

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 66 (1948)  
**Heft:** 21

**Artikel:** Die Gasturbinen-Versuchsanlage der Maschinenfabrik Oerlikon  
**Autor:** Karrer, W.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-56719>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 16.03.2025

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

## Die Gasturbinen-Versuchsanlage der Maschinenfabrik Oerlikon

DK 621.438.0014

Von Dipl. Ing. W. KARRER, Zürich

### 1. Allgemeine Anordnung

Nachdem die erste Entwicklungsetappe der Oerlikon-Versuchs-Gasturbinenanlage nach längerer Betriebsdauer zu einem gewissen Abschluss gelangt ist, dürfte es sich rechtfertigen, ihre charakteristischen Merkmale kurz zu beschreiben. Die Anlage arbeitet nach dem Prinzip des offenen Kreislaufs; sie ist für eine Leistung von 1000 kW an der Kupplung gebaut und weist für den Kompressor und den Generator getrennte Antriebsturbinen auf. Die Hochdruckturbine (in Bild 1 links des Schaltpultes) treibt den Generator, die Niederdruckturbine (rechts des Schaltpultes) den Kompressor (rechts aussen). Der Wärmeaustauscher liegt unterhalb der Kompressorgruppe, die Brennkammer unterhalb der Generatorgruppe, Bild 2. Die Aufteilung der Turbine in einen HD- und einen ND-Teil brachte verschiedene Vorteile (Entwicklungs- und versuchstechnischer Art (Regulierung, Zwischenverbrennung usw.).

Der Strömungsweg der Gase kann auf Bild 2 verfolgt werden. Die durch die vertikale Saugleitung von oben eingeleitete Frischluft wird vom dreistufigen, mit Zwischenkühlern versehenen Radialkompressor auf etwa 3,8 ata verdichtet, übernimmt im Wärmeaustauscher einen Teil der Abgaswärme, wodurch ihre Temperatur auf etwa 300° C ansteigt und verwandelt sich alsdann in der Brennkammer zu luftüberschussreichen Verbrennungsgasen von hoher Temperatur. Diese gelangen durch die vertikale Steigleitung mit etwa 550° C

in die Hochdruck- und anschliessend mit etwa 480° C in die Niederdruck-Turbine. Der Zwischendruck zwischen den beiden Turbinen beträgt 2,5 ata. Die Abgase der Niederdruckturbine kühlen sich im Wärmeaustauscher auf etwa 140° C ab und verlassen die Anlage zum Teil durch den Schornstein. Der andere Teil wird im Dampfkessel der Fabrik als Brennluft verwendet; die frische Brennluft des Kessels wird hierbei vollständig durch die Abgase ersetzt, sodass die Ventilatoren für die Primär- und Sekundärluft stillgelegt sind.

### 2. Der Kompressor

Die Verwendung eines Radialkompressors in einer stationären Gasturbinenanlage ist bisher hauptsächlich wegen seines geringen Wirkungsgrades nicht in Frage gekommen. Zwar besteht physikalisch kein Grund dafür, dass Radialkompressoren wirkungsgradmässig den Kompressoren mit axialer Bauart unterlegen sein müssten; im Gegenteil, ist doch nach dem bekannten Gesetz von Bernoulli die pro Stufe erzeugte Druckhöhe:

$$(1) \quad \Delta H = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

wobei nach Bild 3  $c_1, c_2, w_1, w_2, u_1, u_2$  die absoluten, relativen und Umfangs-Geschwindigkeiten am Eintritt (1) und am Austritt (2) des Rades darstellen. Beim Axialkompressor fällt wegen  $u_1 \cong u_2$  das dritte Glied weg, nicht aber bei der radialen Bauart, wo es einen wesentlichen Beitrag gibt. Der Stufendruck eines Radialkompressors ist daher leichter auf höhere Beträge zu bringen, als beim axialen. Man wird ferner feststellen, dass das Hinzufügen des dritten Gliedes an sich keine Herabsetzung des Wirkungsgrades mit sich bringen muss, da ja der Strömungsweg und die Strömungsgeschwindigkeiten im Rad des Zentrifugalkompressors keineswegs im gleichen Verhältnis wie die Stufendruckhöhen grösser werden müssen. Die radiale Maschine sollte daher trotz wesentlich höherem Stufendruck mindestens gleichen Wirkungsgrad erreichen können wie die axiale.

Wenn das bisher im allgemeinen nicht der Fall war, so lag der Grund vor allem darin, dass die Umwandlung der Austrittsenergie ( $c_2^2/2g$ ) in Druckenergie — eine Verwandlung, die bekanntlich im Stator erfolgen muss — mit allzu grossen Verlusten verbunden war.

Dies geht eindeutig aus einer Versuchsreihe hervor, die die Maschinenfabrik Oerlikon im Laufe ihrer Entwicklungsarbeiten am Kompressor durchführte: Unter Beibehaltung des selben Rades wurde das Gehäuse eines Versuchsgebläses systematisch verbessert. Bild 6 zeigt für drei verschiedene Gehäuse bei gleichem Rad die Wirkungsgrad- und die Druck-Kurven. Die Verbesserung des Gehäuses wurde durch Aufteilen der am Umfang des Rades angeord-

