

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 79 (1961)  
**Heft:** 16

**Artikel:** Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren grosser Leistung  
**Autor:** Kilchenmann, W.A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-65511>

#### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

#### Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

#### Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 23.02.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

tuelle Ausmass der möglichen Eigenerzeugung muss mit dem Lieferwerk festgesetzt werden. Voraussetzung für ein reibungsloses Funktionieren sind zweckmässige Energielieferungs-Uebereinkommen mit dem in Frage stehenden öffentlichen Werk, wobei Options-Verträge für maximal zur Verfügung gestellte Winterleistung im Vordergrund stehen. Anlagen dieser Art haben den grossen Vorzug, dass sie auch in

Notfällen eingesetzt werden können. Sie kommen überdies dem wirtschaftlichen und militärischen Erfordernis der Dezentralisation entgegen. — Präsident Bühler beendete seine Ausführungen, indem er, in Uebereinstimmung mit den Ausführungen von Prof. Kromer, für eine *Verständigung auf der Grundlage gegenseitigen Vertrauens* mit den öffentlichen Werken plädierte.

## Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren grosser Leistung

DK 621.436.75

Von W. A. Kilchenmann, technischer Direktor der Abteilung für Dieselmotoren der Firma Gebrüder Sulzer AG., Winterthur

*Schluss von Seite 233*

### E. Die Kolbenkühlung

Die Steigerung der Arbeitsdrücke und die Vergrösserung der Zylinderbohrung erhöhte selbstverständlich die mechanische und die thermische Beanspruchung der Kolbenböden. Eine grössere Wandstärke kam wegen beträchtlicher Erhöhung der Wärmespannungen nicht in Frage. Die Lösung wurde einerseits in einer besseren Abstützung des Kolbenbodens durch geeignet ausgebildete Tragrippen gesucht und anderseits in einer wirksameren Kühlung.

Auf Bild 18 ist die bisherige Bauweise (links) der neuen (rechts) gegenübergestellt. Diese entstand als Ergebnis eingehender konstruktiver Studien und Messungen an der bereits oben erwähnten einzylindrigen Versuchsmaschine des Typs RSA 76. Der ölgekühlte Kolben der bisherigen Ausführungsart weist einen Führungskörper auf, der das kalte Kühlöl zunächst nach dem zylindrischen Teil in die Nähe der Kolbenringe leitet. Von dort gelangt es zum Kolbenboden und strömt dann, durch spiralförmige Rippen am Führungskörper geführt, nach der Kolbenmitte, wo die Ablaufleitung angeschlossen ist. Bei der neuen Bauweise konnte auf einen Führungskörper verzichtet werden, wodurch der Innenraum für die Tragrippen frei wurde. Diese Abstützung erlaubte, die Dicke des Bodens und damit auch die Wärmespannungen zu verringern.

Eine bedeutende Senkung der thermischen Beanspruchung brachte die Wiedereinführung der Wasserkühlung. Dank des sehr viel besseren Wärmeüberganges an der wasserbespülten Oberfläche ergeben sich im ganzen Kolbenkörper, insbesondere aber auch an dessen gasseitigen Oberflächen und in den Kolbenringnuten wesentlich niedrigere Temperaturen. Bild 19 zeigt den Verlauf der gemessenen Temperaturen unmittelbar unter der gasbespülten Oberfläche des Bodens (Punkt 1), an der gegenüberliegenden, kühlmittelbespülten Innenfläche (Punkt 2) und an der Aussenkante über der obersten Ringnut (Punkt 3). Wie ersichtlich, liegt die Temperatur an der Stelle 1 für einen mit Wasser gekühlten Kolben bei einem effektiven Mitteldruck von  $10 \text{ kg/cm}^2$  gleich hoch wie bei einem mit Öl gekühlten Kolben von gleichem Durchmesser eines nicht aufgeladenen Motors, der mit einem Mitteldruck von nur  $5 \text{ kg/cm}^2$  arbeitet, während die Temperaturen an den beiden anderen Stellen bei Wasserkühlung beträchtlich niedriger sind als bei Oelkühlung. Damit ist jegliche Gefahr vermieden, dass an den heissen Flächen Materialverbrennungen vorkommen oder dass sich auf der kalten Seite Koksalagerungen bilden könnten, wie das bei Oelkühlung gelegentlich vorkam.

Die Wiedereinführung der Wasserkühlung für die Arbeitskolben erforderte besondere konstruktive Massnah-

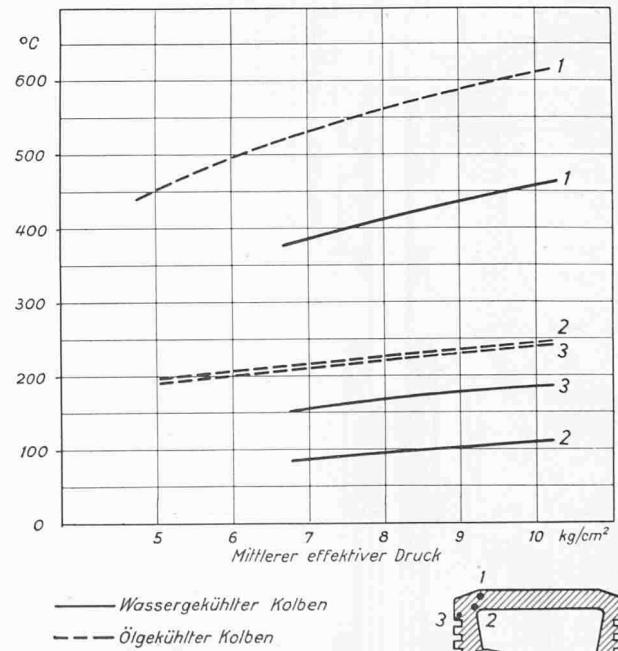
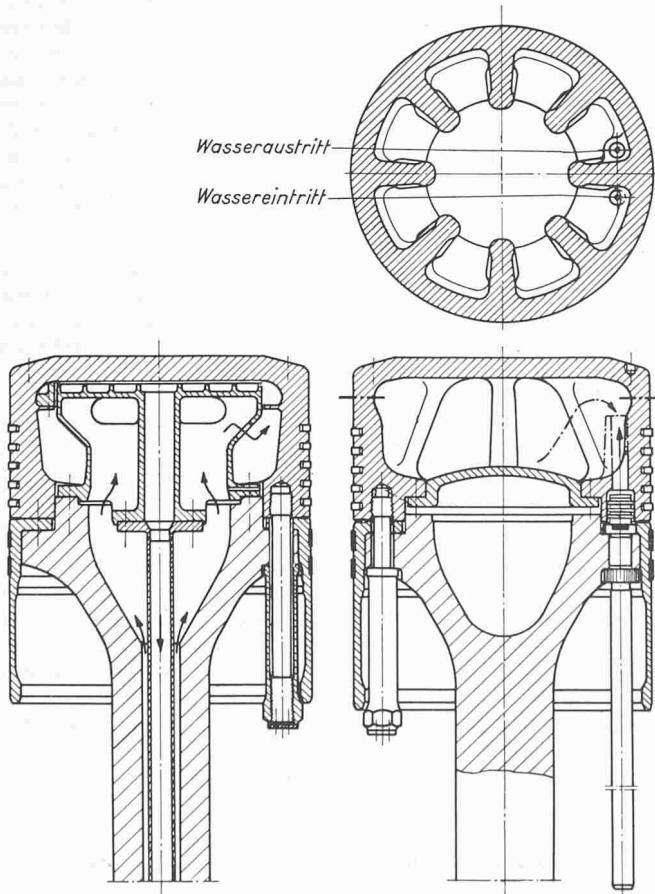


