

# Ueber die Entwicklungs-Etappen der Büchi-Abgasturboaufladung

Autor(en): **Büchi, Alfred J.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **70 (1952)**

Heft 16

PDF erstellt am: **11.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-59590>

## **Nutzungsbedingungen**

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

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

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

## **Haftungsausschluss**

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

## Der Bundespräsident zur Schweizer Mustermesse 1952

Die Mustermesse 1952 in Basel öffnet ihre Tore in einer Zeit, in der alle Räder der Wirtschaft auf hohen Touren laufen und die Kräfte des Landes aufs äusserste angespannt sind. So erfreulich es auch ist, dass dadurch dem Schweizervolk reichlich Gelegenheit zu Arbeit und Verdienst geboten wird, so bedrückend ist der Gedanke, dass die Ursache dieser günstigen Beschäftigungslage in einem fieberhaften Rüstungswettlauf in aller Welt liegt, der in der Unsicherheit der Zukunft begründet ist. Auch darf die Freude über den guten Geschäftsgang nicht darüber hinwegtäuschen, dass eine über die Vollbeschäftigung hinausgehende Hochkonjunktur der Wirtschaft Gefahren des Lohn- und Preisauftriebes in sich birgt, denen zu begegnen unser aller Anliegen sein muss.

Und schliesslich darf das heutige Wohlergehen nicht trügerische Hoffnungen wecken, dass es immer so bleiben könnte. Je weiter das Pendel nach der einen Seite ausschlägt, um so grösser ist die Gefahr, dass es ebenso stark nach der andern Seite zurückfallen könnte. Wir spüren und erkennen es täglich, dass unsere Wirtschaft durch Massnahmen und Ereignisse

im Auslande fortgesetzt vor neue Probleme und Schwierigkeiten gestellt wird und müssen uns deshalb immer wieder bemühen und bereit sein, alle möglichen Belastungsproben zu bestehen.

Der Basler Trommler, das Werbezeichen der diesjährigen Mustermesse, mobilisiert uns zu solcher Besinnung und Wachsamkeit. Er soll uns Symbol sein — und zwar in dreifacher Hinsicht: Weck- und Mahnruf an das Schweizervolk, Werbung in aller Welt für die Produkte schweizerischer Arbeit und Wahrzeichen baslerischer Tradition und Bodenständigkeit. Mögen sich auf den Weck- und Mahnruf hin alle Kräfte des Schweizervolkes sammeln, um geeint und geschlossen den Kampf zur Erhaltung unseres Wohlstandes und der Sicherheit des Landes auch in gefahrvoller Zukunft erfolgreich zu führen.

Es ist unser Wunsch, dass es dem Basler Trommler gelinge, eine grosse Heerschar von Messebesuchern zu mobilisieren, damit der traditionellen Basler Mustermesse wiederum ein voller Erfolg zuteil werde.

Kobelt, Bundespräsident

## Ueber die Entwicklungs-Etappen der Büchi-Abgasturboaufladung

Von Dr. sc. techn. h. c. ALFRED J. BÜCHI, Winterthur

DK 621.436.052

Die erstaunliche Verbreitung, die das vom Verfasser in bald 50jähriger Entwicklungsarbeit geschaffene Aufladeverfahren von Brennkraftmaschinen in den letzten Jahren namentlich in den USA gefunden hat, veranlasste uns, Dr. h. c. A. Büchi um die Abfassung eines Rückblickes und Ausblickes zu ersuchen.

Die Redaktion

### 1. Die ersten Vorschläge der Abgasturboaufladung

Der Verfasser hatte das Glück, dass seine Studien- und Entwicklungszeit in eine Periode äusserst grosser Umwälzungen im Wärmekraftmaschinenbau fiel. Die lange Jahrzehnte allein das Feld beherrschende Dampfmaschine erhielt um die letzte Jahrhundertwende in der Dampfturbine einen erfolgreichen Konkurrenten, namentlich für grössere Kraftleistungen. Fast gleichzeitig trat die Brennkraft-Kolbenmaschine, die heute vor rd. 75 Jahren im Otto-Motor — und zwar vorzugsweise für kleinere Leistungen — ihre erfolgreiche Laufbahn begonnen hatte, in neuer Konzeption als Dieselmotor auf den Plan. Gottbegnadete Lehrer, die zugleich sowohl theoretisch als auch konstruktiv und praktisch aufs beste veranlagte Ingenieure waren, wie z. B. Professor Dr. Aurel Stodola an der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich, konnten ihre Schüler für die neuen Aufgaben begeistern, die sie nun in reicher Fülle stellten, und ihnen auch das notwendige wissenschaftliche Rüstzeug und die so erforderliche Intuition in ihre Praxis als Ingenieure mitgeben. Diese günstigen Gelegenheiten boten sich auch dem Schreibenden. Mit einem ihn verpflichtenden Drang durfte er an die zahlreichen Probleme des damals noch in den Kinderschuhen steckenden Dieselmotorenbaues herangehen. Dazu boten sich ihm vorerst besonders reiche Möglichkeiten bei der Firma Carels Frères in Gent, einer angesehenen Dampfmaschinen- und Lokomotivenfabrik, die auch die erste belgische Firma war, welche den Dieselmotorenbau aufnahm.

Carels baute zu jener Zeit u. a. eine Gleichdruck-Versuchs-Gasturbine nach den Vorschlägen von Ingenieur A. Vogt. Weiteste Kreise erachteten schon damals als erstrebenswertes Ziel für die Umsetzung von Wärme in mechanische Energie die rein rotierende Maschine ohne hin- und hergehende Teile. Dem Verfasser war es dabei vergönnt, die Konstruktionen für diese Gasturbinenanlage zu entwickeln und die Versuche an ihr durchzuführen, was für seine weitere Ingenieurertätigkeit von entscheidender Bedeutung werden sollte. Bei den Versuchen an dieser Prototypmaschine in den Jahren 1904/05 musste er aber nur zu deutlich erkennen, dass dem Erreichen des gesteckten Zieles erhebliche Schwierigkeiten, namentlich infolge der hohen Wärmebeanspruchungen, sowie in bezug auf Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit prohibitiv im Weg standen. Diese Einsicht führte ihn deshalb 1905 zu anderen, eigenen Vorschlägen betreffend die Weiterentwicklung der bisherigen Brennkraftmaschinenarten, wie sie z. B. im

