu betonen, daß in diesem Falle $p_{\bar{u}}$ den tatsächlich vorhandenen Überdruck, d. h. den um die Kolbenreibung verminderten indizierten Überdruck, darstellt. Die Umkehrung wäre vollständig, könnte man noch die Zerlegung von $p_{\bar{u}}$ in die Einzeldrücke p_h und p_v hinter bzw. vor dem Kolben vornehmen. Dies ist jedoch nur angenähert und nur dann möglich, wenn, wie am Schlusse gezeigt werden wird, andere Überlegungen zu Hilfe genommen werden.

Aus vorstehendem geht hervor, daß man zur Not mit nur einer der beiden angegebenen Indizierungsarten aus-

kommt, die andere Indizierung jedoch nur durch mühsame, zeitraubende und leicht Fehler bedingende Rechnung ersetzen kann. In diesem Falle spricht für die Druckindizierung, daß das Wegdiagramm bis auf die Reibungsverhältnisse einwandfrei berechnet werden kann. Die oben erwähnte Ungenauigkeit und die noch unbehobenen Schwierigkeiten dieser Indiziermethode sprechen dagegen. Mangels geeigneten Apparates konnte dieser Weg nicht beschriftet werden. Umgekehrt können, wie aus späterem hervorgehen wird, bei der Kolbenweg-Indizierung, nach Überwindung auch hier vorhandener Hindernisse, viele wichtige Punkte wie Hublänge, Schlaggeschwindigkeit, Rückprallkoeffizient usw., aufgeklärt und mit großer Genauigkeit ermittelt werden, die zur Beurteilung der Preßluftwerkzeuge unbedingt erforderlich und auf anderem Wege nicht oder nur mühsam zu erhalten sind. Dagegen lassen sich die Einzeldrücke im Zylinder und die damit zusammenhängenden Strömungsvorgänge der Preßluft nur umständlich daraus ableiten.

I. Entwicklung und Beschreibung der Prüfungseinrichtungen.

A. Messung der Menge und des Zustandes der Druckluft.

Sollen wirkliche Vergleichsmessungen zwischen den verschiedenen Werkzeugen möglich sein, so muß das zur Verfügung stehende Druckgefälle und der sonstige Zustand der Luft vor und hinter dem Werkzeug möglichst genau ermittelt werden.

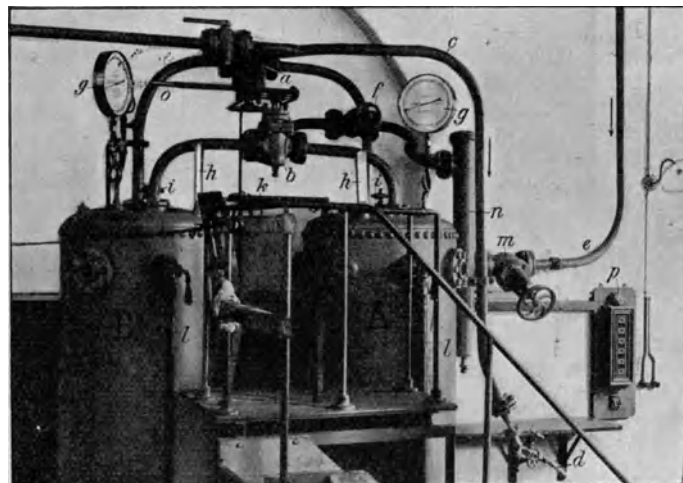


Fig. 1.
Doppelmeßkessel.

Unter den hierfür geschaffenen Einrichtungen ist zunächst ein Doppelmeßkessel zu erwähnen, der in der photographischen Abbildung Fig. 1 dargestellt ist.

Zunächst erscheint ein Apparat nach Art eines Gasometers am zweckmäßigsten; bei näherer Betrachtung findet man aber, daß bei den hohen Drücken ein großer Gewichtakkumulator erforderlich wäre, der erhebliche, störende Massenwirkungen verursacht.

Statt Gewichtsbelastung wurde daher Druckluftbelastung gewählt. Der auf diesem Prinzip konstruierte Apparat besteht, wie das Bild deutlich zeigt, aus zwei Meßkesseln, A und B, die in ihrem untersten Teile für gewöhnlich durch ein Rohr in Verbindung stehen, erforderlichenfalls aber auch mittels Absperrventils in der Verbindungsleitung voneinander getrennt werden können. Sie sind zur Hälfte mit einer Flüssigkeit, hier mit Wasser, gefüllt.

Die auf dem Bilde sichtbare Apparatur, von dem davor befindlichen Treppenpodest aus bequem bedienbar, besteht aus zwei durch Handhebel o gleichzeitig zu betätigenden Dreiweghähnen a und b. Diese sind derart eingestellt, daß bei Einleitung von Preßluft in den oberen Teil des einen Kessels die

im Oberteile des anderen befindliche, durch die Wassersäule abgeschlossene Preßluft mittels eines Rohres c von 50 mm l. W. und eines daran anschließenden Schlauches d zur Prüf- oder Verbrauchsstelle geleitet werden kann. Durch ein in die Zuleitung eingeschaltetes Druckminderungsventil f kann man, trotz veränderlicher Größe des jeweiligen Luftverbrauches, die ausfließende Preßluft etwa auf konstantem Druck erhalten. Hierzu dienen zwei genaue Manometer g von $\frac{1}{50}$ kg/qcm Teilung. Thermometer h, Lufthähne i und Ausströmhähne k, Wasserstandsgläser l zur Ablesung des Luftverbrauches, ein Absperrventil m und ein Wasserabscheider n in der Kesselzuleitung vervollständigen die Einrichtung.

Abwechselnd dient der eine Kessel, der Ausströmkessel, zur Luftentnahme und ist zu diesem Zwecke mittels Dreiweghahnes a und der Rohrleitung c mit dem zu untersuchenden Preßluftwerkzeug verbunden, während der andere Kessel, der Einströmkessel, als Luftakkumulator zum Nachdrücken der Flüssigkeitssäule in den ersten dient.

Zu Beginn seiner Tätigkeit steht der Ausströmkessel, (Fig. 2 und 3), beispielsweise B, voller Preßluft, der Einströmkessel A ist mit Wasser gefüllt; entsprechend der Luftentnahme aus B wird nun die Wassersäule aus A durch das Verbindungsrohr (unten) nach B mittels nachströmender Preßluft hinübergedrückt, so daß am Ende der Ausflußkessel B voller Wasser steht, der Einströmkessel A aber mit Preßluft gefüllt ist (Fig. 3). Steuert man mittels Handhebels o die Hähne a und b um, so strömt die Druckluft nunmehr umgekehrt aus Kessel A durch c zum Werkzeug, während Kessel B zum Nachdrücken dient

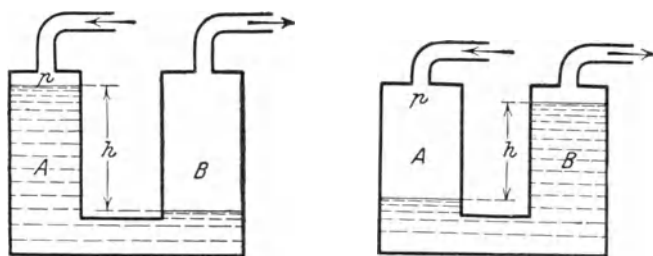


Fig. 2. Fig. 3.
Schema des Doppelmeßkessels.

und gleichzeitig aufgefüllt wird. Wie man erkennt, lösen sich die Kessel durch Umsteuern von Handhebel o stets in ihrer Tätigkeit ab, so daß eine fortdauernde Luftentnahme möglich ist.

Dieser Luftmeßapparat kann zweierlei Zwecken dienen:

1. Der unmittelbaren Messung des Luftverbrauches von Preßluftwerkzeugen und dergleichen,
2. zur genauen Eichung von anderen Apparaten zur Preßluftmessung, insbesondere den sog. Preßluftuhren.

Für den erstgenannten Zweck war je ein weites Wasserstandsglas l an jedem Kessel vorgesehen. An Stelle einer dahinter anzubringenden Millimeterskala oder sonstigen Maßeinteilung waren hier versuchsweise, in je ca. 300 mm Abständen übereinander, leichte Magnete angebracht, die beim Vorübergehen von einem mit einem Eisenring versehenen Glasschwimmer angezogen wurden und mittels eines Relais eine elektrische Klingel p auslösten (Fig. 1). Die Absicht war, den Verbrauch der Luftmenge selbsttätig anzeigen zu lassen, die sich zwischen den aufeinanderfolgenden Kontakten befindet. Die Kontakte sind in Fig. 1 mit den Ziffern 1—6 bezeichnet. Man zog indessen weiterhin vor, die Luftmenge zwischen zwei festen Marken durch Ablesen zu messen, da diese Methode, laut den unten folgenden Eichversuchen, erheblich zuverlässigere Werte ergab*).

Bei genaueren Untersuchungen ist noch folgender Umstand zu berücksichtigen: Hält man den Druck im Einström-

*) Heute 1912 ist eine beleuchtete Millimeterskala mit bestem Erfolge im Gebrauch, die in ihrer Stellung zum Kessel festgelegt und genau geeicht ist, so daß man mittels Schwimmers an einer beliebigen Kesselstelle — der Kessel kann naturgemäß nie völlig gleichen Querschnitt haben — den Luftverbrauch scharf ablesen kann.

kessel während einer Untersuchung konstant, so muß der Druck im Ausströmkessel stetig etwas abnehmen, wie die schematischen Figuren 2 und 3 veranschaulichen. In dem Ausströmkessel B herrscht beispielsweise im Falle der Fig. 2 der Druck p plus der Flüssigkeitssäule h, im Falle der Fig. 3 der Druck p minus der Flüssigkeitssäule h. Im vorliegenden Falle, wo $h \approx 1,15$ m höchstens betrug, mußte der größte Druck-

unterschied also $\frac{2 \times 1,15}{10,33} = 0,223$ kg/qcm betragen; das ist ein nicht zu vernachlässigender Wert. Bei weniger genauen Untersuchungen von kürzerer Dauer, also geringem Höhenunterschied des Wasserspiegels vor und nach dem Versuche, etwa bei einer normalen, 2 Minuten dauernden Untersuchung eines mittleren Preßlufthammers, könnte man dagegen die etwa 0,06 at betragende Druckdifferenz vernachlässigen oder noch besser durch einfache rechnerische Bestimmung des mittleren Druckes während eines solchen Versuches berücksichtigen.

Will man aber bei genauen Eichversuchen den Druck der Ausströmluft wirklich konstant halten, um während eines Versuches andauernd unter genau gleichen Verhältnissen zu arbeiten, so hat man nur die Durchgangsöffnung des Regulierventils f allmählich so zu vergrößern oder Druckluft mittels eines Drosselhahnes k so ausströmen zu lassen, daß das Manometer des Ausströmkessels dauernd den gewünschten Druck anzeigt. Mit Hilfe dieser Methode und der hochempfindlichen geeichten Manometer g war es möglich, den Druck während der Eichversuche mit etwa $\frac{1}{100}$ kg/qcm Genauigkeit einzuhalten.

Um an Bedienung zu sparen, wurde bei den späteren Untersuchungen vorgezogen, den Luftverbrauch mittels einer genau geeichten Preßluftuhr zu messen. Die Meßkessel dienten dabei nur als Druckregler zur genauesten Einstellung des Druckes nach der zuletzt beschriebenen Methode.

Eichung der Meßkessel.

Die Eichung der Meßkessel und der Preßluftuhr im April 1910 hatte ergeben, daß die Magnetkontakte in ihrer Wirkung sehr unzuverlässig waren, so daß Fehler bis zu mehreren Prozent vorkamen.

Schuld daran war vor allem: die Wasserstandsgläser waren nicht kalibriert und wiesen daher wechselnde lichte Weiten auf. Der an sich sehr zweckmäßig gebaute Schwimmer hatte etwas Spiel an den Seitenwänden; der Magnetismus war zu schwach, und die Magnete waren, trotz ihres geringen Gewichtes, noch zu schwer und dabei zu schwach in ihrer Wirkung. Doch lassen sich die angeführten Übelstände nur noch in geringem Maße vermindern. Grundsätzlich bleibt das Mißliche, daß eine gewisse Veränderlichkeit der Schwimmerreibung an den Wänden des Wasserstandsglases eine wechselnde Eintauchtiefe des Schwimmers hervorruft. Infolgedessen kann die Signalgebung nicht allein bei einem genau bestimmten, sondern gegebenenfalls auch bei etwas höherem oder tieferem Wasserstande erfolgen. Eine gleiche Unsicherheit der Messung wird durch die wechselnde Steiggeschwindigkeit der Wassersäule hervorgerufen, die durch die veränderlichen Ausflußgeschwindigkeiten der Preßluft bedingt wird. Die Trägheit des Magnethebels ist hier die Ursache dieses Einflusses.

Eine genaue Eichung der Meßkessel, nunmehr zwischen zwei fest angebrachten Marken, war daher erforderlich. Diese Versuche fanden im Mai 1910 statt.

Die Einrichtung war folgende: Das Volumen der Kessel wurde durch Auffüllen derselben mit von unten einströmendem Leitungswasser bei geöffneten Lufthähnen geeicht. Zu diesem Zwecke wurde das Auffüllwasser in einer Tonne auf einer Dezimalwaage gewogen, die erhöht im Versuchsfelde aufgestellt war. Von hier aus floß die abgewogene Wassermenge in einer dichten Schlauchleitung den Meßkesseln zu, die, durch ein dichthaltendes Absperrventil voneinander getrennt, nacheinander geeicht wurden.

Im Gegensatz zur Eichung der Teilvolumen zwischen zwei aufeinanderfolgenden Kontakten, ergab sich das gesamte Eichvolumen zwischen den festen Kontakten als ziemlich

genau. Für jeden Kessel wurde dieses Volumen dreimal hintereinander bestimmt. Es ergab sich für Kessel A zu 580,7, 580,5 und 580,0 l, mithin der Mittelwert zu 580,4 l. Für Kessel B war letzterer 581,7 l.

Eichung der Preßluftuhr mittels der Meßkessel.
Versuchsvorgang.

Um die bequemer und leichter zu handhabende Preßluftuhr an Stelle der Meßkessel zur Messung des Luftverbrauches der Preßluftwerkzeuge verwenden und fremde Beihilfe zu den Versuchen möglichst beschränken zu können, wurde ein als Handelsware gekaufter Preßluftmesser Pariser Konstruktion (siehe Fig. 4 und späterhin U, Fig. 13) einer eingehenden Eichung mittels der Meßkessel unterzogen. Bei diesem Messer wird durch die hindurchfließende Preßluft eine Kegelscheibe in Drehung versetzt. Nur ein ganz bestimmtes Preßluftvolumen kann bei jeder Drehung die Uhr passieren. Durch die Anzahl der mittels Zeiger angegebenen Umdrehungen wird also hier das hindurchgehende Volumen der Preßluft gemessen.

Für die Versuchsanordnung war hierbei maßgebend, daß sie möglichst genau mit derjenigen beim späteren Gebrauch übereinstimmen mußte. Nur unter diesem Gesichtspunkte konnte man auf brauchbare Werte rechnen, und waren späterhin umständliche Umrechnungen zu vermeiden. So wurde die Uhr mittels eines aus Fig. 1 ersichtlichen ungefähr 2 m langen Schlauches d von 17 mm lichtigem Durchmesser an das Ausströmröhr c angeschlossen. Hinter der Uhr folgten nacheinander (siehe das Schema, Fig. 4) ein Kontrollmanometer, das Drosselventil zum Einstellen der Ausflußmenge und ein weites, in den Versuchsraum mündendes Röhr.

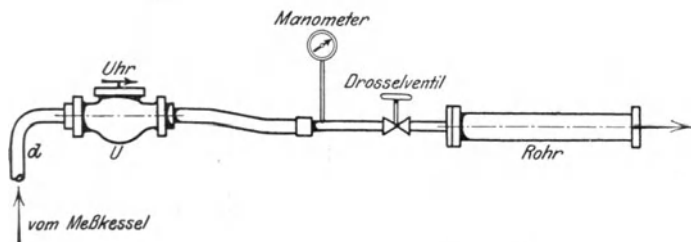


Fig. 4.
Eichung der Luftuhr.

Zu den Versuchen, die im April 1910 nach einigen vorausgehenden Vorprüfungen stattfanden, wurden noch die oben erwähnten Magnetkontakte der Meßkessel benutzt. Die Versuche erstreckten sich über Drücke von 3 bis 6,5 kg/qcm, sowie über tatsächliche (nicht auf den Normalzustand, 760 mm Q.-S. und 0° C, umgerechnete) Luftmengen von 0,1 bis 0,4 cbm/min.

Da der Lärm der ausströmenden Luft es unmöglich machte, gleichzeitig den Zeigerstand der Preßluftuhr abzulesen und auf das Glockensignal der Magnetkontakte zu hören, hielt ein zweiter Beobachter den Luftdruck in den Meßkesseln während jedes Versuches genau konstant und gab die Signale an, wenn ein Kontakt im Tableau fiel. Außerdem wurde noch mit der Stoppuhr die Gesamtzeit eines Versuches, das Kontrollmanometer hinter der Uhr, das Thermometer im Ausströmröhr und das Thermometer für den Luftraum gemessen.

Die Verrechnung der 92 Versuche ergab folgende Resultate:

Die Luftuhr mißt in der Hauptsache unabhängig vom Drucke, wenigstens liegen die dadurch hervorgerufenen Abweichungen noch innerhalb der Meßfehler. Das von der Luftuhr angezeigte Volumen in cbm/min vom jeweiligen Druck wurde als Abszissen, die entsprechenden in den Meßkesseln abgelesenen Werte als Ordinaten aufgetragen. Die entstehende Eichkurve ergab bis 0,2 cbm/min, also in dem späteren normalen Meßbereich, eine durch den Anfangspunkt gehende gerade Linie, unter etwas mehr als 45° gegen die Abszissenachse geneigt. Bei noch größeren Durchflußmengen streuten die wenigen dort erhaltenen Punkte so erheblich, daß man nur ganz ungefähr die Eichlinie ziehen konnte. Sie wich dabei nach rechts in einer Kurve von der oben genannten 45°-Geraden ab. So gut auch hier die erhaltenen Werte bei den

kleineren Ausflußmengen übereinstimmten, so zeigten doch die starken Abweichungen der zwischen den Einzelkontakten gelegenen Volumina auch hier die Ungenauigkeit der magnetischen Methode bei der Meßkesselablesung. Möglicherweise mußte also auch das Gesamtvolumen eines Meßkessels um mehrere Hundertteile ungenau sein. Infolgedessen wurde die vorerwähnte Eichung der Meßkessel zwischen zwei festen Marken vorgenommen und die Eichung des Luftmessers danach wiederholt.

Auch sonst noch boten die nun folgenden Eichversuche Schwierigkeiten: Die Ablesungen an den Marken beim Vorübergehen des Schwimmers waren infolge großer Ausströmungsgeschwindigkeit und infolge der Wasserspiegelschwankungen, hervorgerufen durch das Umschalten der Meßkessel, sehr ungenau.

Diese Übelstände wurden bei den weiteren Versuchen im Mai dadurch behoben, daß der Wasserspiegel im Kessel vor Beginn jedes Versuches durch Schließen des Ausflußventils beruhigt wurde. Die Zeitmessung an dem Preßluftmesser wurde ferner unabhängig gemacht von derjenigen für den Meßkessel. Dies wurde ermöglicht durch die vorher gefundene Tatsache, daß die Preßluftuhr sich entsprechend den völlig unveränderlichen Strömungsbewegungen der Luft äußerst gleichmäßig drehte. Durch Hinzuziehung eines besonderen Ablesers für den Schwimmer wurde endlich die Genauigkeit der Zeitmessung für die Eichmenge jedes Meßkessels noch weiter erhöht.

Diese letzten Versuche ergaben daher einwandfreie Resultate von guter Genauigkeit. Ihre späterhin benützten Ergebnisse sind in den Kurvenblättern Fig. 5 und 6 niedergelegt*).

Ergebnisse der Eichversuche.

Beide Kurvenblätter lassen folgende Gesetzmäßigkeiten erkennen:

Fig. 5. Die oben erwähnten vorherigen Ergebnisse werden bestätigt.

Die Eichkurven weichen bei wachsendem Ausflußvolumen immer mehr von der 45°-Linie ab.

Die Abweichung ist um so größer, je höher die Luftpresung.

Fig. 6. Bei wachsendem Ausflußvolumen steigt das Verhältnis der zu vergleichenden Volumina stark an.

Während bei kleinen Ausflußmengen die Angaben des Meßkessels größer sind, stellt sich bei wachsenden Ausflußvolumen das umgekehrte Verhältnis ein.

Bei konstant gehaltenem Meßkesseldruck nehmen die Drücke hinter der Preßluftuhr mit wachsenden Ausflußmengen ganz regelmäßig ab.

Je größer der Druck, um so höher ist die Angabe der Preßluftuhr bei gleicher tatsächlicher Durchflußmenge. Alle diese Gesetzmäßigkeiten lassen sich in genügender Weise aus der Versuchseinrichtung erklären.

Der ziemlich erhebliche Druckverlust rührt her:

a) Von der teilweisen Umwandlung des statischen Drucks in dynamischen Druck, welcher letzterer von Manometern nicht gemessen wird. Im Meßkessel ist nämlich die Luftgeschwindigkeit etwa Null, während sie im Preßluftschlauch von 17 mm lichter Weite bei 0,4 cbm/min Luftverbrauch (vom jeweiligen Druck) etwa 30 m/sek beträgt. Eine diesbezügliche Rechnung ergibt aber, daß der hierdurch entstehende Druckabfall kaum $\frac{1}{1000}$ kg/qcm ausmacht, also völlig zu vernachlässigen ist.

b) Vom Rohrleitungswiderstand zwischen den beiden Manometern. Nach den Untersuchungen von Fritzsche**) gilt hierfür die Formel:

$$(1) \quad \Delta p = \beta \cdot \frac{1}{d} \cdot \gamma w^2,$$

worin Δp den Druckabfall in kg/qcm, l und d Länge und Durchmesser der Rohrleitung, γ das spezifische Gewicht der

*) Eine größere Anzahl der der Dissertation ursprünglich beigegebenen Zahlentafeln, soweit sie mit den Kurvenblättern übereinstimmen, sind hier fortgelassen worden, um den Umfang der Arbeit zu beschränken.

**) Z. d. V. d. Ing. 1908 S. 81 u. Forschungsarb. Heft 60.

Luft in kg/cbm, w die Durchströmgeschwindigkeit in m/sek, β einen von γ , d und w abhängigen Koeffizienten bedeutet.

Hieraus ergibt sich sofort, daß mit wachsenden Geschwindigkeiten, also auch mit wachsendem Ausströmvolumen, das Druckgefälle zwischen Meßkessel und dem Manometer hinter der Luftpuhr stark zunimmt, der Druck nach einer Parabel abnimmt, ganz entsprechend dem Verlauf, den die Druckkurven auf Fig. 6 nehmen. Ferner muß, da Δp auch proportional γ ist, der Druckabfall um so größer sein, je größer der Druck im Meßkessel war.

Berücksichtigt man weiter, daß in der Luftleitung Undichtigkeiten mit Sorgfalt vermieden wurden, mithin das durchströmende Luftgewicht von Anfang bis Ende der Leitung konstant bleibt, so folgt aus der festgestellten Druckverminderung, daß die Druckluft auf ihrem Wege expandiert und aus diesem Grunde durch den Luftmesser ein größeres Luftvolumen gehen muß, als dem Eichvolumen der Meßkessel entspricht. Fig. 5 und 6 zeigen, daß dies tatsächlich der Fall ist, daß dem größeren Druckabfall auch eine größere Volumenanzeige der Luftpuhr entspricht.

c) Zu den unter a und b genannten Gründen für den Druckverlust kommen nun endlich als Hauptgrund die Arbeitswiderstände der Luftpuhr selbst. Durch Einschalten eines weiteren Manometers auch vor der Luftpuhr hätte leicht festgestellt werden können, daß hier der größte Teil des Druckabfalles verursacht wird. Aber auch eine einfache Zahlenrechnung mit Hilfe der oben erwähnten Durchflußformel ergibt, daß bei der vorliegenden Versuchsanordnung die Druckdifferenz, hervorgerufen durch die sonstigen Rohrleitungswiderstände, für ein Ausflußvolumen von 0,1 bzw. 0,4 cbm/min und bei 6,0 kg/qcm Kesseldruck nur 0,02 bzw. 0,25 kg/qcm ungefähr betragen kann. Der erhebliche Unterschied zwischen diesen kleinen Zahlen und den tatsächlich erhaltenen Druckabfällen ist daher auf Rechnung der Luftpuhr zu setzen.

Man erkennt aus vorstehendem, daß die vorgenommene Eichung der

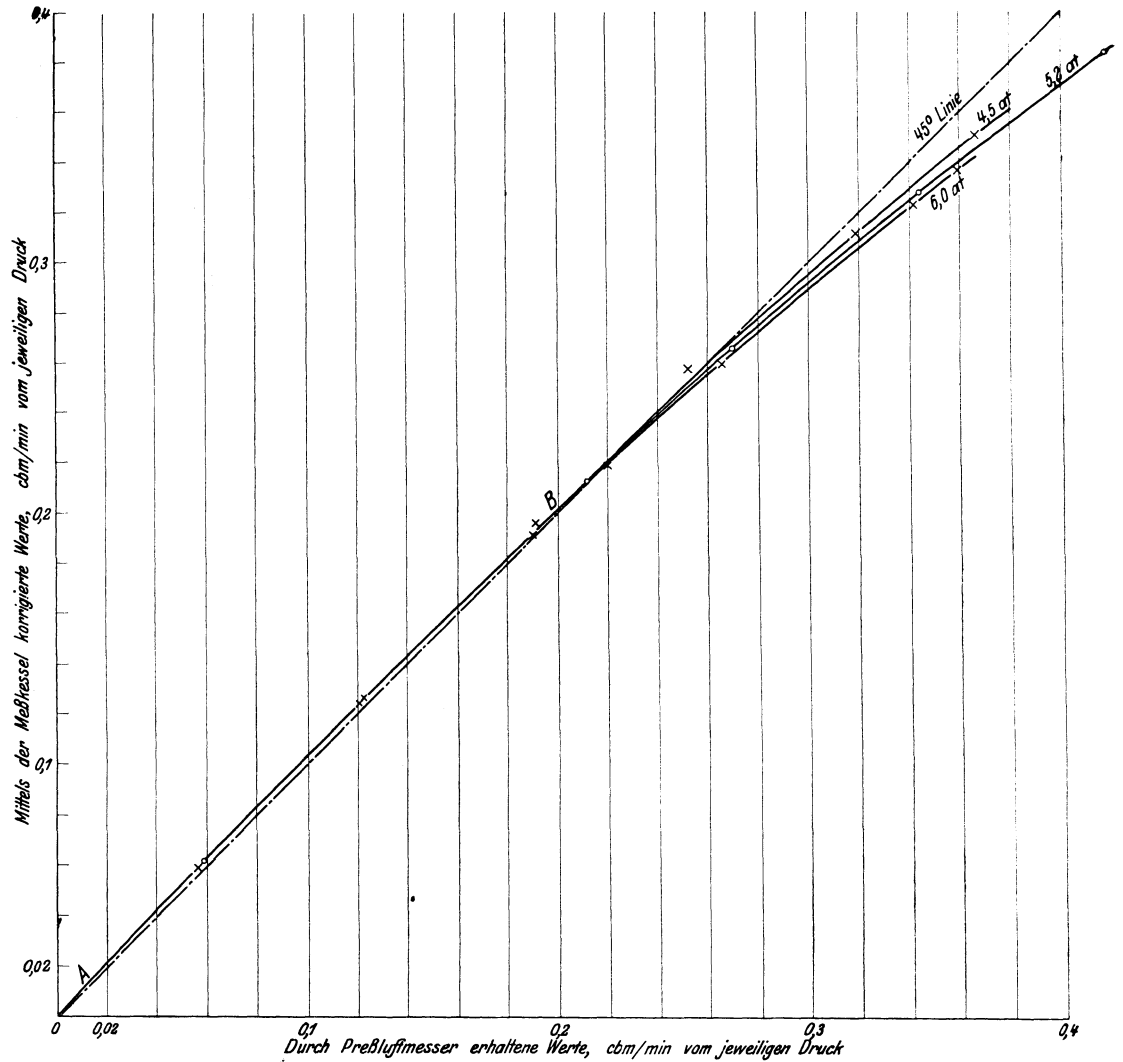


Fig. 5.
Eichkurve für die Preßluftpuhr.