Bild 19. Verlauf der an drei charakteristischen Stellen des Kolbenbodens gemessenen Temperaturen in Abhängigkeit des mittleren effektiven Kolbendruckes bei Wasserkühlung (ausgezogene Linien) und bei Oelkühlung (gestrichelte Linien). Die Messungen wurden am Einzylinder-Versuchsmotor 1 RSA 76 durchgeführt

Bild 18 (links). Kolben grosser Zweitaktmotoren; links oelgekühlte frühere, rechts wassergekühlte neue Ausführung

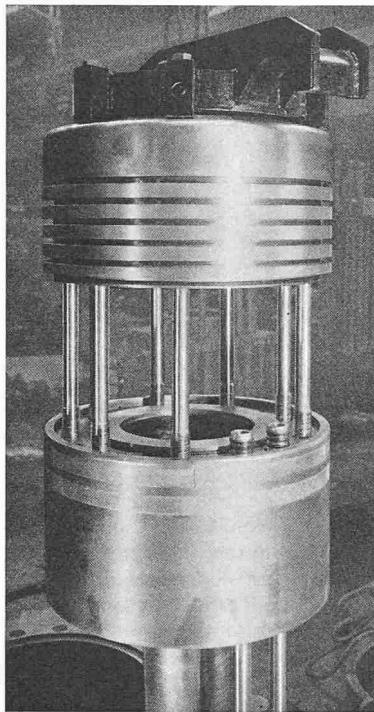


Bild 21. Kolben mit abgehobenem Oberteil, vorn rechts die beiden Teleskoprohre für Kühlwasser-Ein- und Austritt

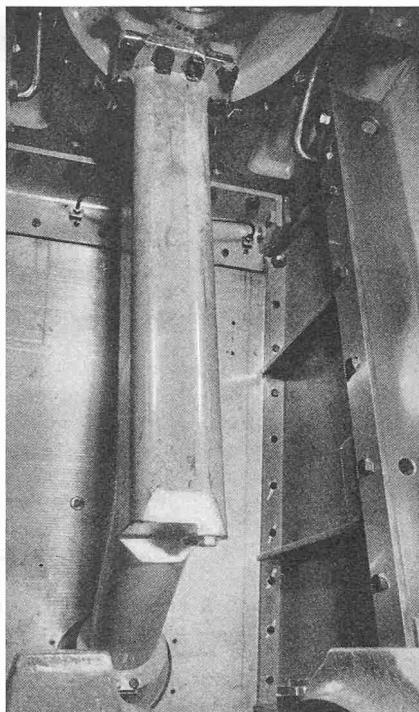


Bild 22. Ummantelungskörper für die Kühlrohre zur Kolbenkühlung im Innern des Kurbelgehäuses

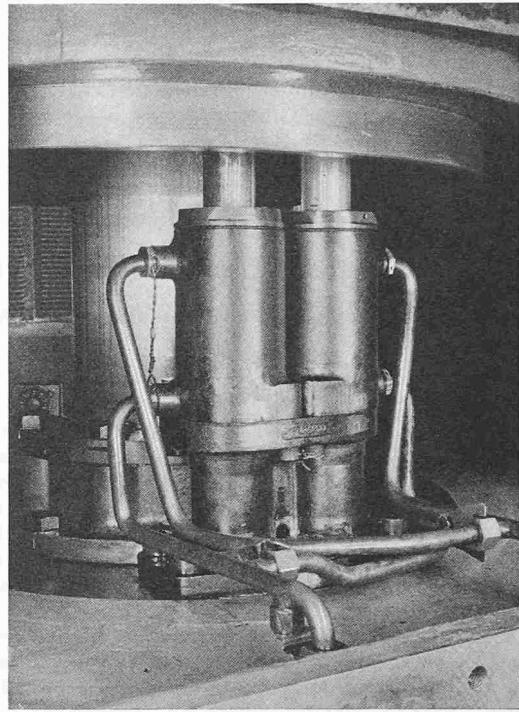
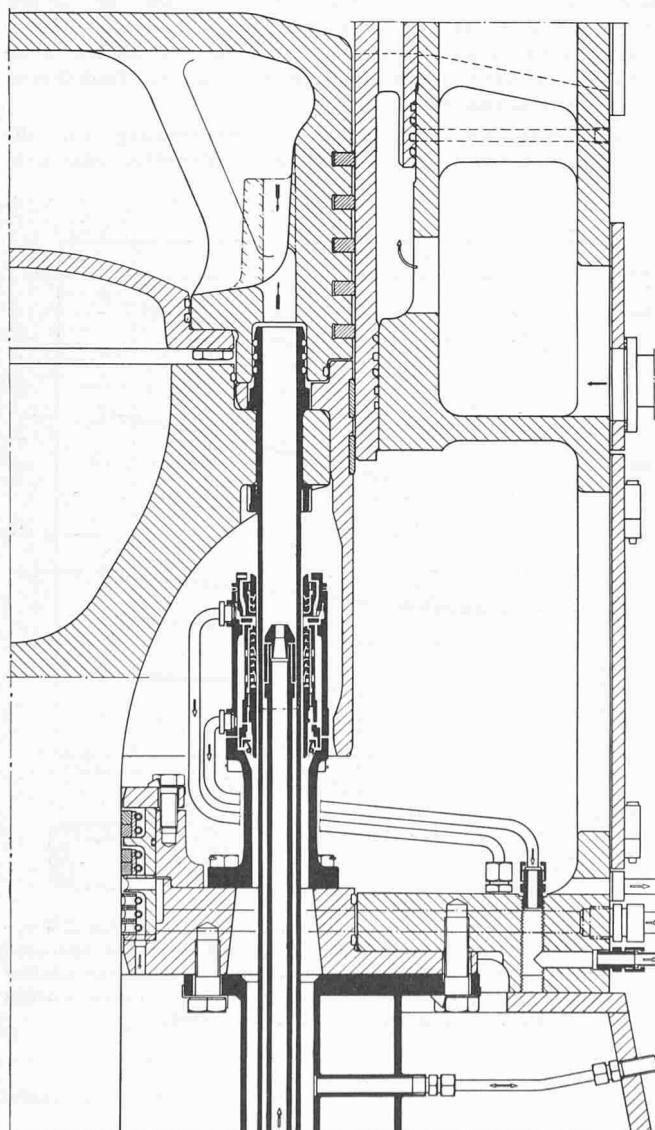