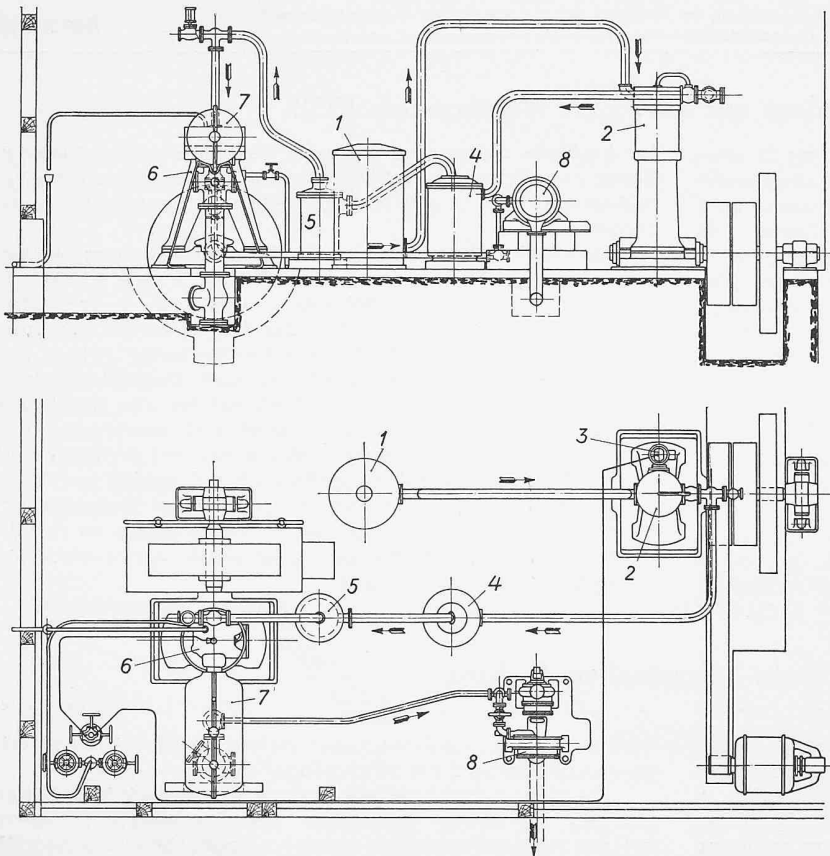
DRP 204 630, im schweizerischen Patent 35 259 und im amerikanischen Patent 1 006 907 beschrieben sind.

Die Kolbenbrennkraftmaschine sollte darnach beibehalten und nur die bisher unbenützte Brenngasenergie in ihrem unteren Temperaturbereich in einer Abgasturbine zum Antrieb eines Ladegebläses ausgenützt werden. In diesen Patenten ist ganz allgemein die Kombination eines rotierenden Kompressors zur Verdichtung der Ladeluft oder Lademischung, einer Kolbenbrennkraftmaschine, in welche die Ladung eingeführt, und wo sie zusätzlich verdichtet und entzündet wird, sowie anschliessend unter Arbeitsleistung expandiert, und einer Turbine für die Abgase der Brennkraftmaschine geschützt worden. Als Ladeverdichter wurde bereits ein vielstufiger Axialkompressor mit Kühler und eine mehrstufige Turbine vorgeschlagen.

Die Verwertung dieser Vorschläge gestaltete sich nun aber äusserst langwierig. Der Verfasser holte sich trotz gründlicher Studien und eifrigster Suche nach Interessenten in allen Ländern jahrelang nur Absagen. 1909 veröffentlichte er einen längeren Aufsatz in der «Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen», Heft 20 ... 22, in dem das neue, erweiterte Arbeitsverfahren beschrieben war und vergleichende Berechnungsergebnisse mit bisher üblichen und neueren, nach seinen Vorschlägen arbeitenden Brennkraftmaschinen mitgeteilt worden sind. Alle bekannten Brennkraftmaschinenarten, gleichgültig ob sie nach dem Gleichvolumen- oder dem Gleichdruckverfahren arbeiteten, waren darin behandelt und die Ergebnisse in Entropie- und pV-Diagrammen sowie auf Tabellen dargestellt. Die Untersuchungen wurden bis auf 5 atü Ladedruck, d. h. mit einem heute noch immer nicht eingeführten Aufladedruckverhältnis bis zu 6:1, durchgeführt. Wie später hier gezeigt wird, lässt sich der ideelle thermische Wirkungsgrad, der beim gewöhnlichen Arbeitsverfahren etwa 67 % beträgt, mit dem erweiterten Gleichdruckverfahren bis auf 78 % steigern. Als weiterer Hauptvorteil wurde ferner nachgewiesen, dass die Hauptabmessungen und die Maschinengewichte gegenüber gewöhnlichen Brennkraftmaschinen ganz bedeutend reduziert werden können.

### 2. Die erste Versuchsanlage von Gebrüder Sulzer, Winterthur

1911 gelang es endlich, die Maschinenfabrik Gebrüder Sulzer, Winterthur, zur Erstellung einer für damalige Verhältnisse bemerkenswerten Versuchsanlage zu bewegen, an welcher in den Jahren 1912 bis 1914 sehr eingehende Messungen vorgenommen wurden. Bild 1 zeigt diese Anlage in Grund- und Aufriss. Man hat den Aufladeverdichter, die Dieselmotorenmaschine und die Abgasturbine absichtlich getrennt aufgestellt. Man konnte dadurch alle drei Maschinen unter ganz beliebigen Betriebsbedingungen (Drehzahl, Brennstoffgewicht, Luftdurchsatz, Leistung, Drücke und Temperaturen) betreiben. Der verwendete einzylindrige Dieselmotor wies bei 220 mm



Zylinderbohrung 350 mm Hub auf und drehte mit 300 U/min. Er war aus einem normalen Dieselmotor für Höchstdrücke von 120 kg/cm<sup>2</sup> umgebaut worden und ertrug diese Drücke auch anstandslos. Der Ladeverdichter war ein Kolbenverdichter, der mit der Einblaseluf-pumpe für die Brennstoffzufuhr gekuppelt war. Die vom Verdichter geförderte Ladeluft konnte in einem Kühler mehr oder weniger intensiv gekühlt werden, so dass der Ladebetrieb des Dieselmotors mit kalter Ladeluft durchgeführt werden konnte, wie wenn die Luft isothermisch vorverdichtet worden wäre. Für die Ladeluft waren ferner grosse Receiver vorgesehen, so dass die Zufuhr trotz stossweiser Luftförderung durch den einzylindrigen Kompressor und stossweiser Entnahme durch die einzylindrige Brennkraftmaschine praktisch unter konstantem Druck erfolgte. Zwischen dem Dieselmotor und der Abgasturbine war ein Receiver von vierfachem Hubvolumen des Dieselmotors eingeschaltet, womit erreicht wurde, dass auch die Beaufschlagung der nachgeschalteten Turbine unter möglichst konstantem Druck erfolgte. Die Ladeversuche wurden mit den verschiedensten absoluten Ladedruckverhältnissen von 1:1 bis 3,5:1 durchgeführt, wie aus Bild 2 ersichtlich ist.

3. Die erzielten Ergebnisse

Mit der Versuchsanlage konnten folgende Feststellungen gemacht werden, die die Voraussagen der Gegner der vorgeschlagenen Maschinenart vielfach Lügen strafte.

1. Bedeutende Verbesserung der Wirtschaftlichkeit, d. h. erhebliche Erniedrigung des spezifischen Brennstoffverbrauchs gegenüber dem gewöhnlichen Dieselmotor gleicher Leistung.

Der Versuchsmotor arbeitete noch mit Brennstoffein-führung durch hochgespannte Einblaseluft, was damals bei Dieselmotoren allgemein üblich war. Dies ist bei der Beurteilung des Verbrauchs zu berücksichtigen, weil selbstverständlicherweise durch direkte Einspritzung des Brennstoffes, wie sie heute allgemein angewandt wird, ein besserer Verbrauch erzielt worden wäre. Auch die Einzylinder-Bauart bedingte schon an sich einen erhöhten Verbrauch. Als geschichtliche Reminiszenz dürfte die Mitteilung interessieren, dass von der Forschungsabteilung der gleichen Firma damals auch schon die direkte Brennstoff-Einspritzung an einem kleineren, liegenden Dieselmotor mit gutem Erfolg entwickelt und ausprobiert wurde, dass leider aber die praktische Einführung dieser Verbesserung noch recht viele Jahre auf sich warten liess.