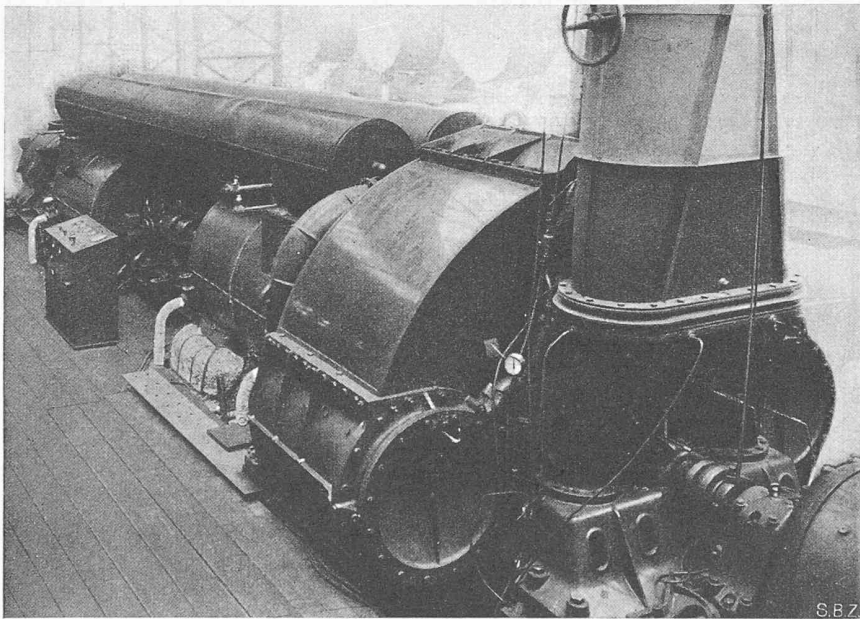


Bild 1. Gasturbinen-Versuchsanlage der Maschinenfabrik Oerlikon

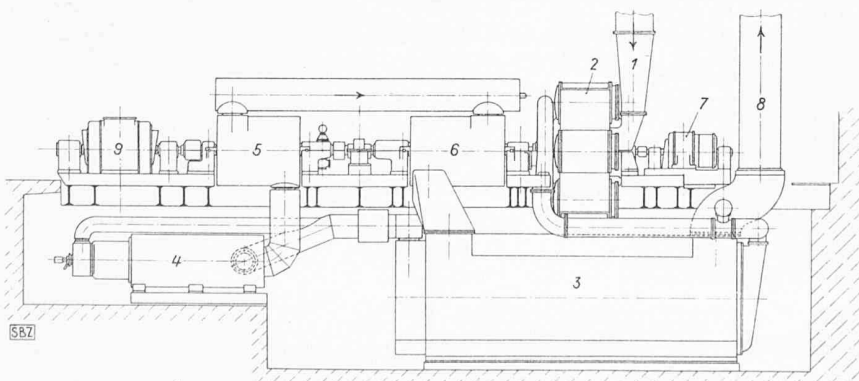


Bild 2. Gesamtanordnung: 1 Saugleitung, 2 Kompressor, 3 Austauscher, 4 Brennkammer, 5 HD-Turbine, 6 ND-Turbine, 7 Anwurfmotor, 8 Kamin, 9 Generator

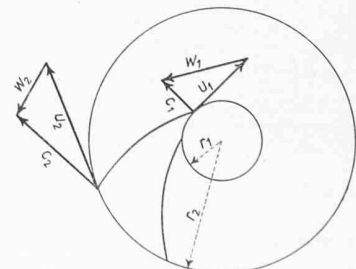


Bild 3. Geschwindigkeit am Laufrad des Kompressors

neten Spirale in vier Sektoren und Anschliessen je eines Diffusors an jeden Sektor erzielt (vgl. z. B. Schnitt B-B in Bild 8). Nachdem auf diese Weise der Wirkungsgrad von 76 % auf 88 % (Bild 6) erhöht werden konnte, war eindeutig erwiesen, dass der feststehende Teil des Radialkompressors und nicht der rotierende der Sitz der hauptsächlichsten Verluste ist. Mit Hilfe dieser Erkenntnis gelang es der Maschinenfabrik Oerlikon, für die Gasturbinenanlage einen Kompressor

zu bauen, dessen adiabatische Stufenwirkungsgrade sich mit denjenigen eines Axial-Kompressors gleicher Gesamtdruckhöhe vergleichen lassen, und der zudem noch den Vorteil bietet, die Wasserkühler innerhalb der Maschinen, und zwar unmittelbar nach jeder Stufe, anzuordnen. Beispielsweise wurden an der ersten Stufe des Versuchskompressors folgende Zustände gemessen: Eintritt: 0,990 ata, 20,2° C; Austritt 1,618 ata, 70,1° C; Druckverhältnis 1,63. Aus diesen Zahlen berechnet sich der adiabatische Wirkungsgrad zu 87,7 %.

Kompressoren verschiedener Bauart müssen bei gleichem Druckverhältnis miteinander verglichen werden. Zweckmässigerweise wählt man als charakteristische Gütezahl den polytropischen Wirkungsgrad<sup>1)</sup>:

$$\eta_{p,i} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\ln p_2/p_1}{\ln T_2/T_1}$$

der für die fragliche Kompressorstufe mit den oben angeführten Zahlen 88,2 % beträgt.

Für den ganzen Kompressor ergäbe sich auf Grund dieser Stufenwirkungsgrade ein innerer adiabatischer (isentropischer) Wirkungsgrad von etwa 86 %, und ein Gesamtwirkungsgrad von über 84 %, wobei in diesem Wert alle (auch die

<sup>1)</sup> SBZ 1947, Nr. 47, S. 637\*.