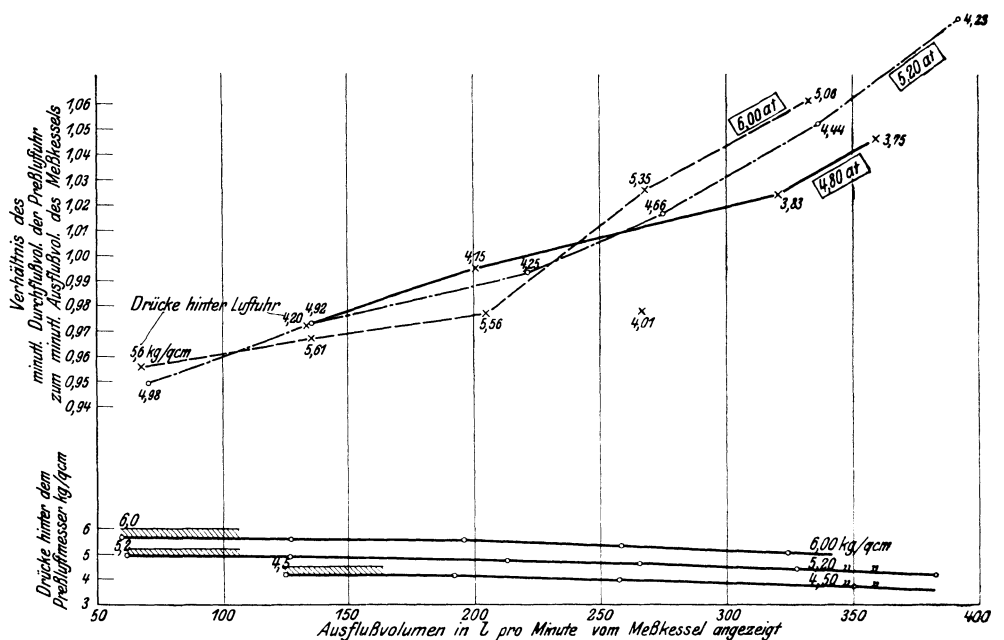


Fig. 6.
Eichung der Luftpuhr.

Preßluftuhr nur für die vorliegenden Versuchsverhältnisse Geltung haben kann und diesen zweckmäßig angepaßt ist. Für eine allgemeine Untersuchung und Eichung solcher Luftuhren müssen dagegen folgende Forderungen erfüllt werden:

1. Der Apparat ist unmittelbar an den Meßkessel anzuschließen und zwar mittels einer genügend weiten und sehr kurzen Leitung: Herabminderung der Bewegungswiderstände auf ein Mindestmaß.

2. Zweckmäßig ist, vor und hinter dem Messer den Druck durch Manometer zu messen: Ermittlung der Bewegungswiderstände im Luftmesser und des Druckes hinter der Uhr.

3. Die Leitung zwischen der Luftuhr und dem Ausflußquerschnitt muß möglichst lang sein, damit das Manometer hinter der Uhr nicht durch den Druckabfall, bedingt durch größere Ausströmgeschwindigkeit, beeinflusst wird.

Das genaueste Eichverfahren, gleich ein Preßluftwerkzeug an die Luftuhr anzuschließen und dieses während des Eichversuches der Uhr mittels der Kessel schlagen zu lassen, war wegen der damit verbundenen Umständlichkeiten nicht anwendbar.

II. Messungen mit Hilfe einfachster Vorrichtungen.

Bevor die Versuche mit dem eigens für den Zweck gebauten Indizierapparat mitgeteilt werden, soll noch einiger vorher geprüfter Versuchsmethoden Erwähnung getan werden, die mit den einfachsten Mitteln wohl in allen Werkstätten angestellt werden können und dennoch schon recht gute und genaue Aufschlüsse über die Güte von Preßluftwerkzeugen ergeben.

Feststellung der Schlagzahlen.

Schon früher ist über derartige Versuche berichtet worden.

So gibt Moeller in seiner Dissertation an, daß er bei Meißelhämmern diese gegen eine von Hand gedrehte, mit Schlammkreide bestrichene Riemscheibe schlagen ließ und dann die Kerben zählte.

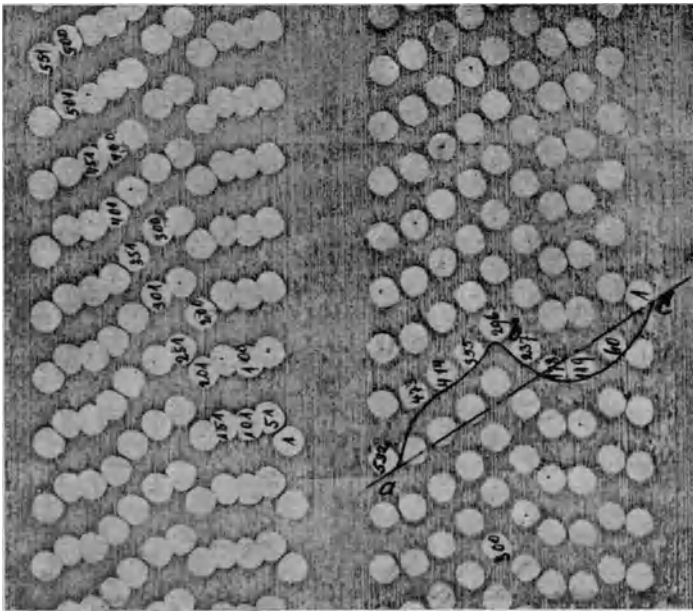


Fig. 7.
Schlagzahldiagramme.

Baril verwendet eine besondere Vorrichtung, wobei der eingespannte Hammer auf einen abgefederten Kolben schlägt, den er mittels einer spitzen Nadel aus dem Schlagapparat her austreten läßt. Die durch die Schläge des Schlagkolbens hervorgerufenen Schwingungen des vorerwähnten Kolbens läßt er mittels der Nadel in einen gleichförmig vorbeibewegten Papierstreifen markieren*).

*) Kompressor und Preßluft 1908, S. 26—27.

Hier wurde zur Indizierung der Schlagzahl eine im Versuchsfelde für Werkzeugmaschinen zur Verfügung stehende große Schruppdrehbank gewählt. Der Versuchshammer wurde an einem aus Bandeisen hergestellten einfachen Halter, der seinerseits am Support fest eingespannt war, vertikal über einer kräftigen, glatt abgedrehten Welle festgehalten. Letztere war in üblicher Weise zwischen den Spitzen der Planscheibe und des Reitstockes gelagert. Ein kleiner zylindrischer Körner von etwa 6 mm Durchmesser, an der Spitze in Form einer Halbkugel abgerundet, übertrug den Stoß des Schlagkolbens auf die Welle, dort halbrunde Vertiefungen hinterlassend. Durch die gleichzeitig erfolgende gleichmäßige Umdrehung der Welle und den ebenfalls gleichförmigen Vorschub des Supports zeichneten sich dann die Schläge in Spiralförmigkeit auf der Welle ab, genau dem Vorgang beim normalen Spanabdrehen entsprechend.

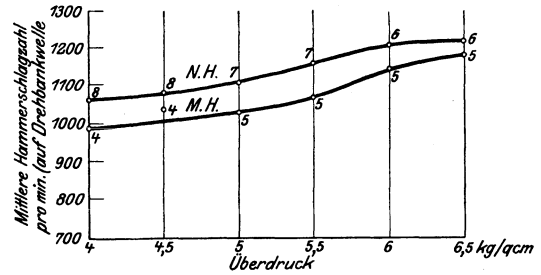


Fig. 8.
Schlagzahlen.

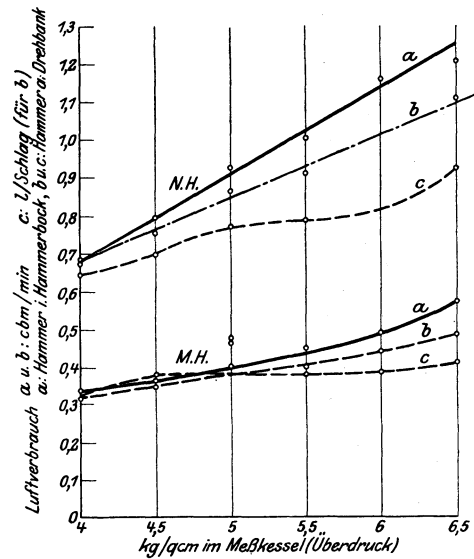


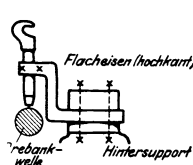
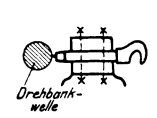
Fig. 9.
Luftverbrauch.

Zur gleichzeitigen Messung des Luftverbrauches wurde der Hammer mittels eines längeren Schlauches an die Meßkessel angeschlossen (die Eichung der Preßluftuhr erfolgte erst später) und dort der Druck genau konstant gehalten. Jeder Versuch wurde sofort wiederholt, um die Genauigkeit dieser Schlagzählung festzustellen.

Die auf der Welle erhaltenen Schlagmarken konnten schließlich sehr schön dauernd fixiert werden, indem man dünnes Zeichenpapier um die Welle legte und die Körnerlöcher mittels untergelegten Blaupapiers oder Graphitpapiers auf ersteres durchrieb (vgl. als Beispiel die Schlagzahldiagramme Fig. 7). Die so erhaltenen Körnerloch-Diagramme kann man durch Blaupausen beliebig vervielfältigen, insbesondere wenn man sie auf Ölpapier durchreibt (siehe Fig. 7).

Die Endergebnisse dieser Schlagzählung und des zugehörigen Luftverbrauches sind in der Zahlentafel 1 und in den Kurvenblättern, Fig. 8 und 9 zusammengestellt. Die Zahlentafel gibt ferner noch Versuchswerte für einen Niethammer bei wagerechter Einspannung im hinteren Drehbanksupport und in Spalte 5 zum Vergleich den Luftverbrauch bei senkrechter Einspannung in einem Versuchsgestell, bei welchem der An-

Zahlentafel 1.

	Druck im Meßkessel P _k kg/qcm	Minutl. Schlagzahl, ermittelt durch ca. 1/2 minutl. Schlägen auf eine Drehbankwelle Schl./min	Beleg: Diagramm-bogen für Schlagzahlen Nr.	Mittlere Schlagzahl z (auf Drehbankwelle) Schl./min	Luftverbrauch freie Luft V _{red.} beim Schlägen		Mittlerer Luftverbrauch für einen Schlag des Hammers aus Sp. 6 u. 4 l/Schlag	Bemerkungen	
					im Hammerbock	auf der Drehbankwelle			
					cbm/min	cbm/min			
1	2	3	4	5	6	7	8		
Hammer N.									
a	4,00	1067	8	} 1066	0,676	0,685	0,643		
	4,00	1065	8		0,796	0,760	0,701		
	4,50	1068	8		0,927	0,866	0,777		
	4,50	1100	8		1,038	0,915	0,788		
	5,00	1123	7		1,160	0,992	0,820		
	5,00	1107	7		1,210	1,125	0,927		
	5,50	1163	7		—	—	—		
	5,50	1160	7		—	—	—		
	6,00	1223	6		—	—	—		
	6,00	1198	6		—	—	—		
	6,50	1202	6		—	—	—		
	6,50	1226	6		—	—	—		
b	4,00	1020	9	} 1020	—	—	—		
	4,50	1073	9		—	—	—		
	4,50	1074	9		—	—	—		
c	5,00	1088	3	—	—	—	Einspannung wie a		
	5,50	1127	2	—	—	—			
	6,00	1172	1	—	—	—			
Hammer M.									
d	4,00	988	4	} 988	0,337	0,323	0,327	Einspannung wie a	
	4,00	988	4		0,369	0,395	0,380		
	4,50	1038	4		0,403	(0,390)	(0,378)		
	4,50	1040	4		0,458	0,402	0,376		
	5,00	1031	5		0,491	0,439	0,383		
	5,00	1029	5		1,181	0,576	0,489		0,414
	5,50	1069	5		—	—	—		
	5,50	1069	5		—	—	—		
	6,00	1141	5		—	—	—		
	6,00	1151	5		—	—	—		
	6,50	1187	5		—	—	—		
	6,50	1176	5		—	—	—		

druck des Hammers durch die wesentlich anders wirkende reine Gewichtsbelastung (ohne Federn) und der Schlag des vorn ebenen Döppers auf eine unterstützte Stahlplatte erfolgte.

Eine Betrachtung der Schlagzahldiagramme ergibt: Mittels dieser Methode kann man auf kleinster Fläche eine große Zahl von Marken unterbringen; das Pausverfahren gewährleistet einwandfreie Wiedergabe, Aufbewahrung und Nachprüfung der Resultate und gestattet eine bequeme, rasche Zählung in der ebenen Abwicklung. Sind die Bewegungen der Drehbank sehr gleichmäßig — dies traf bei der vorliegenden Untersuchung zu —, so ist die Regelmäßigkeit der Schlagfolge aus dem Diagramm ohne weiteres ersichtlich und selbst zahlenmäßig festzustellen. So ergibt z. B. die in dem Diagramm Fig. 7 gezeichnete Verbindungskurve a—b—c ein anschauliches Bild der Änderungen der Schlagfolge, während die Gerade a—c der geometrische Ort für die nämlichen Körnerpunkte bei vollkommener Regelmäßigkeit des Schläges sein würde. Man sieht, der Hammer schlägt im allgemeinen sehr gleichmäßig; die geringfügige Ungleichförmigkeit ist hier wohl größtenteils auf den nicht ganz gleichmäßigen Andruck des Hammers (von Hand) zurückzuführen.

Spalte 2 der Zahlentafel läßt die große Genauigkeit der Methode durch die Kontrollzählungen erkennen. Im allgemeinen kommen Unterschiede von nur wenigen Schlägen vor. Man kann daher annehmen, daß bei größeren Differenzen die Schlagzahl infolge äußerer Einflüsse oder Veränderungen im Hammer tatsächlich verschieden gewesen ist.

Die Kurvenblätter zeigen für beide Hämmer ein regelmäßiges Ansteigen der Schlagzahl mit zunehmendem Überdruck der Prelluft. Auch der Luftverbrauch, Fig. 9, zeigt

übereinstimmend bei beiden verschiedenen Hämmer ein mehr oder weniger geradliniges Ansteigen bei gesteigertem Druck. Der Luftverbrauch bei Einspannung im Hammergestell, Linie a, war stets größer als bei der Einspannung an der Drehbank, Linie b. In letzterem Falle leistet nämlich der Döpper Deformationsarbeit (Körnermarken), während im ersteren Falle, beim Schlag der ebenen Döpperfläche auf eine elastische Stahlplatte, ein viel größerer Teil der Schlagenergie als Rückprallenergie zurückgegeben und damit die Rücklaufgeschwindigkeit und die Schlagzahl vergrößert wird. Eine größere Schlagzahl aber bedingt einen Mehrverbrauch an Luft.

Wir kommen auf alle diese Verhältnisse späterhin im Zusammenhang zurück.

Meißelversuche.

Auch diese Versuche wurden ohne Benutzung besonders herzustellender Apparate vor allem zu dem Zweck unternommen, um zu prüfen, ob die einfache Erprobung eines Meißelhammers in seinem gewöhnlichen Gebrauch zur vergleichenden Beurteilung seiner Leistungsfähigkeit geeignet sei.

Von den Meßkesseln, die hier wieder zum genauen Konstanthalten des Prelluftdruckes dienten, führte ein Schlauch zur Luftuhr und von dieser zum Hammer. Das Werkstück, Bandeisen von verschiedener Stärke, wurde fest zwischen die Backen eines guten Parallelschraubstockes gespannt. Man war darauf bedacht, daß immer unter demselben Neigungswinkel des Meißels und gleichem Anpressungsdrucke ein möglichst glatter Span von gleichem Querschnitt genommen wurde. Zahlentafel 2 gibt die Mittelwerte zusammengehöriger Versuche und die daraus errechneten Größen, die zur Beurteilung

Meißelversuche.

Zahlentafel 2.

Verrechnung der Versuchsergebnisse (Mittelwerte aus zusammengehörigen Versuchen).

Nr. der Versuche	Luftverbrauch Quarreduz. l/sek	Spanbreite b mm	Spanhöhe h mm	Spanquerschnitt q mm	h mm	prop. d. spez. Schnittdruck f. 1 mm Meißelschneide $\frac{1}{\sigma}$	Spanvolumen		Schnitt- geschwindigkeit mm/sek	Spantrennfläche		Trägheitsmoment des Spans $J = \frac{1}{12} b h^3$ cm ⁴	Luftverbrauch an freier Luft $V_{red} \left(\begin{smallmatrix} 760 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$ cbm/min	Spangewicht für 1 l freie Luft (Gütegrad) kg/cbm	stündl. Spangewicht kg/std	Bemerkungen
							Sekunde cmm/sek	pro 1 l unreduz. Druckluft cmm/l		pro Sekunde qmm/sek	bei Abtrennung von 1 ccm qmm/sek					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Meßkesseldruck 5,00 kg/qcm

1 ÷ 11	1,307	8	8,09	64,7	0,989	0,125	248	189,8	3,80	30,40	15,46	353	0,429	0,272	7,02	Meißel bei Beginn in Öl getaucht
12 ÷ 16	1,313	8	8	64,0	1,00	0,125	263	200,5	3,30	26,40	15,63	341	0,431	0,288	7,44	
17	1,268	8	8	64,0	1,00	0,125	239	188,4	2,99	23,92	15,63	341	0,416	0,270	6,76	Meißel mit Fett behandelt
18 u. 19	1,292	8	8	64,0	1,00	0,125	336	259,8	4,21	33,68	15,63	341	0,424	0,373	9,48	
21 ÷ 23	1,293	10	10	100	1,00	0,100	367	283,5	3,67	36,70	10,0	833	0,425	0,407	10,37	Meißel dauernd geölt
24 u. 25	1,142	10	10	100	1,00	0,100	128	112,1	1,28	12,80	10,0	833	0,375	0,161	3,62	
26 ÷ 30	1,322	15	6	90	2,50	0,061	402,5	304,5	4,47	67,1	11,1	270	0,434	0,436	11,37	Meißel dauernd geölt
31 ÷ 33	1,317	15	10	150	1,50	0,061	215	163,4	1,42	21,3	6,67	1250	0,432	0,234	6,07	

Meßkesseldruck 6,00 kg/qcm

34 ÷ 36	1,359	10	8	80	1,25	0,1	578	426	7,33	73,3	12,5	427	0,514	0,530	16,31	Meißel dauernd geölt
38 ÷ 41	1,356	14,6	6	87,6	2,43	0,0685	507	374	5,64	82,4	11,4	262	0,513	0,466	14,30	
52 ÷ 54	1,347	14,8	8	118,3	1,85	0,0676	402	298	3,39	50,2	8,46	631	0,509	0,372	11,34	
42 ÷ 44	1,367	20,3	5	101,5	4,06	0,0493	313	229	3,09	62,7	9,85	212	0,516	0,286	8,83	
45 ÷ 49	1,359	20,3	7	142,1	2,90	0,0493	254	187	1,79	36,4	7,04	580	0,514	0,233	7,17	
50	1,316	20,3	9	182,7	2,26	0,0493	213	162	1,16	23,6	5,48	1233	0,497	0,202	6,01	
51	1,263	20,3	9,5	193,0	2,14	0,0493	125	99	0,65	13,2	5,18	1233 ÷ 1690	0,478	0,123	3,53	

geeignet erscheinen. Die Hauptergebnisse in graphischer Darstellung zeigt Fig. 10.

Die Versuche, die übrigens nicht den gleichen Genauigkeitsgrad wie die anderen hier veröffentlichten beanspruchen

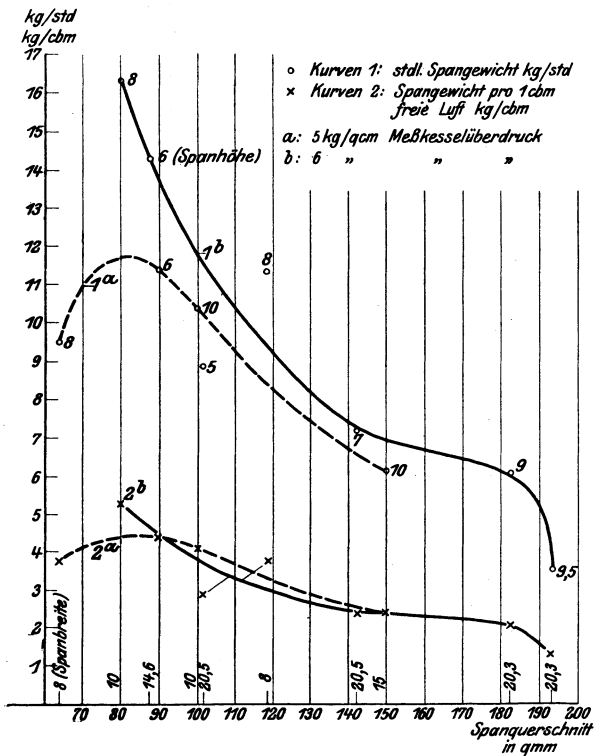


Fig. 10.
Meißelversuche.

können, zeigen recht deutlich, daß eine vergleichende Leistungsmessung in dieser Weise ganz erhebliche Schwierigkeiten mit sich bringt. Der äußeren zufälligen Einflüsse, die mit der Güte und Leistungsfähigkeit des Hammers an sich nichts zu

haben, sind gar viele. Die Meißel, vor allem Größe und Beschaffenheit der Schneide, ihre Masse, ihr Material usw., bringen stets wechselnde Verhältnisse in die Versuche hinein, müssen daher bei vergleichenden Versuchen peinlichst denselben Vorschriften entsprechen. Eine weitere Schwierigkeit ist, den Hammer von dem bedienenden Schlosser stets in gleicher Weise halten, mit gleichem Drucke anpressen und ihn einen Span von wirklich unveränderlichem Querschnitt abheben zu lassen. Endlich spielt, wie die Versuche dartun, auch die Einfechtung des Meißels eine erhebliche Rolle. Nur der Grad der Einfechtung, die Spandimensionen und der Druck der Preßluft wurden bei den vorliegenden Versuchen absichtlich verändert; alle übrigen äußeren Einflüsse nach Möglichkeit gleich gehalten.

Erst, wenn durch eine große Zahl von derartigen Versuchen über die obwaltenden Gesetzmäßigkeiten genügend Aufschluß erzielt worden ist, wird man vielleicht instande sein, Meißelhammer auf Grund ihrer Spanleistungen miteinander einwandfrei in Vergleich setzen zu können. Immerhin geben, trotz der Ungenauigkeit der Versuche, die erzielten Resultate einigen Aufschluß, wenigstens für den untersuchten Hammer.

Die Kurve zeigt, daß naturgemäß bei höherem Druck der Preßluft eine größere Spanleistung — wie bei den Werkzeugmaschinen üblich, auf kg in 1 Stunde umgerechnet — erzielt wird. Das Spangewicht nahm im allgemeinen mit abnehmendem Spanquerschnitt zu, doch scheint nach Kurve 1a die Spanleistung bei sehr geringem Spanquerschnitt wieder abzunehmen. Hiernach wäre für jeden Hammer ein bestimmter, günstigster Spanquerschnitt, genauer gesagt, eine bestimmte Spanbreite und Spanhöhe zu ermitteln, wobei der betreffende Meißelhammer seine größte Spanleistung erzielt. Wie besonders der Vergleich Versuchsgruppe 21/23 und 24/25 ergibt, wird durch kräftige Schmierung eine erheblich größere Spanleistung erzielt, Spalte 16, Tafel 2; dies ist infolge Verringerung der Reibung zwischen Meißel und den Spantrennflächen ja durchaus erklärlich und allbekannt.

Leider konnte zur Zeit dieser Versuche die Schlagzahl während der Zerspanungsarbeit noch nicht festgestellt werden. Diese hätte im Verein mit dem ebenfalls etwas veränderlichen Luftverbrauch erst einen besseren Einblick in die tatsächlichen Verhältnisse ergeben können.

Ein Apparat, der die obenerwähnten äußeren Einflüsse möglichst konstant hielte und den bedienenden Mann ausschaltet, wird zur Erzielung genauere Werte bei derartigen praktischen Leistungsmessungen für die Zukunft unentbehrlich sein.

Die Messung mittels des Indizierapparates.

Auf eine kurze Notiz in den Trans. Am. Soc. of mech. eng., 1904, S. 118, hin wurde beschlossen, auch hier den Schlagkolben der Preßluft-Hämmer zum Aufzeichnen von Weg-Zeit-Diagrammen zu benützen, und zu diesem Zwecke eine Indizier-Vorrichtung konstruiert. Da Erfahrungen und Kenntnisse auf diesem Gebiete zunächst völlig fehlten, so mußte der von Borsig ausgeführte Apparat vorerst notwendigerweise unvollkommen ausfallen. Ein Fehler der ersten Ausführung war die Unzugänglichkeit der aufeinanderschlagenden Teile. Diese bewirkte im Verein mit mangelhafter Schmierung ein wiederholtes Fressen der letzteren. Der Hauptübelstand war jedoch die sich ergebende große Länge des Indizierstabes.

Wie sich schon nach den ersten Versuchen herausstellte, gehört es zu den größten Schwierigkeiten bei der Indizierung des Kolbenweges, den Indizierstab (Schreibvorrichtung) genügend bruchsicher auszubilden. Anfangs wurden Eisen- oder Stahlrohre, dann auch Aluminiumröhrchen zur Verlängerung des Kolbens durch den Döpper hindurch nach außen verwendet, immer mit dem gleichen Mißerfolge, daß schon nach ein paar Schlägen des Hammers der Stab zu Bruch ging, und zwar mit den charakteristischen Fließ- und Brucherscheinungen, die bei einem regelrechten Zugversuch auftreten.

Auch die Rechnung zeigt ohne weiteres die außerordentliche Beanspruchung, die der Stab auszuhalten hat. Die folgende kleine Nachrechnung an Hand eines ausgeführten Versuches brachte Aufklärung und Abhilfe.

Nach dem dynamischen Grundgesetz der Mechanik ist

$$(2) \quad P = m \gamma_{\max} = f l \frac{\gamma_s \gamma_{\max}}{g} = f \sigma.$$

Hierin bedeutet P die größte zur Zeit des Stoßes im Stabe auftretende Kraft in kg, f und l den Querschnitt und die Länge des Stabes in cm² bzw. cm, γ_s dessen spezifisches Gewicht in kg/cm³, γ_{\max} die Verzögerung des im Schlagkolben eingespannten Stabendes während der Stoßdauer in m/sek², g die Fallbeschleunigung = 9,81 m/sek², σ die dabei auftretende größte Zugbeanspruchung des Stabmaterials in kg/cm².

Hieraus folgt

$$(3) \quad \frac{\sigma}{\gamma_s} = \frac{l \gamma_{\max}}{g} \leq \frac{K_z}{\gamma_s},$$

wenn K_z die Bruchbeanspruchung bedeutet.

Ermittlung von γ_{\max} .