2. Die rein mechanischen Verluste stiegen lange nicht im gleichen Verhältnis wie die Lade- und Brennrunderhöhung; der mechanische Wirkungsgrad des Motors allein stieg sogar von 74 % bei atmosphärischem Ladedruck auf 89 % beim Ladedruckverhältnis von 3,5:1.

3. Die Wärmeverluste durchs Kühlwasser stiegen ebenfalls lange nicht im Verhältnis der Leistungssteigerung. Einer

Bild 1. Erste Büchi-Turboauflade-Versuchsanlage aus den Jahren 1911 bis 1914 bei Gebrüder Sulzer AG., Winterthur.

- 1 Luftansauggefäss mit Messdüse
- 2 Aufladekompressor
- 3 Einblaselufpumpe
- 4 Ladeluftkühler
- 5 Wasserabscheider
- 6 Viertakt-Dieselmotor 220 mm Bohrung 350 mm Hub,  $n = 300$  U/min
- 7 Auspuffreceiver
- 8 Abgasturbine

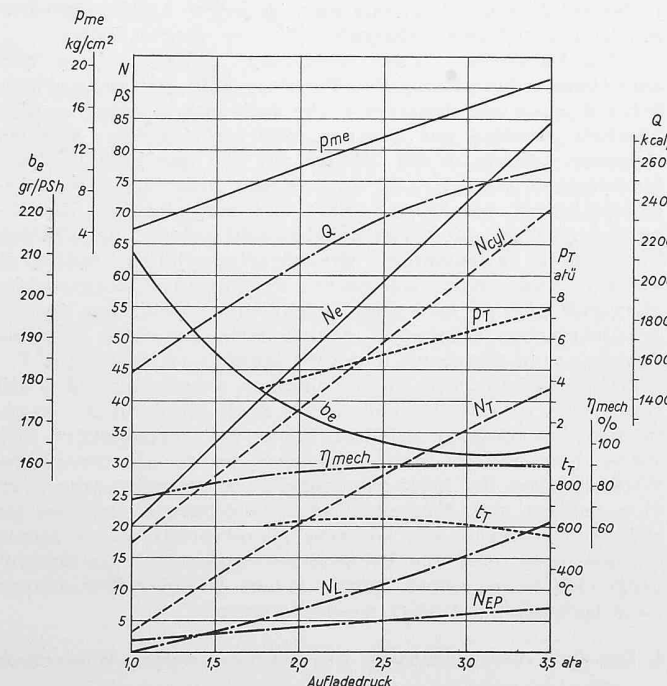


Bild 2. Ergebnisse der Versuche an der auf Bild 1 dargestellten Anlage.

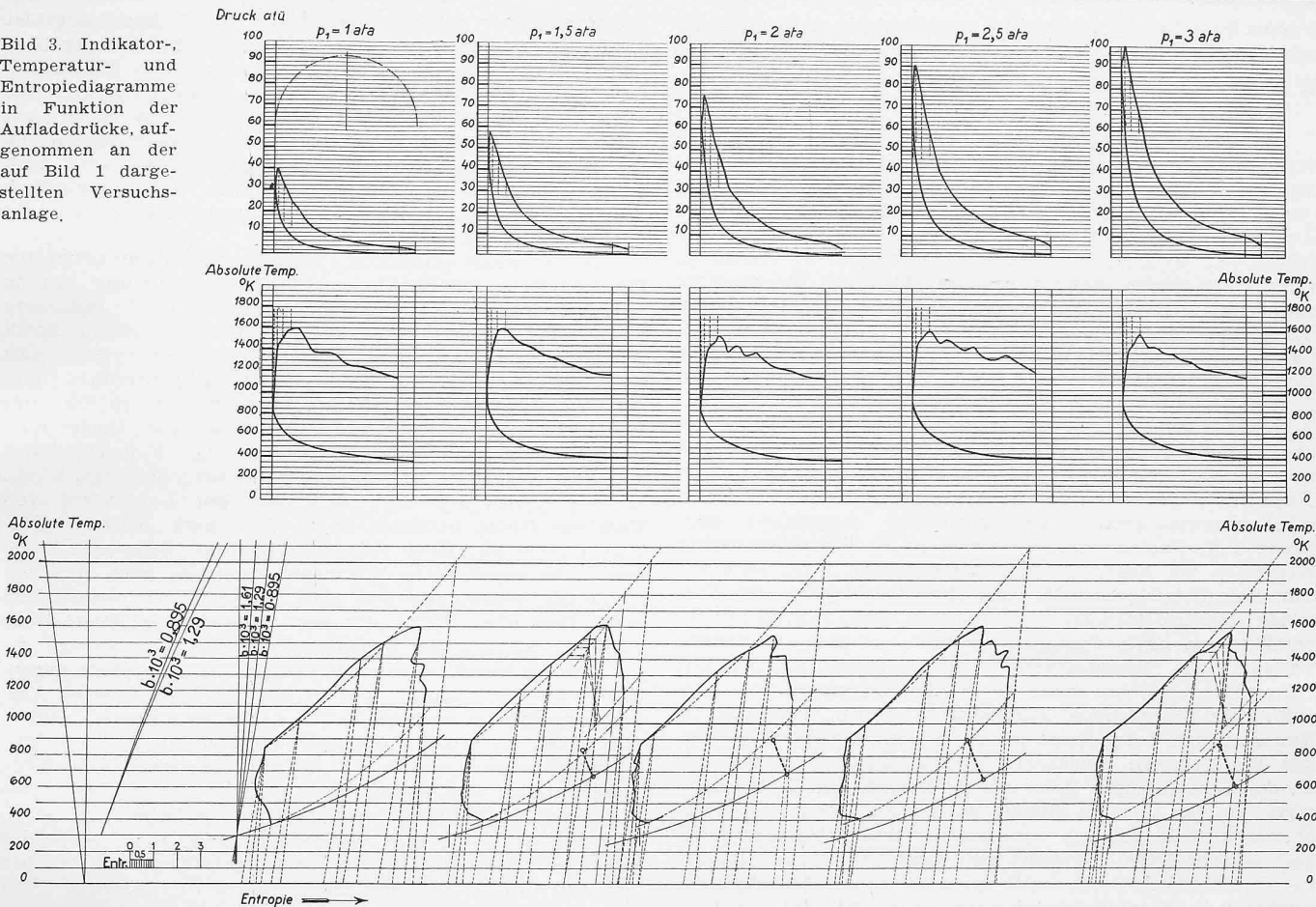
- $N_c$  Effektive Totalleistung =  $N_{cyl} + N_T - N_L - N_{EP}$
- $N_{cyl}$  Effektive Dieselmotorleistung,  $N_T$  Effektive Gasturbinenleistung
- $N_L$  Effektiver Leistungsbedarf des Laders
- $N_{EP}$  Effektiver Leistungsbedarf der Einblaspumpen
- $Q$  Durch Kühlwasser abgeführte Wärmemenge im Dieselmotor (Zylinder, Zylinderdeckel und gekühltes Auslassventil)
- $b_e$  Spezifischer Brennstoffverbrauch bezogen auf  $N_c$
- $p_{me}$  Mittlerer effektiver Kolbendruck entsprechend der effektiven Totalleistung  $N_c$
- $\eta_{mech}$  Mechanischer Wirkungsgrad des Dieselmotors allein
- $p_T$  Druck vor der Gasturbine  $t_T$  Temperatur vor der Gasturbine