Bild 23. Stopfbüchsen für die beiden Teleskoprohre der Kolbenkühlung im Spülraum unter dem Kolben



men, war doch früher die Wasserkühlung verlassen worden, weil bei ihr Undichtheiten vorgekommen sind, durch welche Wasser ins Kurbelgehäuse eindrang und eine gewisse Gefährdung durch Korosionswirkungen bestand. Die verbesserte Bauweise geht aus den Bildern 20 bis 23 hervor. Darnach bestehen zwei getrennte Teleskoprohre; das eine für die Zufuhr und das andere für die Abfuhr des Kühlwassers. Diese Rohre sind von einer absolut wasserdichten Ummantelung umschlossen, die allfällige Undichtheiten auffängt und nach aussen sichtbar ableitet. Die Stopfbüchse befindet sich im Spülraum unter dem Kolben; sie hat somit sowohl gegen das Austreten von Kühlwasser als auch gegen das Eindringen von SpülLuft zu dichten. Diese zweite Funktion ist im Betrieb die wichtigere, da der Spüldruck meist grösser ist als der Wasserdruk, und das Eindringen von SpülLuft in das KühlSystem des Kolbens wegen ihres wenn auch nur sehr geringen Oelgehaltes zu vermeiden ist.

Die Stopfbüchse besteht aus einem oberen Teil, der gegen die SpülLuft dichtet, und aus einem unteren Teil für das Kühlwasser. In jedem Teil ist eine Sperrkammer eingebaut; von diesen führen Leitungen zu aussen sichtbaren Ausläufen, an denen die durch Undichtheiten eintretende Luft bzw. allfälliges Leckwasser beobachtet werden können. Die wasserbeständigen Dichtungselemente bestehen aus einem besonderen Nylon-Material. Diese Stopfbüchsen haben sich in jahrelangem Betrieb in verschiedenen Anlagen bestens bewährt.

Wie aus Bild 20 ersichtlich, sind die Teleskoprohre nicht am Kolbenkörper, sondern am Flansch der Kolbenstange befestigt, so dass sie sich von selber parallel zur Kolbenstangenaxe einstellen, wenn die betreffenden Löcher richtig gebohrt werden. Das lässt sich fabrikatorisch ohne Schwierigkeiten erreichen. Ein weiterer Vorteil dieser Befestigungsart besteht darin, dass man den Kolbenkörper demontieren und sogar ersetzen kann, ohne die Verbindungen der Teleskoprohre mit der Kolbenstange lösen zu müssen. Damit vereinfacht sich das Ueberholen der Maschine.

Bild 20. Teleskoprohr mit Stopfbüchse zum Einführen des Kühlwassers in den Kolben

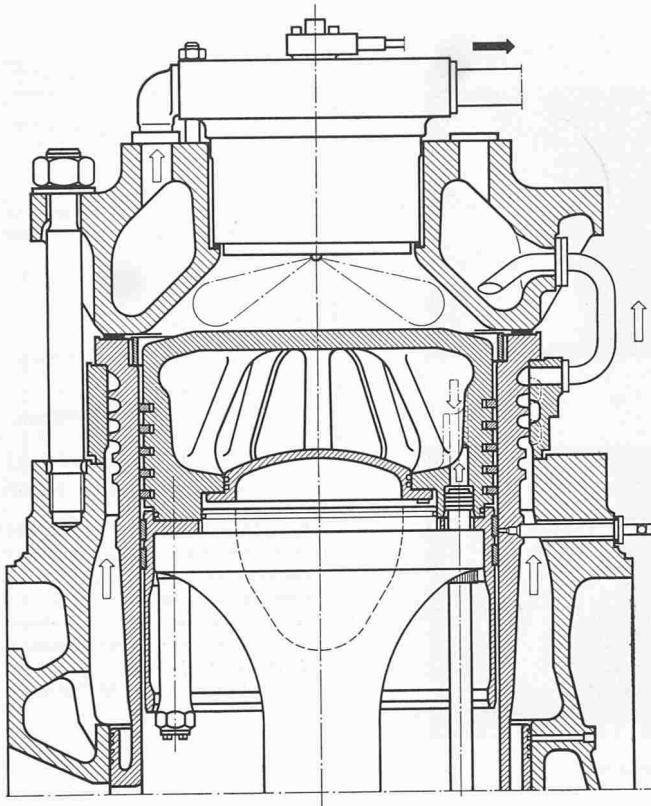


Bild 24. Verbrennungskammer des Motors RD 90. Man beachte die Abstützung der Zylinderlaufbüchse mittels Stahlring

#### F. Zylinderlaufbüchsen und Deckel

Die erhöhten Drücke und die grösseren Abmessungen erforderten auch eine neue Durchbildung der Laufbüchsen und der Zylinderdeckel. Wie Bild 24 zeigt, ist der obere Teil

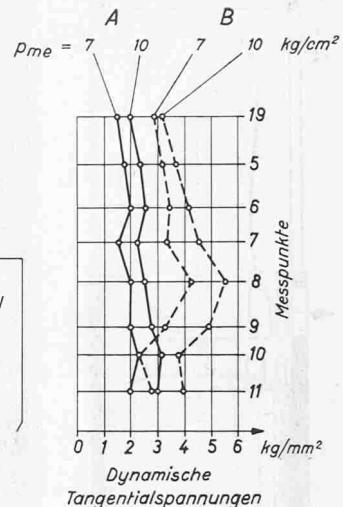
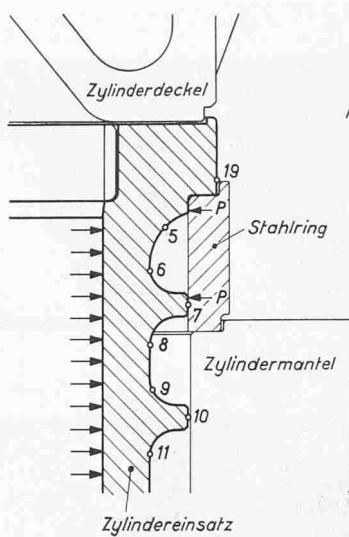