Aus Versuch und Diagramm Fig. 27 mit dem Hammer L (siehe späterhin) folgt beispielsweise: Stoßzeit $\Delta t = \frac{1}{5000}$ sek. Während dieses Zeiteilchens verändert sich die nach vorn wirkende Schlaggeschwindigkeit von $v_\alpha = 10,90$ m/sek in die entgegengesetzt wirkende Rückprallgeschwindigkeit von $v_\beta = 5,25$ m/sek. Nimmt man unter Berücksichtigung der Fig. 11 für den Stoßvorgang an, daß die Widerstandskraft eine lineare Funktion der Stoßzeit und daß

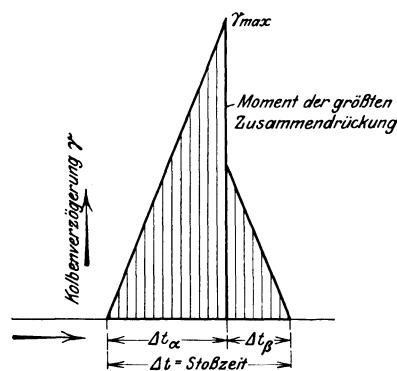


Fig. 11.

$$(3a) \quad \frac{\Delta t_\alpha}{\Delta t_\beta} \sim \frac{v_\beta}{v_\alpha}$$

ist, so wird

$$(4) \quad \gamma_{\max} = \frac{2 v_\alpha}{\Delta t_\alpha}$$

u. mit Benutzung von (3a)

$$(4a) \quad \left\{ \begin{aligned} \gamma_{\max} &= 2 v_\alpha \left(\frac{1 + \frac{v_\alpha}{v_\beta}}{\Delta t} \right) = 2 \cdot 10,9 \left(\frac{1 + \frac{10,9}{5,25}}{0,0002} \right) \\ &= 327000 \text{ m/sek}^2; \end{aligned} \right.$$

mit der erforderlichen Stablänge von $l = \sim 24,5$ cm wird nach (3)

$$\frac{\sigma}{\gamma_s} = \frac{24,5 \cdot 327000}{9,81} = 816000 \text{ cm.}$$

In Zahlentafel 3 ist nun für verschiedene Materialien die für ihre Eignung maßgebende Größe $\frac{K_z}{\gamma_s}$, Gleichung (3), ermittelt.

Man ersieht, wie nahe der roh errechnete Wert $\frac{\sigma}{\gamma_s}$ diesen Höchstwerten kommt, insbesondere bei den Metallrohren. Berücksichtigt man, daß die Beanspruchung stoßweise, unmittelbar nach dem Schlage, erfolgt und sich in der Minute etwa 1000 mal und mehr wiederholt, daß die Masse des Schreibstiftes die Zugbeanspruchung noch vermehrt, geringe Änderungen in der Gleichförmigkeit des Gefüges bei den sehr geringen Querschnittsabmessungen (3—6 mm Außendurchmesser, bei Rohren nur Wandstärken von wenigen Zehntelmillimetern) den Querschnitt außerordentlich schwächen, so ist klar, daß bei Verwendung der aufgeführten Metallrohre Bruch eintreten muß. Die Tabelle zeigt dagegen deutlich, daß gewisse Holzarten sich für den geforderten Zweck, vermöge ihres geringen spezifischen Gewichtes, weit besser eignen.

Zahlentafel 3.

Werte von $K_z, \gamma, \frac{K_z}{\gamma}$ für verschiedene Materialien.

Material	K_z	γ	$\frac{K_z}{\gamma}$
bester Flußstahl (Nickelstahl)	~ 8000	$7,85 \cdot 10^{-3}$	1 018 000
Messing (gegossen)	1650	$8,57 \cdot 10^{-3}$	192 000
Aluminium (kalt gewalzt)	2500	$2,75 \cdot 10^{-3}$	908 000
Magnalium	bis 2300	$\sim 2,5 \cdot 10^{-3}$	921 000
(Weiß-) Buche	~ 1670	$0,62 \div 0,82 \cdot 10^{-3}$	$2 690 000$ $\div 2 040 000$
Esche	~ 2000	$0,57 \div 0,94 \cdot 10^{-3}$	$3 510 000$ $\div 2 130 000$
Rotulme	2107	$0,735 \cdot 10^{-3}$	2 870 000

Die nachfolgenden Versuche bestätigten dieses ungewöhnliche Rechnungsergebnis durchaus. Immerhin war man selbst bei den verwendeten Holzstäben aus sauber abgedrehtem, möglichst homogenem spanischem Rohr an der Grenze der zulässigen Beanspruchung angelangt. Durchschnittlich brachen die Stäbe nach einer geringen Anzahl von Versuchen an dem gefährlichen Querschnitt, der vorderen Einspannstelle im Kolben, mit meist ganz glattem, ebenem Bruch ab.

Auf Grund aller dieser Erfahrungen wurde nun unter möglichster Benutzung der vorhandenen Teile ein neuer Apparat nach folgenden Gesichtspunkten konstruiert:

1. Vermeidung der obenerwähnten Mängel des ersten Apparates unter Berücksichtigung der erlangten Erfahrungen.
2. Untersuchung unter möglichst der Praxis nachgeahmten Bedingungen.
3. Möglichst gleichzeitige Anstellung der vorzunehmenden Messungen, nicht allein um Zeit zu sparen, sondern besonders um zusammengehörige Werte zu erhalten und dadurch die Genauigkeit der Messungen zu erhöhen.
4. Vielseitigkeit des Apparates, um durch Veränderung der Versuchsanordnung oder der Versuchsmethode möglichst viele Erfahrungen sammeln zu können und auch etwa notwendig werdende konstruktive Abänderungen zu ermöglichen.

Der einfache Versuchsapparat ist in Fig. 12 in aufrechter Stellung deutlich sichtbar dargestellt.

Die Forderung 2 veranlaßte eine grundsätzliche Änderung in der Einspannung des Versuchshammers gegenüber der ersten Konstruktion. Während bei letzterer der Druck der einen Feder sowohl den Anpressungsdruck des Arbeiters ersetzen, als auch die Formänderungsarbeit des geschlagenen Materials aufnehmen mußte, zwei Dinge, die unter normalen Verhältnissen der Praxis völlig unabhängig voneinander sind, wurden jetzt die Vorrichtungen voneinander getrennt und zwei verschiedenen Federn übertragen. Die Feder als Ersatz für das durch die Schlagenergie zu verändernde Material ist, um den tatsächlichen Verhältnissen möglichst

nahe zu kommen, doppelt und sehr kräftig ausgeführt, siehe A und B in dem Bilde. Die Feder C, die den Anpressungsdruck des Arbeiters darstellt, ist dementsprechend schwächer. Bei größerer Länge läßt sie mittels einer kleinen Schraubenspindel Q eine genaue, durch Feststellmutter J gesicherte Einstellung des Anpressungsdruckes innerhalb weiter Grenzen zu.

Der Versuchshammer H schlägt hiernach unten auf eine gehärtete Stahlscheibe, die sich, hier nicht sichtbar, im Innern der Schlagtraverse T befindetet. T wird im Block S geführt. Durch die Federn A und B, die sich gegen diesen, fest mit der Grundplatte R verbundenen Block S stützen, ist T elastisch nachgiebig gemacht. Die Muttern O dienen als hinterer Anschlag für T, während die Muttern M zum Regeln der Federspannung dienen. Ein festeres Anziehen der Muttern M bewirkt also eine stärkere Vorspannung der Schlagfedern A und B, entsprechend einem stärkeren Widerstand des geschlagenen Materials.

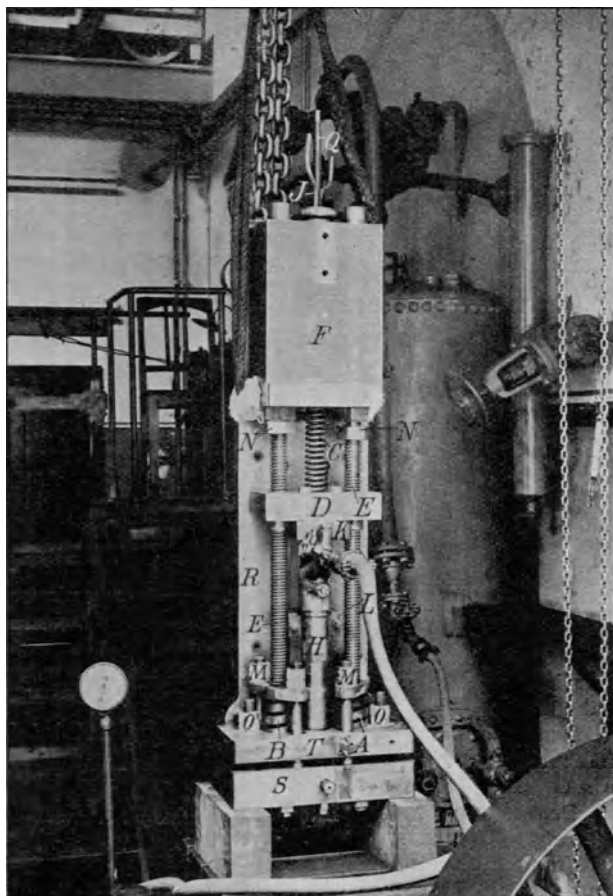


Fig. 12.
Indizierapparat.

Zum Andrücken des Versuchshammers H dient die Grifftraverse D, die zum Einbetten des Hammergriffes einen entsprechend ausgehöhlten Holzblock K trägt und mittels oben erwähnter Andrückfeder C den Hammer fest gegen T preßt. Feder C führt sich in dem hinteren, ebenfalls an der Grundplatte R feststehenden Blöcke F. Die beiden Schraubenspindeln E dienen mit zur Absteifung der Blöcke S und F, damit diese mit dem Grundrahmen R ein festes, unverschiebbares Ganzes bilden. Sie dienen ferner zur Führung für Grifftraverse D und endlich für eine Reihe von Versuchen, bei denen die Muttern N als feste Anschläge für D benützt werden.

Um den Versuchshammer in seiner genauen, zumeist wagerechten und achsialen Lage zu halten, wird er etwa unter seinem Schwerpunkt durch ein gut zentrierendes, in Längsnuten verschiebbares Lager L mit auswechselbaren Lagerschalen unterstützt.

Fig. 13 zeigt nun die nach Erledigung der Vorversuche gewählte endgültige Gesamteinrichtung für die Prüfung der Preßluftwerkzeuge.

Von den als Druckregler benützten Meßkesseln aus (im Hintergrunde des Bildes und Fig. 1) geht eine kurze Schlauchleitung zum Preßluftmesser U mit dem zur Kontrolle angebrachten Manometer V. Von dort führt ein zweiter Schlauch zum Versuchshammer H.

Der Indizierapparat, hier in normaler wagerechter Stellung, ist unverrückbar auf einem eisernen Tisch befestigt, der seinerseits fest im Fundament vergossen ist. Die Indiziervorrichtung selbst besteht, wie die Figur deutlich zeigt, aus einer Schreibvorrichtung und einer kreisenden Scheibe d von 1 m Durchmesser zum Aufzeichnen der Diagramme. Der hölzerne Indizierstab, durch Konus im Schlagkolben

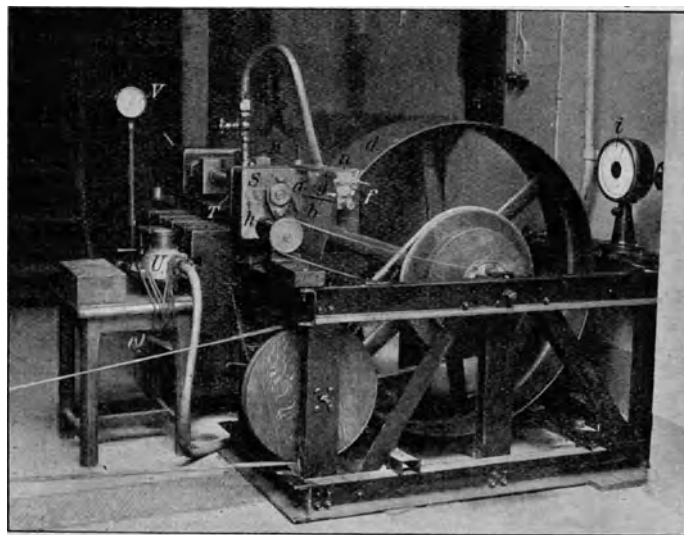


Fig. 13.
Versuchseinrichtung.

des Versuchshammers festgehalten, geht gut schließend durch je eine kleine zylindrische Bohrung des Versuchsdüppers, des Schlagstückes, der Schlagtraverse T und des Führungsstückes a in das der Länge nach geschlitzte Führungsrohr b. Durch diesen Schlitz tritt der feine zum Diagrammschreiben benützte Stahlstift hindurch. Die Ausbildung und die Befestigung dieses Stahlstiftes machten infolge der auftretenden starken Stoßbeanspruchungen erhebliche Schwierigkeiten und gelangen erst nach einer größeren Zahl von Versuchen. Die schematische Skizze Fig. 14 zeigt die Befestigung des scheibenförmig ausgeführten Stahlstiftes c am freien vorderen Ende des Indizierstabes b' mittels einer verleimten Holz- hülse e. Dadurch wird erreicht, daß Scheibenstift c ganz unabhängig vom schlagenden Hammer an die Schreibscheibe herangedreht und entfernt werden kann. Das ist deshalb besonders wichtig, weil die Erfahrung lehrte, daß der Schlagkolben während der Hin- und

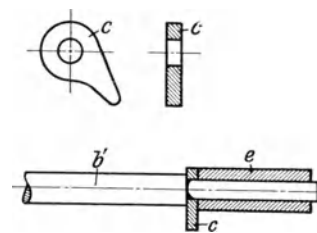


Fig. 14.
Schreibstiftbefestigung.

Herbewegung auch eine Drehung um seine Achse ausführt, an der der Schreibstift natürlich nicht teilnehmen darf.

Das Schlitzrohr b dient einmal zur Führung des Indizierstabes auf seine ganze Länge, ferner zum eben erwähnten An- und Abstellen des Schreibstiftes gegenüber der Indizierscheibe d. Zu letzterem Zwecke kann es mittels eines kleinen Handhebels vorn am Haltebügel g um seine Achse gedreht werden. Dabei wird der Stahlstift im Schlitz mitgenommen und kann so, auch während der Kolben schlägt, an die mit Schlammkreide bestrichene, sich drehende Indizierscheibe d herangeführt bzw. abgestellt werden. Letztere ist zwischen Spitzen gelagert und wird von einem kleinen Elektromotor aus mit Hilfe von Stufenscheiben und Riemen angetrieben. Die Figur zeigt ferner den durch eine Kette angetriebenen Umdrehungszähler h und das späterhin nicht mehr benützte Tachometer i.

Um richtige Ergebnisse zu erhalten, wurden die Federn im Versuchsapparate selbst und in Arbeitsstellung geeicht. Hierzu diente ein Federdynamometer, dessen Eichkurve zuvor durch direkte Gewichtsbelastung (steigend und fallend) ermittelt worden war (Kurvenblatt Fig. 15). Das Dynamometer und die zunächst untersuchte Andrückfeder C befanden sich in wagerechter Lage. Ersteres war an der starken Gebäudewand befestigt und mit der Feder durch ein kräftiges Drahtseil verbunden. Kurvenblatt Fig. 16 zeigt die Versuchsergebnisse. Nunmehr konnte mittels der geeichten Feder C die Eichung der doppelten Schlag-

stiftes und Drehen der Scheibe aufgezeichnet, unter Umständen in gleicher Weise die Anschlaglinie hinten, bei äußerster hinterer Kolbenstellung.

Unmittelbar vor und hinter jedem Einzelversuch wurde die Zeit für 100 Umdrehungen der Indizierscheibe mittels Umlaufzählers und Stoppuhr gemessen. Der Mittelwert dieser Messungen konnte, da die Einzelergebnisse sehr wenig voneinander abwichen, mit genügender Genauigkeit für die mittlere Umdrehungszeit der Scheibe während des Versuchs angesehen werden. Der Druck wurde für die Dauer jedes Versuches durch die Regulierorgane der Meßkessel genau gleichmäßig gehalten. Nachdem der sorg-

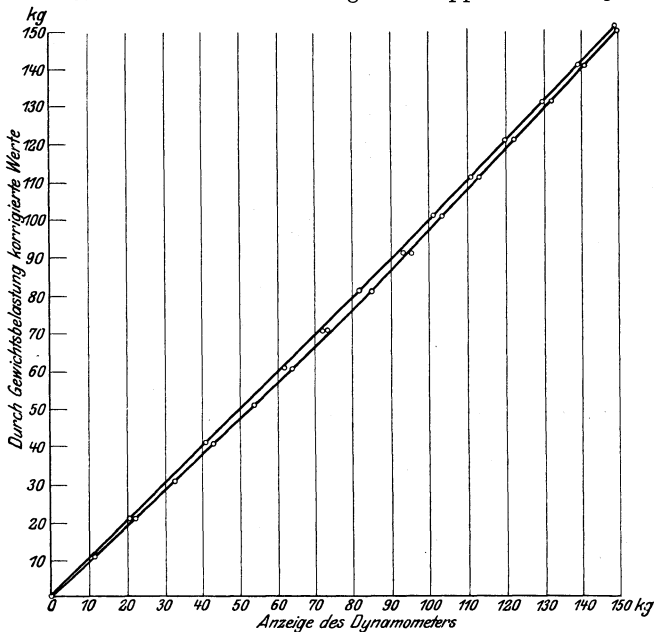


Fig. 15.

Eichkurve für das Federdynamometer.

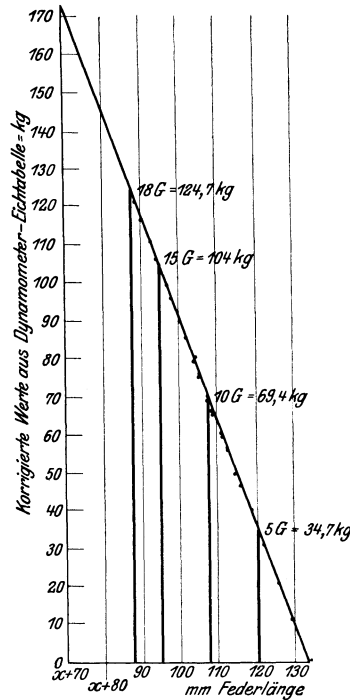


Fig. 16.

Eichkurve der Andrückfeder C.

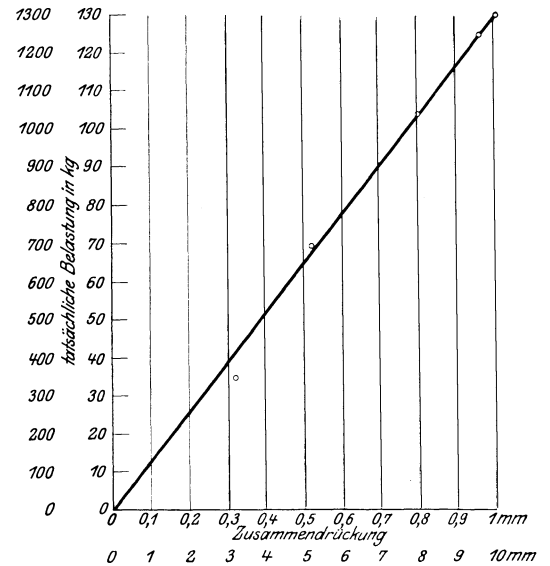


Fig. 17.

Eichkurve d. zusammenwirkenden Schlagfedern A u. B.

feder A und B im Apparat selbst vorgenommen werden (Kurvenblatt Fig. 17). Zur Beseitigung von Reibungswiderständen wurde vor dem Ablesen der Indizierapparat stets durch Schlagen mit einem Holzhammer in Erschütterung versetzt.

Gang der Versuche.

Im Lauf der Untersuchung entwickelte sich folgendes Verfahren für den einzelnen normalen Indizierversuch:

Zunächst wurde nach genauer Ausrichtung des Schreibgestänges die „Schlaglinie“, d. i. die vorderste Kolbentlage, bei der der Stoß eintritt, durch Andrücken des Schreib-

fältig unter bestimmtem Federdruck angespannte Hammer durch Öffnen des Absperrventils zum Schlagen gebracht worden war, wurde mittels einer zweiten Stoppuhr an der Luftuhr die Größe der Durchflußmenge der Preßluft und die dazu gebrauchte Zeit ermittelt. Zwischendurch wurde für einen Augenblick der Schreibstift durch Drehen des geschlitzten Rohres, wie schon geschildert, zum Schreiben auf der Indizierscheibe gebracht. Die Versuchsdauer mußte auf ein Mindestmaß beschränkt werden, sollten mit einem Indizierstabe eine Anzahl Versuche ausgeführt werden können; denn infolge der hohen Dauerbeanspruchungen war stets vorzeitiger Bruch des Stabes zu befürchten, der jedesmal mehrstündige Zeitverluste im Gefolge hatte.

Zahlentafel 4.

Wiedergabe eines Versuchsprotokolls.

Hammer M.

Nr. des Versuchs	Datum und Zeit des Versuchs	Meßkessel		Stand der Luftuhr		Zeit für die Luftuhrmessung	Raumtemperatur	Raum-Luftdruck	Federvorspannungen		Bemerkungen	
		Überdruck Pk	Temperatur	vor dem Versuch	nach dem Versuch				Andrückfeder C	Schlagfedern A und B		
										Länge y		Länge z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
201	11./10. 10 8 ¹⁵	5,00	15,2	485	525	30,62	15,0	763,0	15 G	148,8	150,7	} Abpufferung des Indizierstabes
202	8 ⁴⁰	5,00	15,5	545	585	30,86	15,7	—	15 G	148,8	150,7	
203	8 ⁵	5,00	15,9	605	645	30,33	16,2	—	15 G	148,8	150,7	
215	12./10. 10 8 ³⁵	5,00	16,0	825	875	42,26	16,5	760,0	15 G	155,9	150,1	} Luftkanal für Zylinder-Vorderkammer mittels eines Holzstabes stark verengt.
216	8 ⁵⁵	5,00	16,5	895	945	41,65	16,7	—	15 G	156,6	149,0	
217	10 ¹⁵	5,00	17	965	1015	35,95	17,3	—	6 G	156,6	149,0	} Luftkanal für Zylinder-Vorderkammer unverengt.
218	10 ²⁵	5,00	17,2	1040	1100	43,82	17,3	—	6 G	156,6	149,0	

Die Ablesungen der Druckluft- und Raumtemperaturen und des Barometerstandes vervollständigten die Messung.

Zahlentafel 4 ist die Wiedergabe eines der zahlreichen beim Versuch aufgenommenen Protokolle als Beispiel.

Sollen Indizierversuche bleibenden Wert behalten und gegebenenfalls eine spätere Kontrolle oder Weiterverarbeitung ermöglichen, so müssen die Diagramme von der Schlammkreide-schicht der Scheibe auf Papier übertragen werden. Dies machte anfangs Schwierigkeiten. Versuche, die Diagramme unmittelbar auf eine um die Indizierscheibe gelegte und an einer Stelle befestigte Papierrolle schreiben zu lassen, führten zu keinem brauchbaren Ergebnis. Da auch Druckerschwärze und andere Substanzen zum Bestreichen der Scheibe und Abdrucken der Diagramme keinen guten Erfolg lieferten, kam man auf die Schlammkreide zurück. Das Durchzeichnen solcher Diagramme aber von Hand auf Pauspapier war außerordentlich mühsam, zeitraubend und doch ungenau. Bessere Resultate ergab schon das Durchreiben der Diagramme auf aufgelegtes geöltes Pauspapier, wobei die Schlammkreide am Papier anhaftete und nachher fixiert werden konnte. Schließlich wurden durch folgendes Pausverfahren die besten Ergebnisse erzielt: Kohlepapier, wie für Schreibmaschinendurchschläge gebräuchlich, legt man auf die mit Schlammkreide bestrichenen Diagramme, spannt mittels geeigneter Klammern das Ölpapier darüber und reibt mit einem Riemenstück oder dergleichen die Diagramme durch. Die entstehenden Kopien sind deutlich und genau und können ohne weiteres durch Blaupausen vervielfältigt werden (Fig. 18).

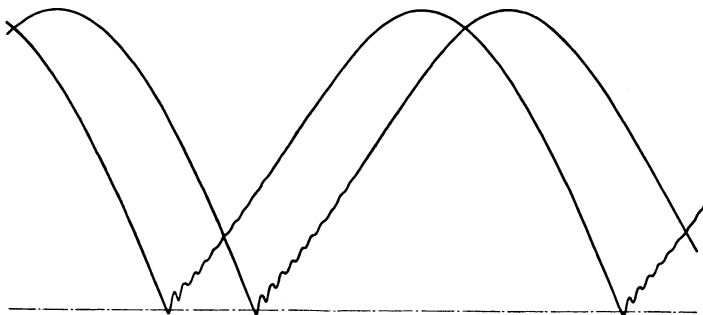


Fig. 18.

Aufgenommene Weg-Zeit-Diagramme.

Verrechnung der Versuchsergebnisse.

Für die folgenden Berechnungen und Entwicklungen bedeutet:

n die Zahl der minutlichen Umdrehungen der Indizierscheibe (Umdr./min), deren Durchmesser $d = 1,000$ m betrug,

u die Umfangsgeschwindigkeit der Indizierscheibe (m/sek),

z die mittlere Schlagzahl in der Minute (Schl./min),

A die Anzahl der aufgenommenen Diagramme,

l die Länge des einzelnen Weg-Zeit-Diagramms (mm),

l_m die mittlere Diagrammlänge des Versuchs (mm),

L die Gesamtlänge der aufgenommenen Diagramme (mm),

l_h die Diagrammlänge für den Hingang (mm),

l_r die Diagrammlänge für den Rückgang (mm),

t, t_m, T, t_h, t_r die entsprechenden Zeiten (sek),

t_{100} die für 100 Umdrehungen der Scheibe gebrauchte Zeit (sek).

Für die normalen Diagramme ergeben sich zunächst folgende Rechnungswerte:

$$(5) \quad l_m = \frac{L}{A}$$

$$(6) \quad u = \frac{100 \pi \cdot d}{t_{100}} = \frac{100 \pi \cdot 1}{t_{100}}$$

$$(7) \quad n = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot d} = \frac{6000}{t_{100}}$$

$$(8) \quad t_m = \frac{l_m}{1000 u} = l_m \cdot \frac{t_{100}}{10^5 \pi}$$

$$(9) \quad z = \frac{60}{t_m} = \frac{6 \cdot 10^6 \pi}{l_m \cdot t_{100}} = \frac{18820000}{l_m \cdot t_{100}}$$

Die charakteristischen Größen für die Diagramme, welche auf der Indizierscheibe reihenweise entstehen (vgl. Fig. 18), sind in Fig. 19 eingetragen. Sie geben zahlenmäßigen Aufschluß über die Kolbenbewegung und bilden die Grundlage zur weiteren Berechnung der Hammerwertzahlen. Das Diagramm wird aber erst in vollem Maße anwendbar, wenn man die Maßstäbe der Kurvenkoordinaten kennt. Die Ordinatenlängen stellen ohne irgendwelche Umrechnung die Kolbenhöhe dar. Der Maßstab der Abszissen ergibt sich aus u , der Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe. u stellt den in einer Sekunde in

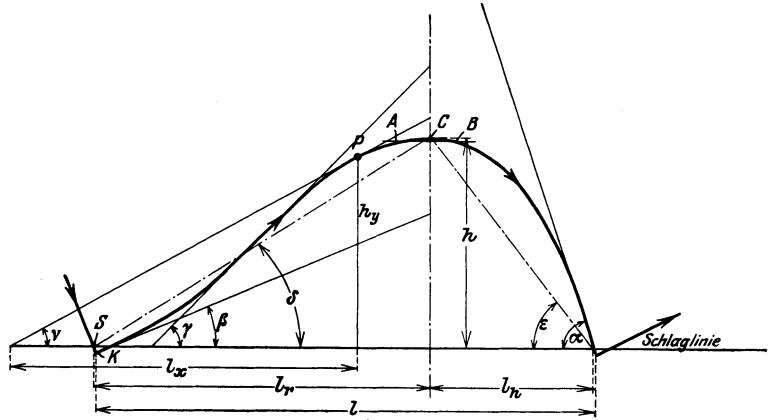


Fig. 19.