Tabelle 1. Büchi-Turboauflade-Versuchsanlage aus den Jahren 1911 bis 1914. Kühlwasserwärmeverluste im Dieselmotor bei aufgeladener Normalleistung bei verschiedenen Aufladedrücken in Prozenten der total eingeführten Brennstoffwärme

Aufladedrücke	ata	1	2	3
$p_{me}$ = mittlerer effektiver Kolbendruck entsprechend der effektiven Totalleistung $N_c$	kg/cm <sup>2</sup>	4,5	10,6	16,2
Im Zylinder und Zylinderdeckel abgeführte Wärme	%	31,8	24,4	20,1
Im gekühlten Auspuffventil abgeführte Wärme	%	2,3	1,4	1,1
Total abgeführte Kühlwasserwärme	%	34,1	25,8	21,2



Bild 3. Indikator-, Temperatur- und Entropiediagramme in Funktion der Aufladepdrücke, aufgenommen an der auf Bild 1 dargestellten Versuchsanlage.



Leistungssteigerung um das 4,2-fache entsprach nur eine Vermehrung der im Dieselmotor abzuführenden Kühlwasserwärme um das 1,7-fache. Im Dieselmotor wurde das Auspuffventil mit Kühlvorrichtung versehen, weil man jede schädliche Wärmewirkung durch die hohen Auspufftemperaturen vermeiden wollte. Tabelle 1 zeigt einige Versuchsergebnisse bei verschiedenen Ladedrücken. Während die prozentualen Wärmeverluste im Zylinder und Zylinderdeckel bei dem auf das Dreifache gestiegenen Ladedruck von 31,8 auf 20,1 % fielen, erniedrigten sich die Wärmeverluste im Auspuffventil von 2,3 % auf 1,1 %. Die Abnahme der Wärmeverluste im gekühlten Auspuffventil erfolgte also mit steigendem Ladedruck noch rascher als diejenigen im Zylinder und Zylinderdeckel zusammen.

Als Gasturbine wurde eine zweistufige Kleinturbine, wie sie bei Gebrüder Sulzer für Kesselspeise-Pumpaggregate gebaut wurden, an die Abgasleitung angeschlossen. Weil der bereits erwähnte grosse Abgasreceiver mit Rücksicht auf die mangelnde Warmfestigkeit des verwendeten Stahlgusses sicherheitshalber mit Kühleinrichtung versehen war, sind die damals erzielten Resultate gegenüber den in Wirklichkeit mit in isolierten Abgasleitungen geführten Gasen ungünstiger. Die Gegner der neuen Maschinenkombination machten geltend, dass durch das Anschalten der Abgasturbine an den Motor sich der entstehende Gegendruck beim Ausschubhub, und auch durch Rückexpansion im Arbeitszylinder sehr ungünstig auswirken werde. Um diesen Einwand widerlegen zu können, wurde ein hoher, aus Bild 2 ebenfalls ersichtlicher und bis auf 7,5 atü gesteigerter Gegendruck vor der Turbine eingestellt.

Bild 3 zeigt die festgestellten thermodynamischen Zustände im Brennkraftzylinder und in der Turbine an Hand der Indikator-, der Temperatur- und der Entropiediagramme bei den Ladedrücken von 1; 1,5; 2; 2,5 und 3 ata. Man erkennt aus den Diagrammen die Folgen der Ladewirkungen: Die Maximaldrücke stiegen von 40 auf 100 atü; die Verdichtungsdrücke von 30 bis auf 93 atü; die mittleren indizierten Drücke im Dieselmotor von 5,37 auf 15,3 kg/cm<sup>2</sup> (bei 3,5 ata Ladedruck sogar auf 18,1 kg/cm<sup>2</sup>). Während allen Versuchen sind die durch den Dieselmotor gehenden Luft- und Brennstoffmengen dauernd gemessen worden; damit war man auch

über die jeweiligen Gasmengen im klaren. Man wusste deshalb in jedem Punkt des Kreisprozesses genau, was für ein Gasgewicht beteiligt war. Deshalb konnte man auch in jedem Betriebspunkt die mittleren Temperaturen berechnen; sie sind in Bild 3 ebenfalls dargestellt. Wegen des relativ kleinen Masstabes der Indikator-diagramme konnten die berechneten Temperaturwerte, namentlich diejenigen während der Verbrennung, nur angenähert bestimmt werden. Immerhin dürften die Mittelwerte aus den sich etwas unregelmässig ergebenden Temperaturen der Wirklichkeit ziemlich gut entsprechen. Man erkennt, dass bei allen gewählten effektiven Leistungen der Versuchsanlage die maximalen Gastemperaturen des Arbeitsprozesses praktisch auf der gleichen Höhe, d. h. auf rd. 1600 °K geblieben sind. Dazu hat man die Temperatur der Zylinderladung beim Beginn der Verdichtung möglichst gleich (400 °K = 127 °C) gehalten. Aus allen Temperaturdiagrammen kann eine grösste Abweichung von nur rd. 50 ° herausgelesen werden. Auf keinen Fall ist aber eine Erhöhung der maximalen Temperaturen eingetreten. Aus diesen Diagrammen kann man auch feststellen, dass die mittleren Temperaturen während des Verdichtungs- und Verbrennungshubes annähernd gleich geblieben sind. Von einer merkbaren Temperatursteigerung ist also nichts festzustellen, trotz des dreifachen Steigens der mittleren indizierten Drücke. Die Verdichtungs- und Verbrennungsendtemperatur steigt eher etwas mit grösserem Ladedruckverhältnis, was auch in der besseren Zündwilligkeit des Brennstoffluftgemisches in Erscheinung trat.

Im untersten Teil des Bildes 3 sind die Entropiediagramme bei verschiedenen Ladedrücken eingezeichnet; sie zeigen die Zustandsverhältnisse bei der Verdichtung, der Verbrennung und der Expansion im Brennkraftzylinder. Am Anfang des Verdichtungshubes stellt man bei steigender Aufladung grössere Wärmeverluste ans Kühlwasser fest als im späteren Verlauf, was sich nicht ohne weiteres erklären lässt. Bei den kleinen Drücken könnte diese Feststellung mit Messfehlern zusammenhängen. Zur Veranschaulichung der Turbinenleistung ist auch die Expansionslinie vom Admissionsdruck bis auf den Atmosphärendruck punktiert eingetragen, und zwar entsprechend dem der Rechnung zugrunde gelegten Wirkungsgrad der Turbine von 75 bis 80 %. Solche Werte

werden beim heutigen Stand der Turbinentechnik sicher überschritten.