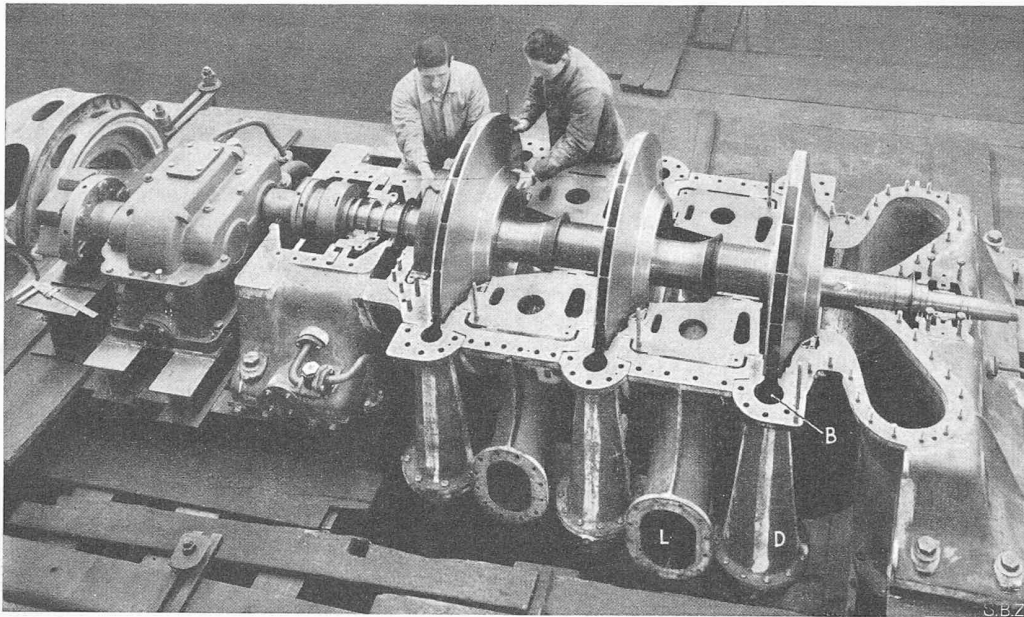
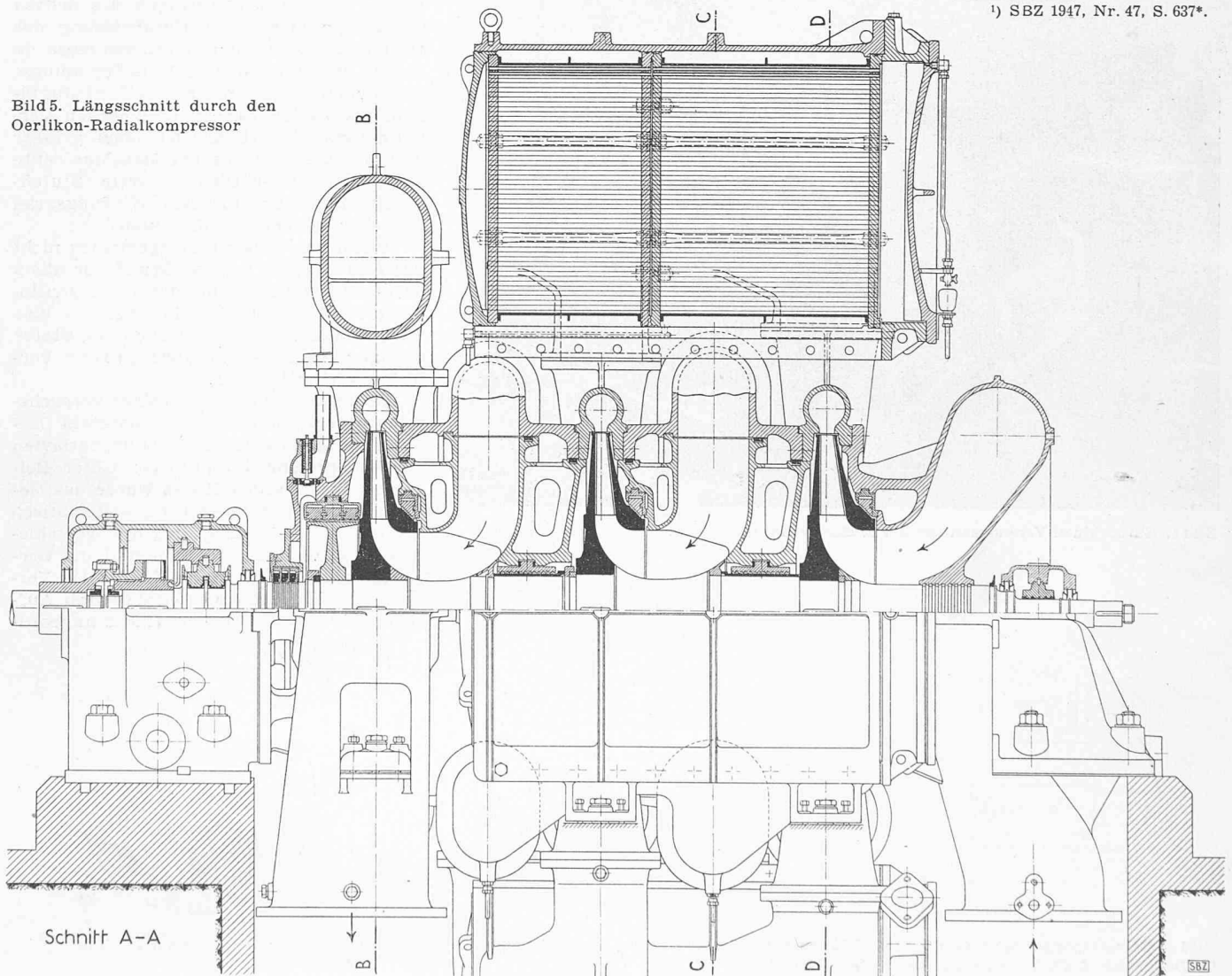


Bild 4. Kompressor-Unterteil mit Rotor

Bild 5. Längsschnitt durch den Oerlikon-Radialkompressor



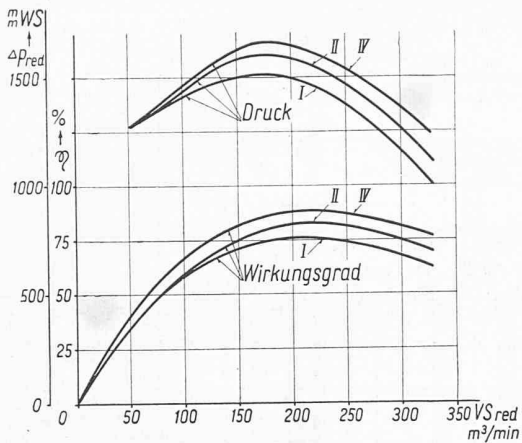


Bild 6. Stufenwirkungsgrad und Drucksteigerung des selben Laufrades bei verschiedenen Gehäuseformen

mechanischen) Verluste eingeschlossen sind. Infolge der Kühlung beziehen wir aber den Wirkungsgrad in üblicher Weise nicht auf die Adiabate, sondern auf die Isotherme. Der isothermische Wirkungsgrad des Oerlikon-Kompressors ist aus Bild 7 ersichtlich. Bei der Nennzahl von 4500 U pro min und der optimalen Fördermenge von 680 m<sup>3</sup>/min liegt er bei etwas über 74 %; bei kleineren Drehzahlen steigt er bis gegen 80 %.

Diese isothermischen Wirkungsgrade des Oerlikon-Radialkompressors sind nicht etwa nur auf die dreistufige Versuchsausführung beschränkt, sondern lassen sich, wie eingehende Studien gezeigt haben, bis zu Drücken verwirklichen, die ein Mehrfaches des Druckes des Versuchskompressors betragen. Auf die Bedeutung dieser Feststellung für Gasturbinenanlagen höherer Leistungen wird am Schluss hingewiesen.

Die konstruktive Durchbildung des Kompressors geht aus den Bildern 4, 5, 8 und 9 hervor. Bild 4 zeigt das abgedeckte Gehäuse mit den drei Laufrädern, deren Schaufeln mit zahlreichen Nieten an den Trag- und Deckscheiben befestigt sind. Dort sind auch die rückwärts gebogenen Schaufeln, die Deckscheiben sowie die Dichtungsringe an Welle und Scheiben ersichtlich. Die zur Abdichtung verwendeten Kohlerringe sind im Gehäuse gelagert. Die Form der Schaufeln ergibt die auf Bild 3 dargestellten Geschwindigkeitsdreiecke: der Reaktionsgrad ist verhältnismässig hoch, nämlich rd. 65 %. Würde man die Schaufeln radial stellen oder nach vorwärts krümmen, so könnte das Stufendruck-Verhältnis noch bedeutend

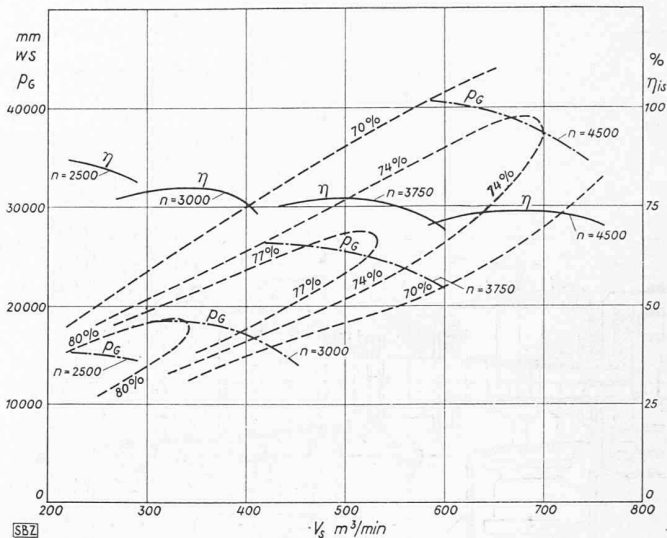


Bild 7. p-V-Linien und isothermische Wirkungsgrade des Oerlikon-Radialkompressors