Meßgrößen im Weg-Zeit-Diagramm.

Metern zurückgelegten Weg dar oder, was dasselbe ist, den in $\tau = 1/1000$ sek zurückgelegten Weg in mm. Man erhält also die Zeiten in τ , wenn man die Abszissenlängen durch die Umfangsgeschwindigkeit u dividiert. Mithin ist:

$$(10) \quad \begin{cases} l_x = t_x \cdot u \\ \text{und} \\ t_x = \frac{l_x}{u} \end{cases}$$

Unter Berücksichtigung dieser Maßstäbe stellt nun das aufgenommene Diagramm das Kolbenweg-Zeit-Diagramm [(s-t)-Diagramm] dar. Da allgemein die Geschwindigkeit $v = \frac{ds}{dt}$ ist, so muß die Kolbengeschwindigkeit durch die trigonometrischen Tangenten der Kurventangentenwinkel gemessen werden.

Nach Fig. 19 ist für einen beliebigen Kurvenpunkt P

$$(11) \quad \operatorname{tg} \nu = \frac{h_y}{l_x}$$

Mit $l_x = t_x \cdot u$ wird

$$(12) \quad \begin{cases} \operatorname{tg} \nu = \frac{h_y}{t_x \cdot u} \\ \frac{h_y}{t_x} = v_x = u \cdot \operatorname{tg} \nu \end{cases}$$

Als besonders kennzeichnend für den Verlauf eines Kolbenspiels greifen wir folgende Geschwindigkeiten heraus und berechnen sie nach Gleichung (12):

$$(13) \quad \text{die Schlaggeschwindigkeit } v_\alpha = u \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

$$(14) \quad \text{die Rückprallgeschwindigkeit } v_\beta = u \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ und}$$

$$(15) \quad \text{die größte Rücklaufgeschwindigkeit } v_\gamma = u \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Ebenso ergibt sich ohne weiteres durch Ablesen aus der Figur die mittlere Geschwindigkeit für den Rückgang:

$$(16) \quad v_r = u \cdot \operatorname{tg} \delta,$$

für den Hingang:

$$(17) \quad v_h = u \cdot \operatorname{tg} \epsilon.$$

Man sieht, daß die trigonometrischen Winkeltangenten nur mit der Scheibenumfangsgeschwindigkeit u zu multiplizieren sind, will man die tatsächlichen Kolbengeschwindigkeiten erhalten.

Auch die Verhältnisse der erstgenannten Geschwindigkeiten zueinander sind von Interesse und ergeben sich zu:

$$(18) \quad \frac{v_\beta}{v_\alpha} = \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \alpha} = \text{Rückprallkoeffizient } \rho$$

$$(19) \quad \frac{v_\gamma}{v_\beta} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg} \beta}$$

$$(20) \quad \frac{v_\gamma}{v_\alpha} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg} \alpha}$$

Berechnung des Luftverbrauches.

Aus den Angaben der Luftuhr und der Stoppuhr ergibt sich zunächst der sekundliche Luftverbrauch Q in l/sek vom jeweiligen Druck. Dieser ohne weitere Umrechnung erhältliche Wert genügt zu Vergleichsmessungen des Luftverbrauches, sofern das in den Hämmern verwertbare Druckgefälle konstant bleibt und die Temperaturen nicht erheblich abweichen. Für die Beurteilung der Vorgänge im Werkzeug, insbesondere zur Prüfung, ob sich der Luftverbrauch in angemessenem Verhältnisse zum Zylindervolumen befindet, ist besonders der Luftverbrauch pro Schlag geeignet:

$$(21) \quad q \text{ ccm/Schl.} = \frac{60 \cdot 1000 Q}{z} = 60000 \frac{Q}{z}$$

Ein Vergleich dieses Wertes mit dem gesamten Hubvolumen eines Kolbenspiels

$$(22) \quad q' \text{ ccm/Sp.} = 2 h \cdot f_k,$$

worin f_k die nutzbare Kolbenfläche für zylindrische Schlagkolben bedeutet, gibt bemerkenswerte Aufschlüsse.

Fänden keine Luftverluste (Undichtigkeiten, schädliche Räume), keine Drosselungen und keine Expansion statt, so müßte $q = q'$ sein. Tatsächlich ergibt sich, wie aus den Versuchen hervorgeht und erwartet werden mußte, q erheblich kleiner als q' , so daß $\frac{q}{q'}$ zumeist ein echter Bruch ist.

Statt q ist in später folgenden Zahlentabellen, der rechnerischen Vereinfachung wegen, oft der Wert $\frac{1000 Q}{z}$ ermittelt worden.

Dem praktischen Gebrauch entsprechend und für die Größenbestimmung des Kompressors erforderlich, ist endlich der sogenannte Verbrauch an freier Luft, $V_{\text{red.}}$, zu berechnen (cbm/min bei 0° und 760 mm Q.-S.). Im allgemeinen ist auch diese Reduktion in den nachfolgenden Tabellen fortgelassen, sobald es sich nur um Vergleichsmessungen handelte. Für die meisten Fälle, so auch für den vorliegenden Fall, namentlich aber für nacheinander am gleichen Orte ausgeführte Untersuchungen, kann man die geringen Temperaturänderungen und die Schwankungen des Luftdruckes völlig außer acht lassen. Man erhält dann eine wesentlich vereinfachte Rechnung für $V_{\text{red.}}$ nach folgenden Gleichungen:

$$(23) \quad V \text{ cbm/min} = \frac{60}{1000} Q \text{ l/sek}$$

$$(24) \quad V_{\text{korr.}} \text{ cbm/min} = f(V) \text{ siehe Eich tafel der Luftuhr, Fig. 5.}$$

$$(25) \quad \left\{ \begin{aligned} V_{\text{red.}} \left(\begin{matrix} 760 \text{ mm} \\ 0^\circ \end{matrix} \right) \text{ cbm/min} &= V_{\text{korr.}} \cdot \frac{273}{273 + t^\circ} \cdot \frac{p}{760} \\ &= 0,359 \frac{V_{\text{korr.}} \cdot p}{T^\circ} \end{aligned} \right.$$

Zahlentafel 5.

Berechnungsbeispiel des reduzierten Luftverbrauches $V_{\text{red.}}$ (freie Luft) aus den Meßresultaten. Hammer E.

1	Nr. des Versuchs		3	2	1	4	5	6
2	Druck im Meßkessel p_k	kg/qcm	3,00	4,00	5,00	6,00	6,50	7,00
3	Im Hammer verfügb. Druckgefälle, Δp		2,92	3,88	4,80	5,73	6,23	6,71
4	Faktor $D = f(\Delta p)$	mm Q.-S.	3,601	4,475	5,316	6,159	6,621	7,051
5	Luftverbrauch $Q_{\text{unred.}}$	l/sek	0,812	0,854	0,918	1,004	0,997	1,035
6	unred. minutl. Luftverbrauch $V = 0,06 Q$	cbm/min	0,0487	0,0512	0,0551	0,0603	0,0598	0,0621
7	minutl. Luftverbrauch $V_{\text{korr.}}$ nach Eichkurve d. Luftuhr	cbm/min	0,0517	0,0541	0,0581	0,0633	0,0628	0,0651
8	reduz. minutl. Luftverbrauch $V_{\text{red.}} = DV$	cbm/min	0,186	0,242	0,309	0,390	0,415	0,459

worin

$$p \text{ mm Q.-S.} = 735,5 (\Delta p) \text{ kg qcm} + \infty 760 \text{ mm Q.-S.}$$

$$T^\circ = \infty \text{ konst.} = 273^\circ + \infty 17^\circ = \infty 290^\circ \text{ abs.,}$$

mithin

$$(26) \quad V_{\text{red.}} = [0,911 (\Delta p) + 0,941] V_{\text{korr.}} = D \cdot V_{\text{korr.}}$$

Der Faktor D, von dem im Hammer verfügbaren Druckgefälle Δp linear abhängig, ist dann am einfachsten der graphischen Darstellung:

$$D = f(\Delta p)$$

zu entnehmen, siehe Kurvenblatt Fig. 20 ($p' = \Delta p$). Zahlentafel 5 gibt ein Beispiel für diese Berechnung.

Berechnung der Arbeitsgrößen und Wirkungsgrade.

Für die Leistungsfähigkeit des Hammers sind maßgebend die Schlagenergie E und die Schlagleistung N_1 . Die Schlagenergie berechnet sich aus:

$$(27) \quad E = \frac{m}{2} v_\alpha^2 \text{ in mkg,}$$

worin m die Masse der hin und her gehenden Teile, hier des Schlagkolbens mit Indizierstab, und v_α wieder die aus dem Diagramm zu entnehmende Schlaggeschwindigkeit bedeutet. Von dieser im Augenblick des Stoßes tatsächlich vorhandenen Schlagenergie wird aber ein Bruchteil, die Rückprallenergie

$$(28) \quad E_r = \frac{m}{2} v_\beta^2,$$

an den Kolben zurückgegeben, so daß die nach außen abgegebene Energie sich berechnet zu:

$$E_a = E - E_r = \frac{m}{2} v_\alpha^2 - \frac{m}{2} v_\beta^2,$$

$$(29) \quad E_a = \frac{m}{2} v_\alpha^2 \left[1 - \left(\frac{v_\beta}{v_\alpha} \right)^2 \right] = E (1 - \rho^2).$$

Nimmt man mit Möller, der über den Rückprallkoeffizienten bei Meißelschneiden Untersuchungen angestellt hat, ρ zu $\infty \frac{1}{6}$ an*), so würde immerhin nur $\frac{1}{6} E$ an den Kolben zurückgegeben werden.

Da ρ nicht allein von dem Hammer selbst beeinflusst wird, ist E im allgemeinen als Gütemaßstab der Größe E_a vorzuziehen.

Die Schlagleistung

$$(30) \quad N_1 = \frac{E \cdot z}{60 \cdot 75} = \frac{E \cdot z}{4500}$$

wird gemessen in PS; entsprechend der Entwicklung für E_a findet man hier die nach außen abgegebene Schlagleistung zu:

$$N_a = \frac{E_a \cdot z}{4500} = \frac{E \cdot z \cdot (1 - \rho^2)}{4500}$$

*) Vgl. aber die im folgenden veröffentlichten Versuchswerte, die beweisen, daß ρ eine recht beeinflussbare Größe ist.

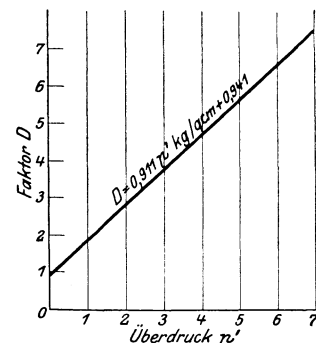


Fig. 20.
Zur Berechnung des reduzierten Volumens $V_{\text{red.}} \left[\begin{matrix} 760 \\ 0 \end{matrix} \right] = D \cdot V$.

Beide Größen E und N₁ sind für die Beurteilung eines Hammers gleich unentbehrlich. Die Bemessung von E hat sich insbesondere nach der Art der zu leistenden Deformationsarbeit zu richten, während man in den meisten Fällen eine große Leistung N₁ anstreben wird. Trotz großer Leistung ist jedoch bei allen von Hand gehaltenen Hämmern auf kleinstes Hammergewicht hinzuwirken, um größte Handlichkeit zu erzielen. Daher bildet die Größe $\frac{N_1}{G_H}$, worin G_H das gesamte Hammergewicht darstellt, eine für die Güte dieser Werkzeuge wichtige Wertzahl.

Diese spezifische Hammerleistung leitet über zu den Wertzahlen für die Wirtschaftlichkeit der Hämmer.

Angaben über den Luftverbrauch von Preßluftwerkzeugen ohne Bezugnahme auf die damit vollbrachte Leistung haben wenig Wert. Erst der Vergleich beider Größen zueinander gibt einen wirtschaftlichen Maßstab für die Güte der Hammerkonstruktion. Das tatsächliche spezifische Arbeitsvermögen, für 1 cbm freie Luft, ergibt sich zu:

$$(31) \quad \left\{ \begin{aligned} e &= \frac{E \cdot z}{V_{red.}} = \frac{mkg/min}{cbm/min} = \frac{mkg}{cbm \text{ fr. L.}} \quad \text{bzw.} \\ e_a &= e(1 - \varrho^2). \end{aligned} \right.$$

Diesem durch reine Messung ermittelten tatsächlichen Wert für die Ausnutzung der Preßluft im untersuchten Hammer stellen wir gegenüber das theoretische Arbeitsvermögen, ebenfalls gültig für 1 cbm freie Luft vom Normalzustand bei Kompression auf einen Druck von p₂ kg/qcm. Hierbei ist wieder zu unterscheiden:

a) Das vollständige theoretische Arbeitsvermögen e' bei vollkommener adiabatischer Expansion,

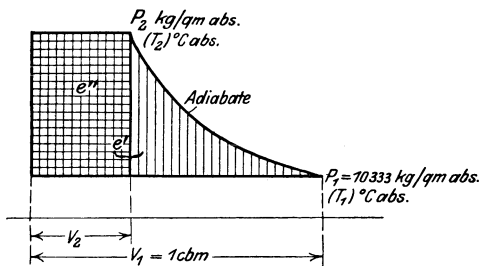


Fig. 21.
Arbeitsvermögen von Druckluft.

b) das theoretische Arbeitsvermögen e'' nur bei Voll-
druck, also ohne jegliche Ausnutzung der Expansion. e'' ist für die Beurteilung deshalb wertvoll, weil in vielen Fällen von einer Ausnutzung der Expansion abgesehen wird, sei es zur Vermeidung zu großer, leicht zum Einfrieren*) führender Ab-

*) Es bildet sich bei längerem Schlagen unter Umständen tatsächlich eine dicke Eiskruste um den Hammer.

Zahlentafel 6.

Ermittlung der spezifischen theoretischen Arbeitsvermögen e' und e'' für Preßluft von verschiedenem Druck.

Druckgefälle im Hammer P ₂ ' = 10000/4 p kg/qm	Absoluter Druck vor dem Hammer P ₂ = P ₂ ' + 10333 kg/qm	Druckverhältnis $\frac{P_2}{10333}$	Adiabatische Expansion				Spez. theor. Arbeitsvermögen bei Voll- druck ohne Expansion e'' = $\frac{P_2'}{Sp.7}$ mkg/cbm fr. L.	Spez. theor. Arbeitsvermögen bei Voll- druck ohne Expansion e' = $\frac{Sp.8}{Sp.6}$ mkg/cbm fr. L.
			Temperaturverhältnis $\frac{T_2}{T_1}$ aus einer Kurventafel	$\frac{T_2}{T_1} - 1$	Spez. theor. Arbeitsvermögen e' = 35530 · $(\frac{T_2}{T_1} - 1)$ mkg/cbm fr. L.	Volumenverhältnis $\frac{V_1}{V_2}$ aus einer Kurventafel		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
19 300	29 633	2,868	1,359	0,359	12 740	2,110	9 140	0,718
29 200	39 533	3,826	1,473	0,473	16 780	2,593	11 260	0,671
38 800	49 133	4,760	1,574	0,574	20 360	3,025	12 830	0,630
48 000	58 333	5,644	1,655	0,655	23 250	3,412	14 060	0,6045
57 300	67 633	6,550	1,734	0,734	26 050	3,793	15 120	0,5805
62 300	72 633	7,030	1,768	0,768	27 260	3,986	15 630	0,5735
67 100	77 433	7,495	1,797	0,797	28 300	4,171	16 100	0,569

kühlung des Hammers, sei es zur Erhöhung der Schlagleistung bei gleichem Hammergewicht (Erhöhung von $\frac{N_1}{G_H}$) zwecks Erzielung größter Handlichkeit. In diesem Falle stellt dann e'' den anzustrebenden Idealwert dar.

Nach den Formeln der Thermodynamik ergibt sich bei adiabatischer Expansion (siehe Fig. 21)

$$(32) \quad e' = \frac{k}{k-1} \cdot 10333 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

und für

$$k = 1,41 \quad (\text{Adiabate für Luft})$$

$$(33) \quad e' = 35530 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right).$$

Hierin ist bei gegebenen Drücken

$$(34) \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Ferner ergibt sich:

$$(35) \quad e'' = (P_2 - P_1) V_2,$$

wobei

$$(36) \quad V_2 = 1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

Die Werte für die Gleichungen (34) und (36) sind graphischen Darstellungen entnommen, die nach den Zahlenangaben der Taschenbücher leicht hergestellt werden können. Die numerische Berechnung von e' und e'' für die bei den Untersuchungen in Frage kommenden Drücke findet sich in Zahlentafel 6. Kurvenblatt Fig. 22 zeigt neben e' und e'' auch das Verhältnis $\frac{e''}{e'}$ in

Funktion von p₂, so daß für jeden beliebigen Preßluftdruck die zugehörigen Idealwerte des Arbeitsvermögens abgelesen werden können.

Das Beispiel der Zahlentafel 7 zeigt die aus dem Versuchsprotokoll, Zahlentafel 4, unmittelbar nach vorstehenden Formeln zu berechnenden Werte.

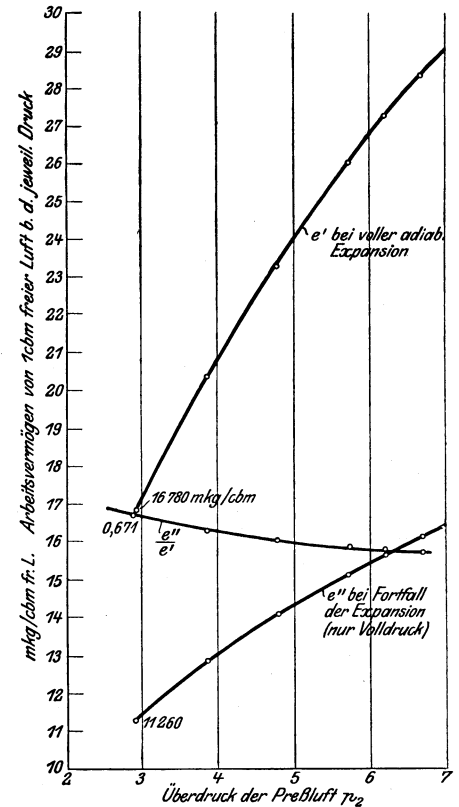


Fig. 22.

Spez. Arbeitsvermögen von Druckluft.

die zugehörigen Idealwerte des Arbeitsvermögens abgelesen werden können.

Zahlentafel 7.

Wiedergabe einer Berechnungstabelle zu einem Versuchsprotokoll.

Nr. des Versuchs	Sekundl. Durchflußvolumen Q_{unred}	Zeit für 100 Umdr. der Scheibe t_{100}	Mittl. Diagrammlänge l_m	Minutl. Schlagzahl z	Mittl. Hub des Kolbens h	Mittl. Rückl.-Geschw. v_r	Entspr. Diagrammlänge l_r	Mittl. Hinggs-Geschw. v_h	Entspr. Diagrammlänge l_h	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h} = \frac{l_r}{l_h}$	Diagrammwerte für die						Scheibenumfangsgeschw. $u = \frac{314,2}{t_{100}}$	mittl. Geschw. v_m	Schlaggeschw. v_α	$\frac{Q}{1000} z$			
											Schlaggeschw. $tg\alpha$	Rückprall Geschw.		max. Rücklaufgeschw.		$\frac{v_\beta}{v_\alpha} = \frac{tg\beta}{tg\alpha}$					$\frac{v_\gamma}{v_\beta} = \frac{tg\gamma}{tg\beta}$	$\frac{v_\delta}{v_\alpha} = \frac{tg\delta}{tg\alpha}$	Scheibenumfangsgeschw. u
												$tg\beta$	v_β m/sek	$tg\gamma$	v_γ m/sek								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
201	1,307	76,93	203,14	1207	132,3	4,70	115,0	6,13	88,2	1,304	2,425	1,187	4,845	1,465	5,98	0,490	1,234	0,604	4,083	5,33	9,90	1,08	
202	1,297	77,62	202,73	1198	133,3	4,76	113,5	6,05	89,2	1,273	2,410	1,191	4,825	1,494	6,05	0,494	1,255	0,620	4,050	5,32	9,76	1,08	
203	1,318	77,22	203,23	1201	133,2	4,80	112,9	6,014	90,1	1,253	2,434	1,194	4,865	1,490	6,07	0,492	1,247	0,6125	4,070	5,334	9,91	1,09	
215	1,184	75,96	215,3	(1138) 1153	115,55		127,4		88,0	1,449	2,108	1,076		1,163		0,510	1,082	0,525	4,135		8,72	1,02	
216	1,201	76,42	217,8	(1125) 1133	114,00		130,4		88,5	1,474	2,080	1,012		1,143		0,487	1,129	0,5495	4,115		8,55	1,06	
217	1,391	76,89	205,1	(1188) 1196	131,09		114,9		88,45	1,300	2,439	1,190		1,457		0,488	1,224	0,598	4,085		9,96	1,16	
218	1,370	77,18	202,7	(1194) 1206	130,93		113,9		88,3	1,290	2,410	1,202		1,456		0,498	1,211	0,604	4,070		9,81	1,13	

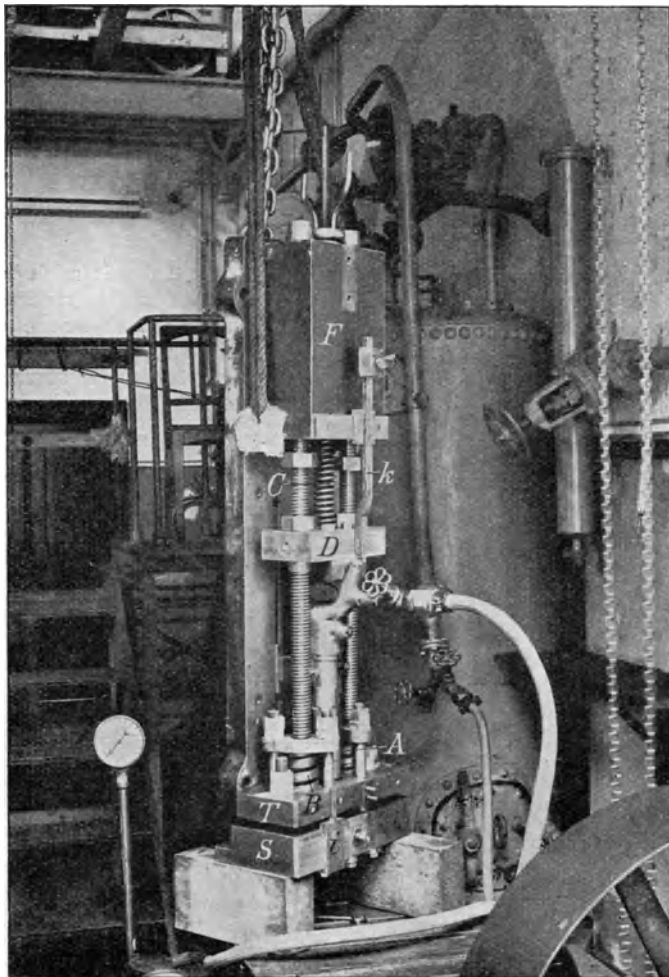


Fig. 23.
Schlagzählung bei aufgerichtetem Apparat.

Andere Meßmethoden für die Schlagzahlen.

Die einfachste und genaueste Messung der Schlagzahl z ist allerdings die oben angegebene mittels Aufnahme einer Reihe von Weg-Zeit-Diagrammen. Bei einem Teil der ausgeführten Versuche war sie jedoch nicht anwendbar, z. B. bei den Versuchen ohne Indizierstab oder mit senkrecht aufgestelltem

Indizierapparat, wobei der Hammer nach oben oder nach unten schlagen kann. In diesen Fällen wurden die Traversen T oder D zum Aufzeichnen der Schlagzahlen benützt, wie die Abbildung Fig. 23 deutlich erkennen läßt. Ein Gleitschieber i bzw. k kann auf dem Blocke S bzw. F während des Schlagens des Hammers von Hand verschoben werden. Er ist mit feinen zylindrischen Bohrungen versehen.



Eine durch irgendeine dieser Öffnungen gesteckte Nadel zeichnet so im Ruhezustande des Hammers auf den mit Schlammkreide bestrichenen Traversen T bzw. D gerade Linien auf, während beim Schlagen des Prüfhammers durch die stoßweisen Federungen dieser Traversen jene geraden Linien durch spitze Ausweichungen, etwa nach Fig. 24, unterbrochen werden. Diese Spitzen werden nach den Versuchen gezählt, die zugehörige Zeit wird während des Versuches mittels Stoppuhr festgestellt.

Fig. 24.
Schlagzählung auf den Traversen.

Diese Methode, die den Vorteil stetiger Anwendbarkeit besitzt, ergab im allgemeinen nicht dieselbe Genauigkeit wie die übrigen, zumal die zu zählenden Spitzen bei kräftig vorgespannten Federn und bei geringerer Schlagenergie des Prüfhammers sehr klein, wie Punkte, ausfallen und undeutlich werden können.

Auch auf der Indizierscheibe sind andere Methoden der Schlagzählung möglich und versucht worden. Verzichtet man z. B. auf die Ermittlung der genauen Weg-Zeit-Diagramme, so kann man durch

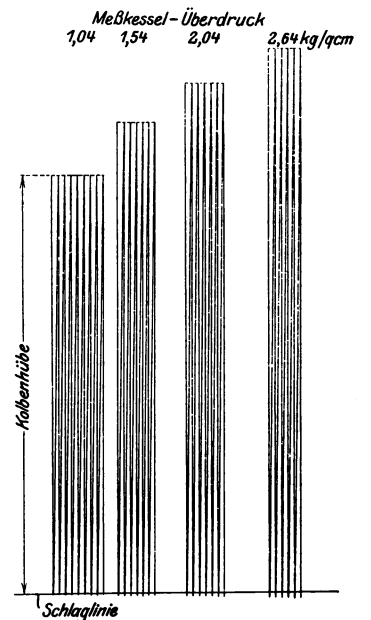


Fig. 25.
Kolbenhöhe bei veränderter Luftpressung.

sehr langsames Drehen der Indizierscheibe und unter Benützung des Indizierstabes Diagramme erhalten, wie sie Fig. 25 zeigt (nach Blaupause der Originalkopie). Auch hier bestimmt sich die Schlagzahl z durch nachheriges Auszählen und mittels Stoppuhr. Man hat hier zugleich ein anschauliches

Bild über die Länge der aufeinanderfolgenden Kolbenhübe. Auch die gleichmäßige Aufeinanderfolge der Schläge kann bei maschinelle Antriebe der Indizierscheibe recht gut geprüft werden. (Bei den bisherigen Versuchen konnte der langsame Gang der Scheibe nur durch Drehen von Hand erreicht werden.)

Für die Versuche ohne Indizierstab, d. h. mit normalem undurchbohrtem Kolben und Döpfer, ergab folgende Methode die genauesten Resultate.

Wie in Fig. 13 noch erkennbar, wurde mittels eines geeigneten Bandeisens n die Schlagtraverse T gewissermaßen bis über die ganze Breite der Indizierscheibe verlängert. Auch hier konnte man mit einer Nadel, die durch eine der feinen Bohrungen des Bandeisens gesteckt wurde, gerade Linien auf der umlaufenden Indizierscheibe aufzeichnen. Die Schläge des Hammers markierten sich hier ebenfalls als Ausweichungen. Damit die gezeichneten Linien nicht nach einer Umdrehung der Scheibe in sich selbst zurücklaufen, wird der Nadel ein geringer Vorschub von der führenden Hand gegeben, so daß bequem mehrere solcher Umläufe für jede Schlagzählung aufgezeichnet werden können.