#### 4. Temperaturmessungen an den Eintrittskanten von Turbinenschaufeln

Die unbewiesene, aber unbeugsame Kritik der Gegner veranlasste bei den durchgeführten Versuchen auch zur genauen Feststellung der Temperaturen an den Eintrittskanten der Turbinenschaufeln. Zu diesem Zweck wurde ein besonderes Schaufelgitter, das für die eigentliche Laufradschaufelung der Gasturbine substituiert wurde, den heißen, in einer Düse expandierenden Abgasstrahlen des Dieselmotors ausgesetzt und die Temperatur der Schaufeleintrittskante durch eine dort angebrachte Lötstelle eines selbst angefertigten Thermoelements gemessen. Bild 4 stellt das von seiner Befestigungsstelle weggenommene Schaufelgitter mit dem Thermoelementanschluss dar. In Bild 5 sind die damit gemessenen Temperaturen der angeströmten Schaufeleintrittskante in Funktion des Verhältnisses der Gasdrücke vor und nach der Düse (Kurve 2) dargestellt. Kurve 1 zeigt die gemessenen Gastemperaturen vor der Expansionsdüse, die für Ueberschallgeschwindigkeiten als Laval-Düse ausgebildet war, Kurve 3 die Gastemperatur, die sich bei ideeller adiabatischer Expansion am Austritt der Expansionsdüse, d. h. kurz vor dem Schaufelgittereintritt, ohne Berücksichtigung von Verlusten während ihrer Expansion bei den verschiedenen Druckverhältnissen hätte einstellen müssen. Aus dem gemessenen Verlauf der Temperaturen der Schaufeleintrittskanten (Kurve 2) gegenüber denen bei ideeller Expansion (Kurve 3) kann man die wichtige Feststellung machen, dass sich die Kurven 2 und 3 bei einem gewissen Druckverhältnis schneiden. Bei kleineren Druckverhältnissen sind die Temperaturen an der Schaufelkante tiefer als die ungefähren Gastemperaturen an der gleichen Stelle. Bei zunehmendem Druckverhältnis und damit auch zunehmender Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse verringert sich diese Temperaturdifferenz bis zu 0 und kehrt sich sogar bei weiterer Geschwindigkeitserhöhung, z. B. entsprechend einem Druckverhältnis von über 3:1, in eine nicht unwesentliche Temperaturerhöhung von rd. 70 ° C um. Um festzustellen, von wo ab dieser Umschlag von Temperaturerniedrigung auf Temperaturerhöhung an der Schaufelkante gegenüber der adiabatischen Expansionstemperatur im Gasstrom eintritt, wurde in Bild 5 noch das kritische Druckverhältnis  $\beta$  eingetragen. Man erkennt aus der Lage des Schnittpunktes der Kurven 2 und 3, dass die Temperatur der Schaufeleintrittskante im Gebiet der Ueberschallgeschwindigkeit höher ist als die aus der ideellen Expansion berechnete Temperatur, während im Unterschallgebiet und nur wenig darüber hinaus die Schaufeleintrittskanten-Temperatur diese ideelle Expansionsendtemperatur an der gleichen Stelle nicht erreicht. Bei einem Druckverhältnis in den Eintrittsdüsen der Turbine von 1,25 z. B. ist diese Temperatur sogar um 92 ° C tiefer. Diese kleinere Temperatur rührt von der Wärmeableitung und der Wärmeabstrahlung her. Es darf deshalb der Schluss gezogen werden, dass man, solange in Gasturbinen mit Unterschallgeschwindigkeit gearbeitet wird, niedrigere Temperaturen an den Laufradschaufel-Eintrittskanten erreicht, als dies der dortigen ideellen Expan-

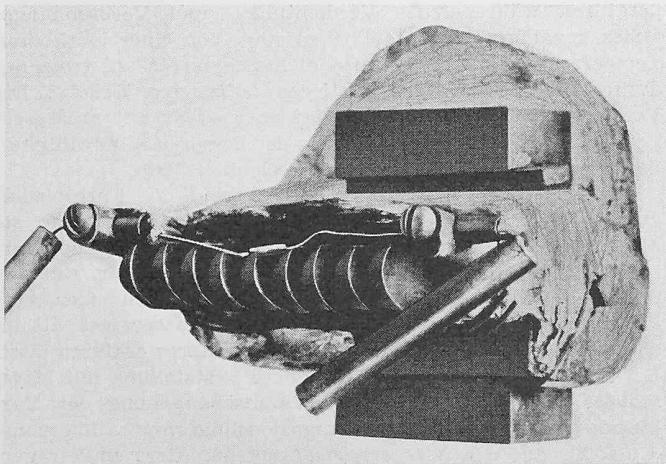


Bild 4. Schaufelgitter für Temperaturmessungen an Turbinenschaufel-Eintrittskanten.

sionstemperatur der Gase entspricht. Im Ueberschallgebiet wird man hingegen mit einer zusätzlichen Erwärmung über diese Temperatur hinaus rechnen müssen. Durch diese schon im Jahre 1914 durchgeführten Temperaturmessungen bei Ueberschallgeschwindigkeiten an Schaufelgittern wurde auch indirekt das Bestehen eines Verdichtungsstosses bei solchen Geschwindigkeiten nachgewiesen. Zugleich war damit auch festgestellt, dass sich die durch solche Verdichtungsstöße entstehenden Druckmittel-Temperaturerhöhungen auf die Schaufeleintrittskanten übertragen.

Die Versuche wurden nun allerdings an einem ortsfesten Schaufelgitter durchgeführt. Die Schaufelfassung musste natürlich irgendwo festgemacht werden. Durch Isolierung wurden die Thermoström- und die Wärmeableitung durch Strahlung und Leitung verhindert. Letzteres gelang aber wohl nur teilweise. Es ist deshalb ganz begreiflich, dass die Schaufeleintrittskanten-Temperatur im unteren Teil des Ueberschallgebietes noch tiefer blieb als die ideale Gastemperatur. Infolge der Verluste in der Expansionsdüse war aber andererseits die Gastemperatur nach der Düse höher, als durch Kurve 3 dargestellt ist. Bei Laufrädern von Turbinen findet natürlich durch die rasch laufende Turbinenscheibe mit ihrer Schaufelung, ihrer Nabe und Welle eine nicht unerhebliche Wärmeableitung und auch eine Abstrahlung, wenigstens von den heißen Turbinenschaufeln statt. Dies alles dürfte sich noch vermehrt im Sinne einer weiteren Senkung der Schaufeltemperaturen auswirken.

Um die Verhältnisse an laufenden Turbinenrädern gegenüber einer Anordnung, wie sie bei der beschriebenen Versuchseinrichtung bestand, noch weiter abzuklären, sollten, soweit dies noch nicht geschehen ist, weitere geeignete Versuche ausgeführt werden. Solche Feststellungen an höchsten Temperaturen, Beanspruchungen und chemischen Reaktionen ausgesetzten Gasturbinenschaufelungen jeglicher Art scheinen wegen der bereits erwähnten, durch Druckstöße bei Ueberschallgeschwindigkeiten hervorgerufenen zusätzlichen und wesentlichen Temperaturerhöhungen von grösstem Wert.