über den Wert von 1,6 gehoben werden. Die Luft verlässt die Räder mit einer Absolutgeschwindigkeit von annähernd 200 m/s und tritt mit dieser in die vier Sektorräume des Gehäuses ein. In Bild 4 ist an jeder Stufe je eine Öffnung B erkenntlich, die einen Schnitt durch je einen Sektorraum darstellt (siehe auch Bild 8). In deren Verlängerung nach unten schliesst an jeden Sektorraum ein Diffusor D an; zwischen je zwei solchen Diffusoren sind zwei Ueberströmleitungen L teilweise zu erkennen, durch die die Luft dem Laufrad der nächsten Stufe zugeleitet wird.

Die kurzen, strömungstechnisch vorteilhaften Verbindungen zwischen Laufradaustritt und den Diffusoren bieten die besten Voraussetzungen für eine verlustarme Umwandlung der kinetischen Energie in Druckenergie. Am Austritt aus den vier Diffusoren herrscht nur noch eine geringe Luftgeschwindigkeit, sodass bei den Mischungs- und Umlenkvorgängen in der Sammelleitung weniger als 1 % des Stufendruckes verloren geht. Die Sammelleitung S der letzten Stufe führt in die Druckleitung der Anlage, die die Luft zum Wärmeaustauscher hinunter leitet. In den Zwischenstufen führt jeder Diffusor direkt in einen Wasserkühler und von da durch die Leitung L in den Saugraum der folgenden Stufe. Bild 9 zeigt die Verbindung der ersten mit der zweiten Stufe;

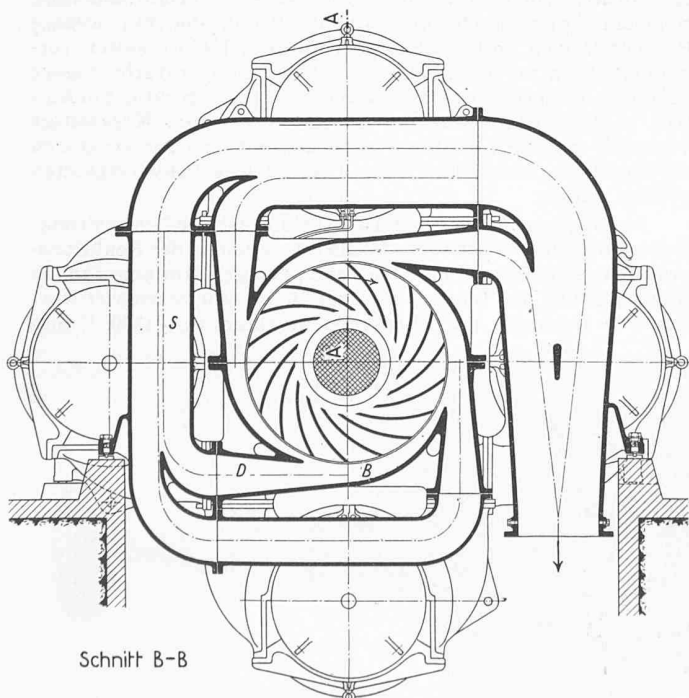


Bild 8. Querschnitt durch die dritte Kompressorstufe Halbe Grösse von Bild 5

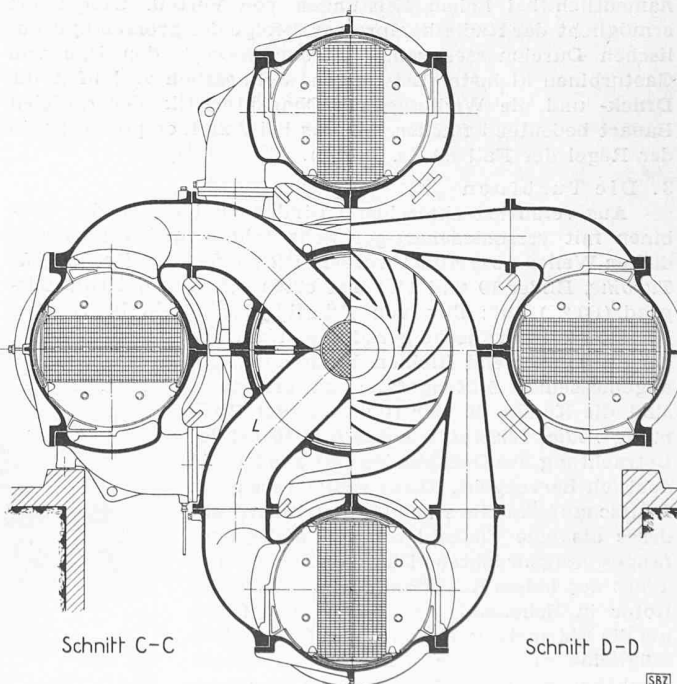


Bild 9. Querschnitt durch die erste Kompressorstufe (D-D) und die Ueberströmleitungen zur zweiten Stufe (C-C)