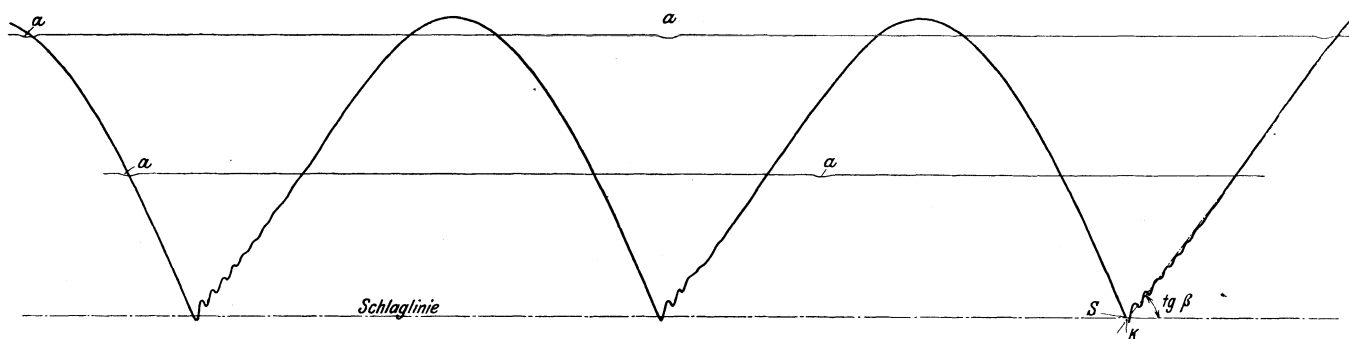


Fig. 26.
Weg-Zeit-Diagramme, Schlagzählung.

Die Schlagzählung erfolgt hier in gleicher Weise und mit derselben großen Genauigkeit wie bei der Aufnahme der Diagramme mit Indizierstab. Fig. 26 veranschaulicht neben den Kolbenweg-Diagrammen auch diese Art der Schlagzählung: Die Parallelen zur Schlaglinie haben, in der Kopie allerdings kaum erkennbare, kleine Ausweichungen a infolge der Schläge. Bei diesem Verfahren kann man ebenfalls neben der mittleren Schlagzahl z auch die Dauer der einzelnen aufeinanderfolgenden Schläge feststellen.

Zahlentafel 8.

Genauigkeit der Schlagzahlanzeige mittels Vibrations-Tachometers.

Nr. des Versuchs	Schlagzahlen z		1/2 Spalte 3	Spalte 4 zu Spalte 2	Abweichung in vH
	auf Indizierscheibe gemessen u. berechnet	am Vibrations-Tachometer abgelesen			
1	2	3	4	5	6
209	1223	2400	1200	0,982	-1,8
210	1223	2400	1200	0,982	-1,8
211	1097	2175	1088	0,992	-0,8
212	977	1950	975	0,998	-0,2
213	828	1650	825	0,997	-0,3
214	1307	2600	1300	0,995	-0,5
369	1120	2250	1125	1,004	+0,4
370	1213	2450	1225	1,009	+0,9
371	1233	2460	1230	0,991	-0,9
372	1239	2450	1225	0,990	-1,0
373	1197	2400	1200	1,003	+0,3
374	1269	2510	1255	0,989	-1,1

Endlich wurde auch das Frahm'sche Vibrations-tachometer mit Erfolg zum Schlagzählen benützt, indem man es zumeist auf den Block F aufsetzte. Das Instrument diente für gewöhnlich zum Zählen der Umdrehungen an einer Dampfturbine. Obwohl die im Indizierapparat auf-

tretenden mannigfachen Stöße eine ganze Anzahl der Lamellen des Instrumentes gleichzeitig zum Schwingen brachten, war doch nach einiger Übung die Schlagzahl z genau genug und am besten als doppelte Schlagzahl 2z ablesbar. Zahlentafel 8 ergibt die gute Übereinstimmung dieser Meßmethode mit den übrigen.

Die Messung der den Diagrammen (siehe Fig. 19) zu entnehmenden Größen l_m , l_r , l_h , h , $tg \alpha$, $tg \beta$, $tg \gamma$ usw. unmittelbar nach dem Versuche auf der Indizierscheibe selbst ergab stets die genauesten Werte, denn die in der Schlammkreide aufgezeichneten Linien sind bei geeignetem Stahlstift und guter Ausrichtung des Schreibgestänges von großer Schärfe und Feinheit. Ein Anschlagwinkel diente zum Ziehen der Linien senkrecht zur Schlaglinie, ein biegsames Stahlbandmaß zum Messen auf dem Scheibenumfang und zum Ziehen der Kurventangenten. Die hintere Kolbentotlage wurde genügend genau ermittelt, indem man eine möglichst kurze Sehne AB parallel zur Schlaglinie zog und den Schnittpunkt C der Kurve mit der Mittelsenkrechten der Sehne, Ordinate h, bestimmte. Letztere stellt dann den Kolbenhub dar und gibt zugleich die Trennlinie zwischen Hingang und Rückgang.

Vor Ermittlung der Größen l_r und l_h , und damit auch der abgeleiteten Rechnungswerte t_r und t_h , aus den Diagrammen ist auf die Vorgänge beim Stoß einzugehen, die trotz der außerordentlich geringen Meßgröße im Diagramm ungefähr zu verfolgen sind (Fig. 27). Hierbei stören zunächst die starken Schwingungen, die die Rücklaufkurve unmittelbar nach dem Stoße aufweist und die sich oft über die ganze Rücklaufkurve fortsetzen (Fig. 26). Hervorgerufen werden diese durch die Zugbeanspruchungen im Stabe, die schon oben rechnerisch behandelt wurden, andererseits durch die kleinen Ausweichungen, die an

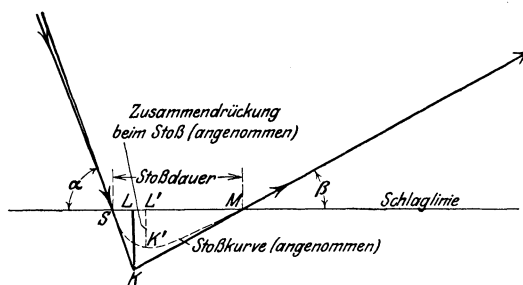


Fig. 27.
Stoßvorgang.

den nicht geführten Stabteilen auftreten können, endlich durch das axiale Spiel zwischen dem Stahlstift und dessen Führungen (Fig. 14) sowie durch die Federung des Stiftes selbst. In diese Schwingungen zeichnet man zunächst die Tangente β (vgl. Fig. 19 und 26) für die Größe der Rücklaufgeschwindigkeit v_β mit genügender Genauigkeit ein, wenn man sie durch die Mitten der ersten Schwingungen hindurchzieht. Diese und die im Punkte des Schlagbeginns S (Fig. 27) gezeichnete α -Tangente schneiden auf der Schlaglinie die Strecke SM aus, die die Stoßdauer darstellt. Sie schwankt bei den vorgenommenen Messungen für 5 kg/qcm Druckgefälle etwa zwischen $2/10000$ und $4/10000$ sek. In der Figur ist der vermutliche Lauf der Stoßkurve eingetragen. Man erkennt, daß die Größe der Federzusammendrückung $K'L'$, infolge der

erwähnten Gestängefederungen aus den aufgenommenen Diagrammen nicht unmittelbar zu entnehmen ist, doch stellt die kleine Ordinate KL eine obere Grenze dar, die nach dem Verzeichnen der Tangenten leicht ermittelt werden kann. Der Stoßpunkt L' kennzeichnet den Moment, in dem der Kolbenrücklauf beginnt. Statt von L' aus wurde bei allen Auswertungen die Größe l_r von dem Beginn S des Stoßes an bis zur hinteren Kolbenumkehr gerechnet, weil S sich (Fig. 19) als Schnittpunkt der Kurve mit der Schlaglinie scharf und eindeutig selbst aufzeichnet. Die Veränderungen, die l_r und l_h und damit auch die Zeiten t_r und t_h sowie das Verhältnis $t_r : t_h$ durch diese Festsetzungen erfahren, bleiben noch stets unter einem Hundertteil.

Die Schwingungen des Indizierstabes lassen sich, da sie freie Eigenschwingungen sind und daher stets gleiche Schwingungszahl besitzen, auch mit Vorteil zu Messungen verwenden, und zwar zunächst zur Feststellung etwaiger Ungleichförmigkeiten der Scheibenumfangsgeschwindigkeit. Man hat nur beispielsweise die ersten zehn Schwingungen abzuzählen und deren Gesamtabszisse festzustellen. Die Scheibenumfangsgeschwindigkeit u steht dann mit dieser Abszissenlänge der einzelnen Diagramme in direktem Verhältnis. Ist die genaue Eigenschwingungszahl des Stabes einmal ermittelt, so ist die Geschwindigkeit u auch in absoluter Größe daraus zu berechnen.

nachträglich ausgemerzt werden können. Eine weitere Abweichung zwischen Kolbenbewegung und Kurvenverlauf kommt dadurch zustande, daß der Indizierstab zur Vermeidung größerer Reibung in seiner Führung ein wenig Spiel hat. Der Stab kann infolgedessen nach den Seiten hin etwas ausweichen und wird dieses bei dem Kolbenhingang tun, wenn die Bewegungswiderstände (Schreibstiftreibung an der Indizierscheibe und Stabreibung in den Führungen) erheblicher werden. Wie die gestrichelte Linie in Fig. 28 zeigt, wird hierdurch eine geringe Vergrößerung von l_h auf Kosten von l_r bewirkt werden. Bei guter sorgfältig ausgebildeter Führung mit geringer Reibung kann die dadurch entstehende Kurvenverzerrung jedoch nur einen sehr geringen Bruchteil eines Millimeters betragen und daher vernachlässigt werden.

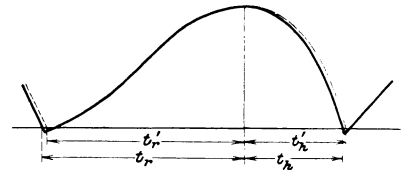


Fig. 28.

Einfluß der Stabreibung.

Die Widerstände des Schreibgestänges, nämlich der Widerstand des Schreibstiftes in der Schlammkreide auf der Indizierscheibe, sowie in der Führung des Schlitzrohres und der Widerstand des Holzstabes in den Bohrungen von

Zahlentafel 9.

Einfluß der Reibung der bewegten Massen.

Nr. der Versuche	Überdruck im Meßkessel pk kg/qcm	Luftverbrauch $Q_{unreduz.}$ l/sek	Schlagzahl z Schl./min	$1000 \frac{Q}{z}$	Kolbenhub h mm	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h}$	Schlaggeschwindigkeit v_α m/sek	Rückprallgeschwindigkeit v_β m/sek	Max. Rücklaufgeschwindigkeit v_γ m/sek	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Hammer M.										
217/218	5,00	1,380	1201	1,149	131,0	1,295	9,90	4,88	5,94	normale Stabreibung vermehrte Stabreibung (durch etwas Wachs)
330	5,00	1,437	1192	1,206	128,3 ($\div 119,3$ abnehmend)	1,288	9,08	4,85	5,75	
Hammer M senkrecht abwärts gerichtet.										
227/228	5,00	1,227(?)	1244	0,986	—	—	—	—	—	normale Kolbenreibung stark vermehrte Kolbenreibung (durch feine Holzspäne)
238	5,00	1,114	1003	1,112	—	—	—	—	—	

Versuche mit dem Indizierapparat.

Mit dem beschriebenen Versuchsapparat wurde eine große Zahl von Versuchen, etwa 500, ausgeführt, um einestils die Vorrichtung nach allen möglichen Richtungen hin zu erproben und dabei Erfahrungen für die Entwicklung geeigneter Meßmethoden zu sammeln, andererseits um grundlegende Gesetzmäßigkeiten der Vorgänge im Hammerinnern aufzudecken. Trotz der angewandten Sorgfalt mußte bei der Schwierigkeit und Neuheit der Untersuchungen ein Teil dieser Messungen fehlschlagen. Eine ausführliche Mitteilung aller dabei erzielten Erfahrungen würde zu weit führen, und es möge daher in folgendem genügen, an Hand der besser gelungenen Versuche zunächst die Einflüsse der Versuchsanordnungen zu besprechen und im Anschluß daran die wesentlichsten zutage getretenen Gesetzmäßigkeiten darzustellen.

Die beschriebene Indiziermethode bedingt, wie ersichtlich, bauliche Veränderungen der zu untersuchenden Hämmer. Bei der geringen Größe der Versuchsmaschinen können diese Änderungen auf die Ergebnisse leicht von übermäßigem Einfluß sein und Zweifel entstehen, ob überhaupt noch Rückschlüsse auf das Verhalten der normalen Hämmer in der Praxis daraus zu ziehen sind. Die Größe dieser Einwirkungen soll daher in folgendem untersucht werden.

Das Schreibgestänge selbst beeinflusst zunächst die Diagramme derart, daß der Kurvenverlauf gegenüber den tatsächlichen Kolbenwegen mehr oder weniger verzerrt wird. Schon aus vorhergehendem war zu ersehen, daß durch den Stoß des Kolbens auf den Döpper Längenveränderungen des Schreibgestänges bewirkt werden, die aber aus dem Diagramm

Schlitzrohr und Döpper, kommen zu den Bewegungswiderständen des normalen Kolbens noch hinzu und bewirken eine Verminderung der Schlagzahl, der Geschwindigkeiten, des Kolbenhubes und eine Vermehrung der für einen Schlag aufzuwendenden Luftmenge. Diese Überlegungen werden durch die Versuche bestätigt (siehe Zahlentafel 9).

Damit stimmt überein, daß die Schlagzahl wachsen wird, wenn man den Hammer nicht wagerecht, sondern nach unten schlagen läßt, denn die Reibung wird hierbei geringer. Zahlentafel 10, Spalte b, bestätigt dies.

Bei sorgsamer Ausführung des Schreibgestänges und bei geeigneter Fettschmierung ist aber der zusätzliche Bewegungswiderstand durchaus zu vernachlässigen.

Zahlentafel 10.

Einfluß der Hammerstellung.
Hammer M.

Nr. des Versuchs	Luftverbrauch $Q_{unreduz.}$ l/sek	Schlagzahl z 1/min	Spez. Luftverbrauch $1000 \frac{Q}{z}$	Hammer schlägt nach:	Bemerkungen
1	2	3	4	5	6
a	274/276	1,151	998	1,153	oben
	277/279	1,163	1032	1,117	unten
b	221/222	1,275	1205	1,058	wagerecht
	223/226	1,279	ca. 1235	1,036	unten

gegenüber 221 u. 222 verminderte Kolbenreibung

Verminderung der vorderen Kolbensschlagfläche durch den Indizierstab. Bei 30 mm Zylinderbohrung betrug der Stabdurchmesser ungefähr 4,5 mm; die Verminderung der vorderen Kolbenfläche betrug demnach nur 2,25 vH. Diese geringe Veränderung kann bewirken: eine Verringerung der in die Vorderkammer strömenden Luftmenge um 2,25 vH, sowie eine Verminderung der Rücklaufgeschwindigkeit und des Kolbenhubes wahrscheinlich um weniger als 2¹/₄ vH.

Die Veränderungen des Kolbengewichtes. Durch die Ausbohrung des Kolbens tritt trotz des hinzukommenden Holzstabes eine Gewichtsverminderung ein, die bei den vorliegenden Versuchen, je nach der Größe der Hämmer, zwischen 4 und 6 vH betrug. Diese Gewichtsverminderung wird unter der Annahme, daß die Zeiten sich umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus der Masse verhalten, eine Zunahme der Schlagzahl im direkten Verhältnis der \sqrt{m} bewirken, in unserem Falle also 2 bis 3 vH. Diese Änderung war durch die Versuche nachweisbar; Zahlentafel 11 bestätigt dies für einen absichtlich groß gewählten Gewichtsunterschied.

Zahlentafel 11.

Einfluß des Schlagkolbengewichtes.
Hammer N, 5 kg/qcm Überdruck.

I	Nr. des Versuchs		89	90
2	Luftverbrauch $Q_{unreduz.}$	l/sek	3,471	2,853
3	Schlagzahl z	Schl./min	1227	1186
4	Kolbenhub h	mm	126,5	130,8
5	Zeit für den Kolbenrückgang t_r	1/1000 sek	30,80	29,59
6	Zeit für den Kolbenhingang t_h	1/1000 sek	19,69	20,82
7	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h}$		1,562	1,413
8	Schlaggeschwindigkeit v_α	m/sek	10,65	10,48
9	Rückprallgeschwindigkeit v_β	m/sek	3,43	3,62
10	Max. Rücklaufgeschwindigkeit v_γ	m/sek	5,55	5,82
11	$\frac{v_\beta}{v_\alpha}$		0,322	0,345
12	$\frac{v_\gamma}{v_\beta}$		1,618	1,607
13	$\frac{v_\gamma}{v_\alpha}$		0,521	0,554
14	Spezif. Luftverbrauch $1000 \frac{Q}{z}$		2,830	2,406
15	Schlagenergie $0,02254 v_\alpha^2$	mkg	2,56	2,77
16	Schlagleistung $\frac{E \cdot z}{4500}$	PS	0,698	0,730
			Normaler Indizierkolben 442,5 g	Mit Blei beschwerter Indizierkolben 503,5 g

Man kann aber auch das Gewicht des Versuchskolbens demjenigen des normalen Schlagkolbens noch mehr annähern oder etwa gleich machen, entweder dadurch, daß man Stahlstifte oder dergleichen in das Konusende des Indizierstabes schlägt oder, wenn zugänglich, den Schlagkolben etwas länger ausführt.

Undichtigkeitsverlust durch die Döpperbohrung. Daß die Indizierversuche bei unsorgsamer Führung des Stabes erhebliche Abweichungen aller Meßwerte, infolge Undichtigkeitsverlusten hervorbringen, zeigen alle Hämmer sehr deutlich. (Zahlentafel 12 als Beispiel.) Mit der Undichtigkeit der Döpperbohrung nehmen der minutliche Luftverbrauch, der Luftverbrauch pro Schlag und das Verhältnis „Rücklaufzeit zu Hingangzeit“ zu; alle übrigen Größen dagegen in zum Teil sehr starkem Maße ab.

Einfluß der Lage und Einspannung des Versuchshammers. Neben den baulichen Veränderungen haben auch die auf den Hammer einwirkenden äußeren Kräfte einen bedeutenden Einfluß auf die Versuchsergebnisse.

Zunächst wurde, um den Einfluß der Lagenänderung festzustellen, der Versuchshammer samt dem Indizierapparat aus seiner normalen wagerechten Lage in eine der beiden senkrechten Stellungen gebracht, so daß der Hammer einmal

Zahlentafel 12.

Hammer M.

I	Nr. des Versuchs		103	104	105	
2	Luftverbrauch $Q_{unreduz.}$	l/sek	1,523	1,483	—	
3	Schlagzahl z	Schl./min	1084	1187	1241	
4	Kolbenhub h	mm	115,2	131,2	131,4	
5	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h}$		1,554	1,450	1,294	
6	Schlaggeschwindigkeit v_α	m/sek	8,36	8,98	9,49	
7	Rückprallgeschwindigkeit v_β	m/sek	4,00	4,53	4,78	
8	Max. Rücklaufgeschwindigkeit v_γ	m/sek	4,25	5,02	6,10	
9	$\frac{v_\beta}{v_\alpha}$		0,478	0,505	0,504	
10	$\frac{v_\gamma}{v_\beta}$		1,061	1,105	1,274	
11	$\frac{v_\gamma}{v_\alpha}$		0,508	0,597	0,643	
	Spez. Luftverbrauch					
12	$1000 \frac{Q}{z}$		1,404	1,250	1,153	
13	Schlagenergie $0,02254 v_\alpha^2$	mkg	1,574	1,824	2,036	
14	Wertzahl f. das spez. Arbeitsvermögen $\frac{E}{1000 \frac{Q}{z}}$		1,121	1,459	1,767	
	Bemerkungen:			Döpper mit zu großer Bohrung	Döpper wie Nr. 103, durch Papier mehr abgedichtet	Döpper wie Nr. 103, durch Ausbüchsen mit Eisenrohr ind. Bohrung abgedichtet

senkrecht nach unten, das andere Mal senkrecht nach oben schlug, vgl. die Photographie Fig. 23. Durch diese Lagenänderung wird die Einwirkung der Schwerkraft auf die Schlagkolbenbewegung verändert: in der wagerechten Lage entsteht stärkere Kolbenreibung, bei den senkrechten Hammerstellungen ist die Kolbenreibung vermindert. Auch die Kolbengeschwindigkeiten werden verändert, z. B. bei nach unten gerichtetem Schläge der Hingang beschleunigt, der Rücklauf verzögert. Beim Schläge nach oben findet umgekehrte Einwirkung statt. Diese Verhältnisse eingehend durch Indizierversuche zu verfolgen, war nicht zugänglich, weil die Indizierscheibe nicht ohne große Umstände um 90° versetzt werden konnte. Dagegen konnten der Luftverbrauch und die Schlagzahl gemessen werden; letztere allerdings nur durch die ungenauere Messung auf der Schlagtraverse D. Die wenigen brauchbare Werte liefernden Versuche reichten zu einer endgültigen Feststellung nicht aus, zeigten aber immerhin die Vermehrung der Schlagzahl beim Schläge nach unten und das Konstantbleiben des Luftverbrauches.

Von besonderer Wichtigkeit für den Gebrauch des beschriebenen Indizierverfahrens, aber auch für den Gebrauch der Hämmer in der Praxis ist die Untersuchung, welchen Einfluß die Einspannung des Hammers auf die zu messenden Größen besitzt.

Die Vorspannung der Andrückfeder C, die die menschliche Muskelkraft besser ersetzt, als es eine Gewichtsbelastung tun würde, hatte bei mehreren der untersuchten Hämmer starken Einfluß auf die Ergebnisse. Diese im August 1909 ausgeführten Untersuchungen stimmen untereinander sehr gut überein, siehe Zahlentafel 13. Bei wachsendem Andruck findet sich durchgehend eine deutliche Zunahme der Schlagzahl z , eine Verminderung des minutlichen Luftverbrauches pro Minute Q und eine starke Abnahme des Luftverbrauches für den einzelnen Schlag ($1000 \frac{Q}{z}$, Sp. 16). Die Kolbengeschwindigkeiten wachsen, insbesondere die Rückprallgeschwindigkeit v_β . Ebenso zeigt sich auch, was besonders bemerkenswert erscheint, der Rückprallkoeffizient e (Sp. 13), nicht konstant, sondern mit dem Anpressungsdruck zunehmend. Bei späteren Versuchen (Zahlentafel 14) war zwar das Ansteigen der Schlagzahl in gleicher Weise erkennbar,

Zahlentafel 13.

Einfluß wachsender Vorspannung der Andrückfeder C.

Versuchsgruppe	Nr. der Versuche	Vorspannung der		Überdruck im Meßkessel P _k kg/qcm	Luftverbrauch Q _{unreduz.} l/sek	Schlagzahl z Schl./min	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h}$	Kolbenhub h mm	Schlaggeschwindigkeit v _α m/sek	Rückprallgeschwindigkeit v _β m/sek	Maxim. Rücklaufgeschwindigkeit v _γ m/sek	$\frac{v_β}{v_α} = \varrho$	$\frac{v_γ}{v_β}$	$\frac{v_γ}{v_α}$	1000 $\frac{Q}{z}$
		Schlagfedern A u. B	Andrückfeder C												
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Hammer N.															
a	33/34 31/32 29/30;36 18/28	300,8 300,8 300,8 300,8	5 G = 34,7 kg 10 G = 69,4 kg 15 G = 104 kg 15 G = 104 kg + A A: Anschlagmuttern hint. D	5,00 5,00 5,00 5,00	2,722(!) 2,812 2,770 2,713	1156 1198 1213 1233									2,355 2,347 2,286 2,200
} Versuche mit undurchbohrtem Döpper															
b	59/60 56/58 55 54	300,5 300,5 300,5 300,5	5 G 10 G 15 G 15 G + A	5,00 5,00 5,00 5,00	3,024 2,990 2,948 2,872	1212 1230 1233 1257	1,587 1,496 1,499 1,455	129,25 129,65 129,7 130,6	10,85 11,14 11,27 11,03	2,612 3,243 3,410 3,680	6,160 6,135 6,210 6,370	0,241 0,291 0,303 0,334	2,364 1,932 1,824 1,728	0,566 0,551 0,552 0,577	2,495 2,432 2,392 2,286
Hammer M.															
	99/100 96/98 93/95	294,5 294,5 294,5	5 G 15 G 15 G + A	6,00 6,00 6,00	1,427 1,400 1,359	ca. 1246 1283 1319									1,146 1,091 1,031
} Versuche mit undurchbohrtem Döpper															

doch nahm bei Hammer D der Luftverbrauch zu, statt, wie zuvor, abzunehmen. Noch spätere Versuche mit anderen Hammerkonstruktionen zeigten überhaupt keine so starke Veränderung, aus denen Gesetzmäßigkeiten hätten erschlossen werden können.

Zahlentafel 14.

Veränderlicher hinterer Anpressungsdruck.

Nr. des Versuchs	Hinterer Anpressungsdruck	Luftverbrauch Q _{unreduz.} l/sek	Schlagzahl z r/min	1000 $\frac{Q}{z}$
I	2	3	4	5
Hammer D senkrecht nach oben schlagend.				
265/67	10 G	1,411	760	1,857
251/54	15 G	1,448	775	1,869
255/57	18,5 G	1,432	798	1,794
258/60	18,5 G u. A	1,584	871	1,821
Hammer M.				
165/66	5 G	1,274	1081,5	1,178
163/64	10 G	1,267	1090,5	1,164
160/61	15 G	1,267	1111,0	1,141

Die Einwirkung verschiedener Vorspannung der Schlagfedern A und B war im allgemeinen geringer als bei der Andrückfeder C (Zahlentafel 15). Aus ersterer erkennt man: der Luftdruck Q schwankt; eine Gesetzmäßigkeit läßt

sich im allgemeinen nicht erkennen, wenigstens muß der Einfluß geringer sein, als derjenige der Meßfehler. In der Regel nimmt die Schlagzahl z ab, die pro Schlag erforderliche Luftmenge, Spalte 16, daher durchweg zu. Die stärkste Abnahme ist bei der Rückprallgeschwindigkeit v_β zu verzeichnen. Der starke Einfluß auf v_β ist aus der Betrachtung des Stoßvorganges von vornherein zu erwarten. Aus Spalte 15 geht noch hervor, daß $\frac{v_γ}{v_α}$ etwa als konstanter Wert angesehen werden kann.

Sonach nehmen die starken Unterschiede in der Rückprallgeschwindigkeit nur auf den Verlauf des ersten Teiles der Rücklaufkurve Einfluß. Der übrige Teil und die Kurve für den Hingang bleiben dagegen von der Größe von v_β unberührt. Diese Wahrnehmung fand sich auch bei den meisten übrigen Versuchen bestätigt.

Aus den bisherigen Ergebnissen ist der Schluß zu ziehen, daß die Federspannungen, insbesondere die starke Anpressung, einen mehr oder weniger bedeutenden Einfluß auf die Meßwerte ausübt, und daß es sich daher empfiehlt, Vergleichsversuche stets mit denselben Federspannungen auszuführen.

Überblickt man die besprochenen Einflüsse der Hammerindizierung, so zeigt sich die Einzelwirkung gering, sofern nach Einarbeitung in die Messung mit großer Sorgfalt verfahren wird. Nach vorstehendem lassen sich die Einflüsse auch ungefähr abschätzen und daher berücksichtigen. Ihre Gesamtwirkung wird unter den gemachten Bedingungen nur wenige Hundertteile betragen, zumal einige Einflüsse, beispielsweise vermindertes Kolbengewicht gegenüber verringerter Kolbenfläche, in entgegengesetztem Sinne wirken, sich also teil-

Zahlentafel 15.