#### 5. Die vorgeschlagene Prototypanlage

Die umfassenden Ergebnisse dieser vielgestaltigen Versuchsanlage, die sowohl hochbeanspruchte Kolben- als auch mit hohen Temperaturen arbeitende Turbomaschinen in sich schloss, konnten bei einwandfreiem Dauerbetrieb der Anlage und ohne irgendwelchen Schaden an Kolben, Ventilen und Lagern des Dieselmotors sowie in der Schaufelung und den Lagern der Turbine erzielt werden. Trotzdem gelang es dem Verfasser nicht, seine damalige Firma zum Bau einer grösseren mehrzylindrigen Prototypmaschine zu gewinnen. Sie und auch die beigezogene grösste schweizerische Dampfturbinenfirma, die die Versuchsanlage ebenfalls eingehend

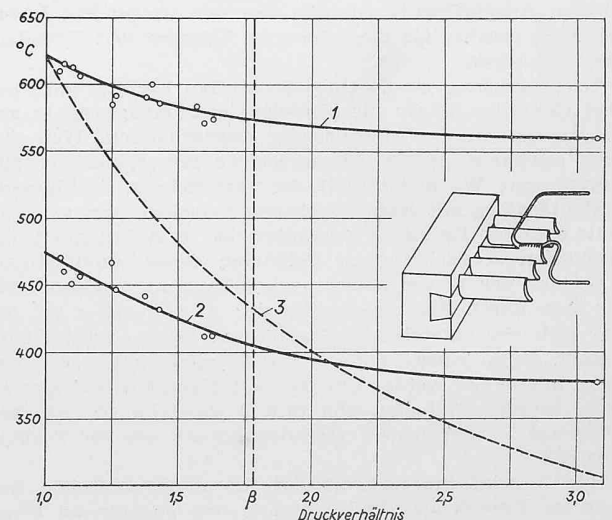


Bild 5. Gemessene Temperaturen an Schaufel-Eintritt von Gasturbinen in Funktion des Verhältnisses der Drücke vor und nach der Expansionsdüse (Schaufelgitter-Versuche vom Januar/Februar 1914.)

- 1 Gemessene Gastemperatur vor der Expansionsdüse
- 2 Gemessene Temperatur der angeströmten Schaufel-Eintrittskante
- 3 Berechnete Gastemperatur bei Schaufeleintritt bei ideeller adiabatischer Expansion in der Düse
- $\beta$  Kritisches Druckverhältnis



prüfte, bezeichneten eine Ausführung ins Grosse als aussichtslos und unmöglich. Sie sagten, dass die hohen Gastemperaturen bei einer solchen Ausführung von den Schaufeln und Radscheiben der Turbinen nicht ertragen würden. Auch schwere Bedenken in bezug auf die Brennkraftzylinder und -kolben, die Auslassventile, die Kurbel- und Kolbenlager usw. führten 1915 zur Ablehnung des damaligen Vorschlages, eine vollständige, selbst nach heutigen Begriffen noch sehr hoch aufgeladene 2000-PSe-Prototyp-Anlage mit einem Ladeverhältnis von 3,5:1 zu bauen.

Dieser Vorschlag war so gedacht, dass entweder nur der Dieselmotor allein Leistung nach aussen abgab und die Abgasturbine nur den Ladeverdichter antrieb, oder dass die Abgasturbine auch einen Teil ihrer Leistung nach aussen abgeben konnte. Bild 6 zeigt Schnitte durch den damals in allen Teilen berechneten, durchkonstruierten und vom fachmännischen Standpunkt aus durchaus gesund aussehenden Dieselmotor. Der Motor war mit Kreuzköpfen ausgerüstet, um den verhältnismässig kleinen Kolben durch jegliche Seitendrücke zu entlasten und günstige Reibungs-, Abdichtungs- und Betriebsverhältnisse zu erzielen. Er war für Höchstdrücke von 120 kg/cm<sup>2</sup> konstruiert. Dies gab durch wenig Erkenntnis und Objektivität gehemmten Kritikern Veranlassung, zu raunen — um dabei auch gleichzeitig auf die militärische Tätigkeit des Verfassers anzuspielen — «der Büchi wolle aus dem Dieselmotor eine Kanone machen»!

Bei 360 mm Zylinderbohrung und 335 mm Kolbenhub hätte diese Sechszylindermaschine bei 480 U/min eine effektive Leistung von 2000 PSe abgeben sollen. Dies hätte bei Normallast einem effektiven Mitteldruck von 18,4 kg/cm<sup>2</sup> entsprochen. Es blieb ein Traum, und erst die jetzige Zeit hat endlich nach und nach die Abgasturboaufladung auf eine solche Stufe getrieben, auf der die zu oft, aber so vielfach zu Unrecht geschmähte, jedoch trotzdem allein höchste Wirtschaftlichkeit und andere Vorteile verbürgende Kolbenbrennkraftmaschine in entsprechend gebauter Kombination und Form aufs neue als überlegener Konkurrent auf dem Wärmekraftmaschinengebiet ihre dominierende Stellung in vielen Fällen wird behaupten können.

**6. Vorschläge für die weitere Verbesserung des Aufladeverfahrens**

Im ungebrochenen, durch die festgestellten Ergebnisse und die durchgeführten Studien begründeten Glauben wurde im Streben nach immer höheren Leistungssteigerungen und namentlich besseren Wärmeverhältnissen in den Brennkraftzylindern und der Abgasturbine als weitere Entwicklungsstufe die Arbeitsteilung zwischen Motor und Abgasturbine derart vorgeschlagen, dass der Druck während der Auslassperiode in der Brennkraftmaschine sich annähernd auf oder sogar unter den Druck der vorverdichteten Ladung erniedrigen liess. Dadurch sollten Druck und Temperatur der am Ende dieser Periode im Brennkraftzylinder verbleibenden Abgase so niedrig sein, dass die anschliessend eingeführte Ladung dadurch nur wenig erwärmt und von ihr ein grosser Teil möglichst unverändert aufgenommen würde. Ferner sollte, wenigstens im oberen Belastungsbereich, der Druck während der Auspuffperiode in der Brennkraftmaschine unbedingt niedriger sein als derjenige der vorverdichteten Ladung. Dieser Ueberdruck sollte dazu benützt werden, die Kraftzylinder mit neuer Ladung zu spülen und die diesbezüglichen Vorteile zu gewinnen (DRP 454 107).

Es wurde damals (1915) auch schon eine Unterseeboots-Anlage nach diesem Arbeits- und Spülverfahren mit zwei Sechszylindermotoren von total 4000 PSe Leistung mit Hochdruck-Abgasturboaufladung durchkonstruiert und zur Ausführung empfohlen. Bei dieser Anlage, die auf Bild 7 dargestellt ist, war für beide Motoren eine gemeinsame, mehrstufige Abgasturbine vorgesehen, die einen mehrstufigen Axial-Aufladekompressor direkt antrieb.