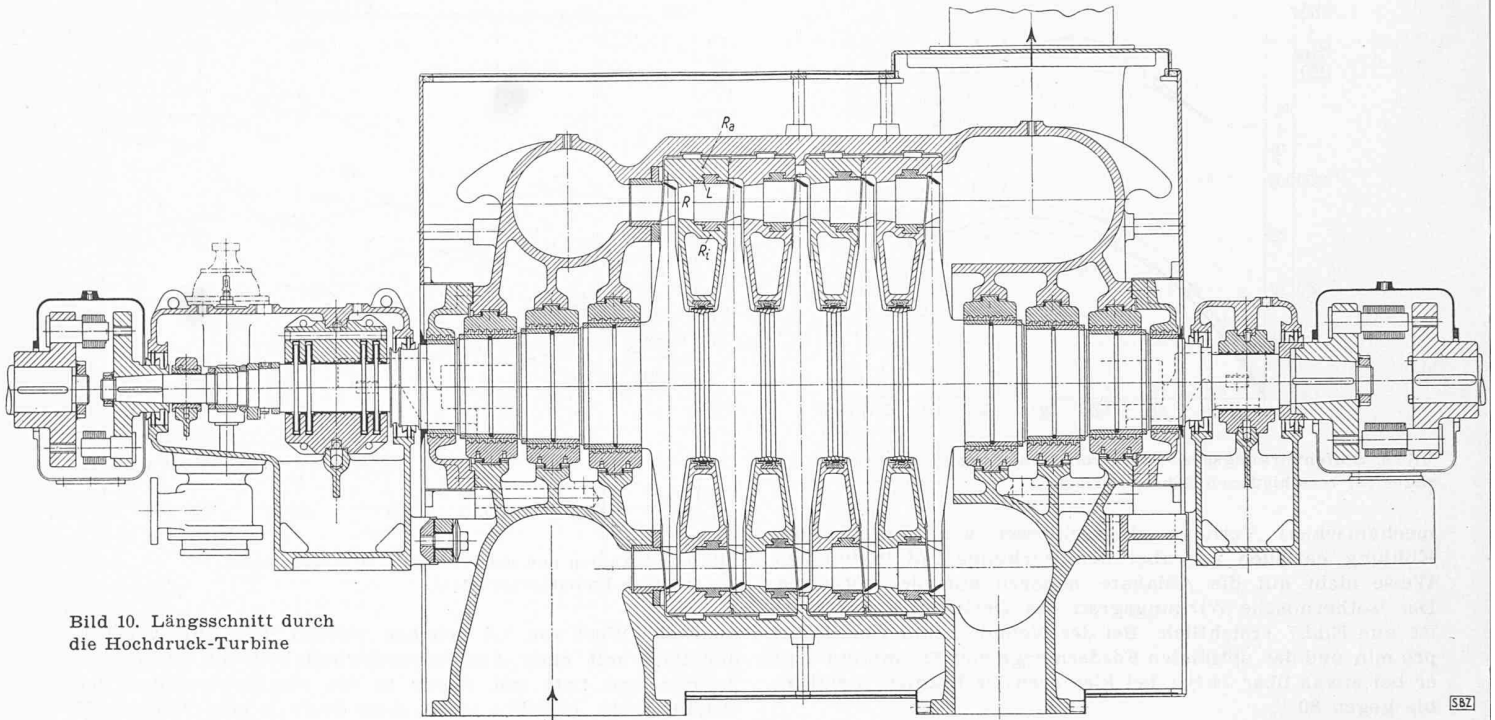


Bild 10. Längsschnitt durch die Hochdruck-Turbine

zwischen der zweiten und dritten Stufe würde sich ein entsprechendes Bild ergeben. Jeder der vier am Umfang angeordneten Kühler ist in der Längsrichtung in einen einzigen, alle Stufen umfassenden Apparat zusammengefasst, s. Bild 5. Selbstverständlich lässt sich die Stufenzahl (und damit der Druck) über drei hinaus vermehren, wobei die Kühler unter Beibehaltung der konstruktiven Anordnung lediglich verlängert werden müssen. In Bild 1 erkennt man die nach innen gewölbten Stirndeckel des vorderen und hinteren Kühlers, sowie Teile des vorderen und oberen Kühlers, während der untere nicht sichtbar ist.

Die getroffene Anordnung bietet verschiedene Vorteile: Maschine und Kühler bilden eine Einheit; durch Wegfall der Verbindungsleitungen verringern sich die Strömungsverluste; da nach jeder Stufe eine Kühlung vorgesehen werden kann, lässt sich eine nahe der isothermischen liegende Kompression verwirklichen, was sowohl die Gasturbinenleistung bezogen auf 1 kg stündlich umgewälzten Luftgewichts erhöht, als auch den Kompressorwirkungsgrad verbessert. Beides ist namentlich bei hohen Leistungen von Vorteil. Umgekehrt ermöglicht der Radialkompressor infolge der grossen hydraulischen Durchmesser seiner Strömungswege den Bau von Gasturbinen kleinster Leistungen. Schliesslich verlaufen die Druck- und die Wirkungsgrad-Charakteristik der radialen Bauart bedeutend flacher, als das bei Axialkompressoren in der Regel der Fall ist (s. Bild 7).

### 3. Die Turbinen

Aus versuchstechnischen Gründen sind die beiden Turbinen mit verschiedenartiger Schaufelung und verschieden dicken Wellen ausgeführt worden. Die fünfstufige *Hochdruck-Turbine*, Bilder 10 und 11, weist einen sehr hohen Reaktionsgrad (65 %) auf; ihre von Tragflügelschaufeln begrenzten Kanäle sind annähernd geradlinig. Um trotz der verschwindend kleinen Krümmung ein angemessenes Stufengefälle zu erreichen, sind die Kanäle in der Richtung der Strömung *radial verengt*, wie aus Bild 10 bei der Betrachtung des Deckbandes und aus Bild 11 deutlich hervorgeht. Diese radial verengten Laufschaufelkanäle stellen somit nichts anderes als eine Vielzahl von längs des Umfanges angeordneten Düsenantrieben dar. Trotz des hohen Reaktionsgrades wurde der Rotor in Scheibenkonstruktion ausgeführt, um die Wärmeträgheit der umlaufenden Teile möglichst zu verringern. Diese Scheibenkonstruktion ist im Prinzip von den Oerlikon-Dampfturbinen her bekannt, wo sie sich bestens bewährt hat; sie unterscheidet sich

jedoch von den Dampfturbinen-Rotoren in fabrikatorischer Hinsicht dadurch, dass die Scheiben mit der Welle aus einem Stück geschmiedet sind, während im allgemeinen die Dampfturbinenscheiben auf die Welle aufgeschraubt werden.

Die zweiteiligen Leiträder dichten infolge der Scheibenkonstruktion des Rotors an der Welle. Sie bestehen aus einem kräftigen Kranz und einem kastenförmigen Innenteil. Der Kranz besteht aus einem äusseren und einem inneren Ring,  $R_a$  bzw.  $R_i$ , die durch zahlreiche radial stehende Rippen  $R$  miteinander verbunden sind. Diese Rippen bilden den ersten Teil des Leitkanals. Innen folgen in der Strömungsrichtung die eigentlichen Laufschaufelkränze  $L$ , die mit T-förmigen Fortsätzen in den äusseren und inneren Ring eingreifen und etwa  $\frac{2}{3}$  der Leitkanalbreite ausfüllen. Diese Kränze enthalten die der Strahlführung dienenden Laufschaufeln. In der Bohrung des Innenteils ist die Wellenabdichtung eingesetzt. Die Welle der Hochdruckturbinen ist starr; die kritische Drehzahl liegt etwa 30 % über der Nennzahl. Gehäuse und Rotor der Hochdruckturbinen bestehen aus einem verhältnismässig schwach legierten Chrom-Molybdän-Stahl, der nur wenige Prozent Chrom enthält. Kriegsbedingte Schwierigkeiten verunmöglichten die Wahl eines für hohe Temperaturen besser geeigneten Baustoffes. Dies zwang, die Gastemperatur am Eintritt in die Turbine auf nur 550°C festzulegen. Kurzzeitige Versuche wurden allerdings auch mit höheren Temperaturen durchgeführt, ohne dass sich irgendwelche Schwierigkeiten gezeigt hätten.