Einfluß wachsender Vorspannung der doppelten Schlagfeder A und B.

Versuchsgruppe	Nr. der Versuche	Vorspannung der		Überdruck im Meßkessel P _k kg/qcm	Prelluftverbrauch Q _{unreduz.} l/sek	Schlagzahl z Schl./min	Zeitverhältnis $\frac{t_r}{t_h}$	Kolbenhub h mm	Schlaggeschwindigkeit v _α m/sek	Rückprallgeschwindigkeit v _β m/sek	Max. Rücklaufgeschwindigkeit v _γ m/sek	$\frac{v_β}{v_α}$	$\frac{v_γ}{v_β}$	$\frac{v_γ}{v_α}$	1000 $\frac{Q}{z}$	Hammer
		Schlagfedern A u. B mm	Andrückfeder C													
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
a	4/5 3/6 1/2	ca. 305 ÷ 306 ca. 300,8 ca. 297,0	15 G + A 15 G + A 15 G + A	5,00 5,00 5,00	0,993 0,976 0,942(!)	994 964 884	1,482 1,555 1,647	100,0 98,1 97,0	2,315 2,266 2,098	0,893 0,872 0,515	1,203 1,168 1,126	0,386 0,382 0,245	1,349 1,406 2,191	0,520 0,515 0,537	0,999 1,011 1,067	N
Mittelwerte	54; 55; 56/58; 59/60	307,5	—	5,00	2,959	1233	1,509	129,8	11,07	3,236	6,219	0,292	1,962	0,561	2,398	
b	67/68; 66; 64/65; 62/63	294,5	—	5,00	2,962	1206	1,527	128,3	10,73	2,705	6,074	0,252	2,276	0,566	2,457	
c	114 112/113 111	304,5 299,5 294,5	15 G + A 15 G + A 15 G + A	4,50 4,50 4,50	1,338 1,352 1,344	1159 1156 1134	1,223 1,202 1,176	134,3 135,2 134,5	8,58 8,86(!) 8,465	4,390 5,105 4,840	5,835 5,975 5,565	0,512 0,576 0,572	1,327 1,172 1,221	0,680 0,676 0,705	1,154 1,169 1,186	M

weise aufheben. Jedenfalls ergibt sich, daß die Resultate der Untersuchung im Indizierapparat auf das tatsächliche Verhalten der Hämmer in der Praxis zu übertragen sind.

Die ermittelten Gesetzmäßigkeiten.

Eine der interessantesten und für die Praxis wichtigsten Aufgaben bei der Prüfung von Preßluftwerkzeugen ist die Verfolgung der Abhängigkeiten der Hammerfunktionen von dem jeweilig zur Verfügung stehenden Druckgefälle der Preßluft.

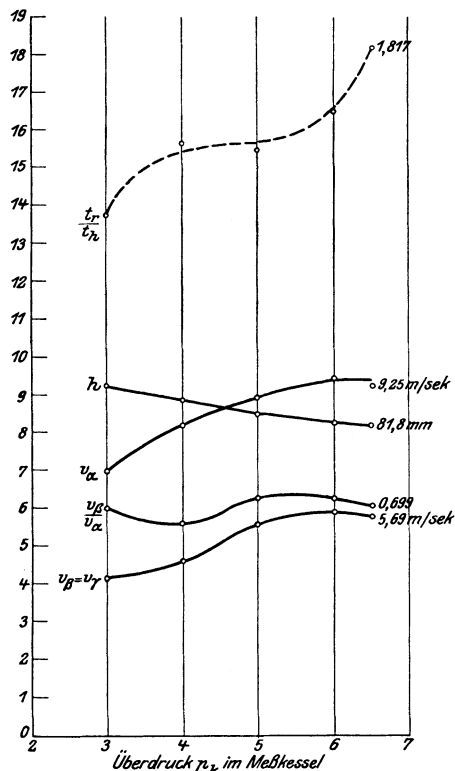


Fig. 29. Hammer H.

Sie veranschaulichen am besten die vorhandenen Gesetzmäßigkeiten und beweisen auch, daß die Übereinstimmung zwischen den Kontrollversuchen im allgemeinen recht befriedigend ist (vgl. auch Zahlentafel 17). In der Regel wurde jeder Hammer nur innerhalb der in der Praxis üblichen Druckgrenzen, also etwa 3—7 at, geprüft. In dem Beispiel des Hammers L jedoch wurde die Untersuchung bis herab zu den kleinsten Drücken, 0,5 kg/qcm, vorgenommen (siehe Fig. 32 u. 32a). Hier zeigt sich sehr schön der parabel-förmige Verlauf der Schlagzahlkurve und der Geschwindigkeitskurven. Damit wird die Meinung, die Kurve $z = f(p)$ sei in ihrem ganzen Verlauf eine Gerade, widerlegt, die bei alleiniger Betrachtung der Kurvenstücke zwischen den gebräuchlichen Drücken leicht aufkommen kann.

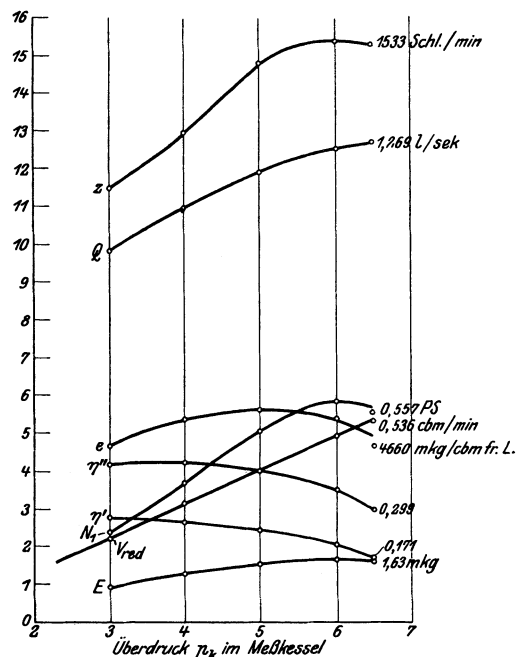


Fig. 29 a. Hammer H.

Der Indizierapparat ermöglicht nun die experimentelle Ermittlung der bestehenden Gesetzmäßigkeiten, nicht allein für Luftverbrauch und Schlagzahl (Zahlentafel 16) wie bislang, sondern auch für die nicht minder wichtigen bereits oben entwickelten Meßgrößen für die Kolbenbewegung.

Das Zahlenmaterial ist für jeden einzelnen untersuchten Hammer in den Kurventafeln Fig. 29—33a zusammengestellt.

Zahlentafel 16.

Einfluß veränderten Preßluftdruckes.

Nr. des Versuchs	Überdruck p_k im Meßkessel kg/qcm	Luftverbrauch $Q_{unreduz.}$ l/sek	Schlagzahl z Schl./min	spez. Luftverbrauch $1000 \frac{Q}{z}$
1	2	3	4	5
Hammer D				
179/180	1,00	0,79	420	1,883
177/178	2,00	1,131	597	1,896
175/176	3,50	1,440	779	1,848
173/174	4,00	1,532	817	1,875
171/172	4,50	1,65	860	1,920
169/170	5,00	1,702	899	1,894
168	5,50	1,736	940	1,847
Hammer M				
213	2,00	0,862	828	1,041
212	3,00	1,052	977	1,077
211	4,00	1,175	1097	1,071
207/208	5,00	1,283	1214	1,056
214	6,00	1,343	1307	1,028

Zahlentafel 17. Genauigkeit der Messungen.

Hammer D.

Nr. der Versuche	Überdruck p_k im Meßkessel kg/qcm	Schlagzahl z Schl./min	Luftverbrauch $Q_{unreduziert}$ l/sek	spez. Luftverbrauch unreduziert pro Schlag $60000 \frac{Q}{z}$ ccm/Schl.
1	2	3	4	5
9	3,00	821	1,235	90,3
10	3,00	817	1,235	90,7
Mittel	3,00	819	1,235	90,5
7	4,00	935	1,337	86,0
8	4,00	933	1,328	85,5
Mittel	4,00	934	1,332	85,8
6	5,00	1052	1,429	81,4
11	5,00	1045	1,460	83,8
Mittel	5,00	1048	1,444	82,6
2	6,00	1133	1,503	79,5
5	6,00	1137	1,542	81,3
Mittel	6,00	1135	1,522	80,4
3	6,50	1183	1,581	80,1
4	6,50	1185	1,581	80,0
Mittel	6,50	1184	1,581	80,0

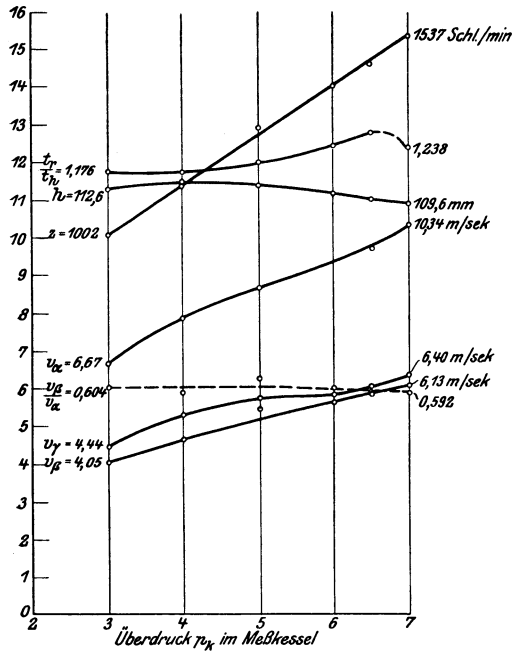


Fig. 30.
Hammer E.

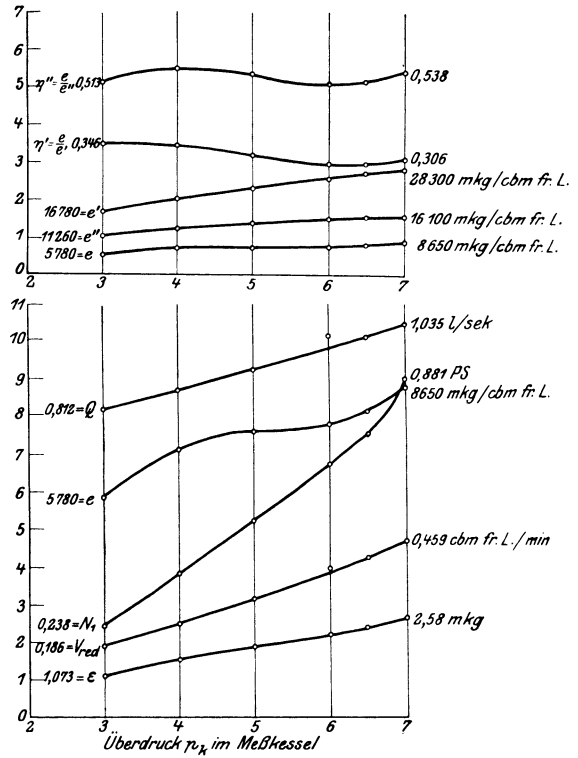


Fig. 30a.
Hammer E.

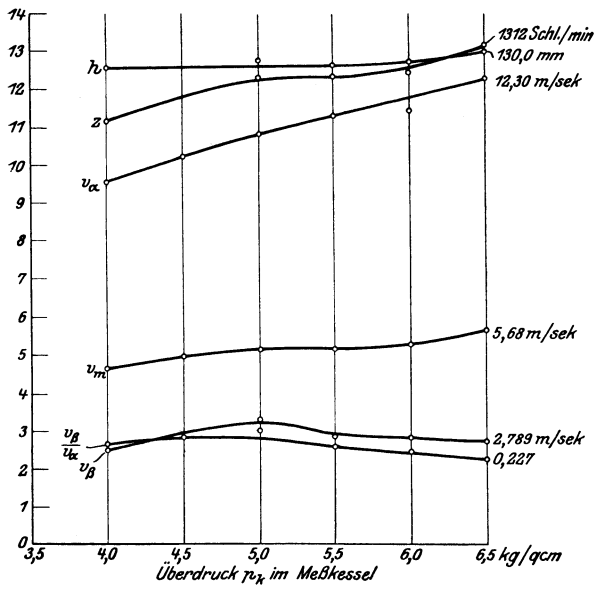


Fig. 31.
Hammer N.

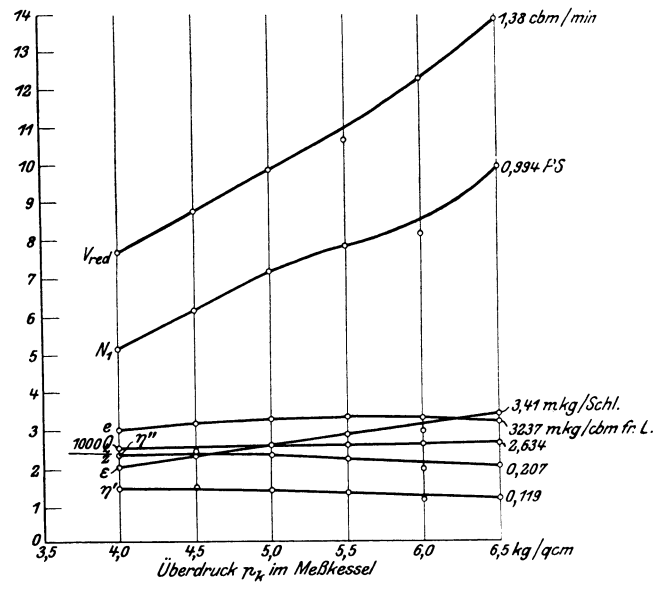


Fig. 31a.
Hammer N.

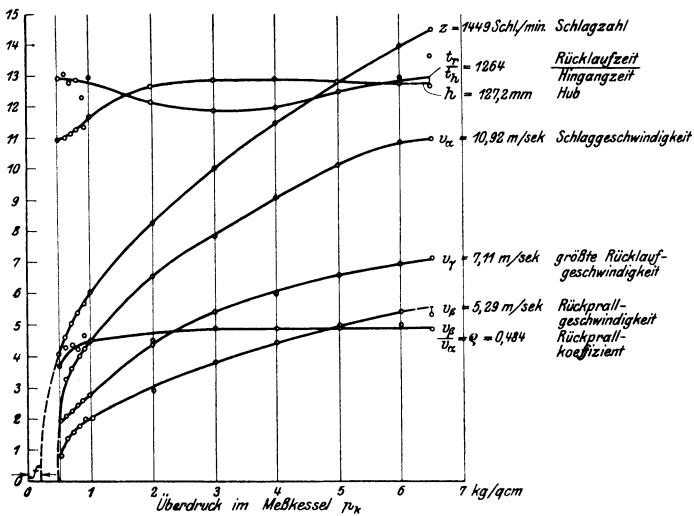


Fig. 32.
Hammer L.

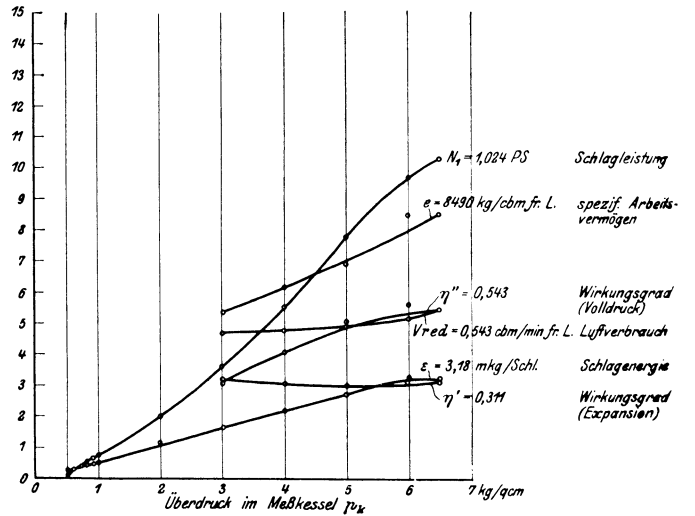


Fig. 32a.
Hammer L.

Dieses Ergebnis steht auch im Einklang mit folgender mathematisch-mechanischer Überlegung:

Für einen und denselben Hammer ist die Kolbenbeschleunigung γ proportional ($\bar{\Delta}$) den Preßluftüberdrücken p . Ferner sind die jeweiligen Kolbengeschwindigkeiten $v \propto \sqrt{2 \gamma h}$, mithin auch $\propto \sqrt{2 p h}$. Unter der annähernd zutreffenden Annahme (vgl. die Schaubilder), daß der Kolbenhub h für alle Drücke konstant sei, ergibt sich:

$$(37) \quad z \propto v \propto \sqrt{2 p h} \propto \sqrt{p}$$

oder:

$$(38) \quad z^2 = c p$$

die Scheitelgleichung der Parabel mit der Abszissenachse p als Hauptachse.

Berücksichtigt man noch die für alle Drücke p als konstant anzusehende Kolbenreibung, so erhält man als Endergebnis für die Kurve z eine Parabel, die gegenüber dem Koordinatenursprung um die der Kolbenreibung entsprechenden Strecke f auf der p -Achse verschoben sein muß (Kurvenblatt Fig. 32).

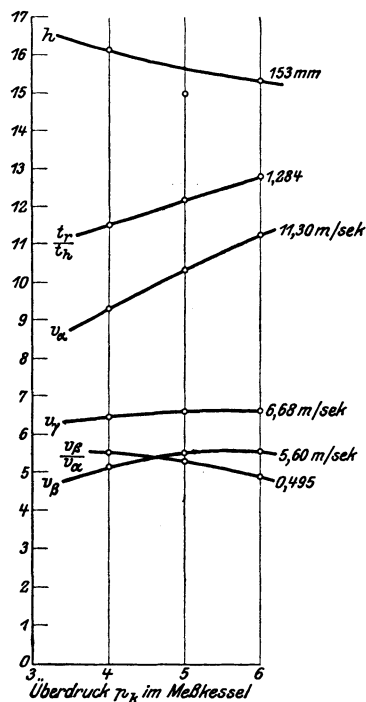


Fig. 33.
Hammer D.

Trotz der im einzelnen vorhandenen erheblichen Unterschiede zwischen den zusammengehörigen Kurven verschiedener Werkzeuge, die zweifelsohne in den verschiedenartigen Hammerkonstruktionen begründet sind, auf die hier mit Absicht nicht näher eingegangen ist, lassen sich doch folgende kennzeichnende gemeinsame Züge auffinden:

Die meisten in den Schaubildern 29—33a zur Darstellung gebrachten Größen wachsen mit steigendem Drucke durchwegs stark an, am meisten die Schlagleistung N_1 , die in dem zu betrachtenden Intervall von 3—6 at Meßkesselüberdruck durchgehends um 150 bis 180 vH zunimmt. Der Rückprallkoeffizient $\varrho = \frac{v_\beta}{v_\alpha}$ kann angenähert als konstant gelten, von den zufälligen Schwankungen abgesehen; seine absoluten Zahlenwerte sind jedoch für die einzelnen Werkzeuge recht verschieden und bewegen sich zwischen den Werten 0,23 und 0,63. Diese Unterschiede dürften hauptsächlich auf die Verschiedenheit der im Augenblicke des Schlages herrschenden Drücke vor und hinter dem Kolben zurückzuführen sein. Die spezifische Schlagenergie e verhält sich verschiedenartig, steigt in einzelnen Fällen an. Der Kolbenhub h zeigt sich, wie schon erwähnt, wenig veränderlich, im allgemeinen nimmt er etwas ab. Der totale Wirkungsgrad der Preßluft η' nimmt ab, in Überein-

stimmung mit der Überlegung; denn der Fortfall der Expansionsarbeit im Hammer ergibt bei wachsenden Drücken einen verhältnismäßig ansteigenden Verlust an der Gesamtarbeit der Preßluft (vgl. Fig. 22).

Man kann den eigentümlich schwankenden Verlauf der η -Kurven verstehen lernen, wenn man sich die hauptsächlichsten Verluste an Preßluftenergie vergegenwärtigt, die die geringen Wirkungsgrade hervorrufen. Diese rühren her von den mechanischen Reibungen im Hammer, Undichtigkeitsverlusten, dem Fortfall des größten Teiles der Expansionswirkung, von Drosselverlusten und Verlusten infolge schädlichen Raumes. Die genannten Ursachen aber verhalten sich mit veränderlichem Drucke sehr verschieden. So ist beispiels-

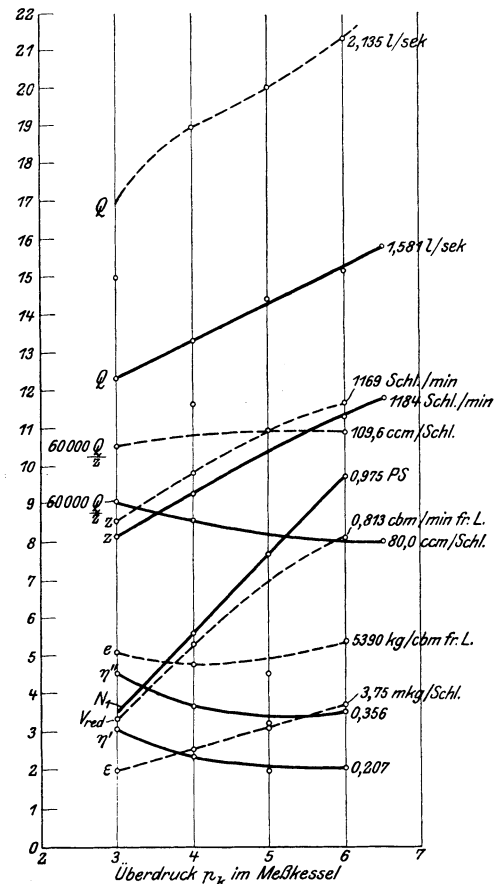


Fig. 33 a.
Hammer D.

--- mit Indizierung
— ohne Indizierung

weise die Reibung etwa als konstant anzusehen. Der mechanische Wirkungsgrad, für sich betrachtet, müßte demnach mit dem Drucke wachsen. Andererseits werden z. B. die Undichtigkeitsverluste durch ihr starkes Anwachsen mit dem Drucke den Gesamtwirkungsgrad verringern. Je nachdem der eine oder der andere Einfluß bei dem jeweilig untersuchten Hammer stärker hervortritt, wird daher in Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen bald abnehmender, bald zunehmender Verlauf der η -Kurven festgestellt werden können.

Eine Zusammenstellung der gewonnenen Versuchsergebnisse für alle Hämmer bei bestimmtem Druckgefälle, z. B. 5 at Meßkessel-Überdruck, ergibt dann Vergleichszahlen für die Bewertung der Hämmer untereinander nach allen in Frage kommenden Richtungen (Zahlentafel 18). Man erkennt hier beispielsweise aus Spalte 14, wie außerordentlich verschieden die Hämmer in wirtschaftlicher Beziehung, hinsichtlich der Ausnützung der Preßluftenergie, sind. Ein anderer Vergleich, bezüglich der Handlichkeit der Hämmer, ergibt geringere Unterschiede, Spalte 15. Streng genommen ist er aber eigentlich nur zwischen Hämmern von ungefähr gleicher Schlagenergie und Schlagleistung statthaft.

Zahlentafel 18.

Vergleichende Zusammenstellung der untersuchten Hämmer, nach der Größe der Schlagenergie E geordnet, bei einem Meßkesseldruck von 5 kg/qcm.

Bezeichnung des Hammers Nr. der Versuche		I	H	M	E	N	L	D
		2	1	201	1 u. 16	78 + 89	6	23 + 28
Schlagzahl z	Schl./min	3	1479	1207	1303	1229	1276	1096
Luftverbrauch $Q_{unred.}$	l/sek	4	1,185	1,307	0,931	3,066 (korr. Wert) 149,7 (!)	1,544	2,004
Spez. Luftverbrauch $60000 \frac{Q_{unred.}}{z}$	ccm/Schl.	5	48,1	53,9	42,8		72,7	109,6
Kolbenhub h	mm	6	85,3	132,3	112,4	127,4	127,3	156,9
$\frac{t_r}{t_h} = \frac{v_h}{v_r}$		7	1,549	1,304	1,208	1,562	1,249	1,220
Rückprall-Koeffizient $\frac{v_\beta}{v_\alpha}$		8	0,631	0,490	0,616	0,305	0,479	0,537
$\frac{v_\gamma}{v_\beta}$		9	1,0	1,234	1,078	1,758	1,367	1,190
Schlaggeschwindigkeit v_α	m/sek	10	8,91	9,90	8,76	10,80	10,06	10,38
$\frac{1}{2}$ bewegte Kolbenmasse = $\frac{m}{2}$	$\frac{kg \cdot sek^2}{m}$	11	0,0191	0,01886	0,02408	0,02250	0,02668	0,02940
Indizierte Schlagenergie $E = \frac{m}{2} \cdot v_\alpha^2$	mkg	12	1,519	1,846	1,852	2,630	2,693	3,180
Indizierte Schlagleistung $N_1 = \frac{E \cdot z}{4500}$	PS	13	0,506	0,495	0,536	0,718	0,763	0,772
Ökonomiezahl für die vergleichsweise Energieausnützung der Hämmer $\frac{E \cdot z}{Q_{unred.}}$		14	1894	1705	2593	1056	2225	1736
Vergleichszahlen für das Hämmergewicht pro 1 PS.		15	1	1,076	1,145	1,176	1,303	1,236

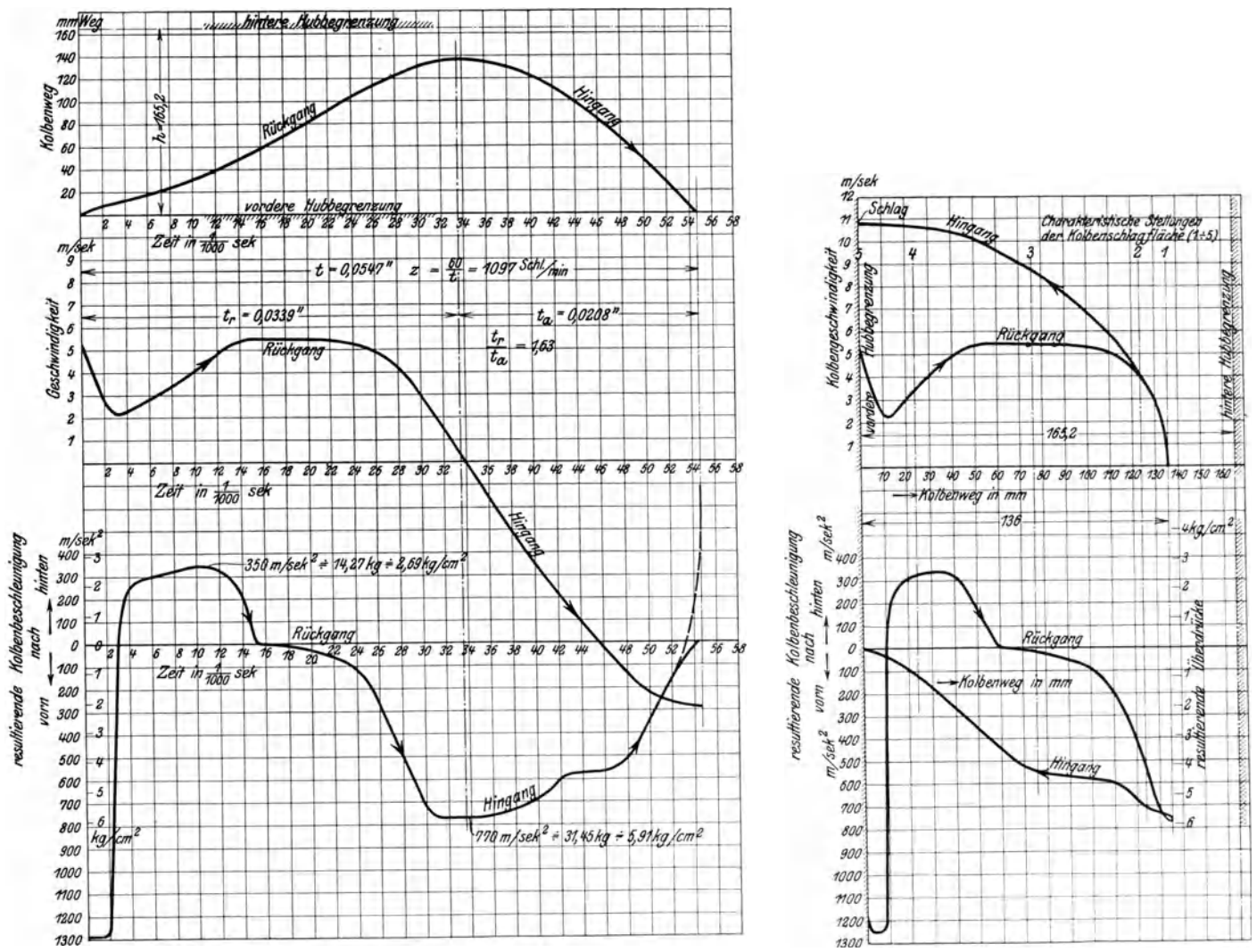


Fig. 34—38.