Bild 25. Am Versuchsmotor 1 RSA 76 gemessene Tangentialspannungen an der äusseren, wassergekühlten Oberfläche der Zylinderlaufbüchse mit und ohne Entlastung durch den Stahlring bei zwei verschiedenen Belastungen ( $p_{me} = 7$  und  $10 \text{ kg/cm}^2$ ).

der Laufbüchse mit mehreren umlaufenden Versteifungsrippen versehen, von denen sich die oberen wie auch der Endwulst gegen einen Stahlring abstützen. Die Hohlräume werden vom Kühlwasser durchströmt. Im kalten Zustand besteht zwischen Laufbüchse und Stahlring ein geringes radiales Spiel. Im Betrieb dehnt sich die Laufbüchse infolge Erwärmung stärker aus als der Stahlring und stützt sich so auf diesen ab, wodurch die Spannungen in der Büchse wesentlich geringer ausfallen als bei einer Ausführung ohne Stahlring. Auf Bild 25 sind rechts die am Versuchs-

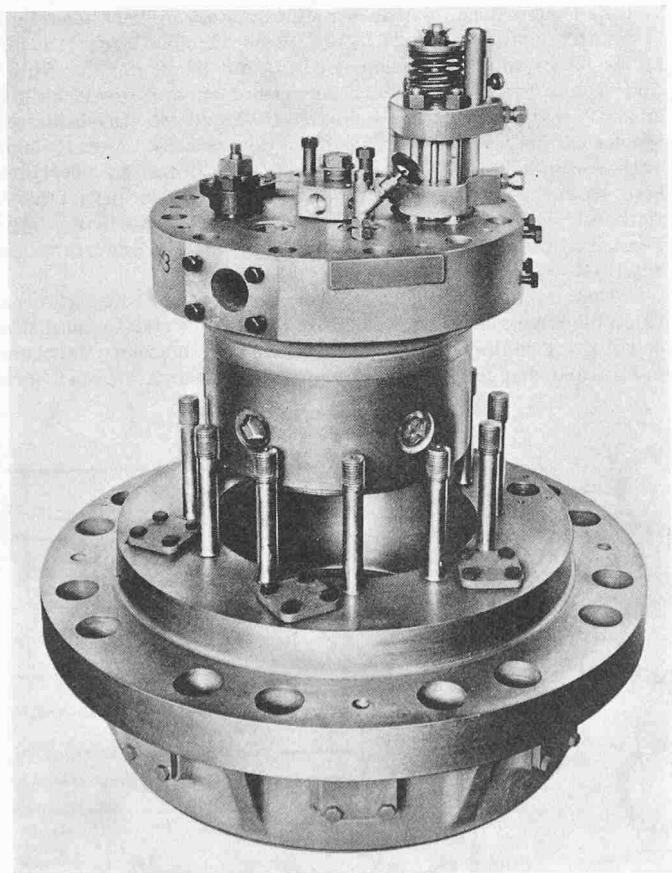


Bild 26. Zweiteiliger Zylinderdeckel

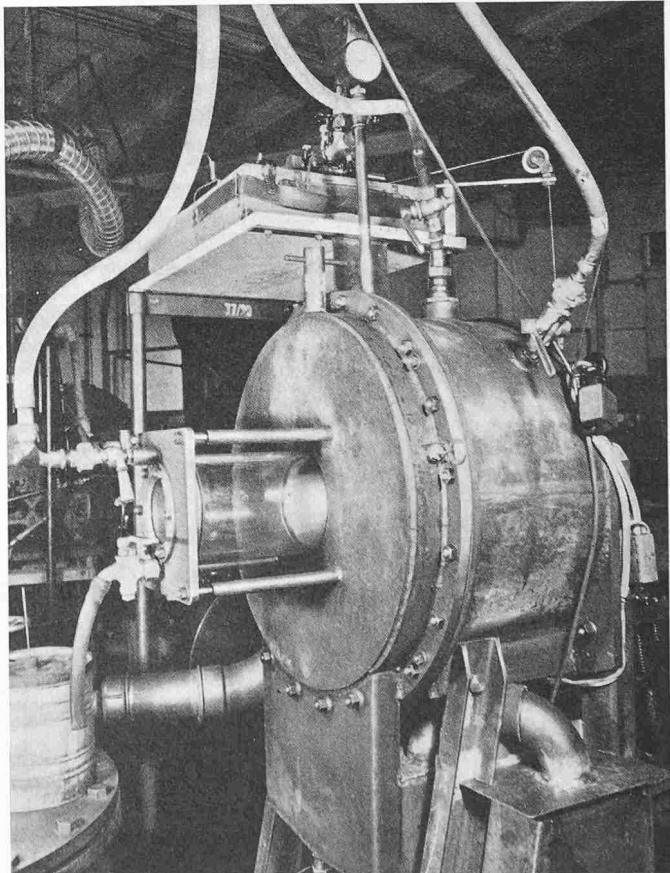


Bild 27. Vorrichtung zur Durchführung von Modellversuchen über die Querspülung

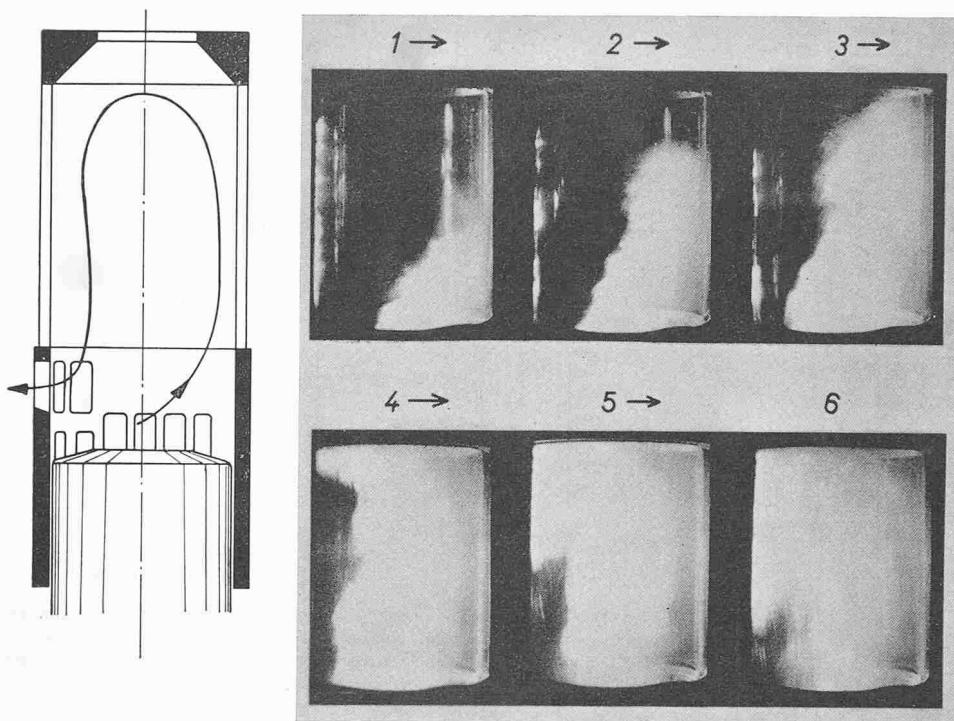


Bild 28. Photographische Aufnahmen verschiedener Phasen eines Spülvorganges

motor 1 RSA 76 gemessenen Radialspannungen in der Büchse für mässige und volle Belastung des Motors mit und ohne Stahlring aufgezeichnet. Wie ersichtlich, vermindern sie sich durch den Ring auf ungefähr die Hälfte. In etwa gleichem Ausmass verkleinern sich auch die Wärmespannungen, indem die neue Bauweise erlaubt, die Wandstärken der Büchse gering zu halten.

Es war von jeher ein besonderer Vorteil der von Sulzer eingeführten Querspülung, dass der Zylinderdeckel als einfacher Rotationskörper ausgeführt werden konnte und keine Durchbrechungen für den Einbau grosser Ventile vorgesehen werden mussten. In der heutigen Form besteht der Deckel, wie aus den Bildern 24 und 26 hervorgeht, aus einem sehr kräftigen äusseren Teil aus Stahlguss, der dank der stark konischen Wand der Verbrennungskammer und seiner einfachen, völlig symmetrischen Form die hohen Drücke bei mässigen Spannungen aufzunehmen vermag. Der innere, aus Spezialgusseisen bestehende Einsatz enthält das Brennstoffventil, das Anlassventil und ein Sicherheitsventil. Sein Durchmesser ist verhältnismässig gering, so dass die Gasdrücke mit geringen Wandstärken und demzufolge mässigen Wärmespannungen aufgenommen werden. Beide Teile sind wassergekühlt, wobei auf gute Wasserführung besonderer Wert gelegt wurde.