Im Gegensatz zur Hochdruckturbinen ist die Niederdruckturbinen mit einer elastischen Welle ausgerüstet; der Reaktionsgrad der Schaufelung ist bedeutend geringer; auf eine radiale Einschnürung der Laufschaufelkanäle ist hier verzichtet worden. Die Drehzahl der Niederdruckturbinen von 4500 U/min

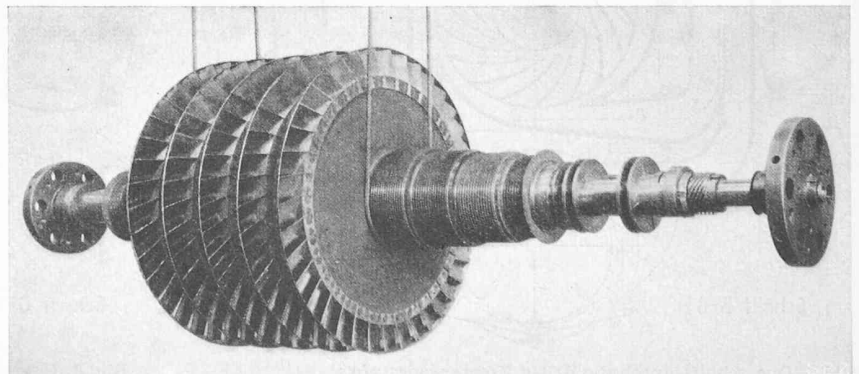


Bild 11. Rotor der Hochdruck-Turbine

wurde derjenigen des von ihr direkt angetriebenen Kompressors angepasst.

4. Uebrige Anlageteile

Die Brennkammer (Bild 13) und der Wärmeaustauscher (Bild 12) sind zum Teil ebenfalls nach neuartigen Gesichtspunkten entworfen worden. Der Wärmeaustauscher besteht aus gewöhnlichen, nahtlosen, in die Endböden eingewalzten Rohren. Die Druckluft tritt am einen Ende in den Austauscher ein, durchströmt das Innere der Rohre und verlässt den Apparat am entgegengesetzten Ende. Der ganze Apparat ist in zwei Pakete unterteilt, die parallel oder in Serie geschaltet werden können, weshalb auf Bild 12 zwei Eintrittsstutzen der Druckluft ersichtlich sind. Die Gase durchströmen den Wärmeaustauscher zwischen den Rohren in mehrfachem Kreuzstrom; besondere Führungsfügel, die auf Grund von Modellversuchen angeordnet wurden, tragen zu dem verhältnismässig kleinen Druckverlust bei, der z.B. auf der Gasseite weniger als 1% der im Kompressor erreichten Druckerhöhung ausmacht. Im Wärmeaustauscher wird die Druckluft um etwas mehr als 200°C aufgeheizt; der Wirkungsgrad des Wärmeaustauschers, wie er in Bild 14 definiert ist, liegt zwischen 75 und 80%. Die Brennkammer setzt sich aus einem Stahlgusszylinder (in Bild 13 rechts, unverschalt) und dem verschalteten Längszylinder aus Blech zusammen. Der Stahlgussteil umschliesst den eigentlichen Flammenraum, der verschaltete Teil den Führungs- und Mischraum der Gase. Die Oeffnung links stellt den Eintritt der nicht an der Verbrennung teilnehmenden, den Gasen nachträglich zugemischten Ueberschussluft dar; die Brennluft tritt am rechten Ende durch den in Bild 13 sichtbaren offenen Krümmer ein, der Brennstoff durch die kleine Vertikalleitung, deren Anschlussnippel am rechten Ende unten zu sehen ist. Das links neben dem Brennlufteintritt ersichtliche Vertikalrohr enthält die Zündeinrichtung.

Neu gegenüber den bekannten Gasturbinen - Brennkammern ist die Art der Brennstoffeinführung und die damit verbundene Regulierung des Brennstoffs. Bild 15 zeigt ein vereinfachtes Regelschema. Der Brennstoff wird zunächst durch die Pumpe 12 in einen Tank 10 gefördert, dessen Druck nur einige 100 mm Wassersäule über dem Druck liegt, der in der Brennkammer 3 herrscht. Ein mit einem Schwimmer betätigtes Ueberlaufventil 11 hält das Brennölniveau im

Tank 10 auf konstanter Höhe und zwar etwas tiefer als die Brennermündung. Zwischen Tank 11 und Brennkammer 3 liegt kein Regulierapparat; vielmehr gelangt der Brennstoff unter der Wirkung des Luftdruckes, der über dem Brennölniveau im Tank 11 herrscht, in die Brennkammer 3. Dieser Druck wird durch das Regulierventil 8 beeinflusst. Beigeschlossener Stellung des Ventils 8 herrscht über dem Brennöl der maximale Anlagedruck (Förderdruck des Kompressors 1), bei ganz offener Stellung des Ventils 8 der kleinere Druck vor der Turbine 4, der etwas niedriger ist als der Druck in der Brennkammer; in dieser Stellung kann somit kein Brennstoff gefördert werden. Zwischen den beiden genannten Extremstellungen kann reguliert werden. Das Ventil 8 wird automatisch vom Fliehkraftregler der Hochdruckturbinen aus gesteuert. Diese Brennstoffregulierung hat sich sehr gut bewährt. Ihre Hauptvorteile sind: Kleine Massen der regulierten Teile, grosse Brennstoffkanäle zwischen Tank 10 und Brennkammer 3 (Sicherheit gegen Verstopfen), sowie eine zusätzliche Sicherheit gegen Auslaufen von Brennstoff aus diesem Tank in die Brennkammer bei Stillstand der Anlage und gleichzeitigem Weiterlaufen der Brennstoffpumpe.

5. Bisherige Betriebsergebnisse

Im endgültigen Ausbau wird die Versuchsanlage alle jene Teile enthalten, die für Gasturbinenanlagen mit offenem Kreislauf und hoher Nutzleistung notwendig sind. Gegenwärtig fehlt hierzu nur noch die Zwischenbrennkammer. Die Versuchsanlage ist bei ihrem gegenwärtigen Ausbau schon über 3000 Betriebsstunden gelaufen. Während des grössten Teils dieser Laufzeit arbeitete sie auf das Netz der Stadt Zürich; sie hat insgesamt rund 1,7 Mio kWh erzeugt. Im Frühling 1948 wurde ein Dauerlauf mit Heizöl von grösserer Viskosität als bisher durchgeführt; die hierfür nötigen Ergänzungen haben sich im anschliessenden Dauerbetrieb gut bewährt.

Die Verwendung der Abgase als Brennluft im Dampfkessel der Fabrik erlaubt dort je nach der Temperatur der Abgase eine Kohlenersparnis von 5 bis 10%. Es wurden Dauerversuche mit Brennlufttemperaturen zwischen 100 und 200°C durchgeführt, die voll befriedigten. Dieses Verfahren eröffnet interessante Möglichkeiten für eine wirtschaftliche Betriebsführung von Heizkraftwerken.