Abgeleitete Kurven aus einem aufgenommenen Weg-Zeit-Diagramm.

Graphisch-rechnerische Verwertung der Diagramme.

Will man die Vorgänge im Hammerinnern noch eingehender verfolgen, so leistet dabei wesentliche Führerdienste das rechnerisch-graphische Differenzierverfahren, das eingangs skizziert wurde. Ein Beispiel hierfür bieten die Fig. 34—38. Fig. 34—36 gibt die Entwicklung bis zum Überdruck-Zeit-Diagramm wieder. Unter Eliminierung der Zeitkoordinate ergibt sich dann das Geschwindigkeit-Weg-Diagramm, das einen unmittelbaren Vergleich mit den von Möller und Baril veröffentlichten Diagrammen zuläßt. Letztere wurden, ausgehend von vereinfachenden Annahmen, allein durch Rechnung gefunden. Die Übereinstimmung in dem Kurvenverlauf ist immerhin befriedigend. In gleicher Weise findet man aus Fig. 34 u. 36 das Überdruck-Kolbenweg-Diagramm Fig. 38 und ist damit dem bei anderen Maschinen üblichen Einzeldruck-Weg-Indikatordiagramm am nächsten gekommen. Die vollständige Überführung des ersteren in letzteres läßt sich ohne besondere Annahme über die Druckverteilung im Hammer nicht erreichen. Hier müssen weitere Untersuchungen, Durchstromversuche, die die Gesetze der Luftdurchströmung durch den gegebenen Hammer zum Gegenstand haben, die Brücke vom Überdruck zum Einzeldruck-Diagramm schlagen. Derartige Versuche sind ebenso wie andere Methoden zur Ermittlung der Schlagenergie und Hammerleistung zum Teil, jedoch in nicht genügendem Umfang angestellt worden. An Hand dieser Durchflußgesetze und der durch das hier geschilderte Indizierverfahren ermittelten Kolbenbewegungsverhältnisse

läßt sich dann der Druckverlauf in jedem der beiden Zylinder-räume einwandfrei, weil nur auf der Grundlage von Versuchen, berechnen, wenn die eingangs erwähnte und bequemere Doppel-indizierung nicht zu Gebote steht.

Die vorstehende Arbeit zeigt, daß neben anderen als brauchbar ermittelten Methoden insbesondere das beschriebene Wege-Indizierverfahren ein Mittel darstellt, um ausgeführte Hammerkonstruktionen zu untersuchen und auf ihre Brauchbarkeit hin zu vergleichen, gegebenenfalls auf Grund der eingehenden Untersuchungsergebnisse zu verbessern. Es kann ferner auch als zuverlässiger Führer dienen für den, der die Gesetze der Vorgänge im Innern der Preßluftwerkzeuge erforschen will.

Benutzte Literaturquellen.

1. Paul Möller, Untersuchungen an Drucklufthämmern. Dissertation. Forschungsarbeiten Heft 37.
2. Baril, Frappeurs pneumatiques in Revue de mécanique 1907/09.
3. P. Iltis, Preßluftwerkzeuge. 1910.
4. Zeuner, Techn. Thermodynamik.
5. Riedler, Kraftversorgung von Paris. 1889/91.
6. A. Gramberg, Technische Messungen. 1910.
7. Fritzsche, Untersuchungen über den Strömungswiderstand der Gase in geraden zylindrischen Rohrleitungen. Dissertation.
8. Kompressor und Preßluft 1908: Berechnung der Arbeitsvorgänge in einem Drucklufthammer.
9. Hiscox, Compressed air. London 1902.

2. Der deutsche (metrische) Bohrkegel für Fräsdorne.

Von G. Schlesinger, Charlottenburg.

Die Einführung des sogenannten deutschen oder metrischen Kegels für Spiralbohrer in Deutschland an Stelle des Morsekegels durch die staatlichen Werkstätten u. a. hat neuerdings die Forderung nach sich gezogen, kurzerhand auch bei Bohrwerken und Fräsmaschinen zur Dornbefestigung denselben metrischen Bohrkegel zu verlangen.

Es entsteht die Frage, ob dieses Vorgehen zulässig ist: einmal mit Rücksicht darauf, daß der Morse- bzw. metrische Kegel bisher für Fräsmaschinen überhaupt als zu kurz angesehen wird, dann weil die Mitnehmerfläche (Lappen) am Hinterende des Bohrkegels bei der normalen Fräsmaschine nicht anwendbar ist. Das Keiltreiberloch würde im Innern des Triebwerkes sitzen und wäre unzugänglich. Beide Gesichtspunkte haben mich veranlaßt, eine Untersuchung in die Wege zu leiten, bei der folgender Plan eingehalten wurde:

Zu 1. Der graphische Vergleich (Fig. 1—6) von Morse- und metrischem Kegel zeigt deutlicher als die Tabellen, daß die zum Teil nicht erheblichen Unterschiede in den Längen und Durchmessern von Morse- und metrischen Kegeln zweifellos zu Unzulänglichkeiten führen werden, wenn z. B. eine mit Morsekegel Nr. 3 ausgerüstete Bohrmaschine in derselben Werkstatt neben eine mit dem entsprechenden metrischen Bohrkegel versehene gestellt wird. Da die Kegelneigung im ersten Falle 1 : 19,93, im zweiten Falle aber 1 : 20 beträgt, so wird ein Verwechseln der Bohrer ein Verderben des Hülsenloches in der Arbeitsspindel zur Folge haben, und beide Bohrer werden später nicht mehr festsitzen.

Es wird sich daher für alle Werkstätten empfehlen, entweder nur den metrischen oder nur den Morsekegel zu verwenden und dementsprechend alle Bohrerstäbe und alle Spindelhülsen auf dasselbe System zu bringen.

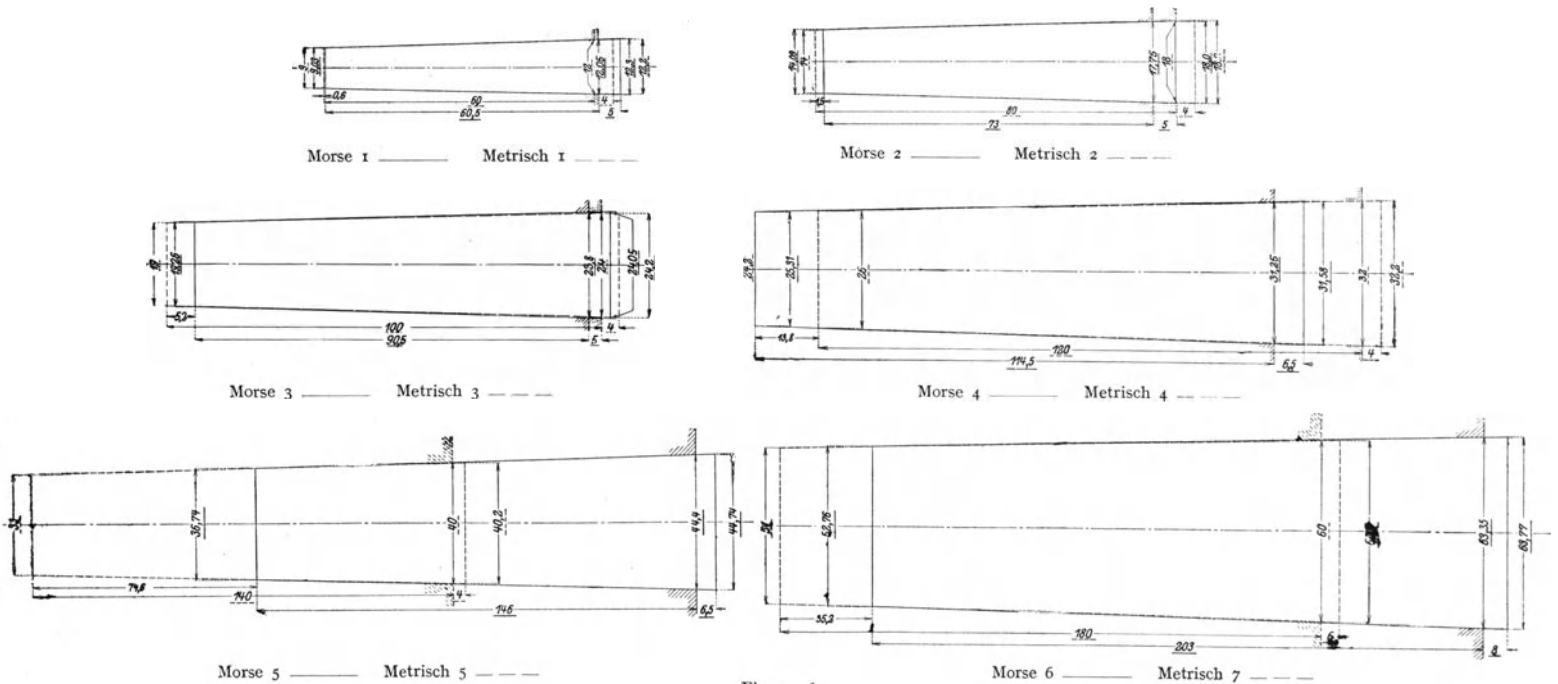


Fig. 1—6.

Graphischer Vergleich zwischen Morse- und metrischem Kegel. (Nach Ludw. Loewe & Co.)

1. Graphischer Vergleich zwischen Morse- und metrischem Kegel.
2. Tabellarische Gegenüberstellung einer für mich leicht greifbaren Anzahl verbreiteter Kegel, die im Werkzeugmaschinenbau für Fräsmaschinen vielfach Verwendung gefunden haben im Vergleich zum Morse- und metrischen Kegel für Bohrmaschinen.
3. Untersuchung des von einem langen Fräskegel (nach hinten verlängerter metrischer Bohrkegel Nr. 6) allein durch Reibung übertragenen Drehmomentes.
4. Untersuchung des von einem normalen (kurzen) metrischen Bohrkegel Nr. 6 (liegt zwischen Morse Nr. 5 und 6) allein durch Reibung übertragenen Drehmomentes.

Es war freilich ein großer Mangel des Morsesystems, daß die rechnerischen Neigungen der Kegelschäfte bei den verschiedenen Kegelnummern voneinander abwichen*). Man hätte aber unzweifelhaft besser getan, eine internationale Vereinheitlichung des bereits über die ganze Welt verbreiteten Morsesystems anzustreben, statt ein neues, leider nur wenig abweichendes und daher erst recht zu den unangenehmsten Verwechselungen und Störungen führendes Kegelsystem parallel zu schalten. Jetzt müssen die Spiralbohrerfabrikanten zwei

*) Dazu kommt, daß die in Zeitschriften und Taschenbüchern veröffentlichten Morsetafeln auch noch Unterschiede aufweisen, ja daß die Angaben der Zahlentafeln nicht einmal in sich zusammen stimmen.

Morse-Kegel (Fig. 7—10).

Nr.	D ₁	d	L ₂	L ₁	L ₃	L ₀	l	G	H	w	T	t	R	Konizität *)
1	12,065	9,372	53,97	55,56	60,32	65,09	4,76	52,39	19,05	5,41	7,94	5,16	4,8	1:20
2	17,780	14,529	65,09	66,67	73,02	77,79	„	63,50	22,22	6,60	9,52	6,35	6,3	1:19,93
3	23,825	19,761	80,96	82,55	90,49	95,25	„	77,79	26,99	8,18	11,11	7,94	7,1	1:19,93
4	31,267	25,908	103,19	104,77	114,30	120,65	6,35	98,42	31,75	12,14	12,70	11,91	7,9	1:19,26
5	44,398	37,464	131,76	133,35	146,05	152,40	„	125,41	38,10	16,13	15,87	15,87	9,5	1:19,05
6	63,346	53,745	184,15	187,32	203,20	211,13	7,94	177,80	44,45	19,30	22,22	19,05	12,7	1:19,17

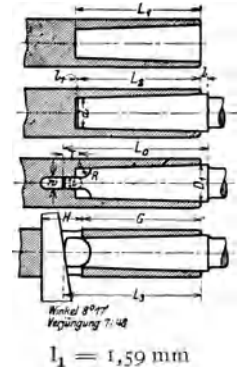


Fig. 7—10.



Fig. 11.



Fig. 12.

Fig. 13.

Metrische Kegel (Fig. 11—13).

Nr.	D ₁	d ₃	L ₃	l	T	t	Kon.
1	12	9	60	4	8	5	1:20
2	18	14	80	4	10	6,5	„
3	24	19	100	4	12	8	„
4	32	26	120	4	14	11	„
5	40	33	140	4	16	14	„
6	50	42	160	5	18	17	„
7	60	51	180	6	20	20	„
8	70	60	200	7	22	23	„
9	80	69	220	8	24	26	„
10	90	78	240	9	26	29	„
11	100	87	260	10	28	32	„

Nr.	D ₁	d	L ₂	l	Kon.
3	24	19,6	88	4	1:20
4	32	26,7	106	4	„
5	40	33,8	124	4	„
6	50	42,9	142	5	„
7	60	52,0	160	6	„
8	70	61,1	178	7	„
9	80	70,2	196	8	„
10	90	79,3	214	9	„
11	100	88,4	232	10	„

Sorten Bohrer auf Lager halten, die Werkzeugmaschinenfabrikanten sich auf zwei Sorten Arbeitsspindeln einrichten. Ein Vorarbeiten der Spindel nach dem einen System, um sie nach Bedarf auf das andere umzuarbeiten, ist zum Teil möglich, bedarf aber größter Aufmerksamkeit; die Keiltreiberlöcher dürften aber keinesfalls vorgearbeitet sein. Durch Aufbohren äßt sich bei Fräsmaschinen

Morsekegel Nr. 3	auf metr. Kegel Nr. 3
„	„ 4 „ „ „ „ 4
„	„ 5 „ „ „ „ 6
„	„ 6 „ „ „ „ 8
Metr. Kegel „ 5	Morsekegel „ 5
„	„ „6 u. 7 „ „ 6

umarbeiten.

Ich fürchte daher, es wird hier so gehen wie bei dem metrischen Gewinde (S. J.), das heute, zwölf Jahre nach dem Züricher Annahmebeschluß, in Deutschland von noch nicht 5 vH aller Maschinenfabrikanten verwendet wird, während im übrigen das alte Whitworthgewinde gerade bei uns in Deutschland das Feld behauptet.

Man hatte einmal die Gelegenheit — vielleicht die einzige — eine Weltnormalie wirklich zu schaffen, alle beteiligten Völker wären sicher dazu bereit gewesen, und man hat diese Gelegenheit leider verpaßt. Hier liegt die Sache nämlich ganz anders als etwa beim metrischen und zölligen Maßsystem, bei dem grundsätzliche Verschiedenheiten (System der Zehnteilung gegen System der Hälftelung) zu beachten sind; und doch wird folgende historische Zwischenschaltung betreffend das lineare Messen gerade hier den Leser interessieren.

Das Normalmaß aller linearen Messungen ist in Deutschland und Frankreich das Meter, in Amerika und England dagegen in der Werkstatt noch immer das Yard.

Das Meter sollte der zehnmillionste Teil eines Erdquadranten sein und ist in den Jahren 1790—1799 durch eine französische Kommission direkt ausgemessen worden.

Das Yard = 3 Fuß sollte bezogen werden auf die Länge eines Pendels, welches in einem luftleeren Raum schwingt, in Meereshöhe, in der Breite von London und zu einer halben Schwingung eine Sekunde mittlerer Zeit gebraucht. Diese

*) Nach der Originaltabelle umgerechnet.

Definition stammt aus dem Jahre 1824. Im Jahre 1834 wurde das Normal-Yard in einer Feuersbrunst zerstört und beim Ersatz gefunden, daß das Sekundenpendel nicht die Grundlänge von 914,3835 mm besaß, und im Jahre 1837 wies Bessel nach, daß das wirkliche Meter zu kurz war. Beim Yard hatte man eine unveränderliche mathematische Größe, die sich jederzeit wiederfinden lassen sollte, zugrundelegen wollen, beim Meter eine unveränderliche Länge auf der Erdoberfläche. Bei beiden stellte sich heraus, daß die theoretischen Grundlagen mit den wirklichen Ausführungen nicht übereinstimmten. Diese unumstößliche Tatsache ist praktisch aber ganz bedeutungslos; denn alle Messungen von Längen sind relativ, und es ist ganz gleichgültig, welches Urmaß man zugrunde legt, wenn man nur sicher ist, durch feste Lehren in genügender Zahl dieses Normalmaß immer wieder zur Verfügung zu haben.

Das gleiche gilt naturgemäß vom Bohr- bzw. Fräskegel! Liegt der praktisch erprobte Bohrkegel durch Normalmaße in den Reichsanstalten der Welt, in Berlin, London, Boston, Paris usw. fest, so ist es gleichgültig, ob er 1:19,93, 1:20 oder sonstwie geneigt ist. Dann aber konnte man und kann man am Morsekegel ein für allemal festhalten.

Zu 2. Die tabellarischen Gegenüberstellungen der metrischen und Morsekegeln (Fig. 7—13) mit erprobten Fräskegeln (Fig. 14—23) zeigen übereinstimmend, daß die Fräsmaschinenfabrikanten der Ansicht sind, der Fräskegel müsse länger, teilweise auch schlanker sein als der Bohrkegel, offenbar weil die Befürchtung bzw. Erfahrung vorliegt, daß die dauernden schnellen Erschütterungen beim Fräsen geeignet sind, den kürzeren Bohrkegel aus der Reibungsspannung zu lösen.

Zum Beispiel: der normale metrische Kegel Nr. 4 mit D₁ = 32 mm größtem Durchmesser ist in der Hülse 106 mm lang, der entsprechende Buchstabenkegel i von Ludw. Loewe 140 mm, von J. E. Reinecker 120 mm (bei 1:20 Steigung), von Wanderer Nr. 2 etwa 133 mm (bei 1:25 Steigung), von Brown & Sharpe 127—144—157 (bei 1:24 Steigung).

Der metrische Kegel Nr. 6 mit D₁ = 50 mm ist in der Hülse 142 mm lang,

der Loewekegel n hat 200 mm Länge,
 der Reineckerkegel hat 200 mm Länge,
 der Wanderkegel Nr. 4 hat 198 mm Länge,
 der Brown & Sharpekegel Nr. 12 (D₁=45,64) 181 mm Länge.

Brown & Sharpe-Kegel (Fig. 14—18).

Nr.	D ₁	d	L ₂	L ₁	G	H	w	T	t	Koni- zität*)
1	6,072	5,080	23,81	26,99	23,8	9,5	3,43	4,8	3,17	1 : 24
2	7,607	6,350	30,16	33,34	29,8	12,7	4,22	6,3	3,97	1 : „
3	9,789	7,937	44,45	47,62	43,7	15,9	5,00	7,9	4,76	1 : „
„	10,054	„	50,80	53,97	50,0	„	„	„	„	1 : „
4	10,213	8,890	31,75	34,92	30,6	17,5	5,79	8,7	5,56	1 : „
5	13,282	11,430	44,45	47,62	42,9	19,0	6,60	9,5	6,35	1 : „
6	15,213	12,700	60,32	63,50	58,3	22,2	7,39	11,1	7,14	1 : „
„	16,139	„	82,55	85,72	80,6	„	„	„	„	1 : „
7	18,415	15,240	76,20	79,37	73,8	23,8	8,18	11,9	7,94	1 : „
„	19,473	„	101,60	104,77	99,2	„	„	„	„	1 : „
8	22,820	19,050	90,49	93,66	87,7	25,4	8,97	12,7	8,73	1 : „
9	27,093	22,859	101,60	104,77	98,4	28,6	9,78	14,3	9,52	1 : „
10	31,994	26,532	127,00	130,17	123,0	33,3	11,35	16,7	11,11	1 : 23,25
„	32,731	„	144,46	147,63	140,5	„	„	„	„	1 : „
„	33,326	„	157,95	161,13	154,0	„	„	„	„	1 : „
11	38,893	31,749	171,45	174,62	167,5	„	„	„	„	1 : 24
12	45,640	38,099	180,97	184,15	176,2	38,1	12,95	19,0	12,70	1 : „

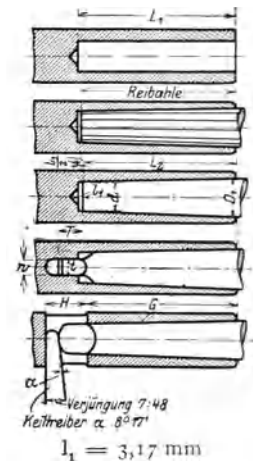


Fig. 14—18

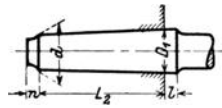


Fig. 19.

Alter Loewe-Buchstaben-Kegel (Fig. 19).

Nr.	D ₁	d	L ₂	l	n	Kon.
a	8	6,9	22	2	2	1 : 20
b	10	8,6	28	3	2	„
c	12	9,7	46	3	3	„
d	14	10,5	70	4	3	„
e	16	12	80	4	4	„
f	20	15,5	90	5	4	„
g	24	18,75	105	5	5	„
h	28	21,75	125	5	5	„
i	32	25	140	6	6	„
k	36	28,25	155	6	6	„
l	40	31,5	170	8	7,5	„
m	44	34,75	185	8	8	„
n	48	38	200	9	8	„
o	52	41,25	215	10	8	„
p	60	48,5	230	11	10	„
q	75	60	300	12	12	„

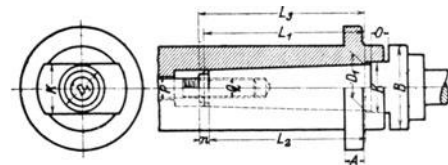


Fig. 24 u. 25.

Neuer Metrischer Loewe-Kegel (Fig. 24 u. 25) versehen mit Mitnehmer und Anzugschraube zur Verwendung in Fräs-
spindeln.

Nr.	D ₁	L ₂	L ₁	L ₃	n	K	O	B
3	24	84	86	88	4	26	10	45
4	32	101	103	106	5	34	12	60
5	40	118	120	124	6	42	13	75
6	50	134	136,5	142	8	52	15	90
7	60	151	154	160	9	62	17	110
8	70	168	171,5	178	10	72	19	135
9	80	185	189	196	11	82	21	155
10	90	202	206,5	214	12	92	23	175
11	100	219	224	232	13	102	25	190

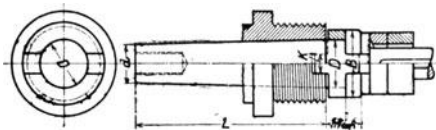


Fig. 20 u. 21.

Reinecker-Kegel (Fig. 20 u. 21).

Nr.	D	d	L	A	B	M	K	Nr.	D	d	L	A	B	M	K
1	10	8	40	5	14	7	4	5	50	40	200	14	80	22	24
1,5	15	12	60	6	21	8	6	6	60	48	240	16	95	27,5	28
2	20	16	80	7	28	9,5	8	7	70	56	280	18	110	32,5	32
2,5	25	20	100	8	35	10,5	10	8	80	64	320	20	125	37,5	36
3	30	24	120	9	42	11,5	12	9	90	72	360	22	140	43	40
3,5	35	28	140	10	50	13	14	10	100	80	400	25	150	48	45
4	40	32	160	12	56	15	16								

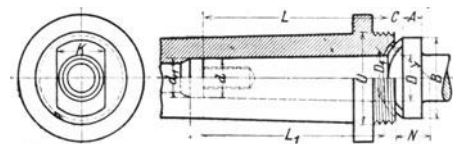


Fig. 22 u. 23.

Wanderer-Kegel (Fig. 22 u. 23).

Nr.	D ₁	d ₁	L ₁	D	d	L	K	C	A	B	N	r	U
0	25	21	100	25,2	21,28	98	26	6	30	40	16	26	
1	27	22,68	108	27,2	22,96	106	28	7	40	45	16	28	60
2	34	28,56	136	34,2	28,88	133	35	10	40	56	20	35	80
3	39	32,76	156	39,2	33,04	154	40	13	40	68	22	40	85
4	50	42	200	50,2	42,28	198	50	20	28	90	33	55	115

Fig. 14--25.

Kegel-Abmessungen und Befestigungen für Fräsmaschinen.

*) Nach der Originaltabelle umgerechnet.

Die bedeutenden Längenunterschiede mußten die Befürchtung wachrufen, daß der kurze metrische Bohrkegel, an dessen Verwendung für Fräsmaschinen man bei seiner Einführung ja überhaupt nicht gedacht hatte, bei letzteren versagen würde, und es mußten zur Klärung der Sachlage unbedingt praktische, betriebsmäßige Versuche vorgenommen werden.

Zu 3. Um das größte, beispielsweise durch den metrischen Kegel Nr. 6, der für eine mittlere Fräsmaschine mit etwa 6 PS Kraftbedarf ausreicht, übertragbare Reibungsmoment zu ermitteln, wurde ein Fräsdorn mit diesem Kegel ausgerüstet, eine Bremsscheibe auf den Dorn gekeilt und das Drehmoment mittels eines Pronyschen Zaumes in einer Winkeltischfräsmaschine abgebremst.

Die Einrichtung ist in Fig. 26 und 27 schematisch dargestellt, Fig. 29 gibt ein Schaubild. Die Fräsmaschine (12 III E) wurde von der Firma Ludw. Loewe & Co, Berlin, zur Verfügung gestellt. Die Bremsscheibe hatte 500 mm \varnothing bei 115 mm Bremsbackenbreite; sie mußte so groß als möglich gewählt werden, um bei niedrigster Umdrehungszahl (15 minutliche Umdrehungen) noch die höchste Beanspruchung der Maschine zu erhalten, ohne den spezifischen Bremsbackendruck unzulässig zu steigern.

Der Kopf der Maschinenspindel ist in Fig. 28 herausgezeichnet.