#### G. Die Spülung

Bei der Verwendung von Abgas-Turbogebläsen für das Verdichten der Spülluft ist es besonders wichtig, eine Spülung von möglichst hohem Reinheitsgrad mit bescheidenem SpülLuftaufwand zu erzielen. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden neue Anstrengungen unternommen, durch die in systematischer Forschung die Möglichkeiten einer weiteren Verbesserung des Querspülsystems geklärt werden sollten. Da Spülversuche am Motor selber grossen Aufwand und viel Zeit erfordern, wurde ein Spülmodell in verkleinertem Maßstab gebaut. Bild 27 zeigt diese Einrichtung. An ihr ist es leicht möglich, Form, Grösse und Richtung der Spül- und Auspuffschlitze beliebig zu verändern und die Wirkung dieser Veränderungen zu beobachten. Dazu ist ein einfacher Mechanismus geschaffen worden, der erlaubt, den Kolben entsprechend dem Bewegungsgesetz im Motor zu verschieben, wodurch er die Auspuff- und Spülslitze öffnet bzw. schliesst, während gleichzeitig das unter Ueberdruck stehende Spülmedium die Ausspülung des Zylinderinhaltes bewirkt.

Das Modell wird mit zwei geeigneten Flüssigkeiten betrieben. Anstelle von kalter SpülLuft verwendete man das schwere Trichloräthylen und statt der heissen Verbrennungsgase den leichten Aethyl-Alkohol. Damit ergeben sich

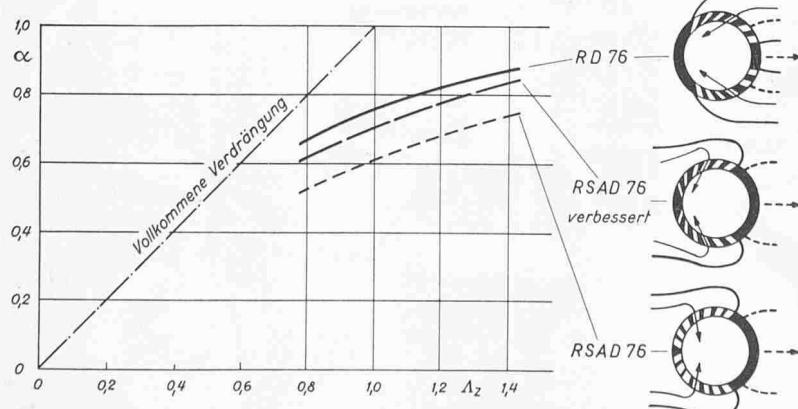


Bild 29. Verbesserung des am Spülmodell gemessenen volumetrischen Reinheitsgrades  $\alpha$  durch zweckmässigere Anordnung der Spül- und Auspuffschlitze in Abhängigkeit des Luftverhältnisses  $\Lambda_z$

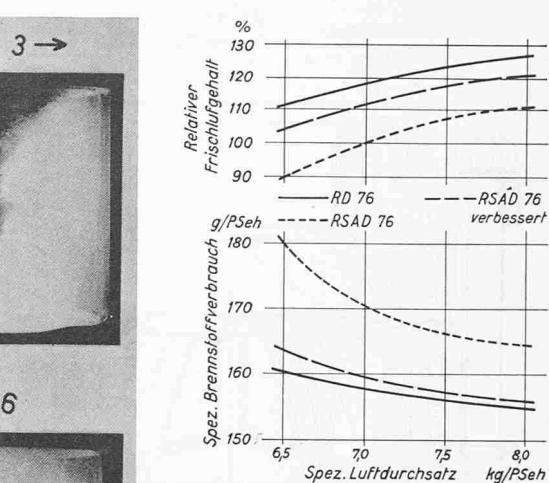


Bild 30. Relativer Frischluftgehalt und spezifischer Brennstoffverbrauch in Abhängigkeit des spezifischen Luftdurchsatzes für die drei, auf Bild 29 angegebenen Schlitzanordnungen, gemessen am Versuchsmotor 1 RSA 76 bei Vollast  
( $p_{me} = 7,04 \text{ kg/cm}^2$ ,  $n = 119 \text{ U/min}$ )