7. Schlussbemerkungen

Gasturbinenanlagen bestehen, besonders bei hohen Leistungen, heute aus mehreren Maschinen und Apparaten. Die Entwicklung wird darnach trachten müssen, ihre Zahl und Grösse zu verringern. Dabei kann das Hauptgewicht auf eine Verkleinerung

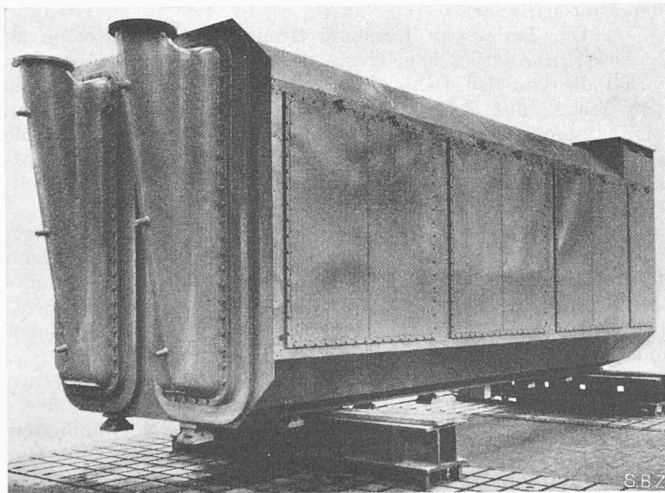


Bild 12. Wärmeaustauscher

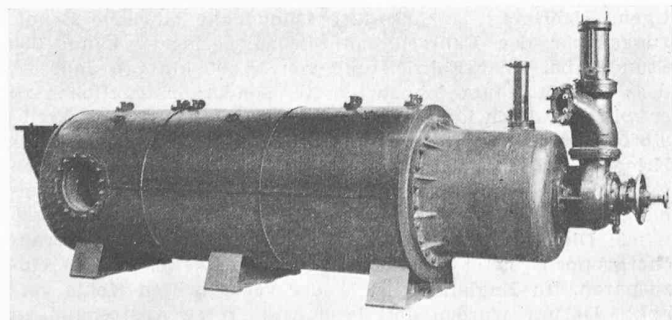


Bild 13. Brennkammer

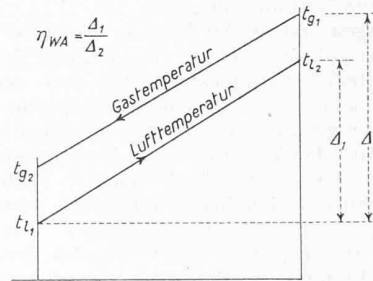


Bild 14. Zur Definition des Wärmeaustauscher-Wirkungsgrades

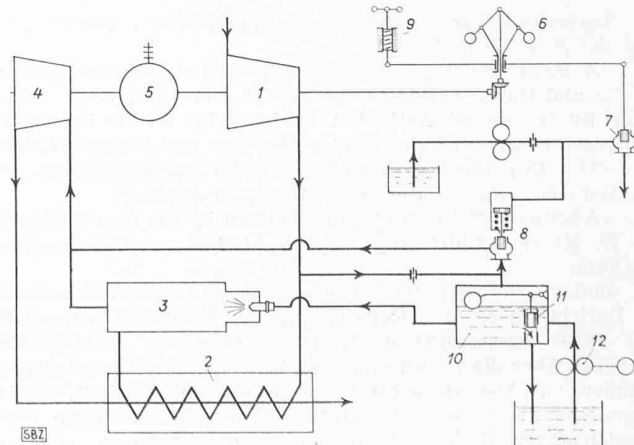


Bild 15. Vereinfachtes Regelschema

Legende: 1 Kompressor, 2 Austauscher, 3 Brennraum, 4 Turbine, 5 Generator, 6 Fliehkraftregler, 7 Steuerkolben, 8 Regulierventil, 9 Drehzahlverstellung, 10 Niveaufäss, 11 Niveauregulierung, 12 Brennstoffpumpe

entweder der rotierenden Maschinen gelegt werden, oder auf die der stationären Teile, speziell der Wärmeaustauscher.

Ein wirksames Mittel zur Verkleinerung der Austauschflächen ist beim offenen Kreislauf die Erhöhung des Druckverhältnisses. Dies setzt allerdings einen vom Druckverhältnis in weiten Grenzen unabhängigen isothermischen Wirkungsgrad voraus, d. h. eine Eigenschaft, die dem Oerlikon-Kompressor infolge seiner guten Kühlmöglichkeiten innewohnt. Eine Entwicklung, die das Hauptgewicht der Gasturbinen-

anlagen auf die Maschinengruppe verlegt, und dabei eine Reduktion der Wärmeaustauschflächen anstrebt, erscheint daher in Zukunft möglich. Wie weit man bei stationären Anlagen in dieser Richtung tatsächlich gehen kann, hängt allerdings noch von anderen Gesichtspunkten ab. Auf alle Fälle lässt aber die Einführung des Radialkompressors in die stationäre Gasturbinenanlage neue und interessante Entwicklungsmöglichkeiten voraussehen.

## Teiltagung der Weltkraftkonferenz über Brennstoff- und Energiewirtschaft

Von Dipl. Ing. E. H. ETIENNE, Bern

DK 0613 : 620.9

### I.

Die Weltkraftkonferenz hielt vom 2. bis 9. September 1947 im Haag ihre erste Nachkriegstagung ab. An dieser waren 33 Mitgliedstaaten der Weltkraftkonferenz vertreten. Sie wurde von rund 700 Teilnehmern, davon 200 Holländern, besucht. Neben E. H. Etienne, Sekretär des Schweizerischen Nationalkomitees der Weltkraftkonferenz, der an Stelle des verhinderten Präsidenten, Dir. E. Payot, Delegierter des Verwaltungsrates der Schweiz. Gesellschaft für elektrische Industrie, zum offiziellen Delegierten des Nationalkomitees bezeichnet wurde, war die Schweiz noch durch zwölf weitere Teilnehmer vertreten. Dank einer vorzüglichen Organisation und der bekannten holländischen Gastfreundschaft wickelte sich die ganze Veranstaltung mustergültig ab, trotz der gewaltigen Schwierigkeiten, die in einem vom Kriege sehr schwer heimgesuchten und namentlich während der Besetzungszeit vollständig ausgeraubten Lande zu meistern waren. Die feierliche Eröffnung der Tagung fand am 2. September im ehrwürdigen Rittersaal im Haag, die Fachsitzungen im Hotel Kurhaus, Scheveningen, statt.