Um die Prioritäten bezüglich der Abgasturboaufladung von Brennkraftmaschinen richtig darzustellen, verdient hier

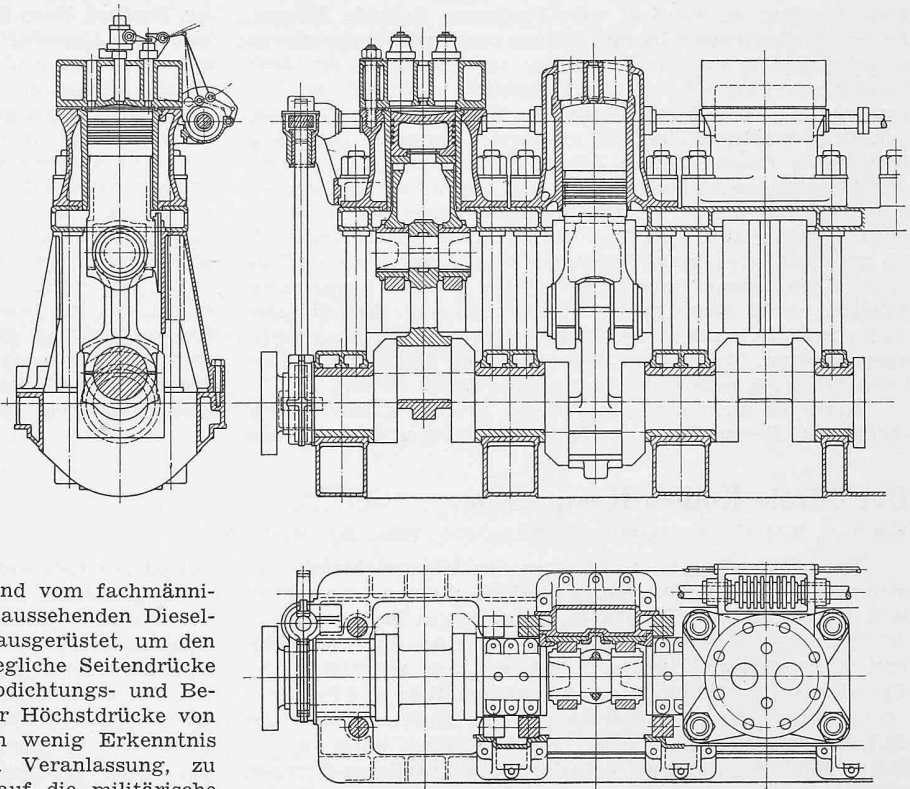


Bild 6. Schnitte durch einen Sechszylinder-Dieselmotor mit Abgasturboaufladung von 2000 PS (Vorschlag 1915). Ladedruckverhältnis 3,5:1, maximaler Verbrennungsdruck 120 at, 6 Zylinder, 360 mm Bohrung, 335 mm Hub, 480 U/min. Masstab 1:40.

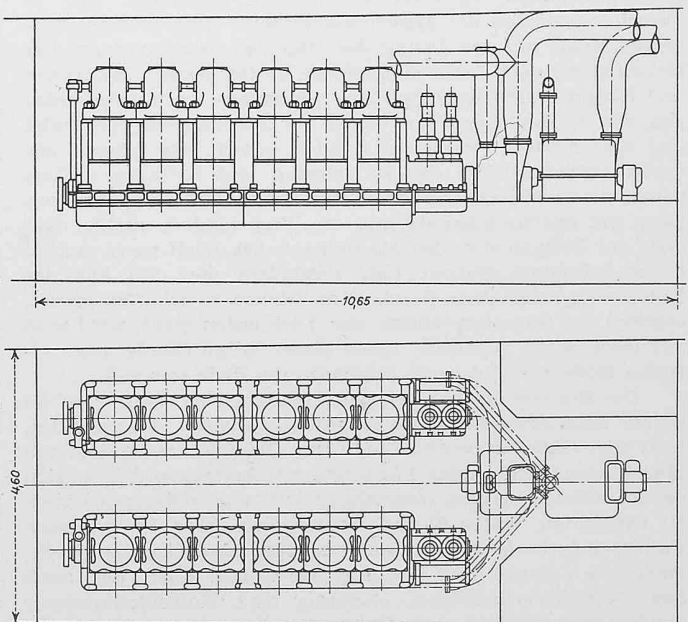
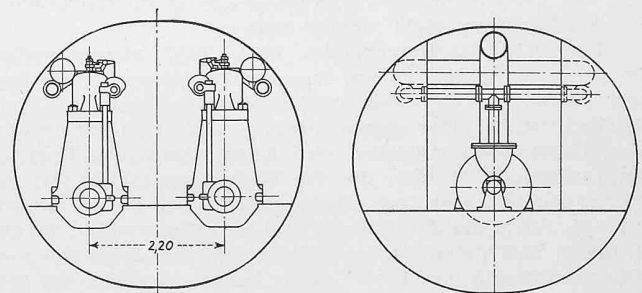


Bild 7. Vorschlag einer Unterseeboot-Dieselmotoranlage von 4000 PS aus dem Jahre 1915. Masstab 1:120. Oben links Stirnsicht der Motoren, rechts Abgasturboaufladegruppe mit Gasleitungen.

noch erwähnt zu werden, dass Professor Auguste Rateau, Paris, der durch seine Dampfturbinen und Turbokompressoren sehr bekannt geworden ist, und der auch bezüglich der Aufladung von Flugmotoren öfters genannt wird, sich im Dezember 1916 eine Vorrichtung zur Erhöhung der Leistung von Brennkraftmaschinen in Frankreich schützen liess. Das betreffende Patent, dessen Schutz sich — weil das Prinzip der Abgasturboaufladung bereits seit langem bekannt war — nur auf die darin vorgeschlagenen Regelarten beziehen konnte, wurde aber erst Ende August 1921 bekanntgemacht. Es sollen aber im ersten Weltkrieg bereits mit Benzin arbeitende Explosionsmotoren versuchsweise mit den Abgasturbo-gebläsen seiner Firma ausgerüstet worden sein. Eine Spülung und damit verbundene Leistungssteigerung war aber nicht vorgeschlagen. Bei solchen, Benzingemisch ansaugenden Motoren hätte sie auch nicht angewandt werden können.

Auch die amerikanische General Electric Company, ein damaliger Lizenznehmer von Rateau, hat unter Führung von

Dr. Sanford Moss Ende des ersten Weltkrieges auf dem Gebiet der Abgasturboaufladung für Benzin-Flugmotoren gearbeitet. Diese Aufladung arbeitete eigentlich nur im Nebenstrom (By-pass) auf die Abgasturbine, wenn extreme Leistungsbedingungen erfüllt werden mussten. Sie hatte deshalb die erschwerenden Bedingungen für andauernde Leistungsabgabe, wie sie für stationäre, Schiffs- und Lokomotivanlagen gefordert werden müssen, nicht zu erfüllen. Es handelte sich also sowohl um ein ganz spezielles Anwendungsgebiet und auch um eine nur vorübergehende, besondere Anwendungsart. Im normalen Flug arbeitete die Abgasturboaufladung eigentlich nicht; die Abgase traten vom Motor aus direkt ins Freie. Viel später ist die gleiche Firma zur Grossanwendung dieser Abgasturboaufladung bei den Triebwerken der grossen amerikanischen Bomber gekommen, von denen während des zweiten Weltkrieges eine grössere Anzahl in unserem Land niedergehen musste.

Fortsetzung folgt

## Der ölfreie Kolben-Kompressor

Von F. O. WALTI, Oberingenieur der Firma Gebr. Sulzer AG., Winterthur

DK 621.512

Der Kolbenring ist wohl eines der ältesten Maschinenelemente. Er gehört zur Kolbenmaschine wie das Schwungrad und der Kurbeltrieb. Drücke bis zu mehreren hundert Atmosphären liegen in seinem Bereich. Da er in der Regel elastisch und selbstspannend ist, schmiegt er sich selbsttätig der Zylinderwand an. Allerdings muss zwischen Ring und Zylinderwand ein gewisser Anpressdruck aufrecht erhalten werden. Die dadurch verursachte Reibung und Abnutzung kann in der Regel durch angemessene Schmierung in tragbaren Grenzen gehalten werden. Trotzdem wird jeder Kolbenring mit der Zeit aufgebraucht; je wirksamer geschmiert wird, je besser man versteht, auf der Zylinderwand einen intakten Oelfilm zu unterhalten, um so länger wird der Ring seinen Dienst versehen. Der Oelfilm bietet ausserdem den Vorteil, dass Unebenheiten der dichtenden Flächen weitgehend ausgeglichen werden, und somit nicht allzu hohe Ansprüche an die Genauigkeit der Ausführung gestellt werden müssen.

Leider ist das Ringproblem noch nicht restlos gelöst. Immer wieder kommt es vor, dass ein gegebener Kolbenring, der sich in einer bestimmten Maschine unzählige Male bewährt hat, bei einer andern Anwendung durch übernormalen Verschleiss vorzeitig zerstört wird. Schon viele schöne Theorien sind aufgestellt worden, die das Kolbenringproblem zu erfassen suchten, aber fast ebenso viele haben in der Praxis versagt. Allerhand Spezialringe sind erfunden worden, die alle in einem begrenzten Anwendungsbereich und unter gewissen Voraussetzungen ihre Berechtigung haben, aber über das Stadium des Probierens, des Tastens ist man trotzdem noch kaum hinausgekommen. In wissenschaftlichen Instituten und in Forschungsstätten der Maschinenindustrie wird intensiv weitergeforscht, um der Tücke des Objektes beizukommen. Die Entwicklung geht dabei vielfach im Kreise herum: Ringtypen und Ringgruppierungen werden «erfunden» und vorgeschlagen, die in ähnlicher Form schon vor Jahrzehnten verwendet und später wieder verlassen worden waren. Wir müssen uns damit abfinden, dass das Rätselraten und Erfinden weitergehen wird und dass wir uns in der Praxis mit Kompromissen aller Art durchschlängeln müssen. Das hindert nicht, dass man auf Teilgebieten des Maschinenbaues auch nach radikal neuen Lösungen gesucht hat. Besonders dort, wo uns der Kolbenring nicht allein durch seine Tücken zu schaffen macht, sondern das Schmierproblem zur Diskussion steht, wird man auf neue Wege gewiesen. Einer dieser Wege führte zum ölfreien Kolben, von dem im folgenden die Rede sein soll.

Die Brauereien und Lebensmittelindustrien hatten schon immer nach einer Maschine Ausschau gehalten, die gestattet, Luft oder Gase zu verdichten, ohne Oel oder einen lästigen Maschinengeruch an das Fördergut zu übertragen. Wo es sich darum handelt, grosse Gasmengen auf nur mässigen Druck zu verdichten, bieten Turbokompressoren oder in gewissen Fällen einfache Balgmaschinen oder Kapselgebläse die zweckmässigste Lösung. Das ganze grosse Gebiet aber, das nach den Betriebsverhältnissen eindeutig dem Kolbenkompressor gehört, kann nur mit einer Kompressorbauart gemeistert werden, die ohne Oelschmierung und ohne Kolbenringe auskommt. Diesem Umstand verdankt der ölfreie Kompressor seine Entstehung. Bei ihm sind Kolben und Kolbenstange mittels berüh-

rungslosen Labyrinthdichtungen reibungsfrei abgedichtet und vermögen daher vollkommen trocken zu arbeiten.

Die Labyrinthwirkung beruht bekanntlich darauf, dass dem Gasstrom, der sich im Spaltraum zwischen Kolben und Zylinderwand bildet, so viel Widerstand in Gestalt einer grossen Folge von Drosselstellen entgegengesetzt wird, dass die durchfliessende Menge in tragbaren Grenzen bleibt. Dass auch diese Dichtungsart eine Kompromisslösung darstellt, indem selbst das beste Labyrinth die Durchströmverluste nicht restlos zu unterbinden vermag, ist selbstverständlich. Durch theoretische Untersuchungen und praktische Messungen kann aber gezeigt werden, dass sich in sehr vielen Fällen die Verlustkurve des Labyrinthes derjenigen des Kolbenringes stark nähert.

Ueber die Drosselwirkung von Labyrinth liegen bereits grundlegende Erkenntnisse vor. Man weiss, dass bei einer geraden Labyrinthdichtung von gegebener Länge der Gasverlust mit der Erhöhung der Anzahl Drosselstellen zunächst stark abnimmt, um nach Ueberschreiten der günstigsten Anzahl praktisch konstant zu bleiben oder sogar wieder leicht anzusteigen. Wenn uns dabei gleichzeitig infolge Wegfalls der Kolbenreibung, die je nach Maschinenbauart und Grösse 5% und mehr ausmachen kann, eine Leistungsparsnis sowie eine Verlängerung der Lebensdauer in den Schoss fällt, so kann die Totalbilanz leicht zu Gunsten der Labyrinthmaschine, also des ölfreien Kompressors, ausfallen. In wirtschaftlicher Hinsicht sind ausserdem die Oelersparnis und der geringere Verbrauch an Ersatzteilen in Betracht zu ziehen.

Die Fabrikation des ölfreien Kompressors ist um die Mitte der dreissiger Jahre durch die Firma Gebrüder Sulzer auf breiter Basis aufgenommen worden. Die theoretischen Grundlagen hat man zunächst durch Versuche am stationären Objekt geschaffen. Die Versuchseinrichtung ist auf Bild 1 dargestellt. In den Zylinder 1, der über die ganze Länge mit Druckmessstellen  $p_1$  bis  $p_7$  versehen war, wurden labyrinthtragende Kolben 2 mit verschiedenen Labyrinthformen (Profile 1 bis 5) und verschiedenem Spiel  $s$  gesetzt und damit der Druckabfall und die Durchströmverluste unter verschiedenen Voraussetzungen ermittelt. Die Einrichtung war so getroffen, dass der Druckverlauf über die ganze Länge des Kolbens registriert werden konnte. Durch Aendern des Druckes, des Kolbenspiels  $s$  und der Labyrinthform wurde versucht, die günstigsten Verhältnisse herauszufinden.

Die Ergebnisse sind in den Kurvenscharen der Bilder 2a und 2b zusammengetragen. Wie zu erwarten war, zeigte es sich, dass die Verluste sehr stark vom Spiel  $s$  abhängen. Wie weit dieses Spiel in Wirklichkeit verkleinert werden darf, konnte aber der Versuch am stationären Objekt nicht zeigen; die Grenzwerte mussten nachträglich durch Messungen an der Maschine selber ermittelt werden. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Form des Labyrinths verhältnismässig wenig Einfluss auf den Drosseleffekt ausübt und dass als günstiges und zugleich leicht herzustellendes Profil dasjenige eines möglichst feinen Dreiecks, das etwa in Form eines feinen Schraubengewindes in die Kolbenwand eingeschnitten wird, in Betracht kommt.

Bei der Entwicklung des ölfreien Kompressors ging man