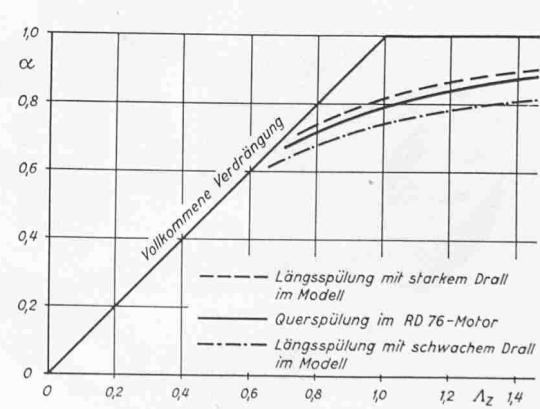


Bild 31. Am Spülmodell gemessene volumetrische Reinheitsgrade  $\alpha$  bei verschiedenen Spülverfahren in Abhängigkeit des Luftverhältnisses  $\Lambda_z$

die gleichen Verhältnisse in bezug auf Dichte und kinematische Zähigkeit wie bei der Spülung im Motorzylinder. Ausserdem konnte der Vorgang im Modell bedeutend langsamer durchgeführt werden, falls die Reynoldssche Zahl als für das Modellgesetz gültiges Kriterium betrachtet wird. Durch Färben der Spülflüssigkeit lässt sich der Ablauf einer Spülung von blossem Auge durch den Glaszyylinder verfolgen sowie für genauere Auswertungen und Beurteilungen der Strömungsformen mit Zeitlupen-Kinoaufnahmen festhalten. Der Druckabfall in der Strömung durch die Schlitze kann mühelos gemessen werden. Wichtig ist vor allem, dass sich auch der Reinheitsgrad durch Bestimmen der Dichte des Zylinderinhaltes nach der Spülung mittels eines Areometers sowie die Menge und Dichte der aus dem Zylinder ausgespülten Mischung in einfacher Weise genau feststellen lassen.

Durch die Modellversuche war es möglich, verschiedene Schlitzanordnungen auszuprobieren, von denen dann die günstigsten auch am Motor geprüft wurden. Dabei zeigte sich, dass eine Anordnung, die am Modell einen höheren Reinheitsgrad ergab, jeweils auch am Motor eine Verbesserung brachte. Bild 28 zeigt sechs aufeinanderfolgende Phasen eines Spülvorganges, die am Spülmodell aufgenommen worden sind. Aus ihnen geht deutlich hervor, dass bei einer guten Querspülung eine scharfe Trennung zwischen den (dunkel erscheinenden) Verbrennungsgasen und der eintretenden (hell erscheinenden) Spül Luft besteht. Wie aus den Bildern 28.1. u. 2 ersichtlich, steigt der Luftstrom längs der einen (rechten) Zylinderwand hoch, biegt dann nach Erreichen des oberen Zylinders um (Bild 28.4), um schliesslich die Abgasreste aus dem Zylinder herauszuschieben. Dieser Strömung ist keine Rotation um die Zylinderaxe überlagert, was sich auf die Verbrennung günstig auswirkt.

Bild 29 zeigt die am Modell bei verschiedenen SpülLuftverhältnissen gemessenen Reinheitsgrade für drei Schlitzanordnungen. Daraus ist die wesentliche Verbesserung zu erkennen, die gegenüber der bisherigen Bauweise (Typ RSAD 76) erzielt werden konnte.

Es ist einleuchtend, dass neben dem Reinheitsgrad der spezifische Brennstoffverbrauch als massgebendes Kriterium für die Beurteilung des Spülverfahrens in Betracht zu ziehen ist. Hierüber gibt Bild 30 Auskunft, auf dem oben die relative Erhöhung des Frischluftgehaltes im Zylinder und unten der spezifische Brennstoffverbrauch, jeweils in Abhängigkeit des stündlichen SpülLuftgewichtes, bezogen auf die Wellenleistung, aufgezeichnet sind. Die Kurven stellen Messergebnisse am einzylindrigen Versuchsmotor von 760 mm Bohrung und 1550 mm Hub dar, der mit einem effektiven Mitteldruck von 7,04 kg/cm<sup>2</sup> und mit 119 U/min betrieben wurde. Dabei beziehen sich die drei Kurven auf die selben Schlitzanordnungen, wie sie in Bild 29 dargestellt sind. Wie ersichtlich, ergab die Ausführung RD 76, mit welcher der höchste Reinheitsgrad erreicht wurde, auch den niedrigsten Brennstoffverbrauch. Massgebend sind dabei die erzielten Verbesserungen, aber nicht die absoluten Werte der Verbrauchszzahlen, denn diese sind wegen der einzylindrigen Ausführung verhältnismässig hoch.

An dieser Stelle mag eine Bemerkung über die Längsspülung Raum finden, die von führenden Firmen bei ihren grossen Zweitaktmotoren angewendet wird. Es erschien geboten, die Vorteile, die von den Anhängern dieser Spülart geltend gemacht werden, sowohl am Spülmodell als auch am Einzylinder-Versuchsmotor nachzuprüfen. Dass eine scharfe Trennung zwischen Verbrennungsgasen und SpülLuft nicht nur bei Längsspülung, sondern auch bei Quer-