### II.

Das technische Programm der Tagung umfasste:

A. Gewinnung der festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffe, Erzeugung der elektrischen Energie und der Atomenergie.

B. Uebertragung und Verteilung von festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffen sowie von Wärme.

C. Verwendung der einzelnen Energieformen in Industrie und Landwirtschaft, Haushalt und Gewerbe, Transportanstalten und insbesondere für die Raumheizung.

Die Generalberichte lagen erst an der Tagung selbst vor; die Fachberichte wurden jedoch bereits vor Beginn der Tagung im Druck den Teilnehmern zugestellt. Die von den Generalberichterstellern aus den Berichten gezogenen Schlüsse waren nicht immer geeignet, die Diskussion günstig zu beeinflussen. Die Führung der Verhandlungen hing darum weitgehend von der Gewandtheit der Präsidenten der Fachsitzungen ab. Hierbei zeichneten sich insbesondere die französischen Delegierten aus, sowie auch Dr. E. Steiner, Vize-Präsident des Schweiz. Energie-Konsumenten-Verbandes, dem der Vorsitz zu Programm Punkt C 2 «Energieverwendung in der Industrie und Landwirtschaft» anvertraut war.

### III.

Insgesamt wurden 75 Berichte eingereicht<sup>1)</sup>, hievon drei aus der Schweiz und zwar:

«A Steam-Saving Process for Benzole Extraction in Gasworks and Gas-Supplying Coke Works and for Solvent Recovery by means of Activated Carbon» by Dr. H. Deringer, General Manager of the Winterthur Gas and Water Works.

«The Dry Cooling of Coke in Coke and Gasworks» by W. Hersche, Eng. of Sulzer Brothers, Winterthur.

«Additional Sources of Output given by the Gas Turbine» by W. Karrer, Chief Eng. of the Ateliers de Construction Oerlikon.

Zudem wurden von den einzelnen Nationalkomitees 19 Berichte über die «Entwicklung der Brennstoffwirtschaft seit 1939» zusammengestellt. Diese enthalten interessante Angaben über die in den einzelnen Ländern getroffenen Massnahmen zur Ueberbrückung der Brennstoffknappheit, sowie allgemeine statistische Angaben. Ueber die einzelnen Diskussionsgegenstände sei folgendes auszugsweise wiedergegeben:

<sup>1)</sup> Das Berichtswerk der Teiltagung erscheint in drei Bänden oktav und kann beim Sekretariat des Schweiz. Nationalkomitees der Weltkraftkonferenz, Länggasstrasse 37, Bern, bestellt werden. Preis £ 10, zuzüglich Portospesen.

### A. Gewinnung der Energieträger

1. Ueber die mutmassliche Entwicklung der Kohlenversorgung gehen die Meinungen auseinander. Im allgemeinen wird, namentlich für die hochwertige Kohle, mit einer längeren Dauer der Knappheit gerechnet, nämlich mit 4 bis 20 Jahren. Die Aussichten für eine Steigerung der Kohlenförderung werden als gering betrachtet, da ein weiteres Sinken der Kohlenförderung pro Schicht erwartet und mit einem chronischen Bergarbeitermangel gerechnet wird. Ueberdies lassen sich die amerikanischen Mechanisierungs-Methoden nicht ohne weiteres auf die europäischen Gruben anwenden, weshalb auch bei der Intensivierung der Mechanisierung Schwierigkeiten zu erwarten sind. Neben allgemeinen Rationalisierungsmassnahmen in der Kohlenförderung wird empfohlen, dem Sortenproblem und der Verwendung niederwertiger Kohle die grösste Aufmerksamkeit zu schenken.

Bei den einzuschlagenden Sparmassnahmen bei den Kohlenverbrauchern wird vor Uebertreibungen gewarnt. Wohl lassen sich z. B. durch Anlage-Erneuerungen beachtliche Kohleneinsparungen erzielen, von denen jedoch ein Teil durch den zur Herstellung der Einrichtungen benötigten — je nach dem Einzelfall mehr oder weniger grossen — Brennstoffaufwand aufgehoben wird. Bei der Erörterung der auf dem Gebiete der Raumheizung zu erzielenden Brennstoffeinsparungen wurde das Hauptgewicht zu einseitig auf die Herabsetzung des Brennstoffverbrauches in den Heizeinrichtungen gelegt, obschon der Wärmeschutz der Gebäude ausschlaggebend ist. Es muss immer wieder darauf hingewiesen werden, dass — für unser Klima — bei der modernen Bauweise der Brennstoffverbrauch sich bis zu 30 % höher stellt als bei der älteren Bauart.

2. Der Bedarf an flüssigen Brenn- und Treibstoffen ist im starken Anstieg begriffen. Diese Entwicklung wird u. a. durch die von den Behörden vorgeschriebenen Umstellungen von festen auf flüssige Brennstoffe (wie z. B. den «Plan Monnet» in Frankreich) stark gefördert. Bisher konnte die Produktionsmöglichkeit dem Bedarf folgen und die eigentlichen Schwierigkeiten liegen bei den Transport-Einrichtungen.

Von besonderem Interesse sind die in Schweden entwickelten Verfahren für die Gewinnung von Schieferöl durch Verdampfen des Oeles mit elektrischer Aufheizung der Bohrlöcher. Hierzu werden etwa 6 kWh pro Liter Oel verbraucht. Die Gewinnung des einen Energieträgers geht also zu Lasten eines anderen.

Zum Problem der Einsparungen von flüssigen Brenn- und Treibstoffen wurde auf die Zusammenhänge in der Energiewirtschaft und auf die dadurch bedingte Notwendigkeit einer engeren Zusammenarbeit der Oelproduzenten und Maschinenfabriken hingewiesen. So sei es z. B. illusorisch, zur Erzielung von Treibstoffeinsparungen Fahrzeugmotoren für hochklopfeste Treibstoffe zu bauen, ohne den für die Treibstoffveredlung benötigten Energieaufwand zu berücksichtigen. Uebrigens sei die durchschnittliche jährliche Benützungsdauer der Fahrzeugmotoren so gering — kaum 300 Stunden bei einer Fahrleistung von 15 000 km pro Jahr —, dass es sich kaum lohnen dürfte, Sonderkonstruktionen zu entwickeln, deren kurzzeitige Verwendung nur geringe Treibstoffeinsparungen ermöglichen. In Notzeiten, wie während des Krieges, musste man zu aussergewöhnlichen Massnahmen greifen. Heute sollten die energiewirtschaftlichen Zusammenhänge wieder mehr berücksichtigt werden.

3. Die Kohlenverkokung, als eine der grössten Verbraucherguppen, bietet mannigfaltige Möglichkeiten, Kohle ein-zusparen. In England wird  $\frac{1}{4}$  der verbrauchten Kohle verkokt. Darum wurden dort besonders grosse Anstrengungen gemacht, um fühlbare Einsparungen zu erzielen. Das zu die-