Die Untersuchung auf Passen in der konischen Bohrung der Arbeitsspindel wurde mittelst einer feinen Bleistiftlinie

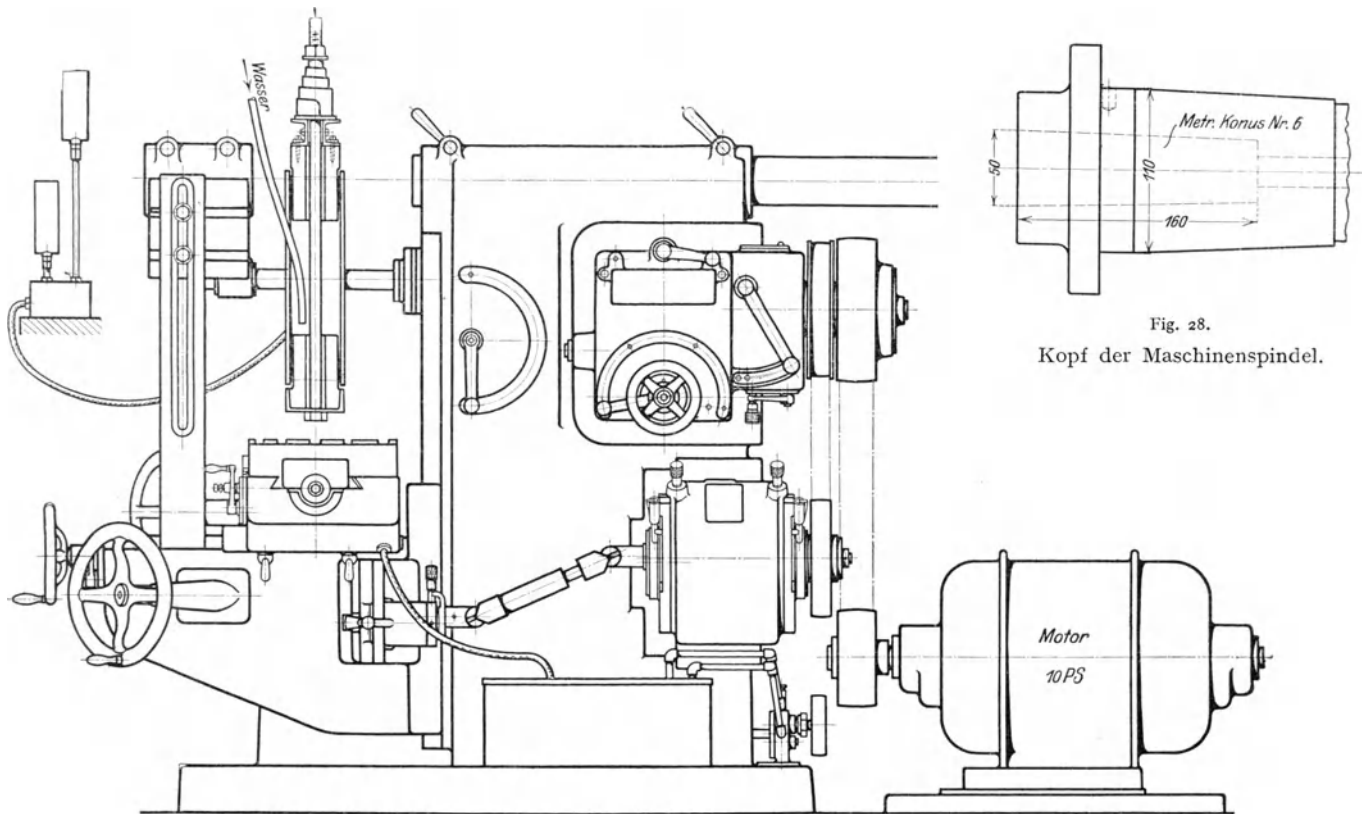


Fig. 28.
Kopf der Maschinenspindel.

Fig. 26 u. 27.

Schematische Darstellung der Versuchsanordnung.

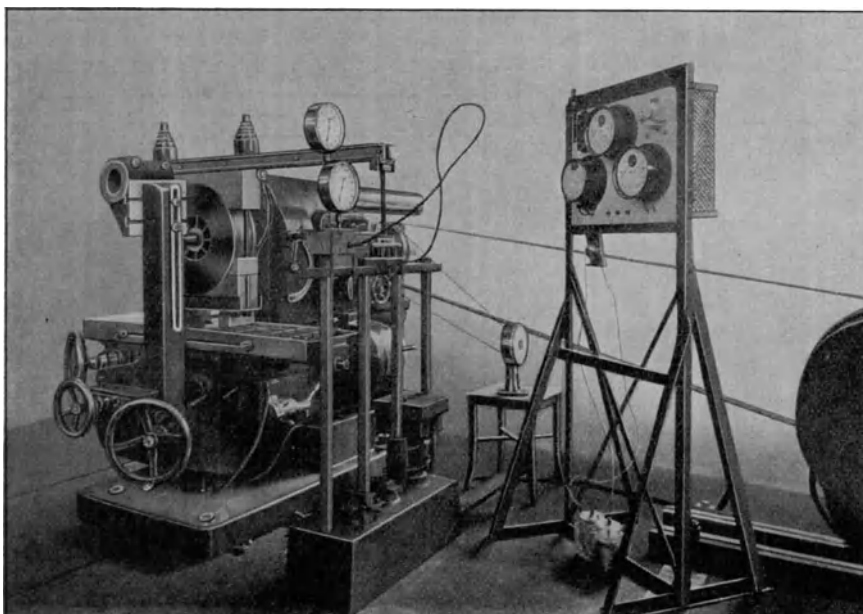


Fig. 29.
Versuchsanordnung.

gemacht, die längs des Kegels gezogen wurde. Fig. 30 zeigt, daß der Dorn vorn sehr gut trägt, und daß auch am hintersten Ende das Tragen bereits beginnt, daß der Dorn bei festem Eindringen in die Hülse voraussichtlich überall aufliegen wird.

Der Dorn wurde in die Maschine gesteckt und nur durch die Anzugsschraube von hinten her in üblicher Weise angezogen (Fig. 24). Da er zunächst keine Mitnehmerflächen (Fig. 30) besaß, ebensowenig wie die Arbeitsspindel (Fig. 28), so war man unbedingt auf die Reibung des Kegelmantels zur Übertragung des Drehmomentes allein angewiesen.

Die Bremse wurde nun angezogen und die mechanisch abgebremste Leistung (Bremszaum und Meßdose Fig. 27) durch die aufgewendete elektrische Energie am Kilowattmeter überprüft.

Bei etwa 3,6 PS übertragener Leistung begann sich der Dorn bereits in der Spindel zu drehen, und bevor die Maschine angehalten werden konnte, war in wenigen Sekunden ein vollständiges Zerfressen des Dornes und der Spindel, verhältnismäßig glücklich, am Vorderende auf etwa 25 mm Länge eingetreten. Fig. 35 zeigt den langen Dorn nach einem Ver-

such; man sieht deutlich, wie vorzüglich er auf der ganzen Länge getragen hat.

Das Fressen war derart stark, daß 0,3 mm dicke Späne aus der Hülse fielen, während die Rillen im Dorn über 0,5 mm tief gingen; Fig. 34 zeigt vorn am dicken Dornende die Freßspuren.

Wir folgern daraus zweierlei:

1. Es genügt nicht, einen Fräsdorn allein durch Anziehen der Halteschraube zu befestigen; es muß vielmehr stets ein mäßiger Hammerschlag vom Vorderende gegen den Dorn geführt werden. Dann sitzt er.

2. Ein zufälliges Drehen des weichen Dornes in der weichen Spindel ist unter allen Umständen zu verhindern, daher

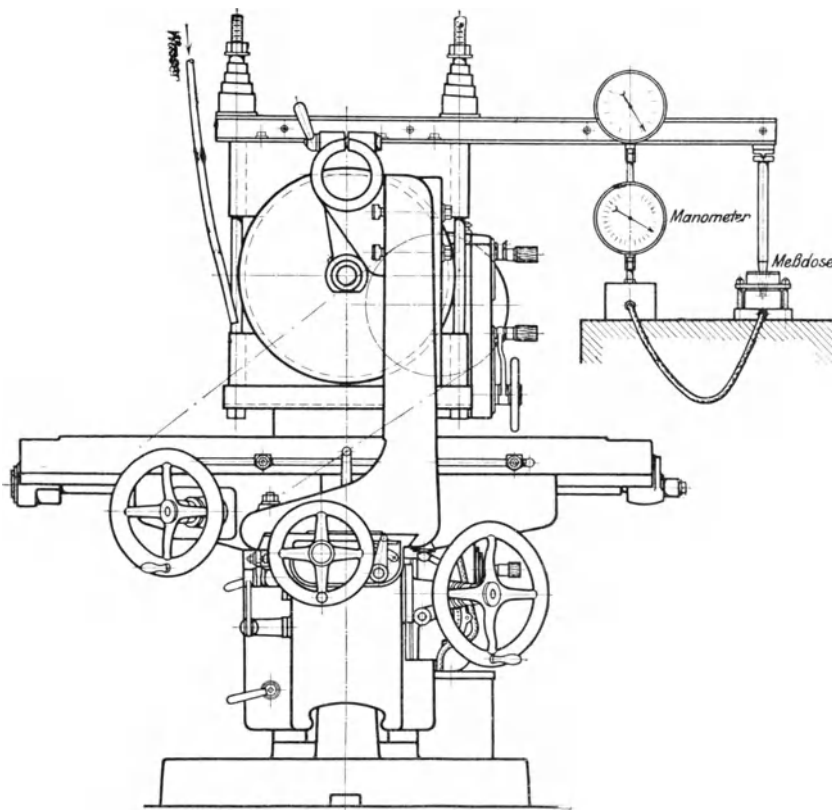


Fig. 30.

Bleistiftmarkierung zur Prüfung der Dornpassung.

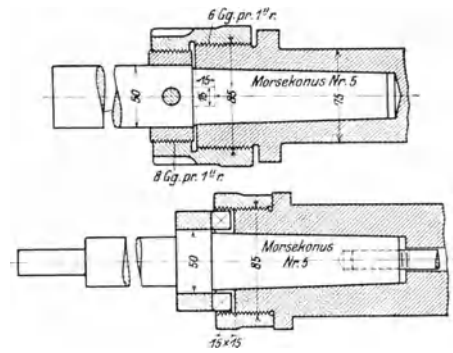
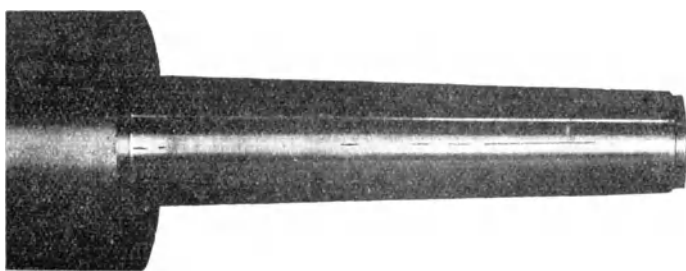


Fig. 31 u. 32.

Fräserdornbefestigung von Gildemeister.

wurde das Dornende hinten ein wenig abgesetzt (Fig. 33), so daß das Vorderende dem metrischen Kegel Nr. 6 entsprach; es sollte für die zweite Versuchsreihe dann hinten abgeglichen werden, so daß man dann die langen Fräskegel (etwa Loewe Nr. 0) erhielt.

Diese Nacharbeit hat sich infolge der zugunsten des metrischen Bohrkegels ausgefallenen Versuche erübrigt.

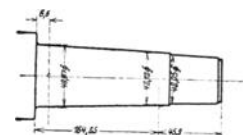


Fig. 33.

Eine Nachmessung des Dornes mittels Mikrometerschraube ergab die in Fig. 33 angegebenen Maße, die als sehr genau zu bezeichnen sind; Fig. 35 zeigt schaubildlich die Güte der Passung an den ringförmigen Traglinien nach dem Versuch.

Bei den anzustellenden Versuchen war jetzt zu beachten, daß Mitnehmerflächen vorhanden waren, und daß bei ihrem Anliegen aneinander nicht mehr das reine Reibungsmoment des Kegels selbst zur Kraftübertragung herangezogen wurde. Um sicher zu sein, daß diese Mitnehmerflächen für die Übertragung des Drehmomentes nicht zur Wirkung kamen, wurde die folgende Einrichtung getroffen: die Mitnehmerflächen der Spindel wurden in etwa 2 mm Abstand von den Dornflächen, also abweichend von Fig. 24 u. 25, ausgeführt. In dem Zwischenraum wurden isoliert voneinander zwei Kontaktbleche einer elektrischen Klingelleitung angeschraubt, die durch Schleifringe Strom erhielten (Fig. 29). Sobald das Reibungsmoment des Kegels überwunden wurde und der Mitnehmer zur Anlage kam,

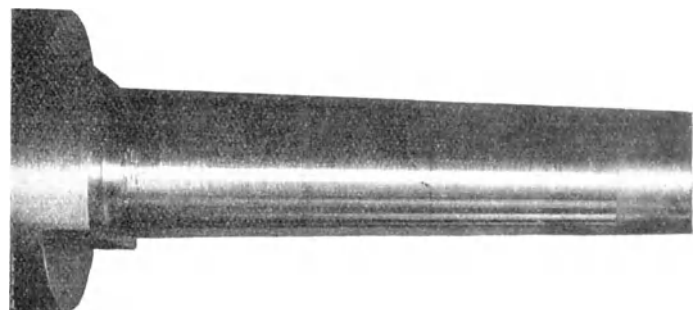


Fig. 34.

Dorn mit zerfressenem Vorderende; hinten abgesetzt.

muß vorgeschrieben werden, daß Dorn und Spindel mit geeigneten Mitnehmerflächen oder Mitnehmerringen (Fig. 20—25), Differentialgewinde (Fig. 31 u. 32) u. dgl. zu versehen sind.

Diese Mitnehmerflächen, das sei als wesentlich vorausgeschickt, werden zur Übertragung des Drehmomentes aber durchaus nicht benötigt, sie sollen nur eine Relativbewegung von Dorn gegen Spindel in ähnlicher Weise hindern, wie der Mitnehmerschwanz am Spiralbohrer.

Der beschädigte Dorn wurde nunmehr wieder instand gesetzt. Fig. 34 zeigt, daß die zerfressenen Stellen am Vorderende nicht ganz beseitigt werden konnten. Gleichzeitig wurde die Versuchsreihenfolge aus Zweckmäßigkeitsgründen abgeändert und jetzt mit dem kurzen metrischen Kegel begonnen. Dazu

wurde der Kontakt geschlossen, ein Läutewerk betätigt und der Beobachter auf die unzulässige Veränderung der Versuchsanordnung aufmerksam gemacht.

Diese Einrichtung hat sehr gut gearbeitet; das Läutewerk ertönte fast regelmäßig bei einer Übertragung von etwa 3,5—3,8 PS, falls der Dorn nur durch die Anzugsschraube angezogen worden war.

Nunmehr erhielt der Dorn mit einem Kupferhammer von vorn einen mäßigen Eintreibschlag, der offenbar notwendig ist, um die stets vorhandenen, quer zur Einzugsachse des Kegels liegenden ringförmigen Erhöhungen (Drehspuren) zu überwinden. Die Anzugsschraube wurde nun ganz gelöst und Versuche wurden unternommen, die in der folgenden Zahlentafel ausgezogen sind.

1. Versuch: Dorn mit metrischem Bohrkegel Nr. 6 versehen. Minutliche Drehungszahl der Arbeitsspindel bei Leerlauf der Maschine = 19,3. Dorn nur mit Anzugsschraube angezogen.
- Ergebnis: Dorn dreht sich los bei etwa 3,8 PS.
2. Versuch: Verhältnisse wie bei Versuch 1, jedoch ein Schlag von vorn auf den Dorn, dann Anzugsschraube wieder gelöst.

Nr.	Übertragene Leistung KW	Minutliche Drehzahl	Bemerkungen
1	3,87	18	} Bremse mit Wasser geschmiert, beginnt zu zittern und mit großem Lärm zu tanzen.
2	4,85	17,5	
3	5,70	17	
4	6,85	16,5	

Bei 6,85 KW = 9,3 PS Leistung mußte der Versuch unterbrochen werden, da der Lärm, das Tanzen des Bremsbalkens und die Erzitterungen der Maschine derart groß wurden, daß die ganze Meßeinrichtung gefährdet erschien.

Der kurze metrische Bohrkegel hatte aber, ohne sich zu verdrehen, bereits eine um etwa 50 vH höhere Bremsleistung (9,3 PS statt 6 PS) übertragen, als für die Maschine überhaupt angegeben war. Die Übertragung war außerdem unter so ungünstigen Verhältnissen geschehen, wie sie in Wirklichkeit mit Sicherheit nie auftreten werden.

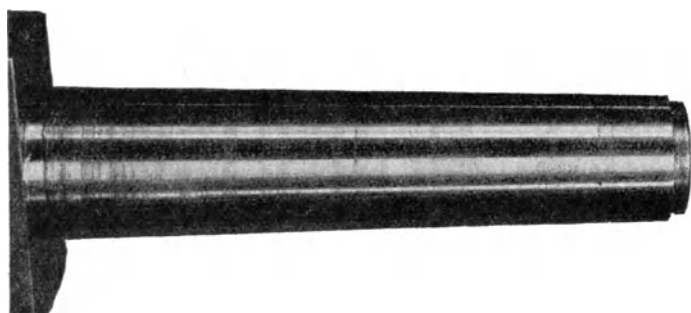


Fig. 35.

Tragspuren am Kegel nach dem Versuch.

Auch der schlechtest in stand gehaltene Fräser auf stark schlagendem Dorn wird niemals so erhebliche Erzitterungen verursachen können, wie sie bei diesen Versuchen zufällig, weil der spezifische Bremsdruck zu groß war, auftraten.

Bei einer dritten Versuchsreihe wurde das reine Kühlwasser der Bremse durch „Ibol“-Bohröl der Firma Röper & Co, Düsseldorf, mit dem angestrebten guten Erfolge ersetzt, daß die Erzitterungen erst viel später, nämlich bei 8,6 KW = rd. 11,7 PS wieder auftraten.

3. Versuch: Dorneinspannung unverändert, wie bei Versuch 2; Umdrehungszahlen der Spindel bei Leerlauf auf 29,5 minutlich erhöht.

Nr.	Übertragene Leistung KW	Minutliche Drehzahl	Bemerkungen
1	4,6	27,5	} Schmierung der Bremse mit „Ibol“.
2	5,6	26,5	
3	7,6	24,4	
4	8,6	23,9	

Da das Reibungsmoment des metrischen Bohrkegels jetzt bereits fast die doppelte geforderte Energie übertrug, so wurden die Versuche unterbrochen, und auf das Nacharbeiten des Absatzes in Fig. 33 zur Herstellung des langen Kegels wurde verzichtet. Das tatsächliche Drehmoment wurde aus den Abmessungen des Zaumes und des gemessenen Druckes mit 22 000 cmkg*) ermittelt.

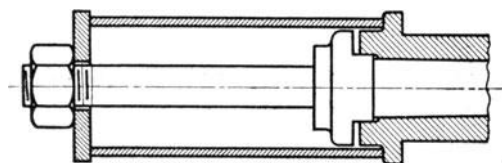


Fig. 36.

Lösung des Fräsdornes.

Es ist als erwiesen anzusehen, daß ein wirklich gut eingepaßter metrischer Bohrkegel unter allen Umständen ein genügend großes**) Reibungsmoment ohne Verwendung von Mitnehmerflächen übertragen kann.

Die Forderung des Eisenbahnzentralamtes für die Ausrüstung der Fräsmaschinen mit metrischem Kegel erscheint somit berechtigt; selbstverständlich ist dann auch der Morsekegel als gleichwertig anzusehen.

Es wurde nunmehr versucht, den Dorn mittels des Anzugsdornes durch Spannungserzeugung und Schläge mit einem schweren Vorschlaghammer herauszutreiben. Er hatte sich aber derart festgesetzt, offenbar durch die außerordentlichen Erzitterungen, die wie Hammerschläge wirken, daß wir nach einstündigen Bemühungen es aufgeben mußten, den Dorn auf diese Weise herauszubekommen.

Es zeigte sich ferner, daß der Anzugsdorn von 22 mm Durchmesser sich wie eine Wurst verbogen und außerdem spiralförmig fast bis zur Zerstörung verdreht hatte. Die Entfernung des Fräsdornes gelang schließlich durch Aufsetzen eines Rohres von vorne her und Benutzung der sehr starken Fräserbefestigungsschraube (Fig. 36).

Zusammenfassung.

Der metrische Bohrkegel genügt auch zum Halten der Fräsdorne unter der Voraussetzung bester Einpassung und Verwendung von Mitnehmerflächen am Spindelbund. Die Mitnehmerflächen sind am besten von vornherein von allen Lieferanten zu normalisieren, auf Grund des vorhandenen, in Fig. 20—25, 31 u. 32 wiedergegebenen Materials, damit eine Austauschbarkeit der Fräsdorne ohne Schwierigkeiten ermöglicht wird.

Mit Rücksicht auf die geringe Verbreitung des sogenannten deutschen (metrischen) Bohrkegels und die fast internationale Verbreitung des Morsekegels wäre noch heute die Einführung einer Weltnormalie anzustreben.

Auf alle Fälle — also gleichgültig, ob deutscher Kegel oder Morsekegel eingeführt wird — ist die Durchführung wirklich nur eines Kegelmaßes mittels ständig kontrollierter Lehren (Normalgleichungskommission) zu sichern.

$$*) \text{ Aus } E = \frac{M \cdot d \cdot n}{716} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{22000 \cdot 23,9}{716 \cdot 0,65} \text{ ergibt sich } E \approx 8,6 \text{ KW.}$$

**) Genügend groß soll heißen, daß der Kegel stets halten wird, da seine Größe dem des eigentlichen Fräsdornes immer zweckmäßig zugeordnet ist.

- Die Werkzeugmaschinen und ihre Konstruktionselemente.** Ein Lehrbuch zur Einführung in den Werkzeugmaschinenbau. Von Fr. W. Hülle, Oberlehrer an den Königlichen vereinigten Maschinenbauschulen in Dortmund. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 877 Textfiguren und 6 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 15.—
- Schnellstahl und Schnellbetrieb im Werkzeugmaschinenbau.** Von Fr. W. Hülle, Ingenieur, Oberlehrer an der Königlichen Höheren Maschinenbauschule in Stettin. Mit 256 Textfiguren. Preis M. 5.—
- Aufgaben und Fortschritte des deutschen Werkzeugmaschinenbaues.** Von Friedrich Ruppert, Oberingenieur. Mit 398 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 6.—
- Die Richtlinien des heutigen deutsch. u. amerikan. Werkzeugmaschinenbaues.** Vortrag, im Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken am 7. Februar 1911 zu Charlottenburg, gehalten von Dr.-Ing. Georg Schlesinger, Professor an der Königl. Technischen Hochschule Berlin. Preis M. 0.80
- Die Werkzeugmaschinen.** Von Hermann Fischer, Geh. Reg.-Rat. u. Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Hannover.
Band I. Die Metallbearbeitungsmaschinen. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1545 Textfiguren und 50 Tafeln. In zwei Leinwandbände gebunden Preis M. 45.—
Band II. Die Holzbearbeitungsmaschinen. Mit 421 Textfiguren. Vergriffen.
- Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau.** Herausgegeben von Ingenieur C. Volk, Berlin.
Erstes Heft: **Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen.** Von Oberingenieur H. Frey, Berlin. Mit 109 Textfiguren. Steif broschiert Preis M. 2.40
Zweites Heft: **Kolben.** I. Dampfmaschinen- und Gebläsekolben. Von Ingenieur C. Volk, Berlin. II. Gasmaschinen- und Pumpenkolben. Von A. Eckardt, Betriebsingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz. Mit 247 Textfiguren. Steif broschiert Preis M. 4.—
Drittes Heft: **Zahnräder.** I. Teil. Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen. Von Dr. A. Schiebel, a. o. Professor der k. k. deutschen technischen Hochschule zu Prag. Mit 110 Textfiguren. Steif broschiert Preis M. 3.—
- Prüfung der Arbeitsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen.** Von Dr.-Ing. Alfons Finkelstein. (Sonderabdruck aus „Werkstattstechnik“ 1910 und 1911.) Preis M. 1.60
- Materialzuführungsvorrichtungen an Exzenter- und Ziehpressen.** Von Dr.-Ing. Christian Gugel, Regierungsbaumeister. Mit 64 Textfiguren. Preis M. 4.—
- Die Schleifmaschine in der Metallbearbeitung.** Von H. Darbyshire. Autorisierte deutsche Bearbeitung von G. L. S. Kronfeld. Mit 77 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 6.—
- Handbuch der Fräselei.** Kurzgefaßtes Lehr- und Nachschlagebuch zum Gebrauch in Bureau und Werkstatt. Gemeinverständlich bearbeitet von den Ingenieuren Emil Jurthe und Otto Mietzschke. Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 330 Abbildungen, Tabellen und einem Anhang über Konstruktion der gebräuchlichsten Zahnformen bei Stirn- und konischen Getrieben, sowie Schnecken- und Schraubenrädern und die dafür festgelegten Normen. In Leinwand gebunden Preis M. 8.—
- Die Grundlagen der Zahnradbearbeitung** unter Berücksichtigung der modernen Verfahren und Maschinen. Von Privatdozent Dr.-Ing. Curt Barth, Aachen. Mit 100 Textfiguren. Preis M. 3.60
- Schneidstähle.** Von Eugen Simon. Mit 163 Textfiguren. Preis M. 0.80
- Rationelle mechanische Metallbearbeitung.** Gemeinverständliche Anleitung zur Durchführung einer Normalisierung und rationellen Serienfabrikation zum Gebrauch in Werkstatt und Bureau. Verfaßt von Martin H. Blancke, konsultierender Ingenieur für Fabrikation, Berlin. Mit 34 Textfiguren. In Leinwand gebunden. Preis M. 2.40
- Die Blechabwicklungen.** Eine Sammlung praktischer Methoden. Von Johann Jaschke, Ingenieur in Graz. Mit 187 Textfiguren. Preis M. 2.80
- Die Technologie des Maschinentechnikers.** Von Professor Karl Meyer, Oberlehrer an den Vereinigten Maschinenbauschulen zu Köln. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 377 Textfiguren. In Leinwand geb. Preis M. 8.—
- Elementar-Mechanik für Maschinen-Techniker.** Von Dipl.-Ing. R. Vogdt, Oberlehrer an der Maschinenbauschule in Essen (Ruhr), Reg.-Baumstr. a. D. Mit 154 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 2.80

Verlag von Julius Springer in Berlin W 9

Berichte des Versuchsfeldes für Werkzeugmaschinen an der Technischen Hochschule Berlin

Im Juli 1912 erschien:

Heft I

Vorbericht:

Das Versuchsfeld und seine Einrichtungen

1. Fachbericht:

Untersuchung einer Drehbank mit Riemenantrieb

Von

Dr. = Jng. G. Schlesinger

Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin

Mit 46 Textfiguren. — Preis M. 1.20

Inhaltsübersicht des 1. Fachberichtes:

Untersuchung der ruhenden Drehbank.

Eichung der Meßinstrumente — Untersuchung der
Arbeitsgenauigkeit — Der Antrieb

Untersuchung der laufenden Drehbank.

Untersuchung der Drehbank bei Leerlauf — Arbeits-
leistung — Schnittversuche

Im August 1912 erschien:

Heft II

Der Azetylen-Sauerstoff-Schweißbrenner seine Wirkungsweise und seine Konstruktions-Bedingungen

Von

Dipl. = Jng. Ludwig

Mit 39 Textfiguren. — Preis M. 1.60

Inhaltsübersicht:

Vorwort.

**A. Allgemeine Gesichtspunkte für die Verwendung auto-
gener Schweißbrenner.**

I. Die Handhabung des Schweißens. II. Die Schweiß-
flamme. III. Der Schweißbrenner

B. Versuchseinrichtungen.

I. Versuchsbrenner. II. Volumenbestimmung der
Brenngase. III. Messung der Ausströmungsgeschwin-
digkeit der Brenngase. IV. Untersuchung des Gas-
gemisches

C. Eichung der Meßinstrumente.

D. Durchführung der Versuche.

I. Versuche mit Preßluft. II. Brennversuche mit dem
Versuchsbrenner. III. Brennversuche mit verschiedenen
handelsmäßigen Brennern

E. Versuchsergebnisse.

I. Die Blasrohrwirkung. II. Die Mischung der Brenn-
gase im Brenner. III. Die Ausströmungsgeschwin-
digkeit der Brenngase. IV. Der Einfluß der Er-
wärmung auf das Mischungsverhältnis. V. Die
Schweißflamme

Zusammenfassung der Ergebnisse.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung