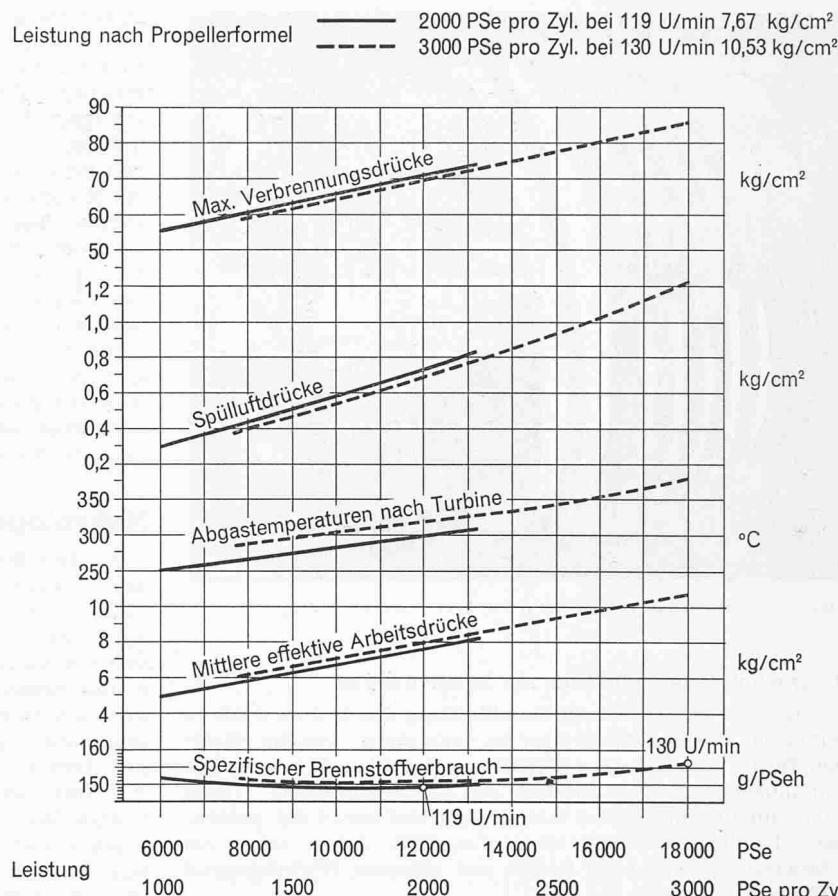


Bild 32. Bei den Prüfstandversuchen am Motor 6 RD 90 gemessene Hauptbetriebsdaten bei normaler und gesteigerter Belastung

spülung zu erreichen ist, wurde bereits oben festgestellt (Bild 28). Schon die Modellversuche, von denen einige typische Ergebnisse auf Bild 31 aufgezeichnet sind, liessen bei Längsspülung die Notwendigkeit einer starken Rotation der SpülLuft um die Zylinderaxe erkennen, um bei Längsspülung zu befriedigenden Reinheitsgraden zu kommen. Dabei wurde eine Anordnung mit vom Kolben gesteuerten Spülslitzen und vier Auspuffventilen im Zylinderdeckel untersucht. Die bei Querspülung erreichten Reinheitsgrade liegen, wie ersichtlich, nur wenig unter den günstigsten Werten der Längsspülung. Nun ergaben aber die Messungen am längsgespülten Versuchsmotor bei starker Rotation der SpülLuft einen erheblich grösseren Brennstoffverbrauch als bei schwacher Rotation, wobei in beiden Fällen ein zentral angeordnetes Brennstoffventil verwendet wurde.

Auf Grund dieser Vergleichsversuche sowie der in der Literatur bekanntgegebenen Verbrauchszahlen darf festgestellt werden, dass beide Spülsysteme hinsichtlich Reinheitsgrad und spezifischem Brennstoffverbrauch gleichwertig sind. Sie bilden verschiedene Wege zur befriedigenden Lösung des Ladewechselproblems.

Die wirklichen Vorteile der Querspülung beruhen auf folgenden Tatsachen: Der Zylinderdeckel enthält keine Auspuffventile. Der Unterhalt dieser Ventile, die verhältnismässig häufig nachgeschliffen werden müssen, fällt weg. Der komplizierte Ventilantrieb ist überflüssig. Ein einziges, zentral gelegenes Einspritzventil genügt auch bei den grössten Bohrungen. Der Zylinderdeckel ist überaus einfach und viel weniger rissgefährdet. Die Kolben lassen sich in einfacher Weise und in kurzer Zeit ausbauen, da beim Demontieren des Zylinderdeckels keine Verbindungen mit der Auspuffleitung zu lösen sind. Die Temperaturverteilung in den Zylinderreinsätzen ist dank zweckmässiger Führung des Kühlwassers und wassergekühlter Stege zwischen den Auspuffschlitzen sehr gleichmässig, so dass bis zu den höchsten Belastungen keine Ungleichheiten in den Wärmedehnungen festzustellen sind.

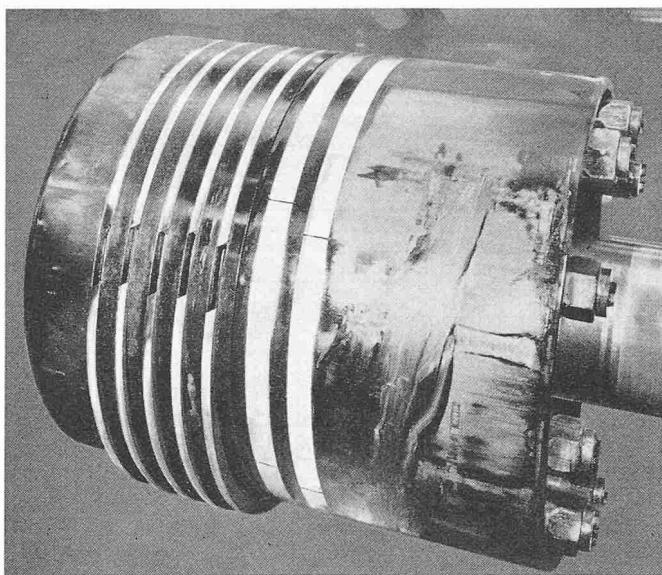


Bild 33. Zustand eines Kolbens nach Abschluss der Versuche

#### H. Ergebnisse der Versuche am Motor 6 RD 90

Bei der konstruktiven Durchbildung des Motors 6 RD 90 gelang es, die Spülung weiter zu verbessern. Günstig dürfte sich ferner das grössere Verhältnis des Durchmessers zum Hub auswirken, weil dadurch die wärmeabführende Oberfläche im Verhältnis zum Rauminhalt und damit der prozentuale Kühlwasserverlust kleiner ausfällt. Allein schon die grösseren Abmessungen liessen auf besseren Wirkungsgrad schliessen.

Die Prüfstandsergebnisse sind auf Bild 32 zusammengestellt. Sie geben die massgebenden Messwerte in Abhängigkeit der Wellenleistung bei den unten eingetragenen, dem Propellergesetz entsprechenden Drehzahlen wieder. Die ausgezogene Kurve bezieht sich auf den Lastbereich, für den der Motor bestimmt ist. Nach Abschluss der entsprechenden Versuche wurde die Maschine mit anderen Turbo-Aufladegruppen und anderen Teilen im Einspritzsystem für den Brennstoff ausgerüstet, um Versuche bei höheren Aufladegraden und grösseren Leistungen durchführen zu können. Als Brennstoff diente ein Dieselöl mit einem unteren Heizwert von 10 155 kcal/kg. Der Verbrauch an Zylinderschmieröl wurde zum Einlaufen auf 1 g/PSeh eingestellt; er lässt sich im Schiffsbetrieb auf 0,6 g/PSeh verringen.

Was vor allem auffällt, ist der niedrige spezifische Brennstoffverbrauch. Er erreicht bei normaler Ausrüstung (ausgezogene Kurven) einen günstigen Wert von 149 Gramm/PSeh, was einem thermischen Wirkungsgrad von 41,8% entspricht. Damit ist ein neuer Rekord für Sulzer-Motoren aufgestellt. Bemerkenswert ist weiter der sehr flache Verlauf der Verbrauchskurve. Sie bleibt von 8000 bis 13 000 PS unter 150 g/PSeh und liegt bei Halblast (6000 PS) nicht höher als 152 g/PSeh. Ungewöhnlich niedrig sind die Temperaturen der Auspuffgase nach den Turbinen; betragen sie doch bei Vollast nur 300°C. Dies weist auf gute Spülung und reichliche Spülluftmenge hin. Der Spülldruck, gemessen im Spülbehälter vor dem Kühler, erreicht bei Vollast 0,72 atü, der Verbrennungsdruck im Zylinder 73 atü. Der Motor zeigte wie die bisherigen Maschinen vom Typ RSAD 76 auf dem Prüfstand eine hervorragende Manövriertfähigkeit: er liess sich mit kleinsten Drehzahlen betreiben sowie rasch und mühelos umsteuern.

Bei den Probelaufen mit grossen Belastungen (gestrichelte Kurven) ergab sich im Bereich mässiger Belastungen (8000 bis 13 000 PS), wie zu erwarten war, ein nur unbedeutend grösserer Brennstoffverbrauch (150 g/PSeh). Als hervorragend erwies sich die Belastungsfähigkeit: sie konnte bis auf 18 000 PS, also 3000 PS pro Zylinder, gesteigert werden, was einem mittleren effektiven Kolbendruck von 10,5 kg/cm<sup>2</sup> entspricht. Der Spüldruck betrug dabei 1,2 atü und der höchste Verbrennungsdruck 86 atü. Obwohl der

Motor mehrere Stunden mit erhöhter Belastung betrieben wurde, konnten keinerlei Anzeichen für eine Ueberlastung weder hinsichtlich Verbrennung (Luftmangel), noch thermischer oder mechanischer Art festgestellt werden. Nach erfolgter Demontage sind die reibenden Teile sorgfältig untersucht worden. Die Flächen zeigten das übliche Bild und keinerlei messbare Abnutzungen. Im besonderen wiesen die Kreuzkopflager eine gleichmässige Verteilung der Tragspuren über die ganze Lagerbreite auf. Auch die Kolben, die Kolbenringe und die Zylindereinsätze waren in einwandfreiem Zustand, wie beispielsweise aus Bild 33 zu ersehen ist. Dieses günstige Ergebnis zeigt die grosse Belastungsreserve der neuen Typenreihe der RD-Motoren.

Der heute erreichte Stand berechtigt zur Hoffnung, dass sich dem Sulzer-Zweitakt-Dieselmotor auf dem Gebiet des Antriebs grosser Schiffe ein weiteres, interessantes Anwendungsfeld öffnen werde, das bisher ausschliesslich der Dampfturbine angehört.

#### Nekrologie

† Leo Bodmer, Masch.-Ing. G. E. P. Mit Leo Bodmer ist am 17. März ein hervorragender Bergsteiger, Ingenieur und Industrieller aus einem reichen Leben geschieden. Er war am 28. Jan. 1880 in seiner Vaterstadt Zürich geboren worden, deren Schulen er durchlief. Schon am Gymnasium gründete er mit einem Dutzend gleichgesinnten, bergbegeisterten Kameraden einen Alpenclub, die «Alpina Turicensis», um mit ihnen seiner grossen Leidenschaft, dem Bergsteigen, zu frönen. Ihre Clubhütte, die «Sihlälplihütte», stand im Bodmergut, das zwischen Sihl und Talacker an den botanischen Garten, die Katz, anschliessend in damals ruhiger Lage den Platz einnahm, den heute der grosse Geschäftshäuserblock beansprucht, in dem unter anderem die «Epa» haust. Die gut eingerichtete Hütte diente nicht nur der Besammlung, den Tourenplanungen und Besprechungen, sondern oft auch zum Uebernachten, wenn die Polizeistunde etwas stark gestreckt worden war. Im übrigen zeigten die jungen Bergsteiger beachtenswerte Leistungen, die sogar einige Erstbesteigungen einschliessen. Schon 1897 benützten sie als Pioniere für Wintertouren nach einem norwegischen Muster selbstgezimmerte Skier. Aus vielen dieser Bergfreunde wurden Freunde fürs Leben. Leider sind sie alle bis auf den Schreibenden gestorben.

Nach bestandener Maturitätsprüfung arbeitete Leo Bodmer ein Jahr als Volontär in den Werkstätten der Maschinenfabrik Oerlikon, um sich die praktische Grundlage für das Studium des Maschinenbaus am Poly zu verschaffen. Dieses Studium wurde bald durch eine Orientreise unterbrochen, auf der er seinen Bruder begleitete, dem der Arzt eine See-reise verschrieben hatte. Sie wurde zur Weltreise, führte ihn über den Orient, Indien, China, Japan und die USA nach der Schweiz zurück und brachte ihm reichen Gewinn an Erlebnissen und Erfahrungen.

Nachdem Leo Bodmer 1904 das Studium abgeschlossen hatte, zog er als Ingenieur nochmals nach den Vereinigten Staaten, die ihm auf deren Durchquerung auf der Rückkehr von Japan mächtig interessiert hatten, um nach einem Jahr um weitere Erfahrungen reicher nach der Schweiz zurückzukehren. Da fand er eine sehr interessante Stelle im Dampfturbinenversuchslokal der Firma Brown, Boveri & Cie., die den Turbinenbau als erste Firma auf dem Kontinent erst fünf Jahre vorher nach den Patenten von Parson aufgenommen hatte, so dass vieles noch im Fluss war. Da war Leo Bodmer so recht in seinem Element. Er hatte im ganzen Absatzgebiet von Brown-Boveri Turbinen in Betrieb zu setzen. Manchmal galt es auch nachzuholen, wenn sie nicht so wollten wie sie sollten. Dann zog er sein Uebergwäldli an und griff selber zu. Er war deshalb im Hause und bei der Kundschaft sehr beliebt und wurde bald zum Chef des Versuchslokals ernannt.

1912 verliess er die Badener Firma, um mit seinem Schwager Naville in der Papierfabrik Cham die dort notwendig gewordenen Modernisierungen und Erweiterungen zu leiten. Als diese nach weiteren sieben Jahren durchgeführt waren, kehrte er, von Ing. Henry Naville berufen, wieder zu